



Universitatea
Transilvania
din Braşov

TEZĂ DE ABILITARE

Titlu: *Aplicații ale modelelor matematice parametrice și neparametrice, fundamentate pe date experimentale, în diagnoza și proiectarea autovehiculelor*

Domeniul: *Ingineria Autovehiculelor*

Autor: Conf. dr. ing. Marin-Stelian MARINESCU
Universitatea: Academia Tehnică Militară, București

BRAȘOV, 2024

CUPRINS

(A) Summary	3
(B) Realizări științifice, profesionale, academice și planuri de evoluție și dezvoltare a carierei	7
(B-i) Realizările științifice, profesionale și academice	7
Introducere - Sinteza activității științifice, didactice și academice	7
Capitolul 1 - Analiza vibrațională a organelor transmisiilor	29
1.1. Analiza spectrală (mono și polispectrală) a semnalelor provenite de la măsurători	31
1.2. Prelucrarea primară a semnalelor. Identificarea surselor de zgomot.....	33
1.3. Modele matematice bazate pe date experimentale.....	38
Capitolul 2 - Aspecte ale măsurării presiunilor	53
2.1. Prelucrarea primară a semnalelor. Identificarea surselor de zgomot.....	56
2.2. Model matematic parametric al evoluției unei presiuni în sistemul de frânare. Modele matematice generalizate.	62
Capitolul 3 - Modele matematice parametrice pentru simulări funcționale	65
3.1 Simulare conlucrare motor-hidroconvertizor și ridicare performanțe pentru prototipul de TAB 8x8 "SAUR 1" produs în România	66
3.2. Model matematic analitic clasic al comportamentului funcțional al unui hidroconvertizor din transmisia unui autovehicul de luptă	71
3.3. Model matematic obținut cu ajutorul mediilor de simulare, privind analiza funcționării unui hidroconvertizor pe timpul demarajului unui autovehicul de luptă	81
3.4. Model matematic analitic obținut cu ajutorul mediilor de simulare, privind funcționarea unei cutii de viteze planetare din transmisia unui autovehicul de luptă	85
3.5. Model matematic analitic obținut cu ajutorul mediilor de simulare, privind analiza dinamică a unui grup de angrenaje din transmisia unui autovehicul de luptă și implicațiile simplificării acestuia.....	91
Capitolul 4 - Modele matematice neparametrice pentru analize funcționale .	96
4.1. Grafice de recurență. Analiza de recurență a funcționării unui MAS cu injecție controlată electronic.....	96
4.2. Analiza de recurență a vibrațiilor de pe autovehiculele militare ..	100

Capitolul 5 - Verificarea prin simulare a parametrilor funcționali ai unor organe de autovehicul aflate în producție în vederea montării pe autovehicule noi	105
5.1. Parametrii capacității de frinare.....	105
5.2. Repartizarea forței de frânare la autovehiculul solo.....	115
5.3 Determinarea momentelor de frânare dezvoltate de frâna unei roți	119
Capitolul 6 - Simularea dinamicii longitudinale și determinarea performanțelor autoturismului Dacia Duster în varianta militarizată	123
Capitolul 7 - Sistem de observare video pentru autovehicule de luptă	131
(B-ii) Plan de dezvoltare a carierei	135
Capitolul 1 - Direcții de dezvoltare a activității didactice și profesionale.....	135
Capitolul 2 - Direcții de dezvoltare a activității de cercetare științifică	137
Capitolul 3 - Direcții de impulsioneare a colaborării instituționale din țară și străinătate	139
(B-iii) Bibliografie selectivă	141
ANEXA - Procedura de testare PI-252	

(A) SUMMARY

The habilitation thesis entitled *“Applications of the parametric and non-parametric mathematical models, based on experimental data, in automotive diagnose and design”* presents the main achievements within the domain of theoretical, experimental and applied research I have performed after being granted with the PhD degree in the Automotive Engineering. The PhD degree was granted to me on the basis of the PhD degree thesis entitled *“Considerations regarding the loop power flux within the transmissions of multiple-wheel driven vehicles of the MoD”* that I have defended in 1999 at the Military Technical Academy from Bucharest, Romania. According to article 69, paragraph (5), letter a) of the *Law of higher education no. 199 from 2023* and the prescriptions of the *Guide to structure an habilitation thesis* issued by CNACTDU, this thesis is structured as follows:

- Part A: Summary of the habilitation thesis
- Part B: Scientific and professional achievements, further career development perspectives
 - Preliminaries: *Overall view of scientific, didactic and academic activity*
 - Section (B-i): *Highlights of the scientific, didactic and academic activity*
 - Section (B-ii): *Perspectives and planning of the future career*
 - Section (B-iii): *Selected references*

Within the *preliminaries* section, I have presented, based on documents, my personal professional achievements that have been materialized in handbooks, books as well as scientific research projects and publications issued within WoS data base or other data bases as classified and accepted by CNACTDU. It also contains information about the papers and articles that have been published by specialty reviews and magazines, conference and symposiums volumes, probing the originality and the relevance of my academic, scientific and professional work. They are also a vivid prove of my participation in developing educational programs, didactic activity and specific actions in increasing the visibility and impact of the research activity, both at the national and international level. During my whole activity as a tenant of a didactic position within the Military Technical Academy as well as a guest professor in foreign universities, I have mainly taught specialty disciplines: *Wheeled Motor Vehicles Engineering, Tracked Motor Vehicles Engineering, Automotive Manufacturing and Repairing Technology, Automotive Testing, Vibration Mode Diagnosis* (to the undergraduate level) as well as *Modern Concepts in Automotive Engineering, Traffic Accidents Reconstruction, Transportation Management and Automotive Technical Regulations* (to the master level).

The scientific activity has been guided towards the following main directions: *research with respect to the vibration dynamics an supplemental loads of the automotive transmissions; testing transducers signal analysis an processing; research concerning the dynamics, analyzing transitory behavior of the automotive braking systems and issuing mathematical models to diagnose their technical status; mathematically modeling the multiple-flow transmissions of the tracked vehicle (fast*

tracked vehicles); experimental confirmation of the mathematical models; functional analysis of the internal combustion engines and analyzing the influence of altering different parameters upon their running conditions; vibration analysis of the military automotive structures; assessing the dynamic capabilities of the vehicles during their design stage (testing and assessing the vehicles that are subject to the MoD acquisition process).

Section (B-i) concerns the scientific, professional and academic achievements. It presents, in its first chapter, the activities I have been developing with respect to the vibration analysis of the military vehicles transmissions. I aimed at pointing out the importance of a proper instrumentation, collecting and preliminarily processing of the acquired data (mainly torque and angular speed). This chapter deals with frequency and time-frequency analysis as well as with digitally filtering the signals. The quality of various parametric mathematical models (based on experimental data, using system identification procedures) is pointed out.

Chapter 2 deals with pressure measuring, mainly with respect with pressures within a braking system of a military vehicle. Enhancing the measurement accuracy and performing a high-quality data processing, the content of the chapter leads to the idea that malfunctioning components could be tracked down this way.

Chapter 3 underlines the utility of the mathematical models in further development of a system research, providing effective references to mathematical models that I have developed along various research contracts for certain vehicles of the MoD

The fourth chapter deals with the specific features of the non-parametric models. Starting with some of my previous work aspects that dealt with analyzing functional data of an internal combustion engine using non-parametric models, I decided this could be an interesting approach for other structures as well. It is rather suitable in analyzing the vibrations affecting vehicle chassis or military vehicle hulls. In this chapter, I presented the data acquisition structures as well as the conclusions drawn as a result of using the non-parametric models. I strongly believe that a further use of these models could lead to some interesting conclusions, especially when dealing with the influence of the vibrations upon the driving performance (within the combat area) of the military vehicle drivers.

Chapter 5, 6 and 7 of this section are destined to designing activities of some systems or components for military vehicles, starting from their functional analysis and based on their need for updating or upgrading in order to face the challenges of the modern battle field. Thus, chapter 5 approaches an upgrading procedure of a military truck braking system. Chapter 6 discusses over the possibilities to militarize *Dacia Duster 4WD SUV* and their implications over the dynamics and stability of the vehicle. Eventually, chapter 7 offers some non-conformist solutions to provide a highly increased visibility of the battlefield from the driver's seat of an amphibious personnel carrier (i.e. Piranha III c).

Section (B-ii) deals with my personal future projection over my teaching and scientific research career. The main research directions are, as follows: keeping on dealing testing contracts for the vehicles that are subject to become property goods

of the MoD and/or other defensive structures, as a result of the national acquisition program; increasing the weight of modeling-simulating activities of different organs or assemblies of the vehicle structure; opening of a new research direction (that I've tried to perform some years ago and I had to postpone due to the pandemic context), which involves a research with respect to quantifying the fatigue level of the military drivers due to the vibrations, that lead to a decrease in their driving capacity; studying, both from theoretical and practical point of view, the military suspension behavior when travelling of road, in combat conditions.

I also present some of my main objectives in developing relations with national and international universities and research institutes or companies.

The last section (B-iii) is designated to listing the most relevant references the habilitation thesis is based on.

(B) REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE, PROFESIONALE, ACADEMICE ȘI PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI

(B-i) REALIZĂRILE ȘTIINȚIFICE, PROFESIONALE ȘI ACADEMICE

INTRODUCERE - SINTEZA ACTIVITĂȚII ȘTIINȚIFICE, DIDACTICE ȘI ACADEMICE

Activitatea didactică și profesională

În prezent, ocup poziția de conferențiar universitar în cadrul *Departamentului de Autovehicule Militare și Transporturi* al *Facultății de Aeronave și Autovehicule Militare* din cadrul *Academiei Tehnice Militare "Ferdinand I"* din București.

Am o experiență profesională de 36 de ani din care 33 de ani în învățământul superior și 3 ani în întreprinderi productive (fabrici și baze de reparații ale MApN) în calitate de inginer proiectant sau proiectant/tehnolog.

Am absolvit cursurile *Academiei Militare, Facultatea de Mecanică*, la specializarea *Ingineri Tancuri-Auto*¹ în anul 1988 cu media generală 9,36 (nota 10 la susținerea proiectului de diplomă) și am fost repartizat într-o unitate productivă a MApN în calitate de inginer proiectant. În această poziție am realizat numeroase proiecte caracteristice uzinelor MApN de la acea dată, fiind membru sau șeful echipelor de proiect care au dezvoltat diferite produse, unele din acestea aflându-se și astăzi în dotarea unităților MApN (autoateliere specializate, tractoare militare, macarale pe șenile, utilaj de geniu și construcții etc.).

În anul 1991 am susținut examenul de ocupare a postului de asistent universitar în *Academia Tehnică Militară* (denumire la care instituția a revenit după Revoluția din 1989), la *Facultatea de Blindate și Aviație, Catedra de Autovehicule Militare și Logistică*².

În anul 1999, în urma susținerii tezei de doctorat intitulată *"Considerații privind circulația de putere în transmisia automobilelor cu mai multe punți motoare din înzestrarea ministerului apărării naționale"* am obținut diploma de Doctor-Inginer în domeniul Științe Inginerești, specializarea Autovehicule și Tractoare cu distincția **Cum Laude**, după 5 ani de activitate de cercetare în cadrul pregătirii prin doctorat desfășurată în cadrul *Facultății de Blindate și Aviație* a *Academiei Tehnice Militare*.

De la angajarea în instituție, am trecut prin toate gradele carierei didactice până la cea de conferențiar universitar. Activitatea mi-am desfășurat-o în cadrul aceluiași departament de profil deși, de-a lungul timpului, aceasta a suferit numeroase redenumiri. Astfel, în perioada 1991-1997 am ocupat funcția de *asistent universitar*³,

¹ În text am folosit denumirile instituțiilor și structurilor valabile la datele la care am făcut referire

² La momentul respectiv au fost scoase la concurs 2 posturi pentru care au candidat 5 persoane

³ În *Catedra de Blindate și Autovehicule Militare*

în perioada 1997-2001 pe cea *șef de lucrări / lector universitar*⁴ iar în perioada 2001-2008 pe cea de *conferențiar universitar*⁵ (numit prin OMEC 4224/2001). În 2008 am trecut în rezervă însă am continuat să am aceeași activitate didactică, în cadrul aceluiasi departament al instituției, dar în calitate de cadru didactic asociat.

În 2012 am ocupat, prin concurs, funcția de *șef de lucrări / lector universitar*⁶ în cadrul aceleiași Catedre, de data aceasta din poziția de cadru didactic civil. Am deținut această funcție până în 2013 când am susținut concursul de ocupare a funcției didactice civile de *conferențiar universitar*⁷, funcție pe care o dețin și în prezent, în cadrul Departamentului de Autovehicule Militare și Transporturi.

În perioadele amintite am ocupat și funcția de șef de comisie didactică: în perioada 2001-2005 comisia didactică "*Calcul și construcție*", în perioada 2005-2008 comisia didactică "*Ingineria autovehiculelor*" și în perioada 2012-2023 comisia didactică "*Sisteme speciale pentru autovehicule*".

Am înființat în 2007, am condus și conduc și în prezent (cu excepția perioadei 2008-2012) cursul de Master "*Echipamente și Tehnologii în Ingineria Autovehiculelor*" care funcționează în cadrul Departamentul de Autovehicule Militare și Transporturi din Academia Tehnică Militară.

Competențele profesionale pe care mă bazez sunt, pe de o parte, urmarea firească a anilor petrecuți în producție și, pe de altă parte, urmare a anilor petrecuți în poziția de cadru didactic și de cercetător științific. Am avut și voi avea, în continuare, o puternică înclinare spre latura practică a cercetării, aceasta putând fi observată în multitudinea contractelor/proiectelor pe care le-am condus sau la care am participat în calitate de membru. Am fost și sunt solicitat permanent pentru rezolvarea unor probleme tehnice în multe proiecte de cercetare științifică la care lucrează colegii mei. Asta nu înseamnă că am neglijat partea pregătirii sau cercetării științifice teoretice. Așa cum se poate vedea din *Lista de lucrări* anexată, am reușit să-mi aduc aportul în rezolvarea multor probleme, utilizând aparatul teoretic sau de simulare, finalizarea având, cel mai des, aspectul practic, ingineresc, pe care l-am căutat întotdeauna.

În perioada anilor '90 și începutul anilor 2000 am urmat mai multe cursuri de specializare, dobândind cunoștințe de care m-am folosit ulterior în activitatea științifică dar și managerială⁸ (în calitate de conducător de cursuri).

Ca urmare a vastei experiențe acumulate în domeniul încercării autovehiculelor militare, aș putea spune că am participat la încercarea aproape a tuturor autovehiculelor pe roți și pe șenile care au fost, la un moment dat (în perioada 1992-2019), în atenția structurilor abilitate ale MApN cu înzestrarea trupelor. Aceste activități mi-au sporit în mod considerabil experiența de cercetător, fiind solicitat în mod constant în activități de consultare privind noile produse luate în discuție de MApN. Lista tuturor contractelor de încercări pe care le-am condus sau

⁴ În *Catedra de Autovehicule Militare și Logistică*

⁵ În *Catedra de Autovehicule Militare, Transporturi și Logistică*

⁶ În *Catedra de Autovehicule Militare și Mașini de Geniu*

⁷ În *Catedra de Autovehicule Militare și Mașini de Geniu*

⁸ Conform informațiilor atașate în dosarul aferent prezentei lucrări.

din a căror echipe de testare-evaluare am făcut parte este dată în documentele anexate la prezenta lucrare.

Prin urmare, o mare parte din activitatea mea de cercetare a fost destinată încercărilor autovehiculelor, atât la nivel de produs (în întregul lui) cât și la nivelul diferitelor sisteme, organe sau subansambluri. Activitatea a urmărit stabilirea performanțelor funcționale, a eforturilor la care sunt supuse diferite elemente, a diagnozei stării tehnice bazate pe modele matematice generice elaborate pornind de la comportamentele reale ale sistemelor și la posibilitatea efectuării autodiagnozei, respectiv la îmbunătățirea performanțelor sistemelor. O altă parte din activitate a fost canalizată spre elaborarea de modele matematice sau de metode de diagnoză tehnică bazate pe modele matematice funcționale sau de simulări pe bază de date experimentale acumulate, care să permită compararea funcțională a unui produs testat cu modelul matematic obținut pe baza unor experimentări precedente.

Consider că absolvirea, în anul 2003, a cursurilor *Facultății de Drept*, specializarea *Drept* ale Universității "Titu Maiorescu" a reprezentat un mare avantaj atât pentru activitatea mea managerială cât și pentru cea contractuală. De asemenea, obținerea atestatului de traducător/translator tehnic autorizat de Ministerul Culturii pentru *Limba Engleză*, confirmă abilitățile mele de comunicare în această limbă, fapt pe care l-am demonstrat fiind solicitat ca interpret oficial al sesiunilor de debut (și nu numai) al multor Congrese din domeniul ingineriei autovehiculelor și transporturilor, organizate sub egida SIAR⁹. În aceeași calitate, dar și pentru faptul că mi-a fost recunoscut prestigiul profesional, am condus lucrările pe secțiuni ale diferitelor manifestări științifice și am fost invitat să prezint lucrări în plenul unor conferințe și simpozioane (*The 6th International Conference „New challenges in the field of military sciences 2009”, Budapest, Hungary* sau *IVth International Conference Sea-Conf 2018, Constanța, Romania*). Am avut onoarea de a prezida, în calitate de *chairperson / moderator*, secțiuni din domeniul meu de specializare la numeroase congrese și simpozioane din domeniul autovehiculelor sau domenii conexe. În plus, fac parte din *Registrul SIAR de referenți științifici* al revistei *RIA* editată de SIAR.

Activitatea mea didactică, desfășurată la cursurile de licență și de master, a vizat, în principal, cursurile *Calculul și construcția autovehiculelor cu roți*, *Calculul și construcția autovehiculelor cu șenile*, *Tehnologia fabricării și reparării autovehiculelor* și *Încercarea autovehiculelor (la nivel licență)* precum și *Soluții moderne în construcția de automobile*, *Analiza și reconstrucția evenimentelor rutiere*, *Managementul transporturilor rutiere interne și internaționale* și *Reglementări tehnice rutiere interne și internaționale (la nivel master)*. Pe lângă aceste cursuri am fost solicitat să pretez ore și la alte cursuri, atât de licență cât și de master¹⁰.

De asemenea, am fost director al unor cursuri post-universitare, din care amintesc două: "*Program postuniversitar de formare și dezvoltare profesională continuă în domeniul Management logistic*", respectiv "*Program postuniversitar de*

⁹ Societatea Inginerilor de Autovehicule din România

¹⁰ Iată unele dintre ele, la care am prestat volume mari de ore la clasă: *Exploatarea autovehiculelor militare*, *Fabricarea și repararea autovehiculelor militare*, *Organizarea și conducerea unităților productive ale MAPN*, *Echipamentul electric și automatic autovehiculelor*

formare și dezvoltare profesională continuă în domeniul Conducere structuri, programe și activități tehnico-economice militare". Beneficiind de cea de a doua specializare (Drept), la aceste programe postuniversitare susțin ore la disciplinele *Management logistic și Contracte civile, comerciale și de achiziții publice*.

Am susținut activități didactice (predare), în calitate de profesor invitat al unor universități din străinătate (din care amintesc cursul *Engine Diagnostics ZNEBK 343204* organizat la Budapesta, Ungaria, de către Facultatea Tehnică Militară "Bolyai Janos"), unde am predat disciplina "*Diagnoza vibrațională a motoarelor*". În sprijinul activității didactice am elaborat și publicat, în calitate de unic autor, autor principal sau coautor, mai multe publicații de specialitate:

- **Marin Marinescu** - *Construcția autovehiculelor militare cu roți* - Ed. Academiei Tehnice Militare, București, 1997 (256 pg.), ISBN 973-8290-00-7
- **Marin Marinescu** - *Soluții moderne în construcția de automobile* - Ed. Academiei Tehnice Militare, București, 2002 (106 pg.), ISBN 973-9456-99-5
- **Marin Marinescu** - *Autocamioane moderne* - Ed. Academiei Tehnice Militare, București, 2006 (200 pg.), ISBN 10:973-640-092-5; ISBN 13:978-973-640-090-2
- **Marin Marinescu** - *Teoria, calculul și construcția transportoarelor blindate. Vol. 1*, - Ed. Academiei Tehnice Militare, București, 2006 (206 pg.), ISBN 973-640-112X, ISBN 978-973-640-112-1, ISBN 973-640-113-8; ISBN 978-973-640-113-8
- **Marin Marinescu** - *Teoria, calculul și construcția transportoarelor blindate. Vol. 2*, - Ed. Academiei Tehnice Militare, București, 2006 (192 pg.), ISBN 973-640-112X, ISBN 978-973-640-112-1, ISBN 973-640-114-6; ISBN 978-973-640-113-5
- **Marin Marinescu**, Octavian Alexa - *Bazele analizei accidentelor rutiere* - Ed. Academiei Tehnice Militare, București, 2015 (176 pg.), ISBN 978-973-640-244-9
- **Marin Marinescu**, Călin Sabău, Victor Anghel, Smaranda Bedrosian - *Pregătirea conducătorilor auto care efectuează transport public de marfă, agabaritic și de persoane* - Ed. FATII-ARTRII, Craiova, ed. 2009, 2010, 2011, 2012, 2013, 2014, 2015, 2016.
- **Marin Marinescu**, Ilie Ovidiu-Constantin, Truță Marian - *Fixarea încărcăturilor în transporturile rutiere: îndrumar de calcul* - Ed. Academiei Tehnice Militare, București, 2014 (172 pg.), ISBN 978-973-640-231-9
- Truță Marian, **Marin Marinescu** - *Activități speciale de pregătire a tehnicii militare de blindate, automobile și tractoare în vederea exploatarea acestora* - Ed. Academiei Tehnice Militare, București, 2014 (140 pg.), ISBN 978-973-640-230-2

O parte din materialele publicate au reprezentat fundamentul bibliografic al unor discipline de la cursul de Master "*Echipamente și Tehnologii în Ingineria Autovehiculelor*¹¹" și mă refer la disciplinele: *Soluții moderne în construcția de automobile, Analiza și reconstrucția evenimentelor rutiere și Reglementări tehnice rutiere interne și internaționale*.

Am fost îndrumător de studii (tutore) a mai multor grupe (serii) de studenți de la cursurile de licență, în perioada 1993-2006 de la specializările *Blindate, Automobile și Tractoare* respectiv *Electromecanică și Automatizări pentru Blindate*¹². De

¹¹ Pe scurt, ETIA

¹² Conform denumirii din acea perioadă, specializare care este continuată în prezent sub denumirea acreditată de "*Echipamente și Sisteme de Comandă și Control pentru Autovehicule*" - ESCCA

asemenea, de la înființare (2007) și până anul trecut (cu excepția perioadei 2008-2012) am fost tutore al grupelor de la cursurile de master ETIA.

Am fost membru al echipelor de autoevaluare a calității (ARACIS) a programelor de studii de licență "*Blindate, Automobile și Tractoare*¹³" în anii 2007, 2012, 2017 și 2023 respectiv "*ESCCA*" în anii 2012, 2017 și 2023. De asemenea, am fost președintele comisiei de autoevaluare a calității (ARACIS) a cursului de master "*ETIA*" în 2007, 2011 și 2013 iar în 2022 am fost membru în echipa de autoevaluare a acestuia.

Am fost conducător științific pentru realizarea a 59 de proiecte de diplomă ale studenților din Academia Tehnică Militară (între 1992 și 2023) și a 4 proiecte de diplomă a studenților *Academiei Forțelor Terestre* din perioada în care aceasta era doar autorizată pentru funcționare provizorie. Chiar în prezent, sunt conducătorul a încă 3 proiecte de licență de la specializările *BAT* și *ESCCA*. De asemenea, am condus 23 de lucrări de disertație la programul de master *ETIA*, anual, de la înființare și până în prezent¹⁴. Am fost tutore pentru 2 studenți de la universitatea din Brest, Franța (în 2002) pentru semestrul final al acestora și pentru finalizarea lucrărilor de diplomă, efectuând cu aceștia testări ale unor sisteme ABS.

În tabelul următor sunt redate informații ce permit evaluarea activităților didactice și profesionale.

Tabelul A - Evaluarea activității didactice și profesionale

Tipul activităților	Categoriile și restricții	Subcategoriile	Indicatori realizați	
			Nr.	Punctaj
1.1 Cărți și capitole în cărți de specialitate	1.1.1 Cărți / capitole în cărți ca autor	1.1.1.1 Internaționale	-	-
		1.1.1.2 Naționale	4	101,2
	1.1.2 Cărți / capitole în cărți ca editor	1.1.2.1 Internaționale	-	-
		1.1.2.2 Naționale	1	-
1.2 Materiale didactice/ lucrări didactice	1.2.1 Manuale didactice / monografii	-	3	79,8
	1.2.2 Îndrumare de laborator/ aplicații	-	2	6,4
1.3 Organizare și coordonare programe de studii	1.3.1 Director/ responsabil	-	2	250,0
	1.3.2 Membru	-	6	103,0
1.4 Conducere proiecte de diplomă și disertație	1.4.1 Diplomă	Maximum 50 puncte	59	50,0
	1.4.2 Disertație		23	
1.5 Introducere discipline și laboratoare noi, confirmate prin manuale și îndrumare publicate	1.5.1 Discipline noi	Maximum 40 puncte	6	40,0
	1.5.2 Lucrări noi de laborator		5	
1.6 Director/ responsabil programe parteneriat academic internațional/ Erasmus	-	-	2	40,0
TOTAL ACTIVITATEA DIDACTICĂ ȘI PROFESIONALĂ				670,4

¹³ Pe scurt, BAT

¹⁴ În tabelul centralizator cu date de calcul nu vor fi introduse decât proiectele de diplomă / disertație conduse pentru studenți din ATM

Activitatea de cercetare științifică

Așa cu am arătat, încă din perioada în care lucram în producție am participat la activități de cercetare-proiectare și de testare de autovehicule sau de sisteme ale acestora. Pornind de la testarea agregatelor energetice sau a transmisiilor pe bancuri specializate și până la testarea performanțelor în câmpul tactic a autovehiculelor militare pe roți și pe șenile, am acoperit o gamă largă de activități în domeniu.

Activitatea începută în producție a fost succedată de cea la nivel academic, ulterioară ocupării postului de asistent universitar. Una din cele mai intense activități a fost cea desfășurată pe perioada pregătirii tezei de doctorat, când am instrumentat, la nivel complex, aproape întreaga transmisie din avalul cutiei de viteze a unui autovehicul militar. Activitatea am desfășurat-o în perioada 1994-1999 în cadrul Laboratorului Tancuri-Auto al catedrei de specialitate de la acel moment din Academia Tehnică Militară. Am beneficiat de sprijinul conducătorului meu de doctorat, titularul cursului *Încercarea autovehiculelor* de la acea dată, dl. *gl.bg.prof.univ.dr.ing. Ioan FILIP*, un specialist recunoscut în domeniul său de activitate. Am beneficiat și de sprijinul colegilor mei, *gl.bg.prof.univ.dr.ing. Ticușor CIOBOTARU* și *conf.univ.dr.ing Valentin VÎNTURIȘ*¹⁵.

Cu ocazia lucrărilor efectuate la acea vreme m-am familiarizat cu măsurarea turațiilor și momentelor (prin variate procedee) beneficiind de unul din cele mai performante sisteme de măsurare și achiziție de date din țară de la acel moment. De asemenea, am făcut primii pași în ceea ce privește prelucrarea primară a datelor experimentale, fapt ce mi-a permis ulterior să-mi dezvolt abilitățile în domeniu și să contribui la analiza primară a datelor într-o mulțime de contracte de cercetare.

În continuarea acestei activități de cercetare științifică destinată pregătirii prin doctorat și ca urmare a experienței acumulate, am continuat, în baza unor contracte, să instrumentez elemente ale transmisiilor autovehiculelor militare (mai ales ale celor pe roți). Totuși, activitatea nu s-a rezumat numai la testarea transmisiilor autovehiculelor ci s-a extins și la alte sisteme ale acestora, cum ar fi comportamentul dinamic al motoarelor de pe autovehiculele militare, a sistemelor de frânare, a sistemelor de direcție, suspensiilor etc. dar și a altor echipamente specifice acestora (propulsoare pe apă, partea mecanică a sistemelor de armament etc.) dar și a sistemelor de propulsie șenilate sau a transmisiilor hidromecanice cu două fluxuri de putere care sunt caracteristice autovehiculelor de luptă pe șenile. În urma testelor efectuate am fost solicitat întotdeauna să procedez la procesarea semnalelor și prelucrarea primară a datelor experimentale (eliminarea testelor eronate sau neconcludente, filtrarea datelor, identificarea surselor de zgomot, stabilirea nivelului de încredere în testele admise etc.).

În ansamblu, activitatea de cercetare științifică desfășurată în întreaga carieră s-a concretizat prin 72 de contracte, din care am condus 27. Ulterior dobândirii titlului științific de doctor-inginer, am lucrat în cadrul a 65 de contracte de cercetare științifică, proiectare sau consultanță tehnică. Dintre acestea, am condus un număr

¹⁵ În textul acestei lucrări le-am menționat titlurile din prezent, deși atunci aveau grade didactice mai mici și erau mult mai tineri

de 24 de contracte, 2 dintre acestea fiind încheiate cu agenți economici, în valoare totală de 207.500 lei. Din cele 24 de contracte, 9 au vizat revizuri sau elaborări de standarde militare (din care 5 au fost de tip STANAG - standard militar NATO). În ce privește celelalte 41 de contracte la care am lucrat ca membru în echipă, 7 au fost din PNCDI, 4 au fost revizuri sau elaborări de standarde (din care unul a fost de tip STANAG), 7 au aparținut Planului intern de cercetare-dezvoltare și restul de 25 au aparținut PSCD al MAPN.

Din păcate, contractele la care am lucrat în perioada 1991-2000 (în calitate de director de proiect sau de membru în echipă) au fost fie predate la arhivele MAPN, fie casate conform procedurilor MAPN și nu mai am acces la ele (pentru a face dovada existenței lor). Prezentul document conține numai contractele existente în arhiva instituției, pentru care se poate face dovada că-mi aparțin ca director de proiect sau la care am fost membru în echipă. Astfel, din 2001 până în prezent, am activat în 37 de proiecte/contracte de cercetare-dezvoltare, în 12 în calitate de director de proiect și în 25 în calitate de membru în echipă¹⁶.

Rezultatele obținute în activitatea contractuală sau de cercetare au stat la baza multor materiale științifice și didactice pe care le-am elaborat: cărți, manuale, comunicări științifice sau articole publicate în reviste / volume ale unor manifestări științifice indexate / cotate ISI sau în alte BDI recunoscute. Rezultatele s-au concretizat, din punct de vedere al articolelor publicate în reviste, astfel: 10 articole publicate în jurnale sau reviste indexate WoS (din care 3 cu factor de impact nenul), 6 articole publicate în proceedings indexate **ISI**, 34 de articole publicate în volume ale unor manifestări științifice internaționale și indexate în **BDI** recunoscute (*SCOPUS, Ulrichsweb, SpringerLink, Index Copernicus, ProQuest, EBSCO, Ulrichs Periodicals, Science Direct, SCIRUS, DOAJ, FISITA*). În afară de acestea, de la obținerea titlului de doctor-inginer, am mai publicat încă 64 de articole indexate în alte baze de date, din care 44 au fost publicate în volume cu ISB sau ISSN.

După finalizarea doctoratului, pentru un timp, activitatea de cercetare pe care am desfășurat-o a continuat-o pe cea din timpul pregătirii prin doctorat dar pe alte planuri. Am fost solicitat să dezvolt o serie de teste pentru a analiza comportamentul organelor transmisiei autovehiculelor de luptă pe roți. Acestea urmau să se deplaseze în teatrele de operații, România fiind membra a PfP¹⁷, apoi membră NATO cu drepturi depline. Se urmărea creșterea performanțelor acestor vehicule pentru îndeplinirea noilor tipuri de misiuni.

După această etapă de tranziție, în urma unor solicitări de aceeași natură, cercetarea științifică și experimentală s-a extins și asupra altor sisteme ale autovehiculelor amintite.

Mai mult decât atât, am participat, de cele mai multe ori în calitate de director de proiect / program, la testarea / evaluarea produselor ce urmau să intre în dotarea

¹⁶ Numărul acestora este mult mai mare, dar prezenta lucrare le redă exclusiv pe cele finanțate. Conform dispozițiilor MAPN, cadrele didactice din ATM sunt obligate să efectueze activități de cercetare-dezvoltare fără finanțare (la ordin)

¹⁷ *Partnership for Peace* - etapă intermediară pe drumul accederii către calitatea de membru NATO

MApN, fapt ce mi-a permis să iau, printre primii, contact cu tehnica pe care MApN intenționa s-o achiziționeze.

În întreaga mea activitate de cercetare am încercat să creez colective de specialiști, de preferință interdisciplinare, deoarece multe proiecte pe care le-am coordonat necesitau cunoștințe din domenii variate sau din specializări diferite ale aceluiași domeniu. Câteva exemple în acest sens pot fi constituite de contractele de mai jos.

- *Proiectare/realizare de produs și consultanță tehnică / A 11110 / 23.11.2020 (FATII - ARTRI). Studiu de piață pentru evaluarea variantelor de utilizare a platformei; proiectarea și implementarea platformei e-learning.* În cadrul acestui contract am condus o echipa de proiect interdisciplinară formată din specialiști în domeniul autovehiculelor (conf.dr.ing. Octavian Alexa, conf.dr.ing. Ovidiu-C-tin Ilie) precum și din specialiști din domeniul electronicii aplicate (ing. Iulian Tița, ing. Dana-Mihaela Vîlcu, ing. C-tin Grigore) și cel al informaticii (ș.l.dr.ing. C-tin Grumăzescu, as.dr.ing. Dan Avram). Finanțarea a fost asigurată de agentul economic interesat.
- *Periscop supraînălțat pentru conducerea pe apă a TBT PIRANHA IIIC (Montare echipamente, efectuare probe casa, elaborare Plan de testare-evaluare și proceduri testare).* În cadrul acestui contract am condus o echipa de proiect interdisciplinară formată din specialiști în domeniul autovehiculelor, unul din membri fiind specializat în electronică pentru automobile (ș.l.dr.ing. Laszlo Barothi) și unul în televiziune cu circuit închis pentru autovehicule (conf.dr.ing. Ovidiu-C-tin Ilie). Finanțarea a fost asigurată de MApN, care dorea îmbunătățirea siguranței mecanicului conductor la deplasarea vehiculului prin plutire.
- *Soluii tehnice în vederea montarii motorului din dotarea MLI-84 pe TAB B33 "ZIMBRUL"*
- *Transformarea motorului 1240-V8-DTS de pe mașina de luptă a infanteriei în vederea montării pe transportorul B33 Zimbru.* Atât în acest contract cât și în precedentul, a fost cooptat în colectiv și un specialist din domeniul mecanic (ing. Dumitru Postolea). Finanțarea ambelor proiecte a fost asigurată de MApN, care dorea modernizarea produsului.

De asemenea, am participat la formarea și activitatea de colective formate din specialiști ai aceluiași domeniu dar cu specializări diferite, din același motiv: competențe diferite care să răspundă mai flexibil cerințelor temei de cercetare.

- *Autovehicul ușor de teren pentru patrulare și intervenții - AUTPI v.2.* Acest proiect a fost finalizat cu un prototip care a fost prezentat la expoziția de tehnică militară *BlackSea Defense & Aerospace - BSDA 2018*. Am cooptat în colectivul de cercetare pe ing. Cătălin Zaharia (la vremea aceea student al cursurilor de master ETIA, organizat de ATM) și pe ing. Cristian Biță (angajat al unei unități de producție a MApN, specializat proiectare tehnologică și în procese de fabricație). Finanțarea a fost asigurată de Comandamentul Logistic Întrunit al MApN, produsul fiind dorit pentru a asigura intervenția rapidă la obiective a forțelor de pază și securitate.
- *Pista simulare accidente auto.* Finanțarea a fost asigurată de MApN iar din echipa de proiect au făcut parte specialiștii departamentului și ai centrului de excelență dedicat din ATM (de diferite specializări: Ingineria MAI, Fabricație și Reparații, Echipamente Electrice pentru Autovehicule, Electronică Aplicată, Analiza și Reconstrucția Evenimentelor Rutiere etc. precum și ing. Robert Mateescu (student masterand la

vremea respectivă). Proiectul s-a realizat în două etape și s-a finalizat cu realizarea practică a sistemului. Acest sistem este utilizat, printre altele, pentru orele de la cursul de master ETIA, Analiza și Reconstrucția Evenimentelor Rutiere.

M-am străduit să atrag în aceste activități și pe viitorii specialiști, studenți la cursurile de licență sau la cele de master. În cadrul orelor de proiect la cursurile ale căror titular sunt am optat în mod frecvent în a constitui colective de studenți pentru rezolvarea unor probleme complexe, de multe ori cu finalizare practică, în loc de a da teme individuale, pur teoretice.

- Deja am amintit, mai sus, două dintre proiectele la care au fost angajați și studenți ai specializării (*Autovehicul ușor de teren pentru patrulare și intervenții - AUTPI v.2*, respectiv *Pista simulare accidente auto*).
- Activitatea de cercetare/proiectare nu s-a limitat numai la cea contractuală ci s-a desfășurat și în cadrul orelor de proiect de curs, așa cum am arătat. În acest sens aș putea aminti seriile de studenți care au absolvit în anii 2014, 2015 și 2016. Aceștia au fost organizați pe subgrupe de proiectare iar temele lor presupuneau elaborarea unor proiecte cu finalizare practică. Astfel au luat naștere două vehicule proiectate exclusiv de către studenți, care au fost fabricate. Finanțarea a fost asigurată de unități productive ale MAPN care au pus la dispoziție materialele, personalul muncitor, tehnologia și utilajele necesare. Unul din cele două autovehicule a stat la baza proiectului *Autovehicul ușor de teren pentru patrulare și intervenții - AUTPI v.1* (prima versiune a celui amintit mai sus).

Consider că sunt calificat în conducerea de echipe de cercetare. Aceste calități mi-au fost cultivate și dezvoltate atât în activitatea de producție desfășurată înainte de dobândirea calității de cadru didactic universitar cât și în cea de la dobândirea acestei calități, ca urmare a numărului mare de proiecte pe care le-am coordonat.

În opinia mea, activitatea de pregătire prin doctorat trebuie să urmeze un model orientat pe îmbinarea cercetării fundamentale cu furnizarea, drept concluzii, de soluții tehnico-aplicative, care să facă obiectul unor dezvoltări post-doctorale. Cele mai interesante teme din perspectivă inginerescă nu sunt, în opinia mea, cele pur teoretice ci cele care conțin și o latură practică, cu finalizare tehnico-aplicativă. Am condus sau am făcut parte din colective în care au activat și doctoranzi (actualmente cu titlul de doctor dobândit). În toate aceste cazuri am încercat să canalizez activitatea spre direcții practice, cu finalizări de utilitate tehnică. Am făcut și fac parte din astfel de colective (spre exemplu, colective în care se află doctoranzi precum ing. Andrei Indreș, ing. Alexandru Vasile sau ing. Iulian Coropețchi).

Voi face tot ce îmi stă în putință pentru a realiza acest deziderat, al legării cât mai strânse a rezultatelor cercetării teoretice de finalizări practice, de utilitate pentru eventualii finanțatori. Mai mult, voi încerca să încurajez atragerea de fonduri din zona agenților economici, nu numai din fondurile guvernamentale. În cazul unor proiecte mai dificile, constituirea unor colective de cercetători formate din specialiști și din doctoranzi poate fi o soluție de succes în rezolvarea acestora.

Ministerul Apărării Naționale se găsește într-o perioadă în care vor trebui dezvoltate noi sisteme de armă, moderne, care să permită contracararea eventualelor acțiuni ale adversarilor. Acest lucru nu se poate face decât prin proiectarea și realizarea efectivă a acestor sisteme, deci printr-o cercetare cu

finalizare tehnico-aplicativă, la a cărei finanțare va contribui și MApN sau alte structuri ale sistemului național de apărare.

Anual, MApN, MAI sau alte structuri ale sistemului național de apărare lansează teme de cercetare cu finalizare practică, punând la dispoziție și finanțarea aferentă. Specialiștii din ATM participă la competiții pentru preluarea acestora dar, de obicei, sunt lansate mai multe teme decât pot prelua specialiștii noștri. Consider că aceasta poate fi una din sursele de finanțare a activității de pregătire prin doctorat și, de ce nu, în cazul unor teme mai complexe, chiar elemente constitutive ale unor teze de doctorat.

În ce mă privește, principalele direcții ale activității de cercetare au fost:

- a) cercetări privind dinamica vibrațională și a încărcărilor suplimentare a transmisiilor autovehiculelor;
- b) analiza și procesarea semnalelor provenite de la traductorii folosiți în activitatea de testare;
- c) cercetări privind comportamentul dinamic, tranzitoriu al sistemelor de frânare al autovehiculelor militare precum și elaborarea de modele matematice care să permită diagnoza stării tehnice a acestora;
- d) modelarea matematică a comportamentului transmisiilor cu mai multe circuite de putere (autovehicule rapide pe șenile); confirmarea experimentală a modelelor matematice;
- e) analiza funcțională a motoarelor cu ardere internă și influența modificării diferiților parametri asupra comportamentului acestora;
- f) analiza vibrațională a structurilor autovehiculelor militare;
- g) evaluări ale capacităților dinamice ale unor autovehicule aflate în faza de proiectare; testarea - evaluarea autovehiculelor ce fac obiectul unor contracte de achiziții ale MApN.

Pentru a scoate în evidență legătura dintre principalele direcții de cercetare și rezultatele acestora, voi relua aceste direcții și voi prezenta câteva dintre lucrările care au fost elaborate pe baza acestora.

- a) *Cercetări privind dinamica vibrațională și a încărcărilor suplimentare a transmisiilor autovehiculelor*

Dintre contractele la care am lucrat în direcția de cercetare specificată și care mi-au permis să aprofundez problematica transmisiilor autovehiculelor militare amintesc:

- *Cercetări experimentale privind determinarea caracteristicilor funcționale ale produsului "Transportor amfibiu blindat TAB 8x8 Zimbrul, modificat în vederea asigurării accesului luptătorilor prin partea din spate a mașinii și remotorizat cu motorul DEUTZ". Contractul, în care am fost **director de proiect**, a fost dezvoltat în baza PSCD al MApN, în 2002;*
- *Demonstrator tehnologic pentru prototipul direct operational "B33 ZIMBRU". 2002-2003 - contract 1636/2002 (programul RELANSIN) la care am lucrat în calitate de **membre în echipă**;*

- *Transformarea motorului 1240-V8-DTS de pe mașina de luptă a infanteriei în vederea montării pe transportorul B33 Zimbru - Contract nr. CLI/294/2007, în care am fost **director de proiect**, a fost dezvoltat în baza PSCD al MApN, în 2007;*
Activitățile desfășurate în cadrul acestor contracte, mai ales pe linie experimentală, mi-au permis elaborarea unor lucrări publicate în regim internațional (conferințe în țară și în străinătate) din care amintesc:
 - Marian Truță, **Marin Marinescu**, Radu Vilău, Octavian Fieraru - *Longitudinal Loop Power Flow Analysis on a AWD Transmission Vehicle Taking into Consideration the Running Track Type* - "Periodical of Advanced Materials Research" Vol. 837/2014, pp. 483-488, ISSN 1022-6680 (print, cd), ISSN 1662-8985 (web), ISBN 978-3-03785-929-2, www.scientific.net, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.837.483, WOS:000337000500084 - **ISI**
 - Marian Truță, **Marin Marinescu**, Valentin Vânturiș - *Influence of the drawbar pull over the power flux within the automotive transmissions* - The 7th International Conference On Advanced Concepts In Mechanical Engineering - Dimitrie Mangeron Jubilee - ACME2016 June 9 – 10, 2016 Iași, Romania, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 147, Number 1, code 012131, <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/147/1/012131/meta>, WOS:000390720200131 - **ISI (Scopus)**
 - Puncioiu Alin-Marian, Truță Marian, **Marinescu Marin**, Grosu Dănuț, Vânturiș Valentin - *Analyzing the uniformity of an automobile wheels' distribution of slipping and skidding* - Modern Technologies in Industrial Engineering (ModTech2015), International Journal of Modern Manufacturing Technologies, ISSN 2067–3604, Vol. VII, No. 2 / 2015, pg. 85-89, Conference: 3rd International Conference on Modern Technologies in Industrial Engineering (ModTech), Location: Mamaia, ROMANIA, Date: JUN 17-20, 2015. - **Index Copernicus, ProQuest, Ulrichsweb, EBSCO, Scopus**

b) Analiza și procesarea semnalelor provenite de la traductorii folosiți în activitatea de testare. Metode de identificare a defecțiunilor

Activitățile desfășurate în cadrul contractelor prezentate mai sus la care s-au mai adăugat și altele mi-au permis să-mi perfecționez abilitățile în prelucrarea primară a semnalelor. De aici și până la utilizarea neliniarităților semnalelor pentru depistarea elementelor anormale de funcționare a fost un singur pas. Astfel, în afară de contractele menționate la pct. precedent, au mai existat și câteva alte contracte care mi-au solicitat activități de prelucrare a semnalelor, din care menționez:

- *Materiale fonoabsorbante pentru reducerea nivelului de zgomot în interiorul carcasei blindate*, (poz. 6 PSCD/2006, MApN, SMFT), la care am fost **membu în echipă**;
- *Autovehicul ușor de teren pentru patrulare și intervenții - AUTPI v.2* - Contract de consultanță tehnică nr. L6458/12.06.2017 CLI; A2843/2017 ATM, în calitate de **director de proiect**;
- *Testarea-evaluarea platformei multifuncționale "SAUR-1". Probe auto* - perioada 2008-2009, contract nr. A7950/2008, beneficiar SC Uzina Automecanica Moreni SA, în calitate de **coordonator echipă testare**;
- *Testarea motorului de tanc la funcționarea cu combustibil unic aditivat* (PSCD/2007 al MApN, SMFT), **membu în echipă**;

Ca urmare a activităților desfășurate și utilizând o cantitate vastă de date achiziționate, am putut elabora o serie de articole și comunicări științifice, din care amintesc:

- **Marin Marinescu**, Constantin-Ovidiu Ilie - *Filtering the signal of a measured mechanical parameter* - 2014, 10th International Conference on COMMUNICATIONS (COMM), May 29-31, 2014, Bucharest, Romania, Conference Proceedings, AGIR Publishing House, pp. 85-88, ISBN 978-1-4799-2385-4, IEEE catalog no. CFP1441J-AR, WOS:000345844600056 - **ISI (Scopus)**
- **Marinescu Marin**, Ilie Constantin-Ovidiu, Vilau Radu, Alexa Octavian, Voicu Daniela - *Malfunction Detection Using Spectral Analysis for Automotive Braking Systems* - 2016 International Conference on Communications, June 9-11, 2016, Conference Proceedings, pp. 333-336, ISBN 978-1-4673-8196-3, Part no. CFP1641J-DVD, doi: 10.1109/ICComm.2016.7528334, WOS:000383221900069 - **ISI (Scopus)**
- **Marin Marinescu**, Radu Vilău, Marian Truță - *High Order Spectral Analysis of a Measured Automotive Parameter* - *Ingineria automobilului Review*, Volume 7, Issue 4, Page 15-19, Published 2013; Romanian title: *Analiza spectrală de ordin superior a semnalului unei mărimi mecanice măsurate în transmisia unui automobil. Modele matematice obținute prin identificare* - *Revista "Ingineria automobilului"*, vol. 7, nr. 4(29) / 2013, pp. 15-19, ISSN 1842-4074 (tiparit), ISSN 2284-5690 (electronic) - **ISI (ESCI)**
- Radu Vilau, **Marin Marinescu**, Octavian Alexa, Marian Truta, Florin Oloeriu - *Advantages of spectrally analyzed data. Stochastic models for automotive measured parameters* - *Advanced Materials Research Vol. 1036 (2014)* pp 493-498 Trans Tech Publications, Switzerland, ISBN 978-3-03835-255-6, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.1036.493 - **Index Copernicus, ProQuest, Ulrichsweb, EBSCO, Scopus**
- Radu Vilau, **Marin Marinescu**, Octavian Alexa, Marian Truta, Valentin Vinturis - *Diagnose method based on spectral analysis of measured parameters* - *Advanced Materials Research Vol. 1036 (2014)* pp 535-540, Trans Tech Publications, Switzerland, ISBN 978-3-03835-255-6, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.1036.535 - **Index Copernicus, ProQuest, Ulrichsweb, EBSCO, Cross Ref, Scopus**
- Marian Truță, **Marin Marinescu**, Valentin Vinturiș - *Multi-spectral analysis of the self generated torque's signal within a 4x4 automotive driveline* - *Proceedings of The 5th International Conference, "COMEC 2013"*, Transilvania University of Brașov and Romanian Academy of Technical Sciences, 24-25 October 2013, Brașov, Romania, Transilvania University Press of Brașov, vol. 1, pp.258-257, ISBN 988-606-19-0225-5
- **Marin Marinescu**, Dănuț Grosu, Valentin Vinturiș - *Aspecte specifice măsurării momentelor și turațiilor unor organe din transmisia autovehiculelor de teren* - *The International Conference with International Participation "Automobile, environment and agricultural machinery" AMMA 2002, Cluj Napoca, vol. I "Autovehicule rutiere (automobile și tractoare)"*, pp. 193-200, ISBN 973-8335-60-4, ISBN 973-8335-61-2; ISSN 1221-5872
- Florin Oloeriu, Oana Mocian, **Marin Marinescu**, Dănuț Grosu, Constantin Ilie - *Theoretical approach on internal combustion engines using multivariable procedures* - *Advanced Materials Research Vol. 1036 (2014)* pp 574-579, Trans Tech Publications, Switzerland, ISBN 978-3-03835-255-6, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.1036.574 - **Index Copernicus, ProQuest, Ulrichsweb, EBSCO, Scopus**

c) *Cercetări privind comportamentul dinamic, tranzitoriu al sistemelor de frânare al autovehiculelor militare precum și elaborarea de modele matematice ale funcționării*

Ca un domeniu distinct de preocupări, sistemul de frânare a fost obiectul atât al unor activități contractuale dar și al cercetărilor efectuate în cadrul unor lucrări din planul intern de cercetare al instituției, din dorința de a îmbunătăți materialul didactic și de laborator al cursurilor pe care le predau. Două din contractele la care am lucrat sunt:

- *Testare - evaluare de dezvoltare a prototipului 908.0008 MITCL-00LA 26.360 DFAEG. Probe auto (contract A9055/1/2006, beneficiar SC Aerostar Bacău SA) - în calitate de **coordonator echipă testare**;*
- *Testare - evaluare de dezvoltare a prototipului 908.0007 LAROM 321.130-00LA 26.410 DFAEG. Probe auto (contract A9055/2/2006, beneficiar SC Aerostar Bacău SA) în calitate de **coordonator echipă testare**;*
- *Testare - evaluare de dezvoltare a prototipului 908.0009 3PCDT-00 22.310 DFAEG. Probe auto (A9055/3/2006, beneficiar SC Aerostar Bacău SA) în calitate de **coordonator echipă testare**.*

Am efectuat, de asemenea, în cadrul experimentărilor interne, probe de determinare a parametrilor de performanță a sistemului de frânare al TAB-C 79, împreună cu colegii din departament, dl. conf.univ.dr.ing. Radu Vilău, dl. ș.l.dr.ing. Puncioiu Alin și dl. conf.univ.dr.ing. Valentin Vînturiș, eu ocupându-mă de prelucrarea semnalelor și de elaborarea modelului matematic bazat pe datele experimentale achiziționate. Activitățile în cadrul contractelor menționate cât și în testele efectuate cu cei doi colaboratori s-au concretizat în numeroase articole publicate pe această temă, din care aș vrea să menționez:

- **Marin Marinescu**, Radu Vilău, Marian Truță, Valentin Vînturiș, Octavian Fieraru - *Theoretical and Data-Based Mathematical Model of a Special Vehicle Braking System* - "Periodical of Advanced Materials Research" Vol. 837/2014, pp. 428-443, ISSN 1022-6680 (print, cd), ISSN 1662-8985 (web), ISBN 978-3-03785-929-2, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.837.428, WOS:000337000500075 - **ISI (Scopus)**
- **Marin Marinescu**, Radu Vilău, Marian Truță, Octavian Fieraru - *A Method to Obtain a Generalized Model of the Pressure Evolution within the Braking System of a Vehicle* - "Periodical of Advanced Materials Research" Vol. 837/2014, pp. 434-439, ISSN 1022-6680 (print, cd), ISSN 1662-8985 (web), ISBN 978-3-03785-929-2, www.scientific.net, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.837.434, WOS:000337000500076 - **ISI (Scopus)**
- Puncioiu, Alin; Truta, Marian; Vedinas, Ioan; **Marinescu, Marin**; Vinturis, Valentin - *Analysis of heat conduction in a drum brake system of the wheeled armored personnel carriers* - Modern Technologies in Industrial Engineering (ModTech2015), IOP Publishing, Journal of Physics Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 95 (2015), art. no. 012039, DOI: 10.1088/1757-899X/95/1/012039. Conference: 3rd International Conference on Modern Technologies in Industrial Engineering (ModTech), Location: Mamaia, ROMANIA, Date: JUN 17-20, 2015, WOS:000365128900039 - **ISI (Scopus)**

- Radu Vilău, **Marin Marinescu**, Valentin Vînturiș, Oana-Alexandra Mocian - *Modeling the pneumatic part of an assisted braking system based on the experimental data* - The 10th International Automotive Congress – CAR 2011, Universitatea din Pitești, 02.11-04.11.2011, ISSN 1453-1100 - **FISITA**
- Radu Vilău, Valentin Vînturiș, **Marin Marinescu**, Dragoș Costache - *Considerations regarding the study of the dynamic performance of the vehicle braking systems* - CONAT 2010, The 11th International Congress, Brașov - 2010, ISSN 2069-0428 - **FISITA**
- **Marin Marinescu**, Radu Vilau, Valentin Vinturis - *Pressure Evolution within the Braking System of a Vehicle: Getting a Generalized Model* - MTA Review, Vol. XXI, nr. 2, pp. 97-108, Jun. 2011, ISSN 1843-3391, www.Ulrichsweb.com/Ulrichsweb/Ulrichsweb_news/uu/newTitles.asp?uuMonthlyFile=uu201010/new_titles.txt&Letter=M&navPage=9& - **Ulrich's Periodicals, EBSCO**
- **Marin Marinescu**, Radu Vilau - *Generalized model of the pressure evolution within the braking system of a vehicle* - Annals of Faculty Engineering, International Journal of Engineering, Tome XI (Year 2013) - Fascicule 3, pp. 87-92, ISSN 1584-2673, <http://annals.fih.upt.ro/pdf-full/2013/ANNALS-2013-3-13.pdf> - **Index Copernicus, ProQuest, EBSCO, SCIRUS, DOAJ**
- **Marin Marinescu** - *Echilibrarea forțelor de frânare la punțile autocamionului AM 445 TDM* - "A V-a Conferință națională multidisciplinară cu participare internațională Profesorul Dorin Pavel - fondatorul hidroenergeticii românești" Sebeș, 2005, Științe și inginerie, vol. 8, pp. 21-24, Ed. AGIR 2006, ISBN 973-8130-82-4, ISBN 973-720-016-0

d) *Modelarea matematică a comportamentului transmisiilor cu mai multe circuite de putere (autovehicule rapide pe șenile); confirmarea experimentală a modelelor matematice.*

Având în vedere că a existat o perioadă de timp în care am predat și disciplina "Calculul și construcția autovehiculelor militare pe șenile" era firesc să am preocupări și în acest domeniu special. În urma colaborărilor cu dl. conf.univ.dr.ing. Octavian Alexa (actualmente, titular acestui curs), lucrând pentru câteva contracte din PSCD al MApN sau cu SC UMB SA București, am reușit să obținem rezultate foarte bune, ducând chiar la reproiectarea unor sisteme din transmisia tancului românesc. Pe baza temelor de cercetare prinse în PICD al ATM, am reușit să realizăm modele matematice complexe ale transmisiei. Iată câteva din lucrările publicate:

- Constantin-Ovidiu Ilie, Octavian Alexa, Ion Lespezeanu, **Marin Marinescu**, Dănuț Grosu - *Modeling the the work of a torque converter during the getaway process of a vehicle* - ICOMME 2015, Faculty of Mechanics, Craiova, 8th-9th October 2015, Trans Tech Publication, Applied Mechanics and Materials, Vol. 823 (2016), pp. 253-258, doi:10.4028/www.scientific.net/AMM. 823.253 - **Index Copernicus, ProQuest, Ulrichsweb, EBSCO**
- **Marin Marinescu**, Octavian Alexa, Radu Vilau, C-tin Ovidiu Ilie, Valentin Vinturis - *Drag phenomena within a torque converter driven automotive transmission - laminar flow approach* - "EAEC-ESFA The European Automotive Congress", Bucharest, Romania, 25-27 November 2015, Proceedings of the European Automotive Congress EAEC-ESFA 2015, Springer International Publishing Switzerland, 2016, Chapter 48, pp. 517-527, ISBN 978-3-319-27275-7, doi 10.1007/978-3-319-27276-4_48 - **SpringerLink**

- **Marin Marinescu**, Ion Lespezeanu, Radu Vilau, Constantin-Ovidiu Ilie, Octavian Alexa - *Drag Phenomena Within A Torque Converter Driven Automotive Transmission - A Turbulent Flow Approach* - AMMA 2018: The 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering, 17–19 October 2018, Cluj-Napoca, Romania, in Proceedings of the 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering (AMMA 2018), Springer Nature Switzerland AG, PAE, pp. 512-520, 2019, ISBN 978-3-319-94408-1, https://doi.org/10.1007/978-3-319-94409-8_59, WOS:000578264900059 - **ISI (Springer Link, Index Copernicus, Scopus, FISITA)**
- Marian Truță, Octavian Fieraru, Radu Vilău, Valentin Vinturiș, **Marin Marinescu** - *Static and Dynamic Analysis of a Planetary Gearbox Working Process* - "Periodical of Advanced Materials Research" Vol. 837/2014, pp. 489-494, ISSN 1022-6680 (print, cd), ISSN 1662-8985 (web), ISBN 978-3-03785-929-2, www.scientific.net, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.837.489, WOS:000337000500085 - **ISI (Scopus)**
- Octavian Alexa, Radu Vilau, Ovidiu-Constantin Ilie, Daniela Voicu, **Marin Marinescu** - *Aspects regarding the kinematic optimization of a tracked military vehicle's transmission* - Springer International Publishing Switzerland 2017, CONAT 2016 International Congress of Automotive and Transport Engineering, Vol. 1, pp. 348-353, ISBN 978-3-319-45446-7, ISBN (eBook): 978-3-319-45447-4, doi 10.1007/978-3-319-45447-4_39, WOS:000390821400039 - **ISI (SpringerLink)**
- Alexa Octavian, Ilie Constantin Ovidiu, **Marinescu Marin**, Vinturis Valentin, Truta Marian - *Simulating the Torque and Angular Speed Distribution within a Heavy Vehicle's Planetary Gearbox* - Applied Mechanics and Materials Vol. 659 (2014) pp 127-132, © (2014) Trans Tech Publications, Switzerland, ISBN 978-3-03835-272-3, doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.659.127. - **Index Copernicus, ProQuest, Ulrichsweb, EBSCO, CrossRef, Scopus**
- **Marin Marinescu**, Dan Grosu - *A method to determine the efficiency of a planetary gearbox for wheeled vehicles* - CAR 2005, Pitești, 2-3 Nov. 2005, CD edition, (CAR 20051052), ISBN 973-690-450-4

e) Analiza funcțională a motoarelor cu ardere internă și influența modificării diferiților parametri asupra comportamentului acestora.

O dată cu aderarea României la NATO, procesul de integrare a presupus, printre altele, și utilizarea combustibilului unic folosit de toate țările tratatului pentru autovehiculele lor de luptă. În acest sens, între ATM și diferite structuri au fost încheiate diferite contracte, din a căror echipe am făcut și eu parte:

- *Studii și experimentări privind utilizarea combustibilului unic la autovehiculele militare în vederea analizei soluțiilor tehnice de revitalizare a motoarelor actuale în perspectiva dezvoltării unui motor care să funcționeze cu combustibil unic (F34) aditivat. 2004-2006. Contract nr. 2047/2004 - program RELANSIN. Am lucrat în calitate de **membu în echipă***
- *Testarea motorului de tanc la funcționarea cu combustibil unic aditivat - contractul s-a desfășurat în cadrul PSCD al MApN în anii 2004 și 2007 iar eu am avut calitatea de **membu în echipă**.*

Lucrările științifice, derivate din contractele amintite dar și din alte activități de cercetare, desfășurate împreună cu dl. conf.univ.dr.ing. Constanti-Ovidiu Ilie, au fost publicate în volumele unor conferințe internaționale, multe din acestea fiind indexate ISI și beneficiind de numere ridicate de citări. Iată câteva dintre acestea:

- Alexa Octavian, Ilie Constantin-Ovidiu, **Marinescu Marin**, Vilău Radu, Grosu Dănuț - *Recurrence plot for parameters analysing of internal combustion engine* - ModTech 2015, International Conference Modern Technologies in Industrial Engineering, IOP Publishing, Journal of Physics Conference Series: Materials Science and Engineering, Vol. 95 (2015), doi:10.1088/1757-899X/95/1/012121, WOS:000365128900121 - **ISI (Scopus, CrossRef)**
- Constantin Ovidiu Ilie, **Marin Marinescu**, Octavian Alexa, Radu Vilău, Dănuț Grosu - *Statistical models of petrol engines vehicles dynamics* - CAR2017-029, The International Congress of Automotive and Road Transport Engineering CAR 2017, University of Pitesti, Romania 8-10 Nov. 2017, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 252 (2017) 012091, IOP Publishing, ISSN 1757-8981, doi: 10.1088/1757-899X/252/1/012091, Article Number: UNSP 12091, WOS:000419817200091 - **ISI (Scopus)**
- Constantin-Ovidiu Ilie, **Marin Marinescu**, Laszlo Barothi, Radu Vilau, Ion Lespezeanu - *Study the parameters of a petrol engine using analysis of variance* - IVth International Conference Sea-Conf 2018, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Volume 172, Constanta, Romania, 17-19 May 2018, ISBN 978-1-5108-6746-8, ISSN 1755-1307, pp. 233-238, <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/172/1/012028>, WOS:000468048600028 - **ISI (Scopus, GeoBase, Compendex)**
- Dănuț Grosu, **Marin Marinescu**, Octavian Alexa - *Researching the influence of the technical condition of the sensors embedded on the Internal Combustion Engines (ICE) upon the pollutants in the exhaust emissions* - International Congress, Science and Management of Automotive and Transportation Engineering - SMAT 2014, Proceedings, 23rd-25th of October 2014, Editura Universitaria, Craiova, vol. 1+2, ISBN: 978-606-14-0864-1, vol. 2: ISBN: 978-606-14-0866-5, pp. 319-324. - **FISITA**
- Ion Lespezeanu, Florin Militaru, Octavian Alexa, Constantin-Ovidiu Ilie, **Marin Marinescu** - *On-board malfunction simulations on vehicles that are equipped with electronic control systems* - ICOMME 2015, Faculty of Mechanics, Craiova, 8th-9th October 2015, Trans Tech Publication, Applied Mechanics and Materials, Vol. 823 (2016) doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.823.323. - **Index Copernicus, ProQuest, EBSCO**
- Dănuț Grosu, **Marin Marinescu**, Octavian Alexa, Constantin-Ovidiu Ilie - *The Influence of Malfunctions of Sensors Embedded on Intake Manifold of Automobile Engines upon the Pollutants in the Exhaust Emissions* - MTA Review, Vol. XXVII, No. 2, pp. 87-92, Dec. 2017 - **EBSCO, Ulrich's Periodical Directory**

f) *Analiza vibrațională a structurilor autovehiculelor militare.*

Având în vedere experiența pe care am căpătat-o în procesarea semnalelor precum și abilitățile de a depista, în cadrul unui semnal provenit de la un traductor, componentele care oferă informații privitoare la unele disfuncționalități, am fost solicitat de către colegii din departament să analizez semnalele pe care aceștia le obțineau în urma diferitelor măsurători. În temeiul unor contracte pe care le-am menționat deja mai sus sau la solicitarea unor colegi de a lucra împreună pe semnalele achiziționate de aceștia am putut elabora, în colectiv, lucrări științifice publicate în cadrul unor conferințe sau congrese de prestigiu. Multe din acestea au fost menționate mai sus, dar aș dori să mai adaug câteva:

- Daniela Voicu, Ramona Monica Stoica, Radu Vilău, **Marin Marinescu**, Angela Digulescu, Cristina Despina-Stoian, Florin Popescu - *Frequency analysis of vibrations in terms of human exposure while driving military armoured personnel carriers and logistic transportation vehicles* - Microwave and Wireless Communications - Electronics (2023), ISSN 2079-9292, ISI (MDPI), Journal Electronics, Volume12, Issue14, DOI10.3390/electronics12143152, WOS:001035019500001 - **ISI [JIF (Journal Impact Factor) = 2,90 (2022)]**
- **Marin Marinescu**, Radu Vilău - *A fault identification method using spectral analysis of a measured signal* - The VIIth International Conference "New Challenges in the Field of Military Sciences 2010", 28-30 September 2010, Budapest, Hungary, ISBN 978-963-87706-6-0, www.bjkmf.hu/tudelet/present.html
- **Marin Marinescu**, Radu Vilău, Ovidiu-Constantin Ilie, Gheorghe Becheru - *High order spectral analysis of a measured automotive amount* - "IVth International Symposium on Defence Tehnology", Bolyai Janos Military Faculty, ZMNDU, Budapest, Hungary, 20-21 Apr. 2006, CD edition, 8 pg., ISSN 1416-1443, http://uni-nke.hu/downloads/bsz/bszrepertorium/Bolyai%20szemle_repertorium_1999_2008.pdf

g) Evaluări ale capacităților dinamice ale unor autovehicule aflate în faza de proiectare. Testarea - evaluarea autovehiculelor ce fac obiectul unor contracte de achiziții ale MApN.

O mare parte din activitatea mea de cercetare științifică a constat în testarea autovehiculelor sau a unor organe și agregate din construcția acestora ce au fost propuse să intre în înzestrarea MApN, fie că acestea au fost achiziționate ulterior fie că nu. Astfel, conform listei de lucrări și de contracte anexate la dosar am participat, de cele mai multe ori în calitate de director de proiect, la peste 20 de programe de testare. Menționez că aceste activități sunt extrem de cronofage și presupun calități manageriale bine conturate pentru a putea fi duse la îndeplinire. Menționez doar câteva din acestea.

- *Demonstrator tehnologic pentru prototipul direct operational "B33 ZIMBRU". 2002-2003 - contract 1636/2002, programul RELANSIN beneficiar AMCSIT, www.mct.ro/web/2/revista/3Relansare.htm - **coordonator echipă testare***
- *Solutii tehnice in vederea montarii motorului din dotarea MLI-84 pe TAB B33 "ZIMBRUL" - poz 10/PSCD/2006, beneficiar DpA - **director de proiect***
- *Testarea-evaluarea platformei multifuncționale "SAUR-1". Probe auto - perioada 2008-2009, contract nr. A7950/2008, beneficiar SC Uzina Automecanica Moreni SA. - **coordonator echipă testare***
- *Testare - evaluare de dezvoltare a prototipului 908.0008 MITCL-00LA 26.360 DFAEG. Probe auto - perioada 2006-2008, contract A9055/1/2006, beneficiar SC Aerostar Bacău SA - **coordonator echipă testare***
- *Testare - evaluare de dezvoltare a prototipului 908.0007 LAROM 321.130-00LA 26.410 DFAEG. Probe auto - perioada 2006-2008, contract A9055/2/2006, beneficiar SC Aerostar Bacău SA - **coordonator echipă testare***
- *Testare - evaluare de dezvoltare a prototipului 908.0009 3PCDT-00 22.310 DFAEG. Probe auto - perioada 2006-2008, contract A9055/3/2006, beneficiar SC Aerostar Bacău - **coordonator echipă testare***

- *Studii tehnice privind militarizarea platformelor tip DACIA DUSTER* - Perioada 2018, poz. 14/PSCDI al MApN 2018, beneficiar Departamentul pentru Armamente - **membu în echipă**
- *Periscop supraînălțat pentru conducerea pe apă a TBT PIRANHA IIIC (Demonstrator tehnologic, Plan de testare-evaluare, Specificatie tehnica, Proceduri testare)* - poz. 8 din planul sectorial al MApN 2018 - contract A370/2018 - **director de proiect**; respectiv *(Încercări. Întocmire Raport testare-evaluare)* - poz. 65 din planul sectorial al MApN 2019 - contract A11000/2018, beneficiar SMFT - **director de proiect**

La modul general, aceste proiecte au adus beneficii instituției în valoare de aproximativ 3.000.000 lei (actualizată cu rata inflației) evident, datorită întregilor echipe de proiect. Pe baza rezultatelor obținute, am elaborat și publicat, împreună cu membrii echipelor de proiect o serie întreagă de lucrări cu caracter științific, din care vreau să prezint câteva, printre cele mai reprezentative:

- Constantin-Ovidiu Ilie, **Marin Marinescu** - *Using Correlation Analysis to Modeling Vehicle Dynamics* - International Congress, Science and Management of Automotive and Transportation Engineering - SMAT 2014, Proceedings, 23rd-25 th of October 2014, Editura Universitaria, Craiova, vol. 1+2, ISBN: 978-606-14-0864-1, vol. 1: ISBN: 978-606-14-0865-8, pag. 35-38, **FISITA**
- Minu Mitrea, **Marin Marinescu**, Lucian Grigore, Petre Herăscu, Valentin Vînturiș, Radu Vilău, Liviu Loghin - *Some aspects regarding the research program of the new "Zimbru M1" Romanian armoured personnel carrier* - CAR 2005, Pitești, 2-3 Nov. 2005, CD edition, (CAR 20051051), ISBN 973-690-450-4 - **FISITA**
- Minu Mitrea, **Marin Marinescu**, Dănuț Grosu - *Some aspects concerning testing and assessing of the automobile platforms for further development of the LAROM Weapon System* - SMAT 2008, 23-25 October, 2008, Craiova, Romania, ISBN 978-606-510-253-8, ISBN 978-606-510-245-3. - **FISITA**
- **Marin Marinescu**, Radu Vilău, Mitrea Minu - *Some considerations about the experimental research of the wheeled military vehicles braking systems* - ESFA 2009, November 12-14, Bucharest, ISSN 2067-1083
- Constantin-Ovidiu Ilie, **Marin Marinescu** - *Using sensitivity analysis for modeling vehicle dynamics* - The 5th International Conference "Advanced composite Materials Engineering" and The 3rd International Conference "Research & Innovation in Engineering", COMAT 2014, October 16-17, 2014, Transilvania University of Brașov, Transilvania University Press of Brașov, Romania, DVD edition, vol. 2, pp. 82-85, ISBN 978-606-19-0411-2
- Constantin-Ovidiu Ilie, **Marin Marinescu**, Florin Oloeriu - *Getting a mathematical model of the vehicle's dynamics using regressions* - Second international congress automotive, safety and environment, SMAT 2008, 23-25 October, 2008 Craiova, Romania, ISBN 978-606-510-253-8, ISBN 978-606-510-245-3. - **FISITA**
- Constantin-Ovidiu Ilie, **Marin Marinescu**, Octavian Alexa, Daniela Voicu, Laszlo Barothi - *Correlation analysis - a data analysis tool in the vehicle dynamic modeling process* - Revista Ingineria Automobilului nr. 44 - sept. 2017, pg. 9-12, ISSN 2457-5275, WOS:000424398000004 - **ISI-ESCI (Index Copernicus, Scopus)**

- Alexa Octavian, Ilie Constantin-Ovidiu, Vilau Radu, **Marinescu Marin**, Truta Marian - *Using Neural Networks to Modeling Vehicle Dynamics* - Applied Mechanics and Materials Vol. 659 (2014) pp 133-138 , Trans Tech Publications, Switzerland, ISBN 978-3-03835-272-3, doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.659.133. - **Index Copernicus, ProQuest, Ulrichsweb, EBSCO, Scopus**
- Octavian Alexa, Marian Truta, **Marin Marinescu**, Radu Vilau, Valentin Vinturis - *Simulating the longitudinal dynamics of a tracked vehicle* - Advanced Materials Research Vol. 1036 (2014) pp 499-504, Trans Tech Publications, Switzerland, ISBN 978-3-03835-255-6, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.1036.499 - **Index Copernicus, ProQuest, Ulrichsweb, EBSCO, Scopus**

Deși nu voi constitui un punct separat, vreau să menționez și activitatea de standardizare în care am fost implicat după obținerea calității de doctor-inginer, fiind autorul sau revizorul a 13 standarde militare, din care 6 au fost de tip STANAG (standarde militare tehnice NATO)

În fine, tot pe baza unui contract din cadrul PSCD al MAPN (*Pistă simulare accidente auto*, poziția 8 din Planul sectorial de cercetare-dezvoltare al MAPN pe anul 2018) am realizat un sistem de studiu la impact al autovehiculelor și ocupanților acestora (un ciocan de lovire a autovehiculului și un manechin instrumentat) de foarte mare utilitate pentru disciplina *Analiza și reconstrucția evenimentelor rutiere* predată la programul de master ETIA.

În tabelul următor sunt redate informații ce permit evaluarea activităților de cercetare științifică.

Tabelul B - Evaluarea activității de cercetare științifică

Tipul activităților	Categoriile și restricții	Subcategoriile	Indicatori realizați	
			Nr.	Punctaj
2.1 Articole în extenso în reviste cotate ISI, proceedings indexate ISI, Thomson Reuters sau SAE			18	116,1
2.2 Brevete de invenții	2.2.1 Internaționale		-	-
	2.2.2 Naționale		-	-
2.3 Articole în reviste și volume ale unor manifestări științifice indexate în alte baze de date internaționale recunoscute CNATDCU			40	249,4
2.4 Articole în reviste și volume ale unor manifestări științifice indexate în alte baze de date internaționale sau neindexate			90	262,5
2.5 Granturi / proiecte câștigate prin competiție / de cercetare / consultanță pentru mediul economic	2.5.1 Director / responsabil	2.5.1.1 Internaționale	-	165,2* (40,7)
		2.5.1.2 Naționale	12(2)	
	2.5.2 Membru în echipă	2.5.2.1 Internaționale	-	
		2.5.2.2 Naționale	25(6)	
TOTAL ACTIVITATEA DE CERCETARE ȘTIINȚIFICĂ				793,2* (668,7)

Notă: valorile marcate cu * corespund tuturor contractelor încheiate, în timp ce valorile din paranteză corespund contractelor încheiate exclusiv cu mediul civil

Recunoașterea performanțelor profesionale și impactul activității

Recunoașterea națională și internațională a activității didactice și de cercetare științifică este atestată prin datele centralizatoare prezentate în tabelul 1.3 cât și prin alte activități la care am fost invitat. Dintre acestea voi menționa:

- Participarea ca membru în comisiile de concurs pentru ocuparea posturilor didactice de asistent universitar - 5 comisii în ATM
- Participarea ca membru în comisiile de concurs pentru ocuparea posturilor didactice de lector universitar - 5 comisii în ATM
- Participarea ca membru în comisiile de concurs pentru ocuparea posturilor didactice de **conferențiar universitar** - 3 comisii în ATM, 3 comisii în Universitatea "Politehnica" Timișoara, 2 comisii în Universitatea "Politehnica" București
- Membru în comisiile de acordare a titlului de doctor-inginer - 12 teze
- Membru în comisiile de îndrumare pregătire prin doctorat - 14 teze
- Profesor invitat (predare) la 3 cursuri (unul internațional "*Engine Diagnostics*" la Facultatea Tehnică Militară din Budapesta, Ungaria și două în cadrul programelor de colaborare cu firme și instituții internaționale: "*Curs de perfecționare pentru profesioniștii din transporturi în domeniul securității traficului rutier*" și "*Curs de perfecționare pentru profesioniștii din transporturi în domeniul asigurării încărcăturilor în traficul rutier*" din Republica Cehă și din România).
- 50 de citări în lucrări indexate și cotate ISI (*factor de impact cumulat al citărilor: 42,350*).
- 52 de citări în alte BDI recunoscute de CNACTDU
- Două prezentări invitate în plenul unor conferințe internaționale
- Membru al comitetelor științifice ale revistelor și conferințelor internaționale: *Revista Ingineria Automobilului*, ISSN 1842-4074; *CAR2017 - The International Congress of Automotive and Road Transport Engineering CAR 2017*, University of Pitesti, Romania 8-10 November 2017, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 252 (2017) 012024, IOP Publishing, ISSN 1757-8981, doi: 10.1088/1757-899X/252/1/012024, *Revista Ingineria Automobilului*, ISSN 1842-4074; *Revista RoJAE - Romanian Journal of Automotive Engineering*, ISSN 2284-5690 (online, English); *Revista RoJAE - Romanian Journal of Automotive Engineering*, ISSN 2284 – 5690 (online, English).
- Referent (*reviewer*) sau "*track-director*" al unor reviste sau conferințe: *Revista Ingineria Automobilului*, ISSN 1842-4074; *International Congress of Automotive and Transport Engineering The 2016 International SIAR Congress 26 – 29 October 2016, Brasov Romania CONAT 2016*; *Open Engineering Journal*, *LOGI Conference 2019*; *AMMA 2018: The 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering*, 17–19 October 2018; *The European Automotive Congress EAEC-ESFA 2015*; *AIMS 2021: The XXXI-st SIAR International Automotive and Transport Engineering Congress*, „*Automotive and Integrated Transport Systems – AITS*”, 28.10 – 30.10.2021; *The European Automotive Congress EAEC-ESFA 2023*; *Central European Journal of Engineering*; *Issues in Business Management and Economics*, ISSN 2350-157X; *International Journal of Educational Policy Research and Review*; *International Journal of Agricultural Policy and Research*, ISSN 2350-1561; *MTA Review*, ISSN: 1843-3391.
- Reprezentantul României în grupul de lucru NATO LG-2 (autovehicule blindate ușoare pe roți - 2002)

- Membru în asociații profesionale (**SIA** - *Societe des Ingenieurs de l'Automobile* - France și **SAE** - *Society of Automotive Engineers* - USA respectiv membru fondator al **SIAR** - *Societatea Inginerilor de Automobile din România*)

Tabelul C - Evaluarea recunoașterii performanțelor profesionale și impactul activității

Tipul activităților	Categoriile și restricții	Subcategoriile	Indicatori realizați	
			Nr.	Punctaj
1	2	3	4	5
3.1 Citări în reviste ISI și BDI (fără autocitări)	3.1.1 ISI	3.1.1.1 cu FI	14	205,4
		3.1.1.2 fără FI / proceedings	38	
	3.1.3 BDI		52	209,8
3.2 Prezentări în plenul unor manifestări științifice naționale și internaționale		3.2.1 Internaționale	1	30,0
		3.2.2 Naționale	1	
3.3 Profesor invitat, în cadrul acordurilor academice internaționale și programelor de colaborare cu instituții și firme internaționale, inclusiv programele Erasmus+ (predare)			3	90,0
3.4 Membru în colectivele de redacție sau comitetele științifice ale revistelor sau manifestărilor științifice. Organizator de manifestări științifice/ Recenzor	3.4.1 Reviste ISI cu FI	3.4.1.1 Membru în colectivul științific / editor	1	70,0
		3.4.2 Reviste ISI fără FI / proceedings	2	
	3.4.2 Reviste ISI fără FI / proceedings	3.4.2.1 Membru în colectivul științific / editor	7	60,0
		3.4.2.2 Recenzor	7	
	3.4.3 Reviste / Manifestări științifice indexate BDI	3.4.3.1 Membru în comitetul științific	3	60,0
		3.4.3.2 Recenzor	12	
3.4.4 Reviste/ Manifestări științifice neindexate	3.4.3.1 Membru în comitetul științific	2	60,0	
	3.4.3.2 Recenzor	1		
3.5 Experiență de management, analiză și evaluare în cercetare și/sau învățământ	3.5.1 Organizații internaționale	3.5.1.1 Conducere	-	5,0
		3.5.1.2 Membru	1	
	3.5.2 Organizații naționale	3.5.2.1 Conducere	6	20,0
		3.5.2.2 Membru	5	
3.6 Referent în comisii de doctorat / abilitare; Membru în echipe de îndrumare doctorat	3.6.1 Internaționale	3.6.1.1 Conducere	-	80,0
		3.6.1.2 Membru	-	
	3.6.2 Naționale	3.6.2.1 Conducere	-	
		3.6.2.2 Membru	16	
3.7 Premii/ Distincții	3.7.4 Premii naționale în domeniu		1	5,0
3.8 Membru în academii, organizații, asociații profesionale de prestigiu, naționale și internaționale, apartenență la organizații din domeniul educației și cercetării	3.8.4 Membru în asociații profesionale	3.8.4.1 Internaționale	1	15,0
		3.8.4.2 Naționale	1	
TOTAL RECUNOAȘTEREA PERFORMANȚELOR PROFESIONALE ȘI IMPACTUL ACTIVITĂȚII				790,2

Experiență managerială

Voi prezenta câteva date pe care le consider a fi relevante în privința experienței manageriale.

- Coordonator echipă de testare-evaluare în peste 20 de programe de încercări autovehicule (precum și în mai multe programe pe care nu le-am amintit, în perioada în care activam ca inginer în cadrul structurilor productive ale MApN).
- Șeful a trei comisii didactice în cadrul *Departamentului de Autovehicule Militare și Transporturi* din ATM pentru o perioadă cumulată de 20 de ani
- Membru în Consiliul *Facultății de Sisteme Integrate de Armament*: 6 ani (2003-2008)
- Responsabil cu activitatea de cercetare la nivelul Departamentului în perioada 1999-2008 (9 ani)
- Coordonator pentru relația ATM cu *Facultatea Tehnică Militară "Bolyai Janos"* din Budapesta, Ungaria, în perioada 2000-2006 (6 ani).
- Coordonatorul echipelor de autoevaluare (procedură ARACIS) pentru cursul de master ETIA (4 proceduri de evaluare).
- Coordonatorul a două cercuri științifice studențești din ATM (pentru o perioadă de 11 ani).
- Co-organizator al mai multor *Conferințe Internaționale ale Studenților "CERC"* (cu participare internațională) din cadrul ATM.

Capitolul 1

Analiza vibrațională a organelor transmisiilor

În activitatea de cercetare am considerat că cea mai mare importanță o are efectuarea de măsurători cât mai precise a parametrilor de interes [1]. Calitatea procesului de experimentare, atât din perspectiva calității elementelor componente ale lanțurilor de măsurare (traductori, conectică, amplificatoare, aparatură de stocare a datelor etc.) cât și din cea a rigurozității efectuării testelor (controlul condițiilor de testare, rata ridicată de repetabilitate a rezultatelor etc.) este determinantă în obținerea de rezultate concludente.

În plus, prelucrarea primară adecvată a datelor permite creșterea gradului de încredere în rezultatele obținute [1]. În cercetarea pe care am efectuat-o după obținerea calității de doctor inginer am urmărit în permanență aceste aspecte, indiferent de parametrii pe care i-am măsurat.

Măsurătorile pe care le-am efectuat în cadrul diferitelor testări au vizat, în primul rând, autovehicule militare (grație mediului educațional și de cercetare în care îmi desfășor activitatea). Acestea se caracterizează, în funcționare, prin regimuri dinamice dure, fiind autovehicule de teren prin excelență [2], [3]. Un prim aspect este cel al decelării valorilor unor mărimi ce ar putea fi considerate erori grosolane de măsurare față de cele utile, generate de șocurile apărute frecvent în funcționarea agregatelor.

Un al doilea aspect ridicat de instrumentarea agregatelor autovehiculelor militare este constituit de accesibilitatea la organul/piesa de instrumentat. Autovehiculele militare se caracterizează prin parcimonia cu care este administrat orice spațiu aflat la dispoziție, compactitatea structurilor fiind ridicată [3].

Un alt aspect este dat de influența funcțională reciprocă, mult mai intensă decât în cazul autovehiculelor civile, a diferitelor componente instrumentate. O carcasă blindată, spre exemplu, se va comporta precum o cutie de rezonanță, vibrațiile măsurate pe un organ al transmisiei fiind percepute și de traductorii unui alt organ al vehiculului, instrumentat în apropierea primului [4], [67]. În aceste cazuri trebuie să intervină un riguros proces de filtrare și eliminare într-o cât mai mare măsură a datelor din serii care nu reprezintă variații ale mărimii măsurate.

Urmare a problematicei dezvoltate în teza de doctorat, în anii imediat următori susținerii tezei am fost solicitat să elaborez o metodologie de diagnoză a stării tehnice a transmisiilor autovehiculelor militare de luptă, cu focalizare pe cele pe roți. Am considerat că analiza vibrațională ar putea oferi date relevante despre comportamentul funcțional al diferitelor elemente ale transmisiei dar fără a rezuma totul la binecunoscuta analiză în frecvență [85].

În fig. 1.1 este redată o structură de măsurare a turațiilor și momentelor din transmisia unui autovehicul militar. Într-un spațiu restrâns au fost montați 5 traductori, transmisia autovehiculului fiind o adevărată "rețea" de forță în zona de instrumentare [4]. Una din sursele de zgomot îl reprezintă contactul dintre perii și inelele colectoare. Pentru înlăturarea într-o cât mai mare măsură a posibilității apariției zgomotelor în funcționarea traductorilor (mai ales la colectoarele de trecere) acestea au fost echipate cu două rânduri de perii. De asemenea, traductorul inductiv a fost montat în cuplaj diferențial (fig. 1.2). Zgomotul, în cazul menționat, este mai ales un zgomot "alb", ce se manifestă într-o gama largă de frecvențe și este greu decelabil chiar și în cazul unei analize Fourier. Mai mult, spectrele de frecvență decelate cu ajutorul analizei Fourier sunt statice, "înghețate" în timp, deși regimurile funcționale ale organelor sunt dinamice, cu evoluții temporale ample [6].

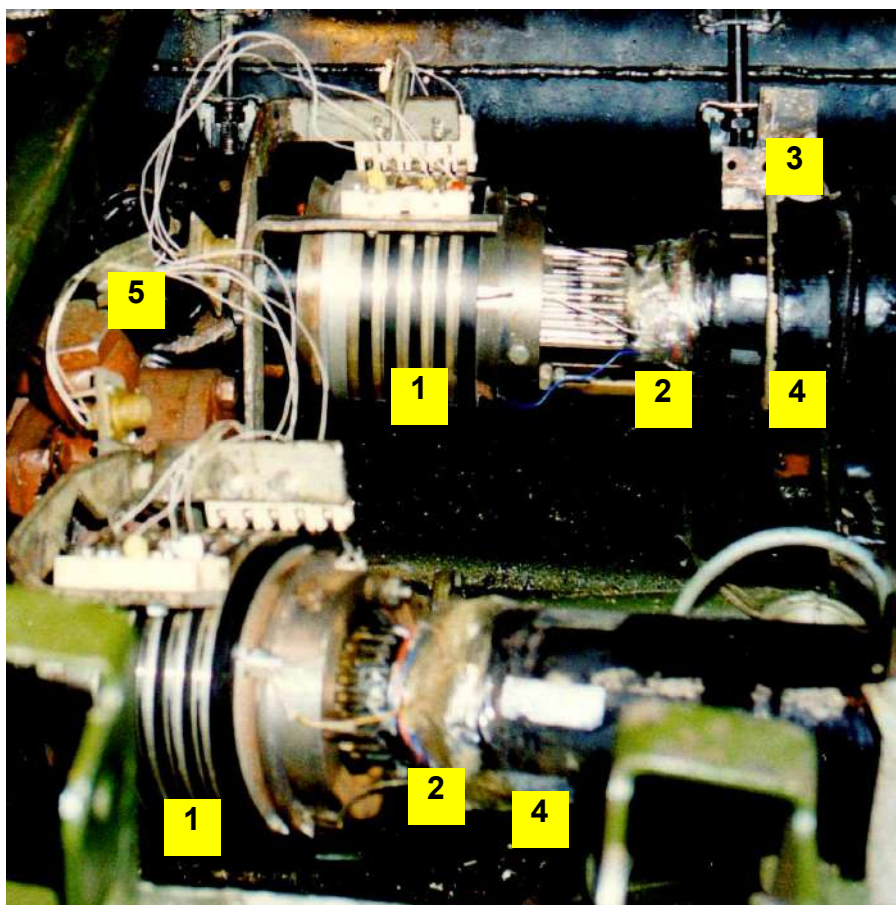


Fig. 1.1 - Măsurarea turației și momentelor pe arbori ai transmisiei

1 - colector de trecere (cu două seturi de perii fiecare, pentru eliminarea cât mai bună a zgomotelor de măsurare); 2 - traductor moment torsiune (punte Wheatstone); 3 - traductor optic de viteză unghiulară; 4 - benzi reflectorizante pentru traductorul optic de viteză unghiulară; 5 - traductor inductiv de viteză unghiulară (în montaj diferențial, pentru creșterea preciziei de măsurare).

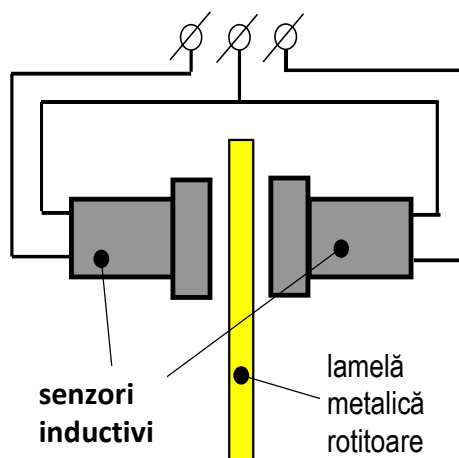


Fig. 1.2 - Soluție pentru schema de montaj pentru traductor inductiv de viteză unghiulară

1.1. Analiza spectrală (mono și polispectrală) a semnalelor provenite de la măsurători

A. Analiza mono-spectrală

După cum se cunoaște, spectrele caracteristice analizei monospectrale sunt spectrele de amplitudine (folosite pentru a determina frecvențele pe care oscilează semnalele înregistrate) și spectrele de putere (care ilustrează frecvențele sau intervalele de frecvență pe care se disipă cea mai mare energie a oscilațiilor).

Spectrele de amplitudine se pot obține prin dezvoltări în serie Fourier atât pentru semnalele periodice cât și pentru cele neperiodice în timp [7], [8]. Pornind de la acestea, se pot determina ponderile amplitudinilor semnalelor ale diferitelor frecvențe componente, care conduc la concluzii privind intensitățile diferitelor încărcări ale componentelor sistemului mecanic.

O funcție continuă poate fi discretizată utilizând transformata Fourier directă (DFT). Considerând un sistem mecanic care are un comportament linear și o dinamică staționară, o mărime experimentală în timp continuu $x(t)$ are o imagine Fourier data de DFT:

$$X(jf) = F[x(t)] = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-2\pi f t} dt \quad (1.1)$$

unde f e frecvența, $j = \sqrt{-1}$ iar $2\pi f = \omega$ este pulsația.

Funcția complexă $X(jf)$ are o parte reală $U = \text{Re}[X(jf)]$ și una imaginară $V = \text{Im}[X(jf)]$ care pot fi folosite pentru a o rescrie sub forma $X(jf) = U(f) + jV(f)$. Aceasta formă este cunoscută sub denumirea de *spectru de amplitudine*. Dacă se rescrie sub forma exponențială $X(jf) = A(f)e^{j\psi(f)}$, atunci $A(f) = |X(jf)| = \sqrt{U^2(f) + V^2(f)}$ este modulul (sau amplitudinea) iar $\psi(f) = \text{Arg}[X(jf)] = \text{arctg} \frac{V(f)}{U(f)} + m\pi$ este faza (sau argumentul, și în care $m = 1, 2, \dots$).

Spectrele de putere reprezintă o altă caracteristică a analizei spectrale [7], [8], furnizând informații privind densitatea spectrală de putere, $E(f)$. Legătura acestuia cu spectrul de amplitudine este dată de relația:

$$E(f) = |X(jf)|^2 = X(f) \cdot X^*(f) \quad (1.2)$$

în care $X^*(f) = U(f) - jV(f) = X(-f)$ este spectrul conjugat. Pe baza acestuia, ecuația (11) se poate rescrie:

$$E(f) = U^2(f) + V^2(f) \quad (1.3)$$

care este o funcție reală și permanent pozitivă

În același timp, densitatea spectrală de putere este dată de inversul transformatei Fourier a funcției de autocorelație $R_x(\tau)$:

$$S_x(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} R_x(\tau) e^{-2\pi f \tau} d\tau \quad (1.4)$$

Sensul fizic al densității spectrale de putere este furnizat de reprezentarea ei matematică, adică suprafața de sub curba transformatei Fourier reprezintă valoarea medie a puterii semnalului dintr-o bandă dată de frecvențe. Aceasta furnizează informații despre energia disipată pe respectiva bandă de frecvențe. Relațiile integrale de mai sus sunt valabile pentru un semnal continuu în timp $x(t)$. Dacă datele sunt furnizate în domeniul discret, se va utiliza transformata Fourier discretă (când semnalul se prezintă sub forma $x(n)$, în care n este numărul de perechi de valori ale semnalului de analizat). Dacă numărul total de perechi de valori N este multiplu de 2^n atunci se va putea folosi transformata Fourier rapidă (FFT):

$$X(k) = \sum_{n=1}^N x(n) e^{\left(\frac{-2\pi j(k-1)(n-1)}{N} \right)}; \quad k \in [1; N] \quad (1.5)$$

Semnalul în timp discret scris sub formă Fourier (Transformata Fourier Inversă în timp discret) e dat de:

$$x(n) = a_0 + \sum_{k=1}^{\frac{N}{2}} \left[a(k) \cos \frac{2\pi k t(n)}{N \Delta t} + b(k) \sin \frac{2\pi k t(n)}{N \Delta t} \right] \quad (1.6)$$

în care

$$a_0 = \frac{X(1)}{N}; \quad a(k) = \frac{2 \operatorname{Re}[X(k+1)]}{N}; \quad b(k) = -\frac{2 \operatorname{Im}[X(k+1)]}{N} \quad (1.7)$$

Pe lângă termenii deja explicitați din ecuațiile de mai înainte mai apar și:

- $t(n)$ - momentul de eșantionare a semnalului în timp discret $x(n)$;
- Δt - rata de eșantionare.

B. Analiza poli-spectrală (multispectrală)

Acest lucru devine posibil cu ajutorul analizei în timp-frecvență (analiza polispectrală) [10], [11], care permite separarea componentei staționare de cele nestaționare (evaluarea evoluției temporale a coeficienților ecuațiilor diferențiale ale mișcărilor oscilatorii componente). Frecvent folosită este analiza bispectrală (care utilizează transformatele bidimensionale) care permit decelarea componentelor neliniare ale sistemului [86].

Acest tip de analiză se bazează pe analiza de autocorelație, utilizând "cumulanți", care nu sunt altceva decât combinații liniare ale momentelor statistice de ordin superior. Cu cât este mai ridicat ordinul cumulantului, cu atât e mai ridicat ordinul analizei multispectrale. Spre exemplu, cumulantul de ordinul 1 este definit ca fiind media semnalului în timp discret [12]:

$$C_{1x}(k, r) = M\{x(n)\} \quad (1.8)$$

cel de ordinul 2 (definit ca funcția de corelație [22], [41] din analiza transformatei Fourier din analiza monospectrală) are forma:

$$C_{2x}(k) = M \left\{ x^*(n) \cdot x(n+k) \right\} \quad (1.9)$$

iar cel de ordinul 3 (cel mai folosit la analiza în timp frecvență a semnalelor provenite din măsurări ale mărimilor mecanice, corespunzător analizei bispectrale) are forma:

$$C_{3x}(k, r) = M \left\{ x^*(n) x(n+k) x(n+r) \right\} \quad (1.10)$$

În ecuațiile precedente, $M\{\cdot\}$ este operatorul de mediere $x(n)$, $x^*(n)$ reprezintă semnalul analizat respectiv iar k și r regresorii utilizați [12], [86].

Pornind de la aceste observații, formele cele mai utilizate de analiză spectrală pot fi realizate astfel:

- analiza monospectrală utilizează cumulantul de ordinul 2 (funcția de autocorelație dată de (4)), rezultatul ei fiind monospectrul semnalului $x(n)$ în timp discret, adică densitatea spectrală de putere:

$$S_{3x}(f_1, f_2) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} C_{2x}(k) e^{-2\pi j f k}, \quad k \in (-\infty, \infty) \quad (1.11)$$

- analiza bispectrală utilizează cumulantul de ordinul 3 (din ec. (10)), rezultatul ei fiind bispectrul semnalului $x(n)$ în timp discret, adică variația în timp a spectrului de frecvențe ale semnalului [12], [25]:

$$S_{3x}(f_1, f_2) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \sum_{r=-\infty}^{+\infty} C_{3x}(k, r) e^{-2\pi j f_1 k} e^{-2\pi j f_2 r}, \quad k \in (-\infty, \infty) \quad (1.12)$$

în care f_1 și f_2 sunt frecvențele componentei liniare, respectiv neliniare.

- procedând similar se pot face și analize de ordin superior; astfel, dacă prin analiza bispectrală se poate face separarea componentei liniare de cea neliniară a unui semnal, prin analiza tri-spectrală se poate separa zgomotul de semnalul util (aplicabilă în domeniul filtrării semnalului atunci când sursa zgomotului și forma aproximativă a acestuia pot fi cunoscute)

- dacă semnalele sunt date în formă continuă, analiza se poate desfășura în mod similar, folosind integrale în locul sumelor finite.

Existența zgomotelor în semnalul util poate fi recunoscută și din analiza bispectrală, mai precis din "popularea" câmpului grafic al cumulantului de ordinul 3. Dacă graficele cumulantului de ordin 3 sunt nepopulate (inclusiv cele ale amplitudinii și fazei acestuia), atunci semnalul nu are componente neliniare. În caz contrar, cu cât popularea este mai "densă", cu atât componentele neliniare sunt mai prezente.

1.2. Prelucrarea primară a semnalelor. Identificarea surselor de zgomot

Referitor la măsurarea momentelor din transmisia instrumentată, una din surse îl reprezintă contactul dintre perii și inelele colectoare, mai ales în cazul colectoarelor de trecere. Cu riscul repetării celor spuse mai sus, reamintesc că pentru înlăturarea într-o cât

mai mare măsură a posibilității apariției zgomotelor în funcționarea traductorilor se recomandă echiparea acestora cu două rânduri de perii. În cazul traductoarelor inductive de turație se recomandă montarea în cuplaj diferențial (fig. 1.2). Zgomotul "alb" obținut se manifestă într-o gamă largă de frecvențe și este greu decelabil chiar și cu analiza Fourier, cu atât mai mult cu cât spectrele de frecvență decelate cu ajutorul analizei Fourier sunt statice, deși regimurile funcționale ale organelor sunt dinamice, cu evoluții temporale rapide.

O primă analiză a semnalului a încercat să releve existența unor frecvențe particulare pe care sistemul oscilează cu energii mari și, eventual, identificarea acestor surse. Prin urmare, s-a aplicat analiza monospectrală a semnalului (când s-a încercat într-o cât mai mare măsură să se păstreze - la nivel macro - un regim constant de funcționare).

Spectrul utilizat a fost cel de amplitudine (conform ecuației (1.1)).

Vehiculul a funcționat în treapta întâi de viteze, turația motorului fiind menținută la 1100...1200 rot/min (viteza de deplasare 4,2...4,5 km/h). Pentru aceasta a fost blocată pedala de accelerație. Ținând cont de raportul de transmitere, arborele instrumentat se rotește cu aproximativ 200...205 rot/min, adică o frecvență de 3,3...3,4 Hz.

Cu ajutorul ecuației (1.2) s-a trasat spectrul de amplitudine din fig. 1.3. Se poate observa că, în cazul unui regim macrostaționar, frecvențele pe care se disipă energie sunt cuprinse în benzile de 3,2...3,5 Hz, 7,5...7,8 Hz și 14,6...14,9 Hz. Frecvența determinată pentru proba etalon se încadrează în zona primului vârf al transformatei Fourier, deci prima bandă de frecvențe ce ar trebui filtrată este 3,2...3,5 Hz.

Întrebarea care se naște este: aceste frecvențe fac parte din semnalul util sau reprezintă zgomot? Și, dacă sunt zgomote, de unde provin?

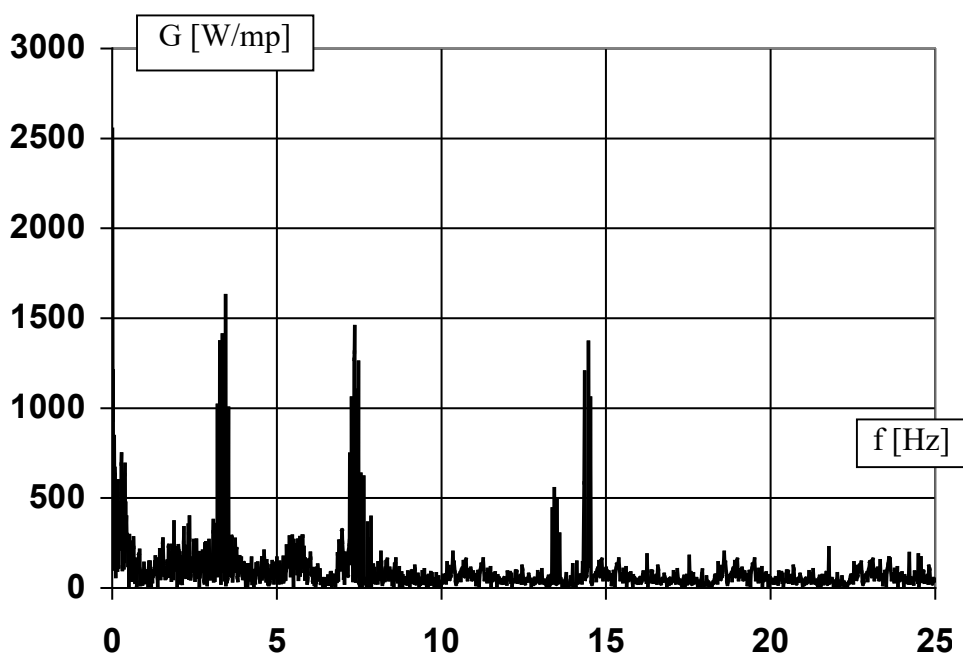


Fig. 1.3 - Spectrul de amplitudine a semnalului

Răspunsul a fost găsit pornind de la operațiunile tehnice efectuate în faza de instrumentare. La pregătirea unuia dintre arbori pentru montarea colectorului de trecere, s-au desprins accidental contragreutăților de echilibrare, conducând la dezechilibrarea dinamică a acestuia [42]. Cum, într-o primă fază, turația motorului a fost menținută la o valoare constantă, ținând cont de valoarea acesteia și de rapoartele de transmitere pe

traseul dintre motor și arborele instrumentat, se poate face legătura directă cu prima bandă de frecvențe și, prin urmare, aceasta poate fi considerată zgomot. Mai mult, se poate observa că benzile 2 și 3 de frecvențe, pe care sistemul disipă energii mari, sunt multipli întregi ai primei frecvențe; așadar ele ar trebui să reprezinte armonicile superioare (2 și 3) ale celei de bază.

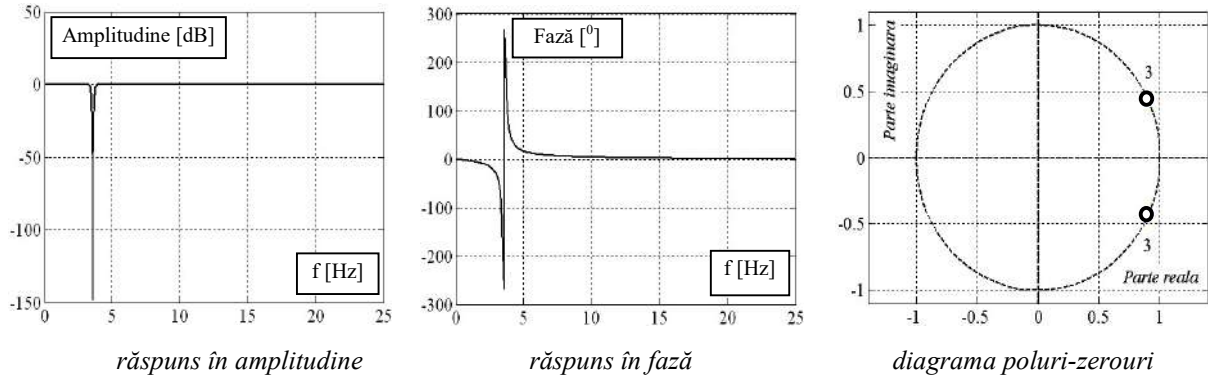


Fig. 1.4 - Filtru Butterworth IIR, de ordinul 6, stop-bandă 3,2÷3,5 Hz

Există două tipuri de filtre în funcție de răspunsul la semnalul impuls: filtre cu răspuns finit (FIR) și filtre cu răspuns infinit (IIR¹⁸). Nu voi intra în detaliile teoretice ale construcției filtrelor sau a fezabilității acestora în funcție de tipul semnalului etc. [14]. Mediile de programare utilizate (în speță modulul *ToolBox* din Matlab) sugerează folosirea unui tip sau a altuia, cel ales pentru analiza desfășurată fiind un filtru digital, de tip IIR, a cărui expresie are

forma generală
$$y(n) = \sum_{i=1}^p a_i y_{n-1} + \sum_{j=0}^q b_j x_{n-j}$$
, în care semnalul este exprimat în

formă discretă.

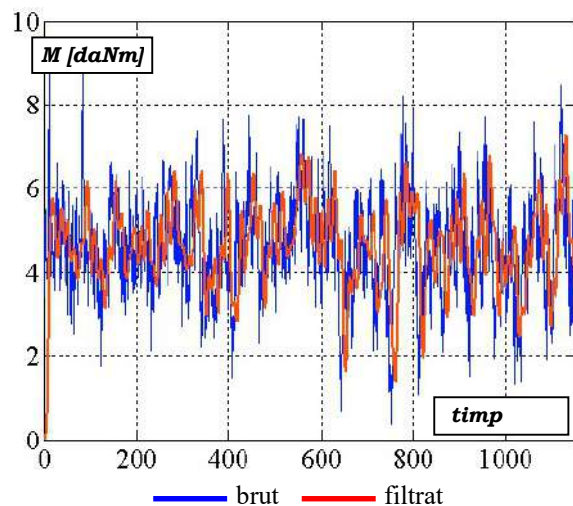


Fig. 1.5 - Semnal original și filtrat

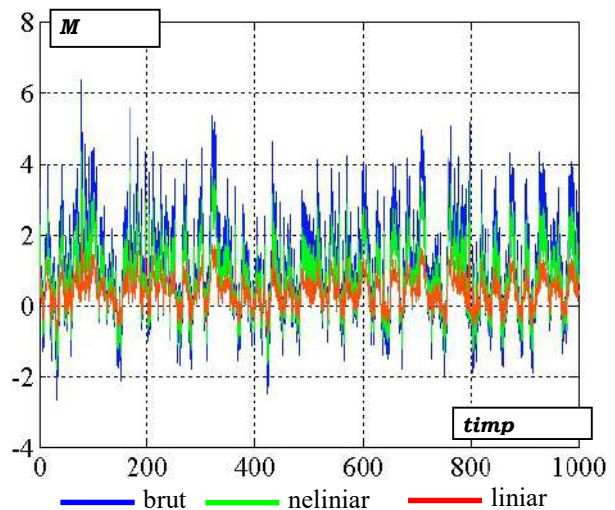


Fig.1. 6 - Semnal separat pe componente

La proiectarea unui filtru trebuie să se țină cont de două aspecte [15]. Primul este legat de frecvențele care urmează să fie filtrate și de puterile disipate pe aceste frecvențe

¹⁸ FIR - *Finite Impulse Response*, respectiv IIR - *Infinite Impulse Response*

(există pericolul îndepărtării unor benzi de frecvență utile). Al doilea aspect este legat de stabilitatea filtrului (reflecată de faptul că răspunsul funcției lui de transfer la semnalul impuls trebuie să se amortizeze: cu cât mai rapid cu atât mai bine). Se pot face ajustări minore de către operator dar, de cele mai multe ori, mediul de programare furnizează și ordinul optim al filtrului. Filtrele de ordin superior sunt mai "fine" dar necesită timpi mai mari de calcul precum și coeficienți scăzuți de amortizare ai funcției de transfer [29].

Apelând la mijloace moderne de filtrare¹⁹, filtrul utilizat fiind unul digital (în speță, un filtru Butterworth, ținând cont ca semnalul este discret [28]), s-a procedat la o primă filtrare. Caracteristicile filtrului sunt redată în fig. 1.4 și au fost alese pe baza sugestiilor oferite de mediul de programare dar și ale eficienței calculului (stabilite de către operator) pentru o bandă de frecvențe considerată relevantă în cazul condițiilor de încercare ale testului.

În fig. 1.5 este redat un tronson dintr-un semnal furnizat de unul din traductorii de moment de torsiune [17] (cel de pe arborele cu contragreutățile înlăturate), în stare brută, nefiltrată, suprapus cu forma filtrată a aceluiași semnal (cu filtrul Butterworth amintit). Semnalul este dat în formă discretă (evoluție discretă, cu o rată de măsurare de 20 de valori pe secundă).

Suprapunerea a fost făcută în scopul unei mai bune observări a importanței filtrării semnalului înregistrat [16], [17], [18], [19]. Tot în acest scop, fig. 1.6 scoate în evidență și neliniaritățile aceluiași semnal (prin separarea componentei neliniare de cea liniară a semnalului). Se poate observa că, deși la nivel macro, condițiile de testare au încercat să obțină un regim cât mai constant, există și componente neliniare (cu variație în timp ale caracteristicilor). Neliniaritățile au fost decelate prin utilizarea funcției de coerență.

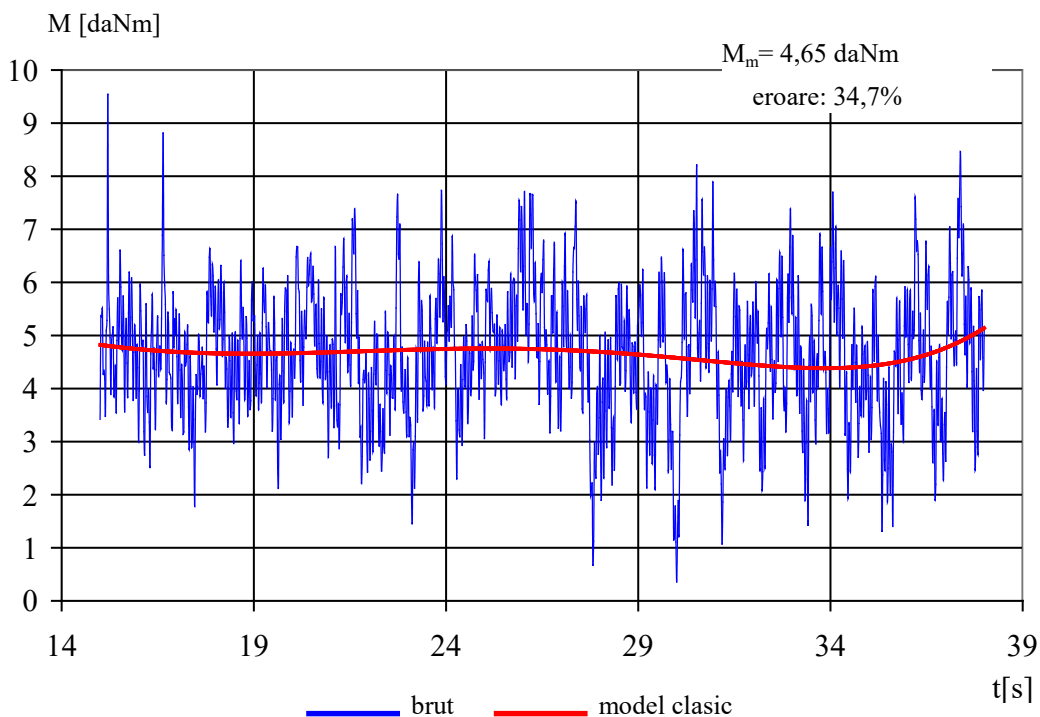


Fig. 1.7 - Semnal brut și modelat clasic (metoda Gauss)

În fine, pentru a face o comparație și mai relevantă între metodele avansate de prelucrare primară a semnalelor și cele clasice (care apelează la statistica deterministă), fig.

¹⁹ Puse la dispoziție de mediul de programare MatLab

1.7 ilustrează modul în care o metodă statistică clasică ar furniza informații privind evoluția momentului de torsiune pe arborele analizat.

Analizând fig. 1.7 se poate observa că respectivul model matematic permite, în cel mai bun caz, o evaluare grosieră comportamentală ce ar putea folosi, cel mult, unei dimensionări brute a arborelui (evident, folosind coeficienți mari de siguranță). Cu siguranță, însă, nu poate surprinde fenomenologia la nivel microcomportamental.

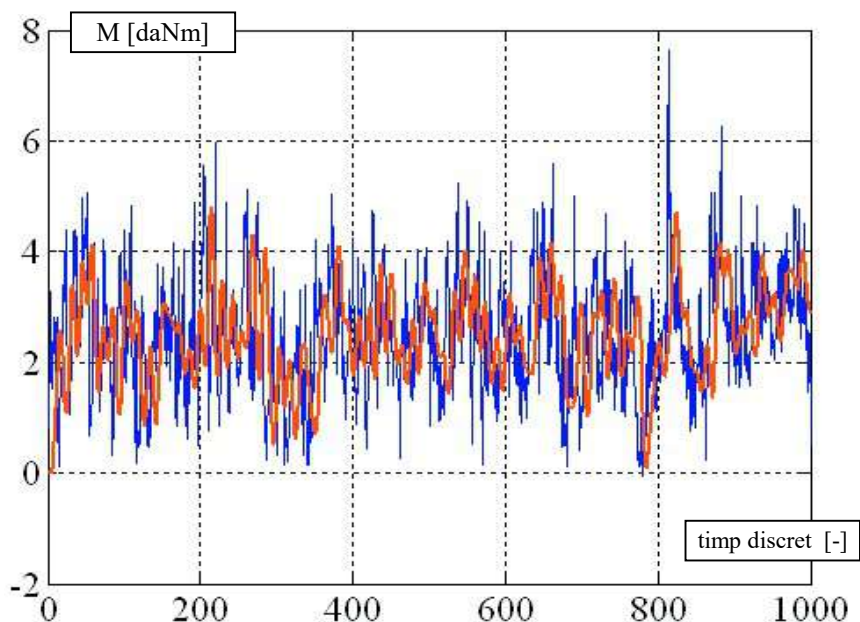


Fig. 1.8 - Semnal original și filtrat (prima bandă)
albastru - brut, rosu - filtrat

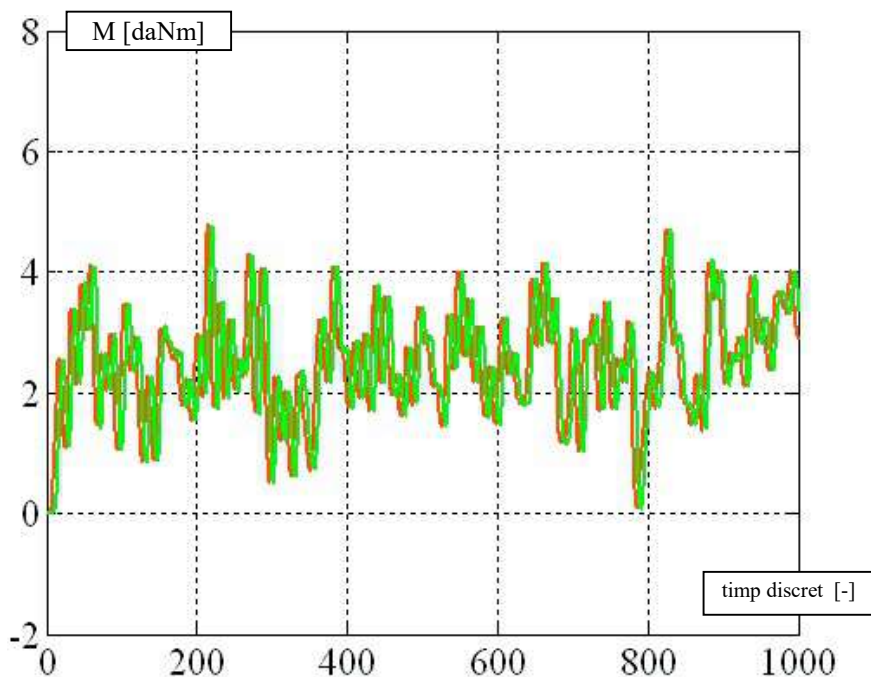


Fig. 1.9 - Semnal original și filtrat (a doua bandă)
roșu - filtrat banda 1, verde - filtrat banda 2

A rămas în discuție problema ridicată de cele două armonici superioare. Pentru a le elimina, logic ar fi să se procedeze la filtrări suplimentare. Seria de imagini din fig. 1.8, 1.9 și 1.10 furnizează informații privind această operațiune.

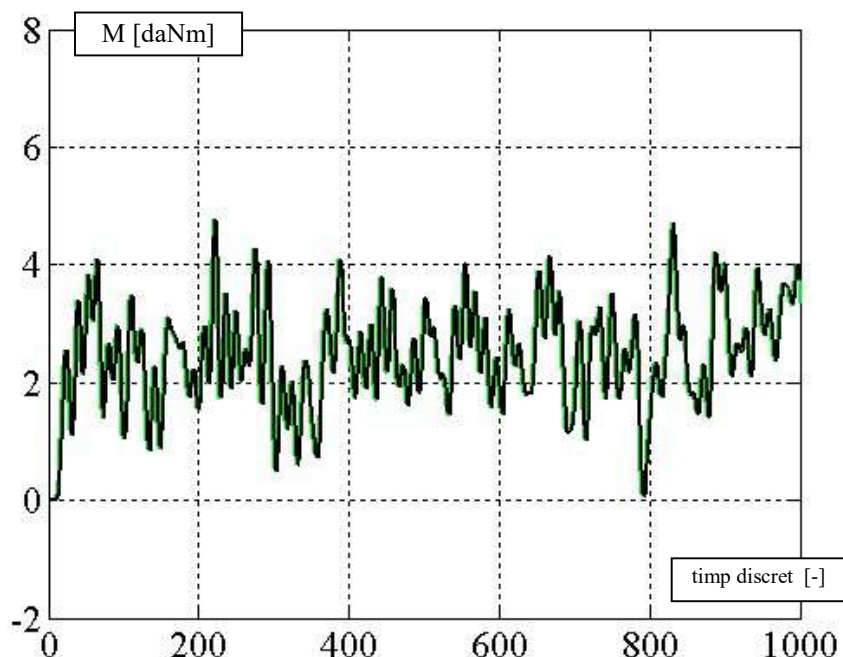


Fig. 1.10 - Semnal original și filtrat (a treia bandă)
verde - filtrat banda 2, negru - filtrat banda 3

A fost utilizat tot un filtru Butterworth stop-bandă [30]. Au fost respectate culorile semnalului precedent în filtrarea ulterioară. S-a observat că, dacă în prima filtrare eroarea de filtrare a fost de aproximativ 4,5%, pentru filtrările frecvențelor superioare, erorile au fost de 0,024% respectiv de 0,019%. Aceasta a confirmat supoziția că filtrarea primei bande de frecvență duce și la anihilarea armonicilor superioare, eliminând zgomotul în discuție [20], [21].

Pentru a confirma supoziția, filtrul a fost aplicat și pentru alte regimuri de funcționare, cu date prelevate în condiții similare, rezultate fiind aproape identice.

Analiza multispectrală este un instrument folositor și în cazul altor tipuri de semnale, care provind din evoluția altor mărimi mecanice măsurate. În cele ce urmează sunt prezentate câteva exemple în acest sens. Primul dintre exemple se referă la aplicarea aceleiași metodologii (caracteristică bispectrului, ca și în cazul precedent, al analizei semnalului de presiune). Mai mult decât atât, pentru consecvență și relevanță a comparației, au fost prezentate analizele în timp frecvență ale semnalului măsurat, înainte și după filtrarea tot cu un filtru Savitzky-Golay.

1.3. Modele matematice bazate pe date experimentale

Am considerat, întotdeauna, că cele mai veridice modele matematice sunt cele generate pornind de la serii dinamice ale mărimilor de interes măsurate pe cale experimentală. Evoluția acestor mărimi conține, pe lângă factorii decisivi de dependență (ce apar relevant și în relațiile matematice de definiție) și alți factori, cu influențe mai subtile dar care pot afecta, semnificativ, mărimile studiate. Un exemplu ar fi relevant în acest sens. Dacă

se ia în discuție momentul de frânare generat de un mecanism de frânare oarecare (spre exemplu, o frână disc), acesta va depinde, evident, de forța de apăsare reciprocă dintre suprafețele aflate în contact sau de temperatura acestor suprafețe [23]. Relațiile matematice surprind aceste două influențe decisive. Mai greu de surprins matematic sunt alți factori, cum ar fi - de exemplu - impuritățile existente între suprafețele de contact sau abaterile de la forma și/sau precizia de execuție a suprafețelor aflate în contact. Când se execută măsurători, acești factori, mai greu decelabili, devin "prezenți" în seriile dinamice măsurate și vor fi luați în considerare - implicit - în elaborarea unor modele matematice mult mai apropiate de realitate.

În perioada trecută după obținerea calității de doctor, cele mai multe activități de cercetare din portofoliul personal au fost îndreptate în această direcție și am efectuat multe cercetări experimentale pe diferite sisteme ale autovehiculelor, încercând să pun la punct o metodologie viabilă de elaborare a acestor modele matematice.

Literatura de specialitate lucrează, în general, cu două tipuri de modele matematice: modele parametrice (polinomiale) și modele neparametrice. Acestea din urmă nu furnizează relații de calcul pentru un model matematic care să permită reproducerea fenomenului fizic pe baza datelor măsurate ci, mai degrabă, furnizează imagini intuitive despre evoluția fenomenului analizat, în funcție de variația unor parametri de influență, precum și ponderea acestora în evoluția acestuia [24].

În oricare din metodele de caracterizare matematică a sistemelor liniare, prezentate anterior, modelele pot fi sub forma parametrică - dacă forma analitică a modelului are o structură dată, descrisă complet printr-un număr finit de parametri - sau sub formă neparametrică - dacă modelul matematic este definit prin intermediul unor (unei) funcții reprezentate grafic [25], [24]. În activitatea desfășurată am utilizat preponderent modelele matematice parametrice, deoarece acestea au putut fi folosite drept referințe pentru compararea datelor obținute în urma altor experimentări similare cu cele considerate etalon (de la produsele testate în prealabil, care au avut o comportare funcțională în limitele normalului). Aceste comparații permit evaluarea stării tehnice a produselor sau modele de referință pentru programarea (proiectarea) funcționării unor sisteme. Reprezentările neparametrice în timp continuu se pot folosi ca atare pentru analiza și sinteza sistemelor sau constituie forme primare de reprezentare matematică a modelelor (obținute pe cale experimentală), din care se deduc - prin metode de conversie - alte modele parametrice necesare în analiza și proiectarea sistemelor [25], [24].

A. Modele matematice parametrice (polinomiale)

Fără pretenția de a susține un referat privind acest tip de model reamintim, pe scurt, caracteristica oricărui model parametric. Fie un sistem în descriere funcțională, având intrarea $u(t)$ și ieșirea $y(t)$. Un model parametric tipic este dat de ecuația diferențială intrare-ieșire [24], [25]:

$$\begin{aligned} \frac{d^n y}{dt^n} + a_{n-1} \frac{d^{n-1} y}{dt^{n-1}} + \dots + a_0 y = b_{n-1,r} \frac{d^{n-1} u_r}{dt^{n-1}} + b_{n-2,r} \frac{d^{n-2} u_r}{dt^{n-2}} + \dots \\ + b_{0,r} u_r + b_{n-1,p} \frac{d^{n-1} u_p}{dt^{n-1}} + b_{n-2,p} \frac{d^{n-2} u_p}{dt^{n-2}} + \dots + b_{0,r} u_r \end{aligned} \quad (1.13)$$

Se cunosc cei $2n$ parametri (evident, și n); modelul este definit prin determinarea coeficienților a_i, b_i ($i = 0, 1, 2, \dots, n$).

La rîndul ei și funcția de transfer este, evident, tot un model parametric, deoarece are o formă standard:

$$W(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{b_{n-1} \cdot s^{n-1} + b_{n-2} \cdot s^{n-2} + \dots + b_0}{s^n + a_{n-1} \cdot s^{n-1} + \dots + a_0} \quad (1.14)$$

Acestea fiind spuse, amintim, de asemenea, că există o largă varietate de modele parametrică în funcție de tipul sistemului analizat (SISO, MISO, MIMO etc.). Ele sunt aplicate în funcție de modul de funcționare al sistemului analizat și, evident, în funcție de nivelul de "finețe" în modelare al rezultatului dorit. "Tehnologia" de prelucrare a semnalelor, caracteristică acestor modele parametrică, provine din necesitatea prelucrării semnalelor în domeniul comunicațiilor radio digitale [31].

Evoluția momentului de torsiune de pe arborele instrumentat a fost surprinsă într-un model matematic parametric, pe baza aparatului matematic prezentat mai sus.

În fig. 1.11 este redat montajul unui traductor de moment (punte Wheatstone) pe arborele transmisiei unui autovehicul de luptă [26]. Se poate observa cum semnalul este preluat de un colector de trecere. În fig. 1.12 se poate observa o mostră a semnalului colectat (moment de torsiune).

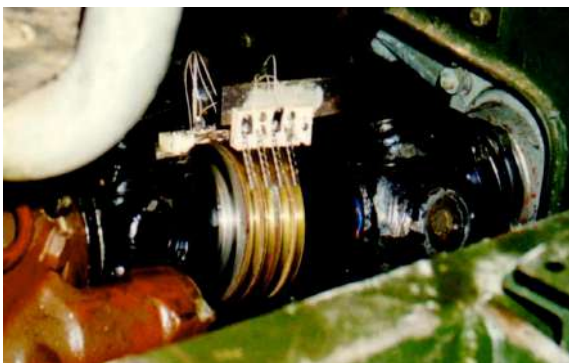


Fig. 1.11 - Montajul traductorului și a colectorului de trecere

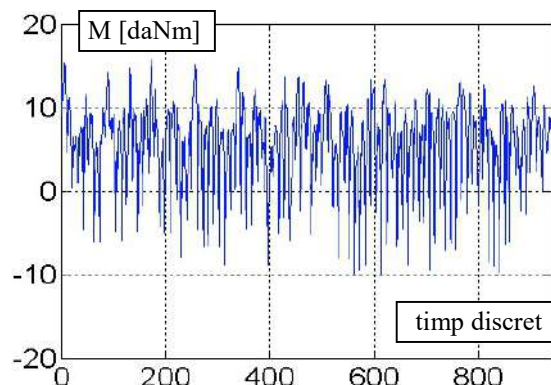


Fig. 1.12 - Serie dinamică experimentală

Traductorul în discuție poate fi observat în structura lanțului de măsurare din fig. 1.13 (cu culori vii și cu linii îngroșate).

Din fig. 1.12 se poate observa că semnalul pare a fi afectat de zgomote puternice (neliniarități accentuate). În urma procedurii de filtrare acestea pot fi înlăturate [26]. O altă metodă este cea a folosirii modelelor neliniare (care includ, într-o măsură mai mică sau mai mare, zgomotele în modelul elaborat) [27]. Cel mai frecvent am folosit modelele liniare care, pentru scopurile urmărite, au reprezentat optimul între complexitate și eficiență.

Astfel, pentru semnalul analizat am folosit modelul SISO²⁰. Parametrul de intrare este reprezentat de rezistența la înaintare a vehiculului iar cel de ieșire este momentul de pe arborele instrumentat. Modelul general al unui sistem SISO este:

²⁰ SISO - Single Input Single Output; MISO - Multiple Input Single Output; MIMO - Multiple Input Multiple Output

$$A(q)y(t) = \frac{B(q)}{F(q)}x(t - nk) + \frac{C(q)}{D(q)}e(t) \quad (1.15)$$

în care $y(t)$ este ieșirea sistemului, $x(t)$ este intrarea acestuia, $e(t)$ este zgomotul (care poate fi interpretat ca eroare iar t este variabila independentă (în cazul de față timpul, de obicei dat sub formă discretă). În cadrul modelului, funcția obiectiv de minimizat este

$$f = \arg \sum_{t=1}^N e^2(t), \text{ în care } e(t) \text{ este eroarea.}$$

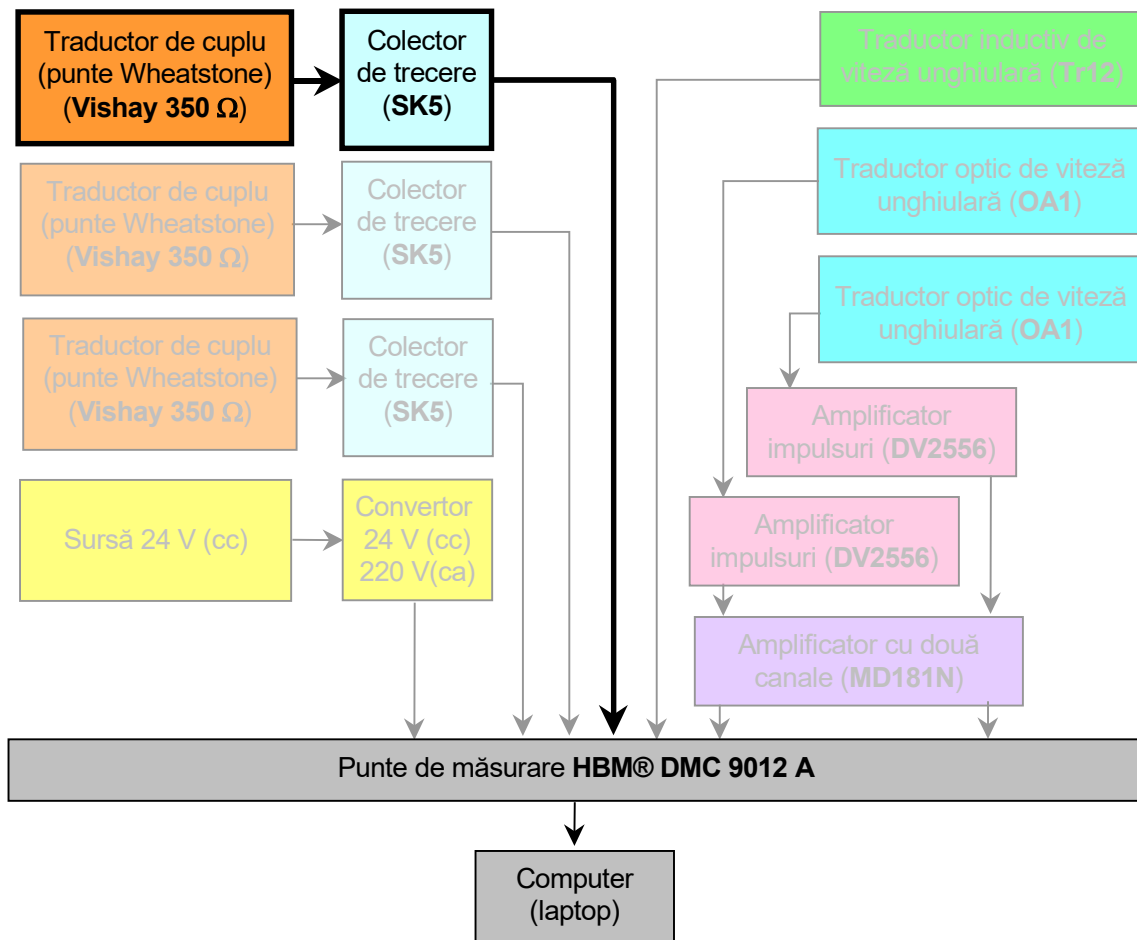


Fig. 1.13 - Structura unui lanț de măsurare pentru determinarea de momente și turații ale unor organe din transmisia unui autovehicul militar

În domeniul identificării sistemelor, prin utilizarea metodelor statistice se pot construi modele ale sistemelor dinamice pornind de la datele măsurate pe cale experimentală. Cea mai frecventă abordare e să se pornească de la măsurarea comportamentului sistemului sub influența intrărilor în acesta (influențelor externe) și să se încerce determinarea unei relații matematice între intrări și ieșiri, fără a urmări, în mod deosebit, ce se petrece în sistemul propriu-zis (abordare de tip *cutie neagră*).

Polinoamele caracteristice modelului SISO sunt date, la modul general, de ecuațiile sistemului (1.16):

$$\begin{cases} A(q) = 1 + a_1 q^{-1} + a_2 q^{-2} + \dots + a_{na} q^{-na} \\ B(q) = b_1 + b_2 q^{-1} + b_3 q^{-2} + \dots + b_{nb} q^{-nb+1} \\ C(q) = 1 + c_1 q^{-1} + c_2 q^{-2} + \dots + c_{nc} q^{-nc} \\ D(q) = 1 + d_1 q^{-1} + d_2 q^{-2} + \dots + d_{nd} q^{-nd} \\ F(q) = 1 + f_1 q^{-1} + f_2 q^{-2} + \dots + f_{nf} q^{-nf} \end{cases} \quad (1.16)$$

Modelul poate fi generat în mai multe cazuri particulare. În mod uzual, pentru cercetările făcute, am utilizat modelul parametric linear ARX²¹, caracterizat de următoarele condiții [32]:

$$\begin{cases} nc = nd = nf = 0 \\ C(q) = D(q) = F(q) = 1 \end{cases} \quad (1.17)$$

care transformă ecuația (1.15) în modelul matematic particular:

$$A(q)y(t) = B(q)x(t - nk) + e(t) \quad (1.18)$$

În relațiile de mai sus $A(q)..F(q)$ sunt polinoamele modelului, $q^{-i}x(t) = x(t - i)$ este operatorul de întârziere (decalare), n_x ($x = c, d, f$) sunt ordinele polinoamelor iar n_k este numărul elementelor de întârziere din relația de intrare-ieșire a sistemului.

Folosind principiile expuse mai sus, apelând la mediul de programare/analiză MatLab pentru sisteme SISO și la algoritmul ARX, se poate obține funcția de transfer (fig. 1.14). Ordinul funcției de transfer poate fi stabilit de către operator [33], pe baza erorii maxime de modelare pe care o acceptă [88]. Spre exemplu, pentru semnale de tipul celui din fig. 1.12, ordinul funcției de transfer a fost stabilit la 4 [43].

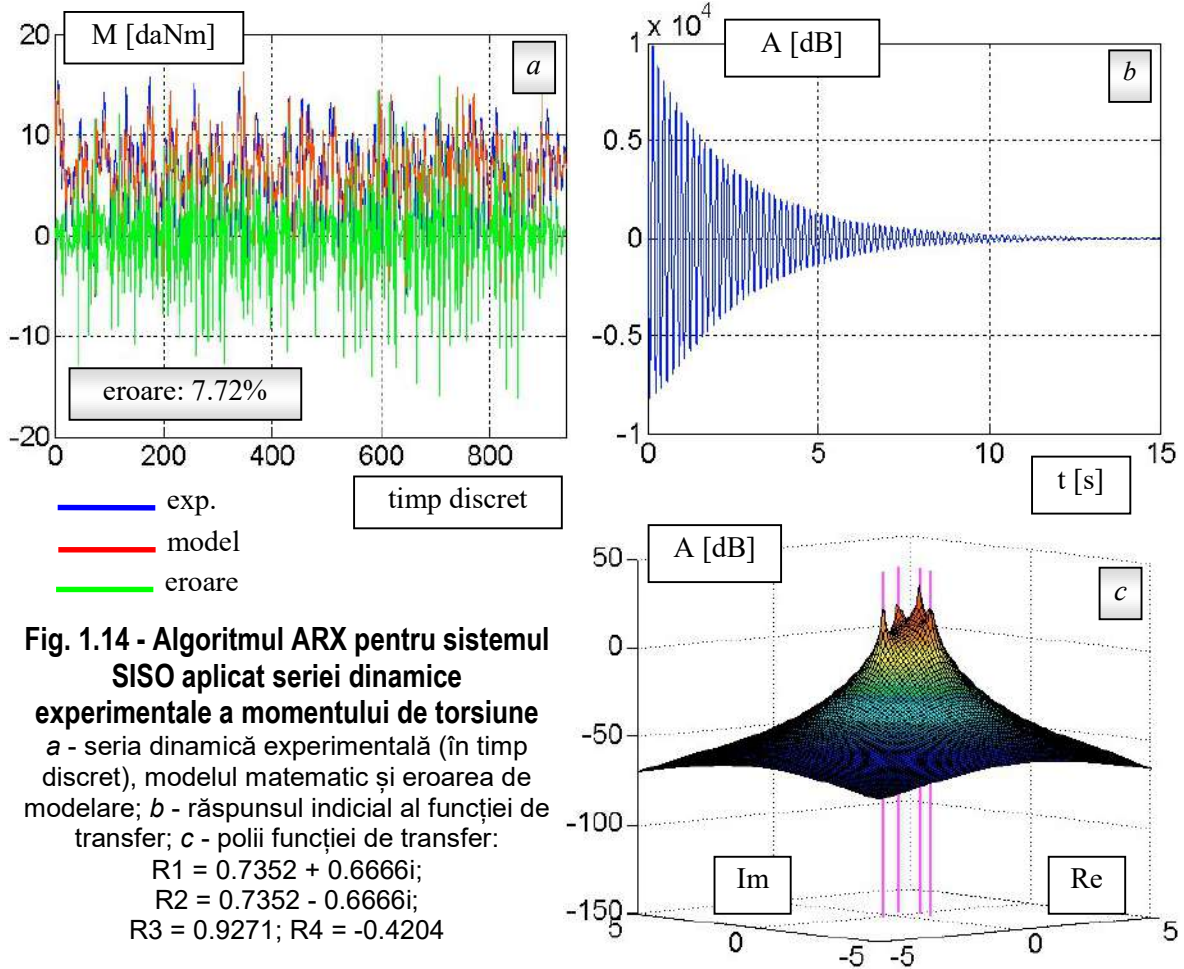
Astfel, forma funcției de transfer pentru semnalul analizat este:

$$W = \frac{1,61s^3 - 61,95s^2 - 63,13s + 123}{s^4 - 1,977s^3 + 1,34s^2 + 0,074s - 0,38} \quad (1.19)$$

care furnizează modelul matematic corespunzător dat de:

$$\begin{aligned} & \frac{d^5 y}{dt^5} + 91,19 \frac{d^4 y}{dt^4} + 2,83 \cdot 10^4 \frac{d^3 y}{dt^3} + 2,44 \cdot 10^5 \frac{d^2 y}{dt^2} + \\ & + 3,65 \cdot 10^7 \frac{dy}{dt} + 1,36 \cdot 10^8 y = 5007 \frac{d^4 x}{dt^4} - 7,66 \cdot 10^5 \frac{d^3 x}{dt^3} + \\ & + 1,5 \cdot 10^8 \frac{d^2 x}{dt^2} - 8,53 \cdot 10^9 \frac{dx}{dt} + 2,49 \cdot 10^{10} x \end{aligned} \quad (1.20)$$

²¹ Auto Regressive with eXogene inputs



Analizând ecuația (1.20), funcția $x = x(t)$ reprezintă mărimea de intrare (în acest caz, rezistența la înaintare) iar $y = y(t)$ este ieșirea sistemului (în acest caz, momentul de torsiune pe arborele transmisiei), ambele scrise în timp continuu.

Mediul de programare a permis, în mod automat, trecerea de la timpul discret la cel continuu. Modelul matematic este, așa cum se știe, cu un ordin mai mare decât al funcției de transfer (ec. (1.19) și (1.20)). Reprezentările grafice ale semnalului brut, prelucrat și a erorii de modelare, precum și a caracteristicilor funcției de transfer a modelului sistemului analizat este făcută în fig. 1.14.

Din fig. 1.14 se pot trage câteva concluzii:

- eroarea de modelare este relativ ridicată, chiar dacă funcția de transfer a avut ordinul 4
- semnalul este afectat de zgomote puternice (fapt observabil atât din profilul general semnalului înregistrat cât și din același comportament al profilul erorii de modelare)
- sursa zgomotului poate fi o eroare de instalare sau de funcționare a traductorului de cuplu, a colectorului acestuia sau chiar o defecțiune mecanică a ansamblului arborelui instrumentat; de asemenea, este posibil ca toate aceste surse de zgomot să acționeze simultan.

Procedând la verificarea amănunțită și la refacerea montajelor (unde a fost cazul), singura sursă de zgomot susceptibilă a rămas "zgomotul" mecanic provenit din funcționarea ansamblului arborelui instrumentat [87]. Aceasta a fost identificată în existența unui

dezechilibru mecanic al arborelui, care nu a putut fi înlăturat prin reechilibrarea acestuia. Fiind însă cunoscută și sursa și turația de funcționare a arborelui (deci, frecvența pe care aceasta acționează), a fost aplicată o filtrare.

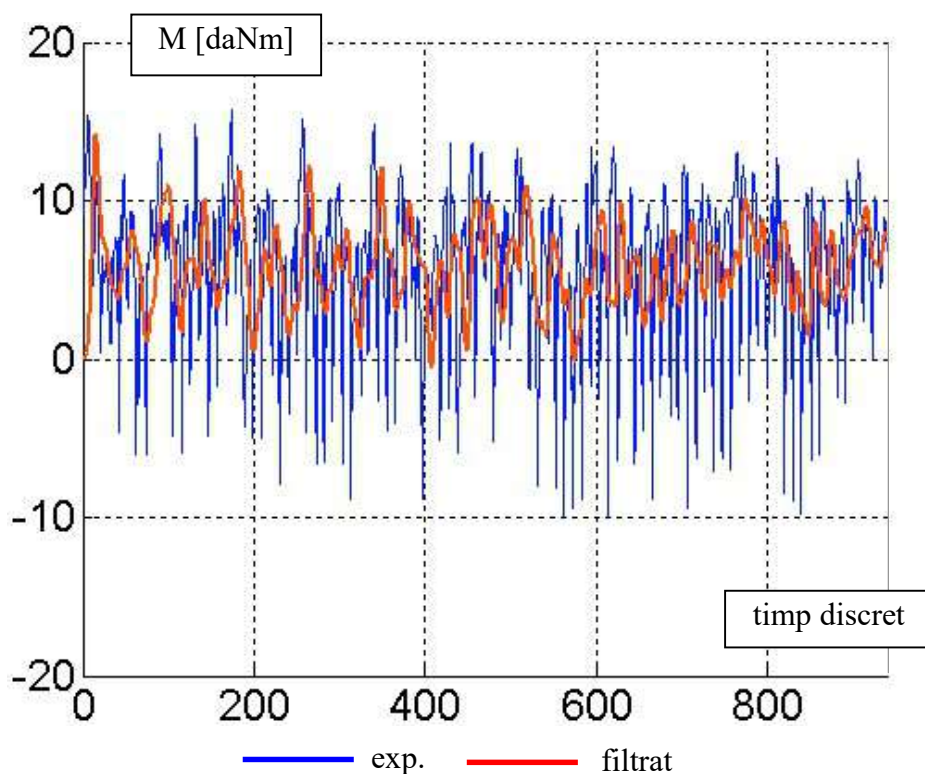


Fig. 1.15 - Semnal experimental și filtrat
(cu un filtru digital Butterworth de ordinul 6)

Filtrul folosit a fost un filtru digital "stop-bandă" în timp discret de tip Butterworth de ordinul 6 (ordinul a fost propus de mediul de programare MatLab și acceptat de operator). Rezultatul poate fi observat în fig. 1.15.

Folosind, acum, semnalul filtrat drept semnal pentru elaborarea modelului matematic, folosind aceeași metodologie ca și în cazul precedent (pentru semnalul nefiltrat) am obținut funcția de transfer caracterizată de detaliile din fig. 1.16.

Pentru a fi consecvent și a permite o comparație cât mai puțin afectată de subiectivism, am permis tot mediului de programare să aleagă ordinul funcției de transfer a noului model [33], impunând, de data aceasta o eroare de programare mai redusă (de 2 ori mai mică).

După filtrarea semnalului, aplicarea aceleiași proceduri de modelare a redus cu 2 niveluri ordinul funcției de transfer, simplificând considerabil modelul matematic. Aceasta se datorează "netezirii" semnificative (prin filtrare) a semnalului introdus în model. Dar, ceea ce este mai relevant, constă în reducerea drastică a erorii de modelare (aproape de 4 ori).

Mai jos sunt redate elementele modelului matematic obținut după filtrare. Funcția de transfer este dată de:

$$W = \frac{5,68s + 2,91}{s^2 - 1,78s + 0,83} \quad (1.21)$$

iar modelul matematic are forma dată de relația (1.22)

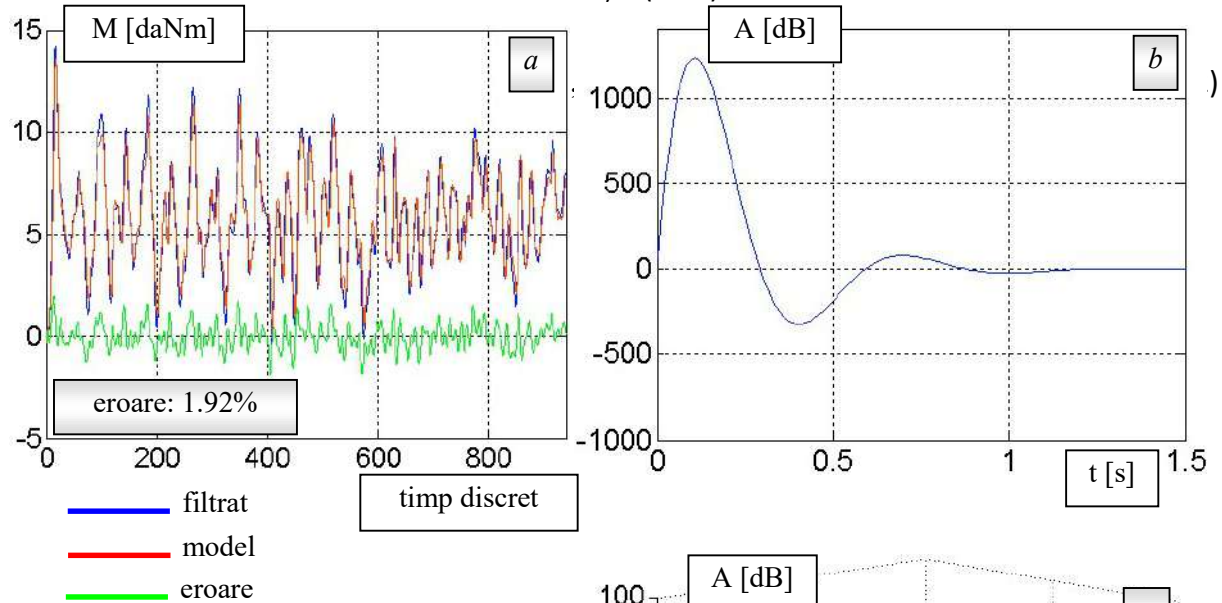


Fig. 1.16 - Algoritmul ARX pentru sistemul SISO aplicat seriei dinamice filtrate a momentului de torsiune

a - seria dinamică filtrată (în timp discret), modelul matematic și eroarea de modelare;
 b - răspunsul indicial al funcției de transfer;
 c - polii funcției de transfer:
 $R1 = 0,8920 + 0,1922i$;
 $R2 = 0,8920 - 0,1922i$.

Caracteristicile semnalului pot fi remarcate, imediat, chiar din fig 1.15, în care este ușor de observat că semnalul filtrat are mult mai puține componente nestaționare (în principiu, zgomote) și de amplitudini mai reduse.

Îmbunătățirea modelului matematic după filtrarea semnalului inițial se poate observa și în răspunsul indicial al funcției de transfer. Funcția de transfer are un coeficient de amortizare de aproximativ 10 ori mai mare decât cea precedentă iar numărul de oscilații până la amortizare e considerabil redus (practic, după doar o oscilație) conform graficelor din fig. 1.16.

B. Modele matematice neparametrice. Modele de identificare în timp-frecvență a comportamentului unor sisteme vibrante caracterizate de oscilații cu coeficienți variabili în timp.

Exista o categorie de metode care permit generarea unor modele matematice care surprind, sub formă grafică, sugestivă, comportamentul sistemelor dinamice. Aceste metode sunt cunoscute și sub denumirea de metode neparametrice [24]. Un sistem de identificare parametric ar conduce la formularea unor modele matematice scrise pe baza unor ecuații. Metodele neparametrice conduc numai la reprezentări grafice. Acest tip de analiză permite însă, foarte rapid, estimarea necesității de a aplica o metodă de filtrare și, evident de identificare a sursei zgomotului.

Cele mai utilizate transformate în aplicarea acestei metode sunt transformatele biliniare (cunoscute și sub denumirea de transformate din "clasa Cohen" [34]) care au ecuația generală dată de:

$$C(t, \omega, \Phi) = \frac{1}{2\pi} \iiint \Phi(\xi, \tau) f\left(x + \frac{\tau}{2}\right) f^*\left(x - \frac{\tau}{2}\right) e^{j(\xi t - \tau \omega - \xi x)} dx d\xi d\tau \quad (1.23)$$

În ecuația (1.23), principalii parametri care intervin sunt Φ , care este funcția nucleu; f este funcția semnal (cu conjugata sa f^*); τ este decalajul temporal (faza); ξ este decalajul în frecvență dintre două componente ale semnalului; t și ω sunt timpul și frecvența oscilației analizate. Aceste mărimi sunt definite mult mai amplu de Teoria Semnalelor [34], [35]; prezentarea lor detaliată aici ar fi cronofagă și irelevantă.

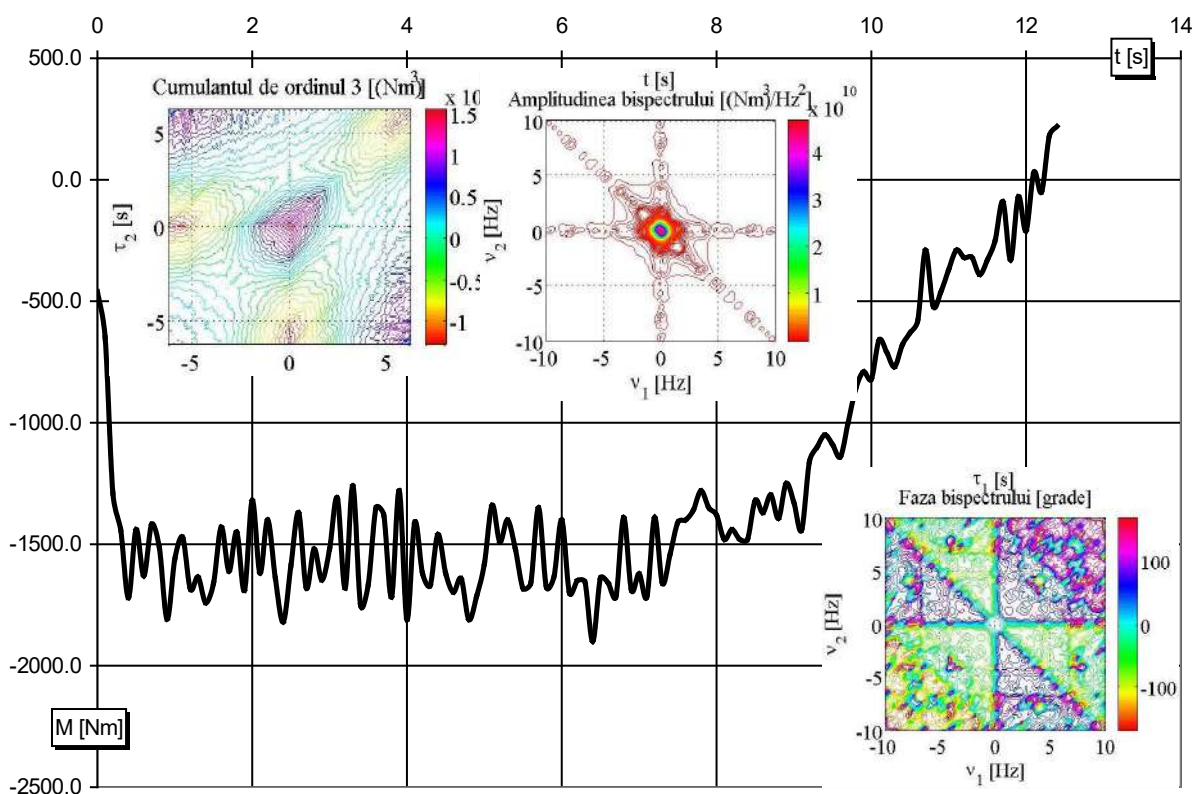


Fig. 1.17 - Analiza bispectrală a unui moment de torsiune de pe un arbore al transmisiei unui autovehicul militar (semnal nefiltrat)

Semnalul analizat (fig. 1.17 și 1.18) provine de la un traductor de moment de torsiune (montaj de mărci tensometrice în punte Wheatstone) din transmisia unui autovehicul militar. Testele au desfășurate ca urmare a necesității identificării influenței vibrațiilor transmisiei asupra aparaturii optice de conducere a focului²².

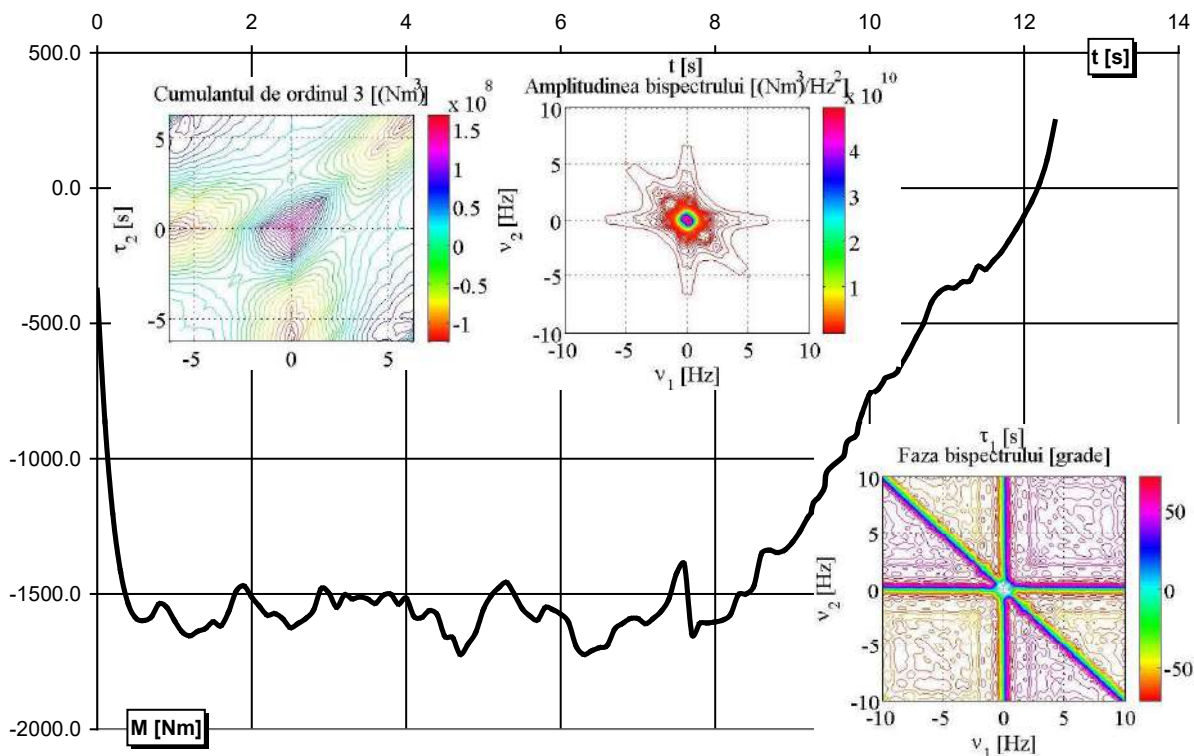


Fig. 1.18 - Analiza bispectrală a unui moment de torsiune de pe un arbore al transmisiei unui autovehicul militar (semnal filtrat cu un filtru Savitzky-Golay de ordinul 3)

Și în acest caz se poate observa, atât din configurația semnalului în timp dar și din nivelul de populare a câmpurilor cumulantului de ordinul 3, a amplitudinii și fazei acestuia că, prin filtrare, nivelul zgomotului a fost redus. Ca o observație (fapt ce poate fi remarcat și prin slaba "depopulare" a câmpurilor menționate după aplicarea filtrului) vibrațiile care afectau aparatura optică a vehiculului militar nu proveneau de la arborele menționat.

Din clasa Cohen fac parte mai multe transformate, din care pot fi amintite transformatele Choi-Williams, Wigner-Ville, Born-Jordan, Stockwell, etc. cu subspeciile acestora [34].

Spre exemplu, în fig. 1.19 este redată transformata Born-Jordan a unui semnal similar celui din fig. 1.7 (moment de torsiune măsurat pe un arbore cardanic, înainte de filtrare). Câmpul grafic al transformatei relevă ponderea componentelor neliniare. Astfel, cu cât câmpul este mai "nepopulat", cu atât ponderea componentei neliniare în economia semnalului este mai scăzută.

Transformata Born-Jordan prezintă unele avantaje față de Wigner-Ville. Transformata Wigner-Ville a fost lansată în anii 1930 de către Eugene Wigner ca o metodă de analiză de distribuție a probabilității și a fost rafinată de Jean Ville cu puțin înainte de anii 1950 ca o reprezentare în timp-frecvență a energiei locale a unui semnal [36].

²² Semnalul negativ al mărcilor tensometrice provine din setările punții de măsurare dar nu influențează rezultatele finale, deoarece sunt importante mărimile în valoare absolută.

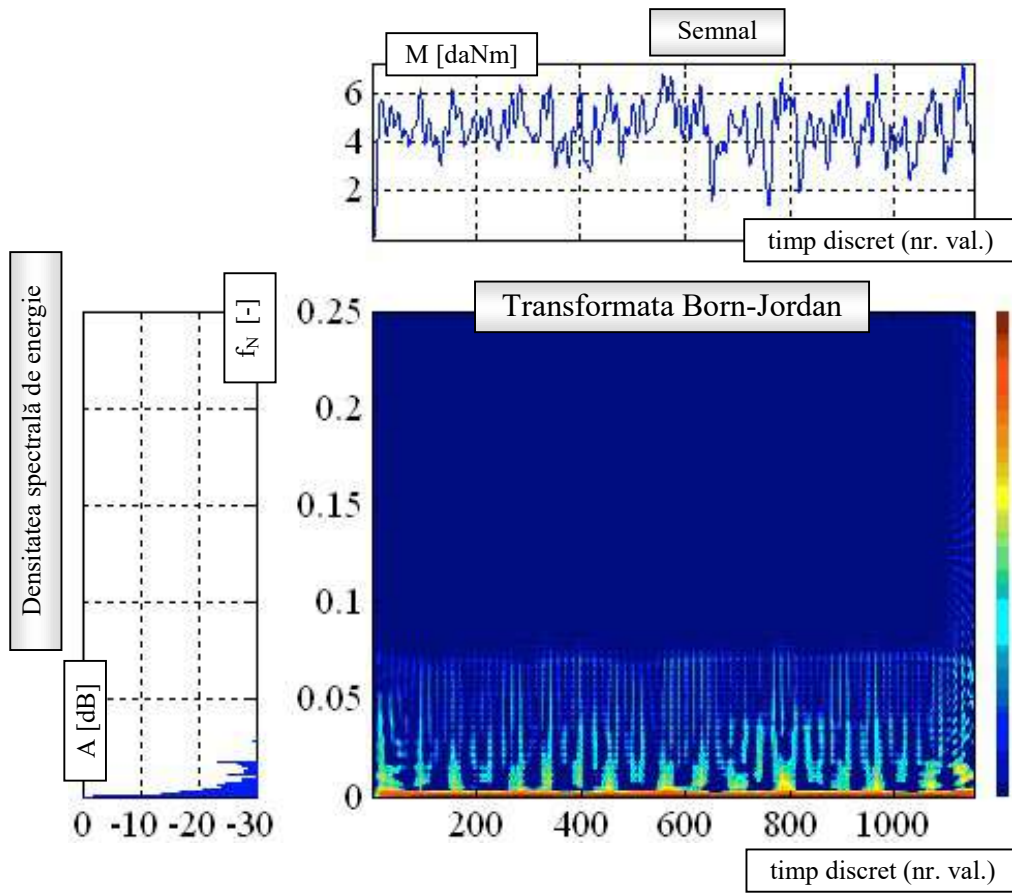


Fig. 19 - Transformata Born-Jordan

Conform [36], dacă se dau două funcții reale $f, g \in R^d$, funcția lor de distribuție Wigner (sau transformata Wigner) se definește prin integrala (care aparține clasei Cohen):

$$W(f, g)(x, \omega) = \int_{R^d} e^{-2\pi \cdot i \cdot \omega \cdot y} f\left(x + \frac{1}{2}y\right) \cdot \overline{g\left(x - \frac{1}{2}y\right)} \cdot dy \quad (1.24)$$

(în care $\omega y = \omega \cdot y$ reprezintă produsul scalar în spațiul R^d). Prin definiție, $Wf := W(f, f)$ se numește distribuția (transformata) Wigner a funcției f .

Considerând cazul în care semnalul f este suma a două semnale componente distincte f_1 și f_2 atunci distribuția Wigner va deveni [16], [17]:

$$W(f_1 + f_2) = Wf_1 + Wf_2 + 2\Re W(f_1, f_2) \quad (1.25)$$

în care termenul de legătură între cele două semnale $W(f_1, f_2)$ conduce la apariția unor interferențe nedorite, care populează graficul transformatei Wigner-Ville.

La modul general, o transformată din clasa Cohen este definită prin produsul de convoluție dintre transformata Wigner și o funcție nucleu după relația $Qf = Wf * \Phi$ (în care Φ este cunoscut sub denumirea de nucleu Cohen). Dacă nucleul are forma $\Phi = \mathfrak{I}_\sigma(\Theta^1)$, unde $\mathfrak{I}_s(\Theta^1)$ este transformata inversă Fourier a funcției

$$\Theta^1(x, \omega) = \begin{cases} \frac{\sin(\pi \omega x)}{\pi \omega x} & \text{pentru } x\omega \neq 0 \\ 1 & \text{pentru } x\omega = 0 \end{cases}, \quad \text{atunci se obține transformata}$$

Born-Jordan care are forma generală [36]:

$$Q^1 f = W f * \mathfrak{S}_s(\Theta^1) \quad (1.26)$$

Interferențele (sau imaginile-fantomă) de care se face responsabilă distribuția Wigner-Ville sunt estompate de către transformata Born-Jordan.

Așa numita "spectrogramă" (fig. 1.20) este, de fapt, o reprezentare spațială a evoluției temporale a spectrului staționar de frecvențe relevat de transformata Fourier (prin "felierea" la momente de timp discrete, se obțin distribuțiile de amplitudine ale spectrelor de frecvențe de la momentele de timp stabilite prin eșantionare temporală). Spectrograma este obținută prin aplicarea Transformatei Fourier pe termen scurt, de ordinul doi:

$$SP(t, f) = \left| \int_{-\infty}^{+\infty} y(\tau) h^*(\tau - t) e^{-2\pi j f t} d\tau \right|^2 \quad (1.27)$$

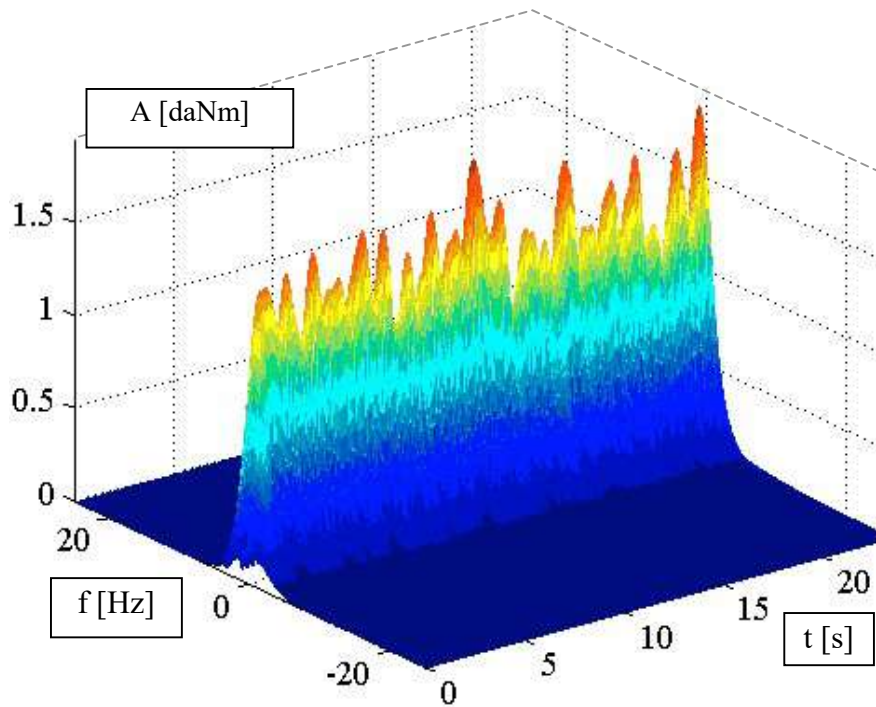


Fig. 1.20 - Spectrogramă

Transformata Fourier pe termen scurt reprezintă, de fapt, analiza unui semnal după ce a fost divizat în intervale scurte de timp cu ajutorul Transformatei Fourier clasice. Într-o reprezentare plană, aceasta ar avea aspectul câmpurilor redată în fig. 1.21 [37].

În fine, în figura 1.22 este redată Transformata Stockwell (ec. (1.28)) care este o transformată wavelet cu corecție de fază [86], de asemenea de foarte mare utilitate în relevarea componentelor neliniare și a evoluției acestora într-un semnal.

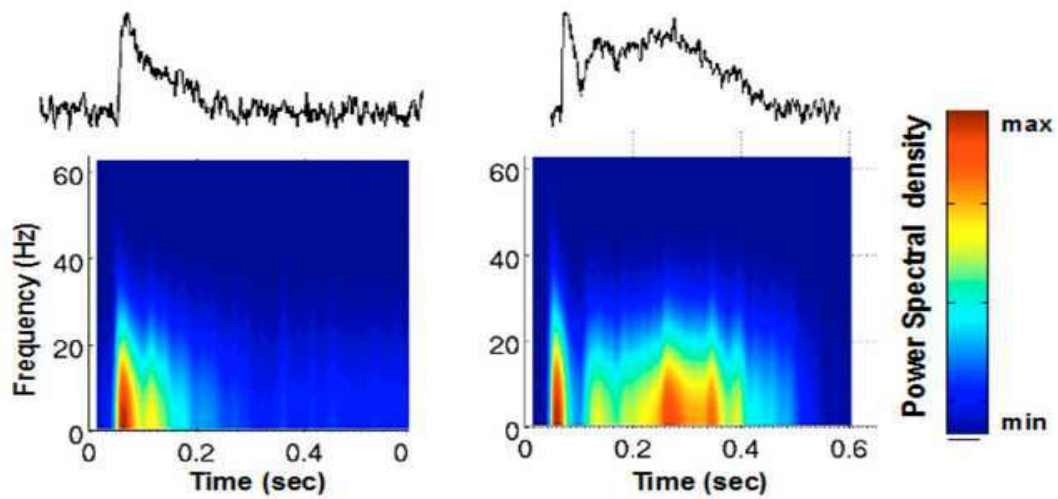


Fig 1.21 - Spectrogramele unor semnale (A și B) în reprezentare plană [12]

$$Y(\tau, jf) = \int_{-\infty}^{+\infty} y(t) \frac{|f|}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t-\tau)^2 f^2}{2}} e^{-2\pi j f t} dt \quad (28)$$

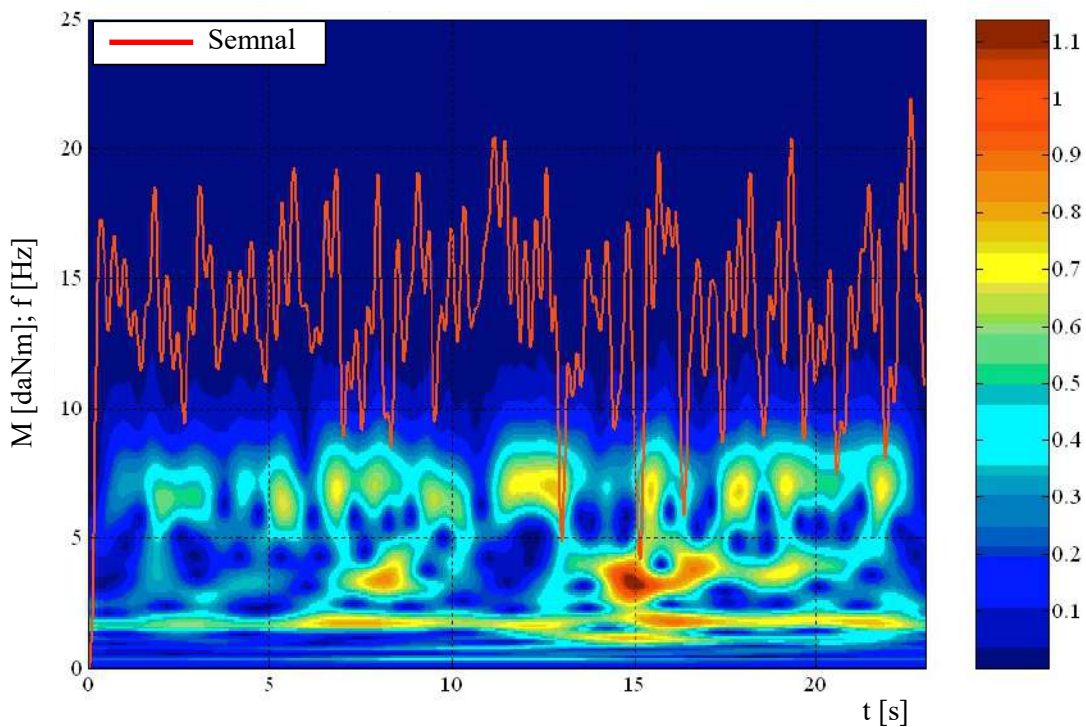


Fig. 1.22 - Semnalul util (curba roșie) și transformata Stockwell a acestuia

Pentru trasarea acesteia a fost folosit un semnal al unui traductor de cuplu montat în transmisia unui autovehicul (semnalul a fost suprapus peste câmpul transformatei).

Această reprezentare furnizează informații sintetice privind componentele neliniare și modul în care frecvențele pe care acestea disipă energie la diferite momente de timp.

Suprapunerea semnalului peste reprezentarea grafică a transformatei este un element pozitiv în plus din această perspectivă.

Analiza vibrațională a semnalelor din transmisie (mai precis, a unor componente ale transmisie) mi-a permis detectarea unor elemente cu funcționare necorespunzătoare fără demontarea acestora de pe autovehicul. Astfel, arborele al cărui semnal a fost reprezentat în fig. 23, era dezechilibrat, fapt ce accentua oscilațiile acestuia.

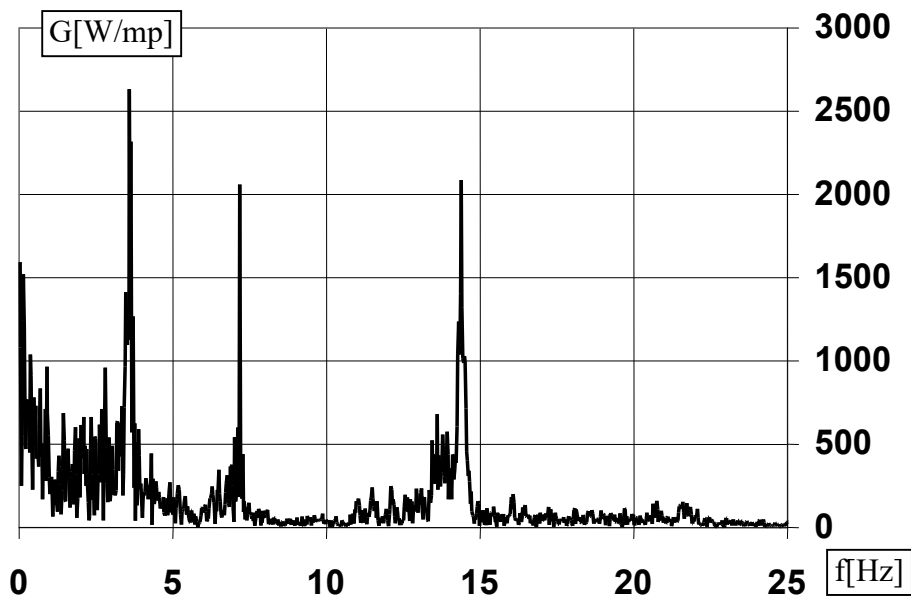


Fig. 1.23 - Analiza monospectrală (Fourier) a semnalului măsurat pe arborele dezechilibrat

După echilibrarea arborelui se poate observa (fig. 1.24) că dezechilibrul a fost substanțial diminuat. Zonele frecvențelor corespunzătoare vitezei lui unghiulare rămân, în continuare, decelabile însă energia disipată în aria acestora este mult diminuată.

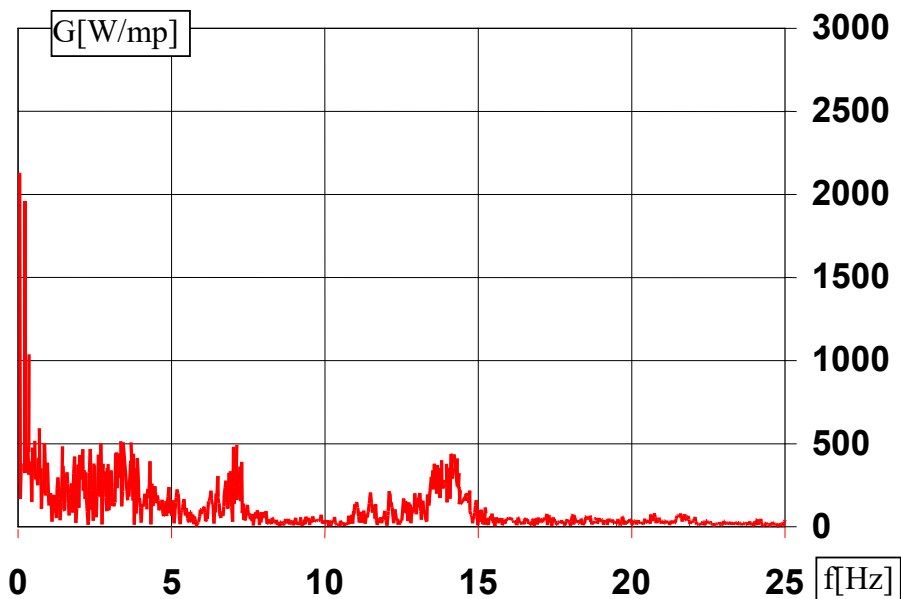


Fig. 1.24 - Analiza monospectrală (Fourier) a semnalului măsurat pe arborele echilibrat

Mai mult decât atât, filtrarea semnalului brut cu filtrul ale cărui caracteristici sunt prezentate în fig. 1.4 a fost judicioasă, identificarea frecvențelor ca aparținând armonicilor funcționării motorului fiind corectă. Trebuie menționat că filtrul stop-bandă proiectat a fost utilizat pentru fiecare bandă ce s-a dorit a fi eliminată, deși, eliminarea primei frecvențe diminuase destul de mult și vârfurile corespunzătoare următoarelor frecvențe. O concluzie ce poate fi trasă de aici este că, pe lângă soluția mecanică a rezolvării problemei (reechilibrarea mecanică a componentei analizate) ar putea exista și o altă soluție, în speță, filtrarea semnalelor achiziționate, cu condiția identificării corecte a cauzei dezechilibrului.

Capitolul 2

Aspecte ale măsurării presiunilor

O altă categorie de teste desfășurate a vizat obținerea de informații privind eficiența sistemelor de frânare a autovehiculelor militare. Pornind de la premisa că multe dintre acestea au cel puțin 30...40 de ani în exploatare (uneori chiar mai mult), condițiile tehnice impuse de deplasarea pe drumurile rutiere moderne sunt mai greu de îndeplinit. A devenit necesară verificarea performanțelor sistemelor de frânare existente pe diferite autovehicule, "medierea" acestora și compararea cu cerințele traficului modern.

Au fost supuse testelor mai multe autovehicule din dotarea MAPN, în cadrul unor contracte încheiate cu acesta. Unul din subiectele cercetării experimentale l-a constituit transportorul amfibiu TAB C-79

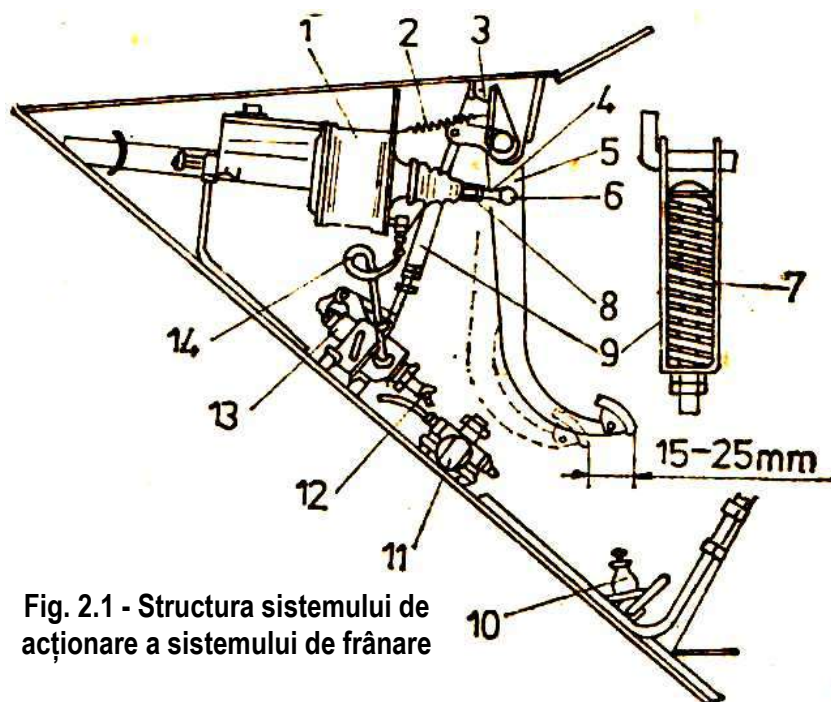


Fig. 2.1 - Structura sistemului de acționare a sistemului de frânare

Am considerat această instrumentare ca fiind relevantă datorită particularităților constructive ale sistemului de frânare comun tuturor transportoarelor amfibii blindate de producție autohtonă (fig. 2.1) [38]. La apăsarea pedalei 5 se acționează asupra pistonului pompei de frână (în construcție duală, sistemul având două circuite independente) care trimite lichidul de frână spre elementele de execuție (la roți). În același timp pedala acționează tija 9, care acționează asupra unui distribuitor de aer comprimat 13 ce reglează presiunea din sistemul pneumatic. Aerul comprimat cu presiunea reglată e trimis prin conductă 14 spre camera pneumatică 1, care asistă pompa de frână, suplimentând presiunea hidraulică în circuitul frânei. Componenta care particularizează construcția sistemului este regulatorul pneumo-hidraulic (fig. 2.2).

Programul măsurărilor a vizat evoluția mai multor mărimi dar, pentru prezenta lucrare consider că trebuie menționate numai următoarele cinci mărimi, înregistrate la nivelul sistemului de frânare [39], [40]:

- a) presiunea aerului de intrare în distribuitorul de frână;

- b) presiunea aerului de ieșire din distribuitorul de frână;
- c) presiunea lichidului de frână la nivelul cilindrului de frână a ambelor roți ale punții din spate (sistemul de frânare furnizează lichid de frână către ambele roți ale aceleiași punți, prin intermediul unui distribuitor local)
- d) viteza roții spate stânga (calculată din viteza unghiulară a roții)
- e) viteza roții spate dreapta (calculată din viteza unghiulară a roții)

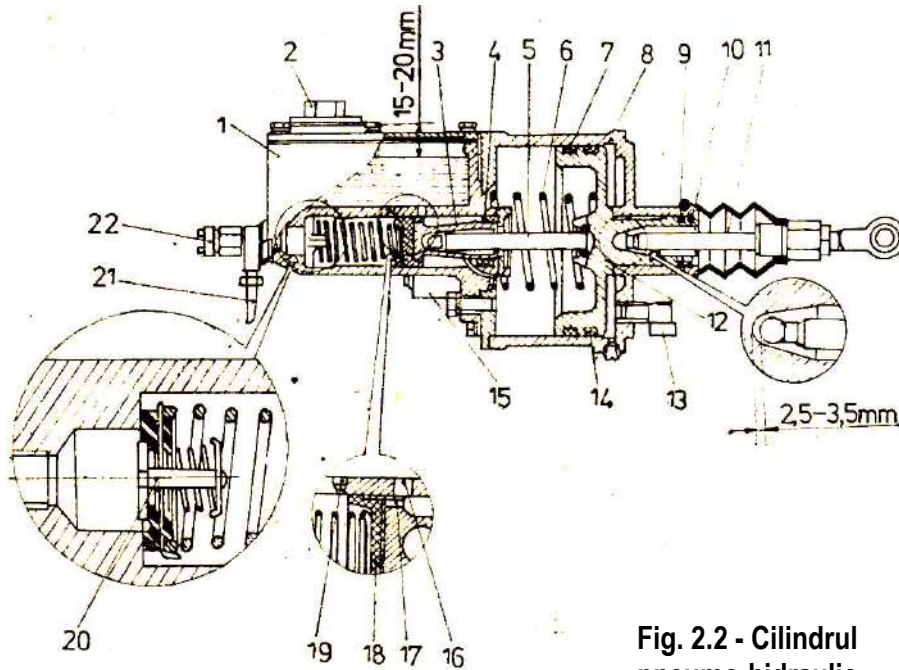


Fig. 2.2 - Cilindrul pneumo-hidraulic

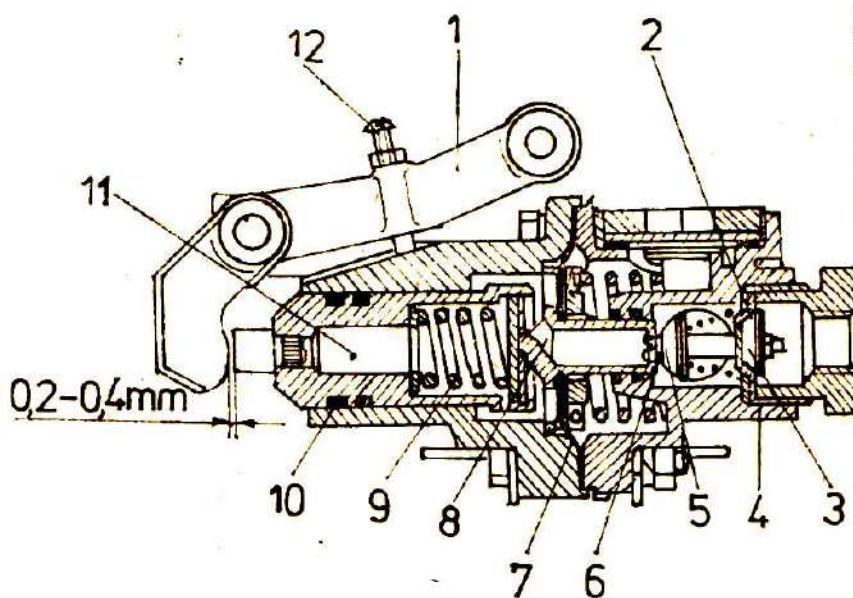


Fig. 2.3 - Distribuitorul de aer comprimat

În fig. 2.4 este redat graficul de evoluție a mărimilor măsurate de la pct. a)...c), trasat pe baza datelor obținute la una dintre probele efectuate, în timp ce în fig. 2.5 este redat un grafic în care sunt trasate evoluțiile mărimilor specificate la pct. c)...e).

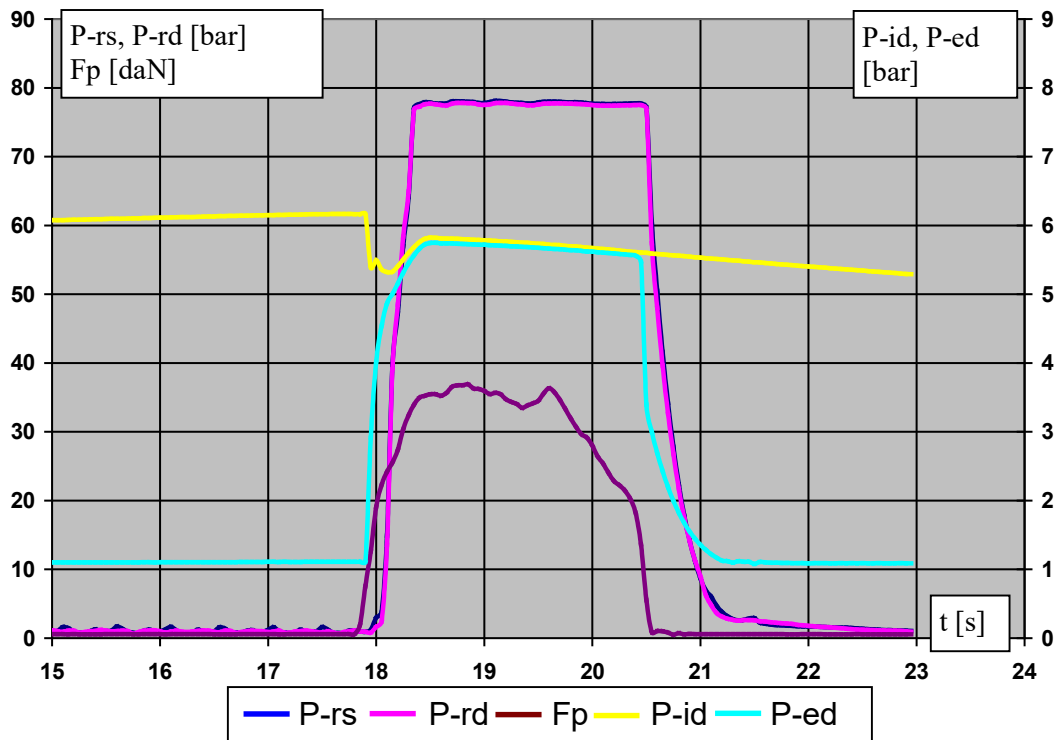


Fig. 2.4 - Exemplu de mărimi măsurate

P-rs: presiunea la cilindrul de frână al roții din stânga spate; P-rd: presiunea la cilindrul de frână al roții din dreapta spate; Fp: forța la pedala de frână; P-id: presiunea de intrare pe distribuitor; P-ed: presiunea de ieșire pe distribuitor.

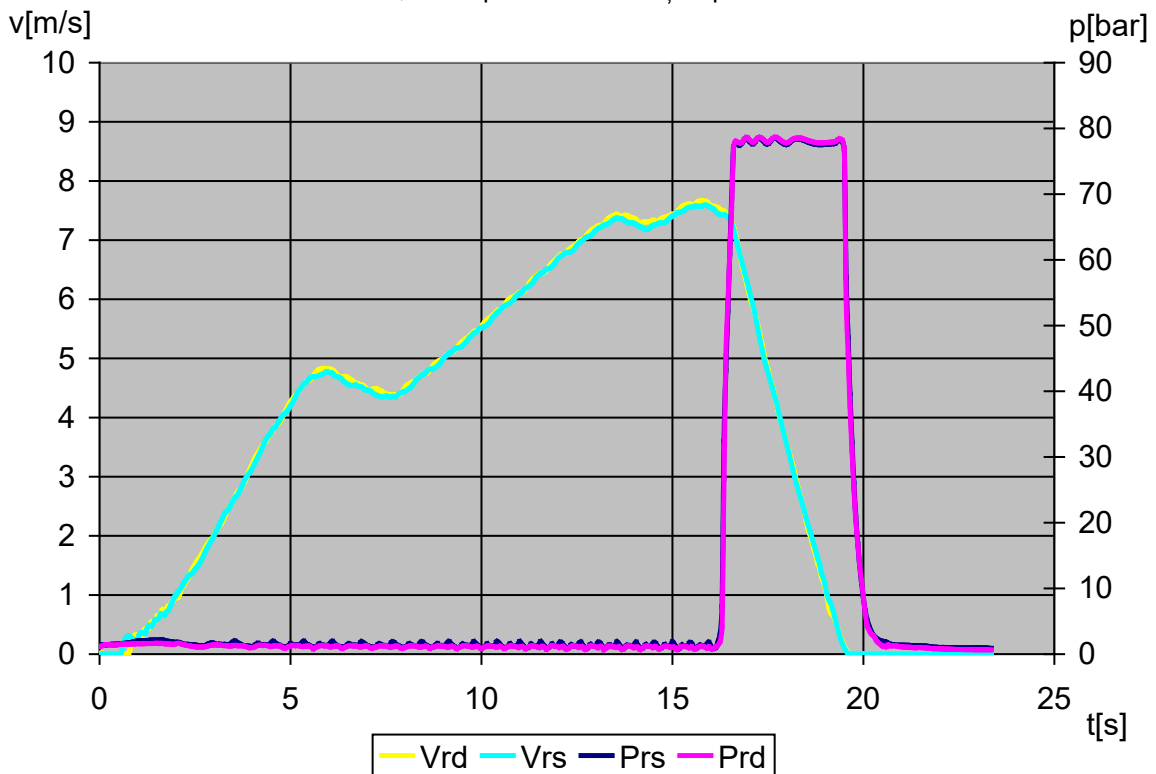


Fig. 2.5 - Exemplu de mărimi măsurate

P-rs: presiunea la cilindrul de frână al roții din stânga spate; P-rd: presiunea la cilindrul de frână al roții din dreapta spate; Vrd: viteza roții dreapta; Vrs: viteza roții stânga

Atât în graficul din fig. 2.4 cât și în cel din fig. 2.5, se poate observa - în faza incipientă (în care pedala de frână încă nu a fost acționată) - un comportament particular al presiunii din cilindrii de frână (adică în secțiunea hidraulică a sistemului) ai ambelor roți, mai pregnant al roții din stânga. Fenomenul se observă până la secunda 14,8 în fig. 2.4 și până în secunda 15,3 în fig. 2.5. Această pulsație este scoasă mai bine în evidență prin modificarea scării graficului, lucru realizat în detaliul din fig. 2.6 (detaliu al fazei de maximum al presiunii, care permite observarea unei pulsații peste faza de instalare a presiunii maxime [44]).

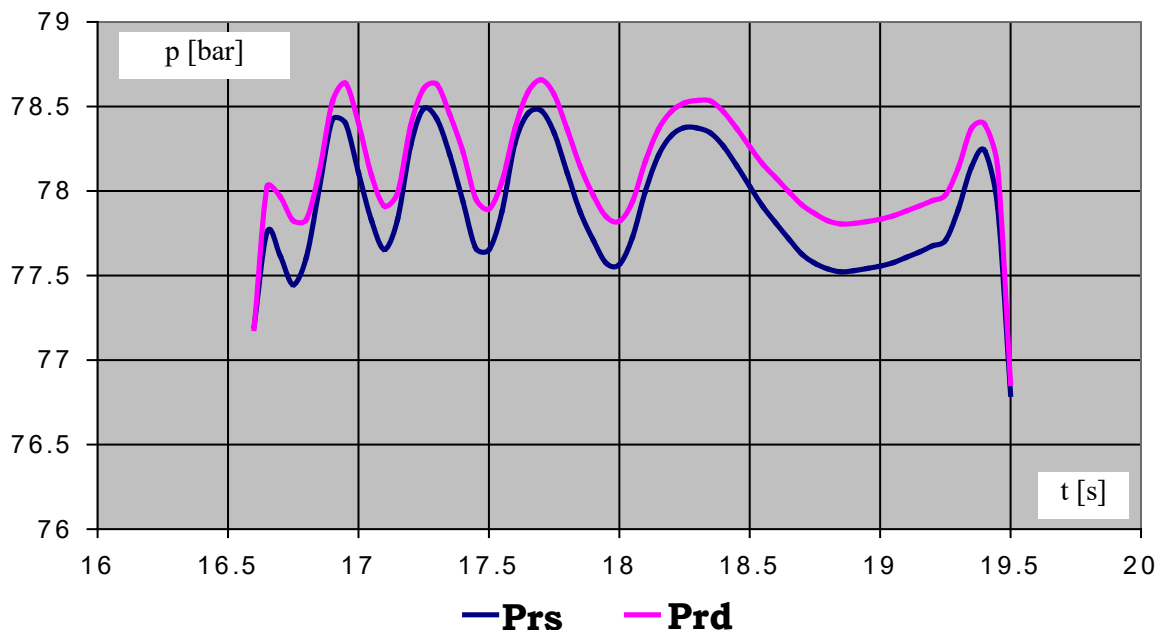


Fig. 2.6 - Pulsația semnalului înregistrat al presiunilor din cilindrii de frână (detaliu)

Astfel, neliniaritatea semnalului în zona în care frâna este reacționată devine și mai evidentă. Ar fi necesară evaluarea puterii disipate de către sistem în această zonă precum și izolarea și eliminarea sursei de zgomot. Acest lucru se poate face printr-o analiză Fourier precum și printr-o analiză a neliniarităților cu ajutorul cumulanților sau a transformatorilor specifice analizei neliniare.

2.1. Prelucrarea primară a semnalelor. Identificarea surselor de zgomot

A. Analiza în frecvență

Într-o primă fază, am aplicat analiza în frecvență a semnalului provenit de la traductorii de presiune montați la nivelul roților [42]. În spiritul celor menționate mai sus, semnalele de presiune preluate din cilindrii de frână ai roților punții au fost analizate spectral și au fost obținute grafice similare celor din fig. 2.7. Au fost trasate graficele amplitudinii relative²³ A_r [%] și ale spectrului corespunzător de putere G [W / m^2] în raport cu

²³ Aceasta se obține prin împărțirea valorii absolute a amplitudinii la valoarea maximă a acesteia, după scăderea valorii medii a semnalului. Amplitudinea relativă este mult mai utilă în analiza puterii disipate, deoarece se poate trasa un prag sub care frecvențele nesemnificative (în privința disipării energetice) pot fi eliminate ca irelevante.

frecvența. Am ales un prag de 10% sub care semnalul amplitudinii relative a fost considerat irelevant (linia continuă orizontală albastră din graficele amplitudinii relative).

Pe baza acestor considerente, în cazul analizei de față, s-au putut trage câteva concluzii:

- semnalele sunt relativ "netede"
- disiparea mare de putere apare la frecvențe joase (sub 2 Hz)
- în general, energia disipată are valori scăzute
- ambii cilindri au spectre de putere relativ asemănătoare (frecvențele de oscilație sunt similare), deci sursa de zgomot ar putea fi aceeași pentru ambii cilindri
- e necesar un număr mare de teste pentru a obține concluzii mai precise

Așa cum am precizat, în figura 2.7 sunt redate rezultatele aplicării transformatei Fourier semnalelor provenite de la traductorii de presiune de pe cei doi cilindri (mostră). Folosind expresia amplitudinii relative a semnalului și stabilind un prag minim sub care aceasta devine ne semnificativă, se poate evalua ponderea frecvențelor cu semnificație din compunerea semnalului util.

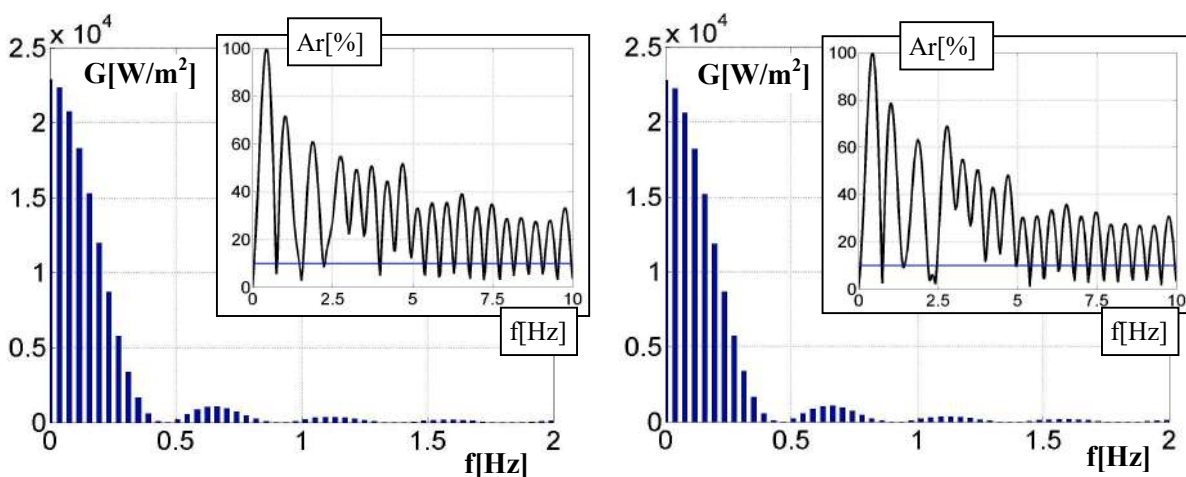


Fig. 2.7 - Analiza în frecvență a semnalului de presiune a cilindrilor de frână de la roți (stânga / dreapta)

Deși de utilitate incontestabilă, analiza în frecvență (analiza monospectrală, bazată pe utilizarea transformatei Fourier) are dezavantajul că "îngheață" semnalul în timp, nu surprinde decât comportamentul sistemului pe întreaga lui perioadă de prelevare, făcând o estimare globală a comportamentului acestuia. Cu alte cuvinte, mai ales în cazul sistemelor cu evoluție dinamică pronunțată, ar fi de utilitate observarea comportamentului în timp al spectrului de frecvențe.

B. Analiza în timp-frecvență

Existența zgomotelor în semnalul util poate fi recunoscută și din analiza bispectrală, mai precis din "popularea" câmpului grafic al cumulantului de ordinul 3. Un exemplu de semnal "poluat" de un zgomot simplu este dat în fig. 2.8. Dacă graficele cumulantului de ordin 3 sunt nepopulate (inclusiv cele ale amplitudinii și fazei acestuia), atunci semnalul nu are componente neliniare. În caz contrar, cu cât popularea este mai "densă", cu atât componentele neliniare sunt mai prezente [45].

Aplicând analiza bispectrală semnalului ce redă presiunea din cilindrul de frână al roții din stânga, comportamentul în timp-frecvență al acestui semnal este redat în fig. 2.8. O primă concluzie ar fi că nu există componente neliniare importante în semnal iar zgomotul este relativ redus (lucru remarcabil mai ales din amplitudinea bispectrului).

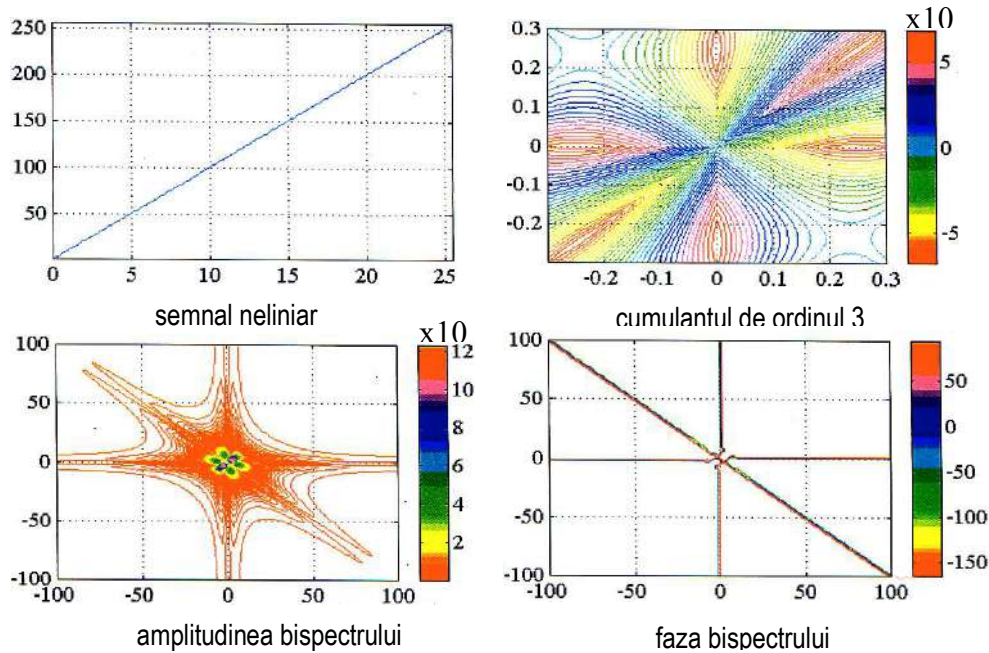


Fig. 2.8 - Exemplu de analiză bispectrală a unui semnal neliniar

Cea mai simplă filtrare s-ar putea face utilizând un filtru Savitzky-Golay, potrivit pentru înlăturarea zgomotului "alb" de mică amplitudine²⁴ (fig. 2.9) [42].

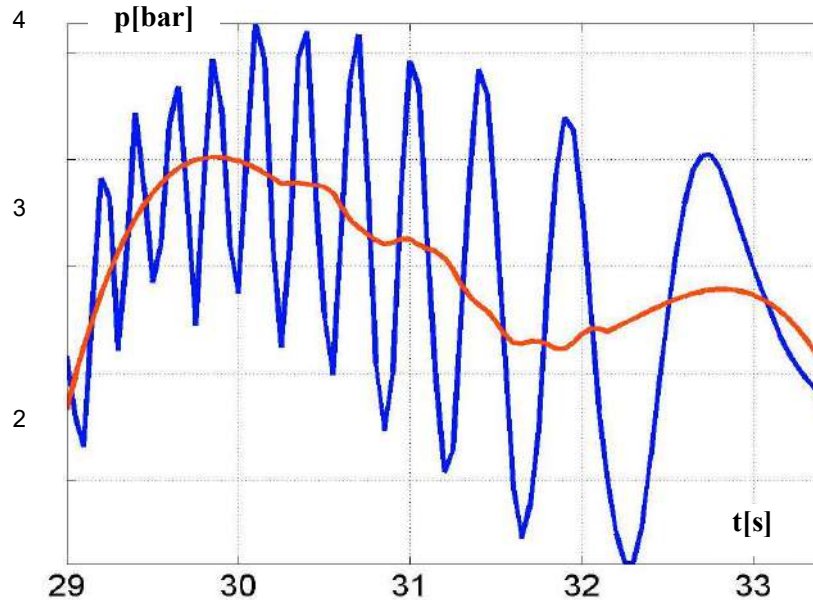


Fig. 2.9 - Semnal brut (albastru) și filtrat (roșu) cu un filtru Savitzky-Golay de ordinul 3, a presiunii din cilindrul roții din stânga

²⁴ A fost ales un tronson mai "zgomotos" al semnalului pentru a scoate în evidență modul de "netezire" utilizat de filtrul Savitzky-Golay.

Analizând mai atent alura curbelor de variație a presiunii din cilindrii de frână, am observat un comportament oarecum anormal în zona în care frânele nu erau acționate. Plecând de la premisa unei funcționări defectuoase a componentelor lanțului de măsurare am înlocuit traductorii și am refăcut conexiunile. Comportamentul s-a repetat [46]. E vorba despre zona detaliată în medalionul fig. 2.10.

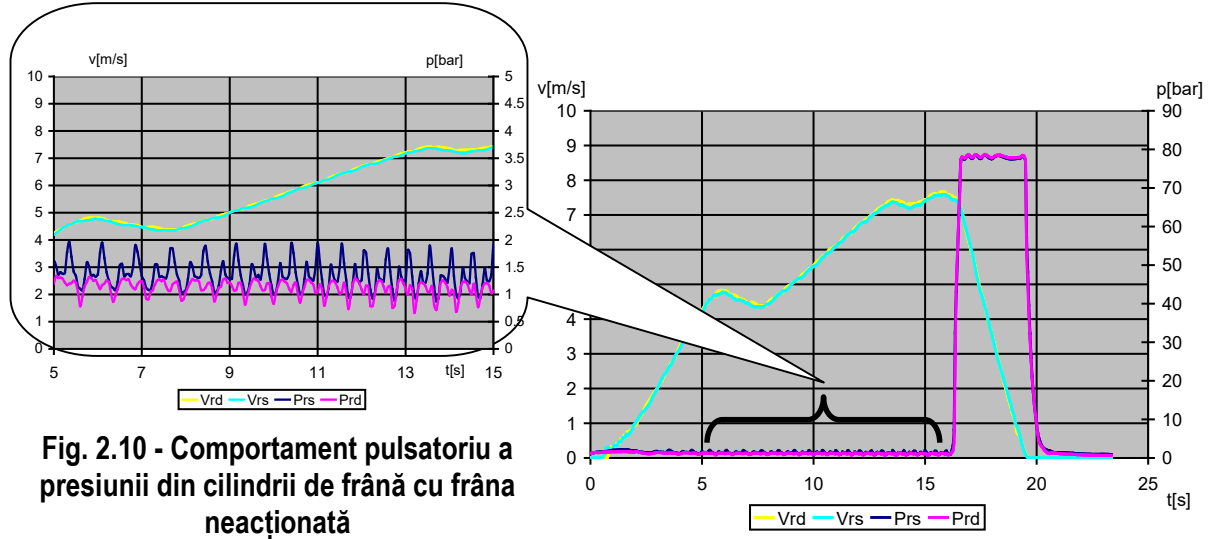


Fig. 2.10 - Comportament pulsatoriu a presiunii din cilindrii de frână cu frâna neacționată

Amplitudinile pulsațiilor nu sunt mari dar variază cu viteza autovehiculului (în speță cu turația roții). Zona de pulsație a presiunilor din figura 2.10 a fost supusă unei analize în timp frecvență .

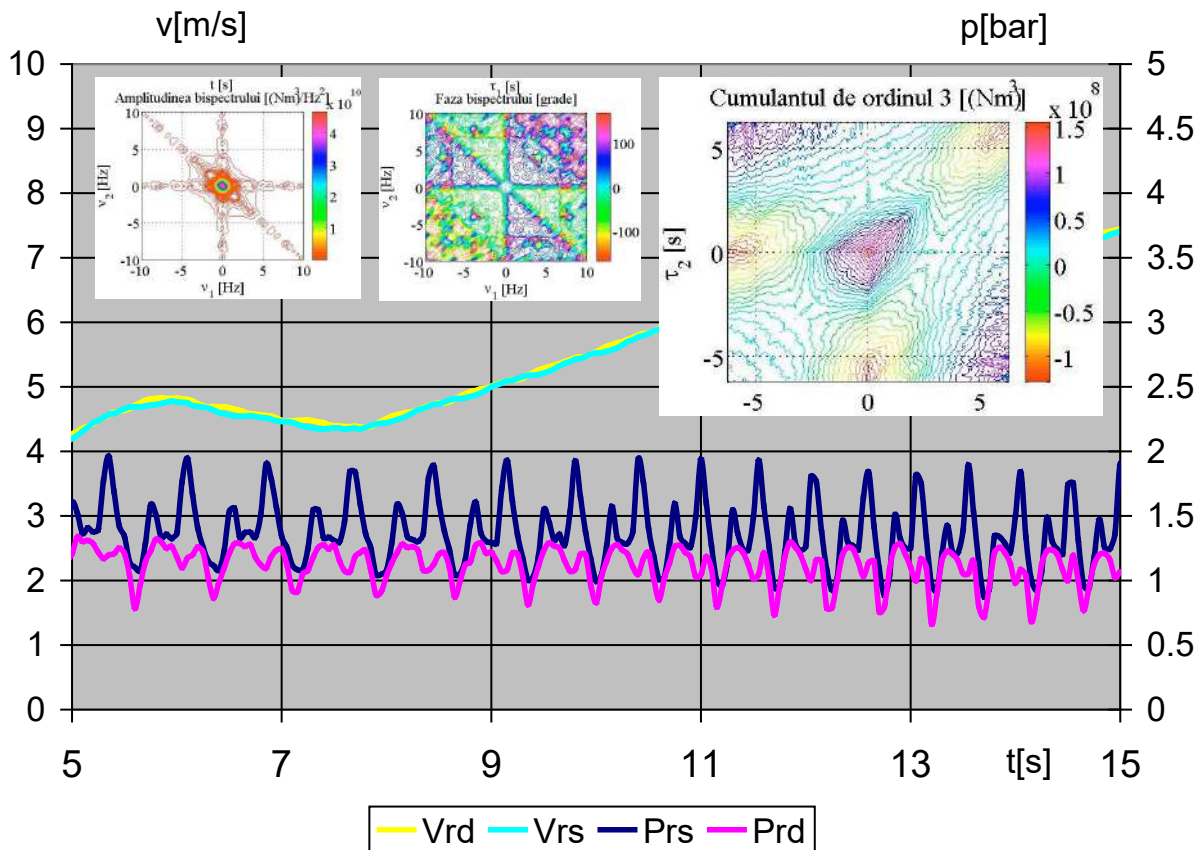


Fig. 2.11 - Analiza bispectrală a presiunii din cilindrul de frână al roții din stânga (curba albastră) atunci când frâna nu este acționată (semnal nefiltrat)

Folosind cumulantul de ordinul 3 s-au obținut imaginile din fig. 2.11 care nu reprezintă altceva decât un model matematic neparametric al semnalului analizat. a impus identificarea sursei acesteia. Aplicarea unui filtru pe frecvența relevantă de analiza Fourier în condițiile menținerii unei viteze constante de deplasare (de valoare redusă) a condus la diminuarea semnificativă a puterii disipate pe acest ecart (în zona 0,75 Hz), fapt observabil în bispectrele celor două semnale din fig. 2.12. Pentru o comaprație mai bună, am alăturat cele două bispectre (semnal nefiltrat, respectiv filtrat).

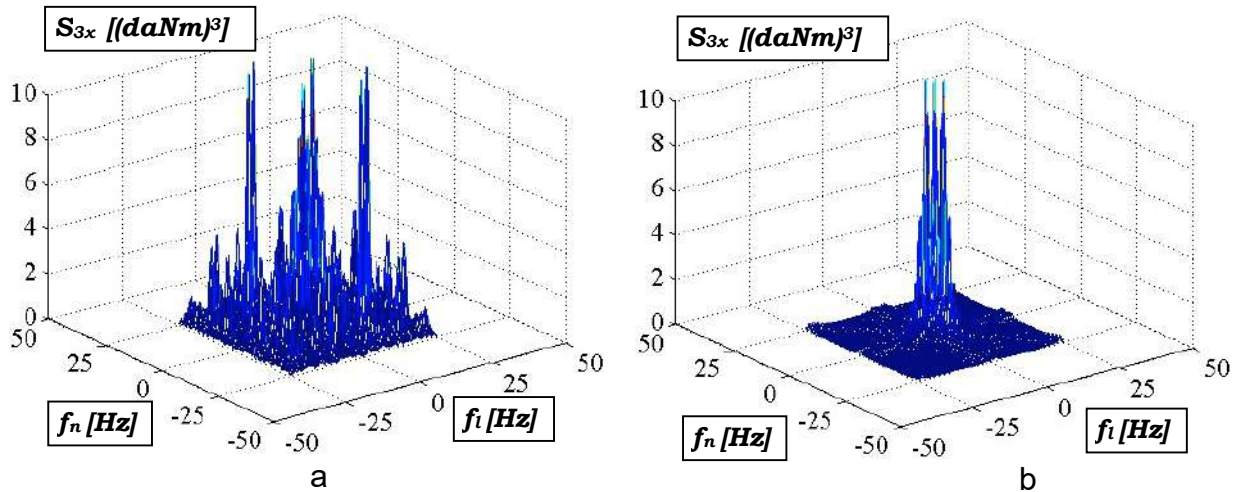


Fig. 2.12 - Bispectrul semnalului
a) - semnal nefiltrat ; b) - semnal filtrat

Următoarea etapă a constat în depistarea sursei defecțiunii care conducea la funcționarea necorespunzătoare [46], [89]. În acest scop au fost demontate și verificate componentele mecanismului de frânare al roții (frână cu saboți interiori și tambur). Au fost demontate frânele de la ambele roți, deoarece apar pulsații similare la ambii traductori de presiune (stânga - dreapta). A fost constatată existența unei ovalizări la tamburul frânei din stânga (fig. 2.13)

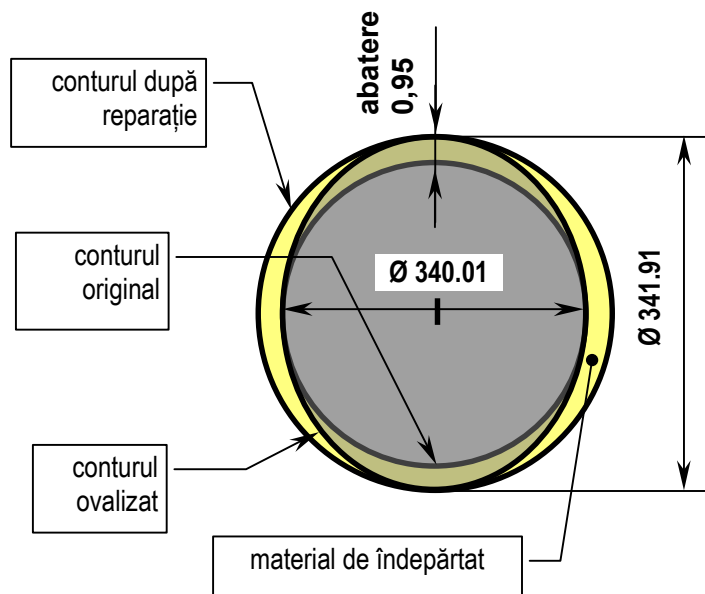


Fig. 2.13 - Conturul interior al tamburului înainte și după reparație

Valoarea depășea ovalizarea maximă permisă, de 0,20 mm, atingând valoarea de 1,90 mm. Pulsațiile erau mai ușor de depistat când vehiculul se mișca lent (acesta a fost motivul efectuării testelor cu viteză redusă)

S-a procedat la remedierea defecțiunii prin strunjirea interioară aplicată tamburului (în cotele de reparație). Tamburul din dreapta nu a necesitat intervenții, aflându-se în parametrii ovalizării admisibile). După remediere s-a procedat la reluarea testelor. Am constatat dispariția pulsațiilor de presiune la ambii cilindri (stânga - dreapta). Am conchis ca traductorul de presiune din dreapta prelua pulsațiile generate de la cilindrul din stânga, sistemul de frânare având un singur circuit către puntea spate [38], ce se divide lateral prin intermediul unui racord T, prin acest T existând comunicare între cilindrii celor două roți.

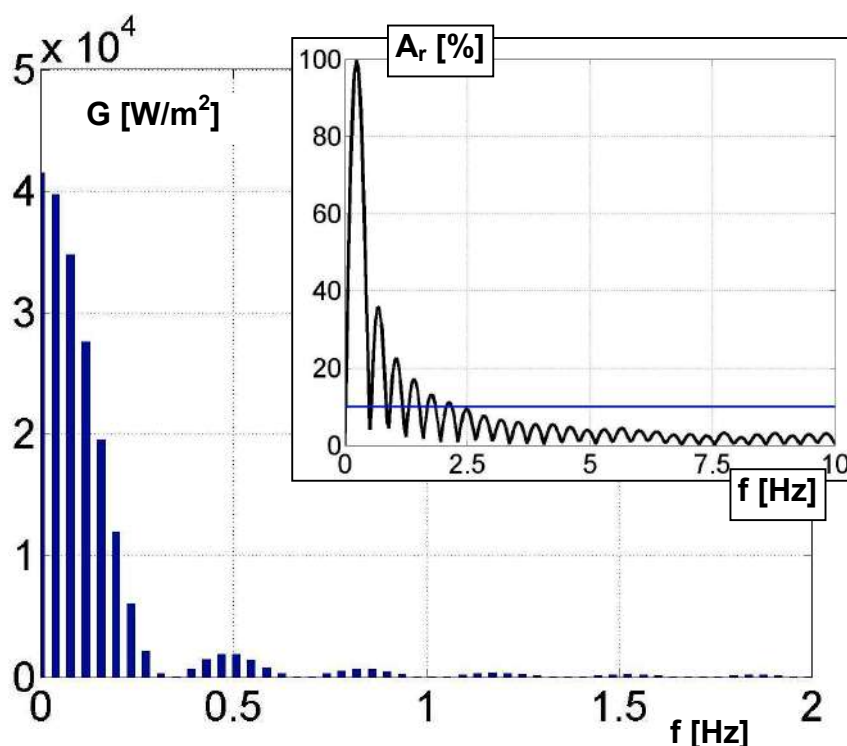


Fig. 2.14 - Analiza în frecvență a semnalului de presiune după reparație

În fig. 2.14 este reprezentată analiza în frecvență a semnalului preluat de la cilindrul de frână al roții din stânga după remediere [46]. Se poate observa diminuarea considerabilă a frecvențelor pe care oscila sistemul înainte de remediere (cea mai importantă parte a energiei semnalului fiind disipată pe componenta continuă).

Și performanțele sistemului au crescut. Frânând intens de la viteza de 30...32 km/h, distanța de oprire cu tamburul ovalizat era în cuprinsă în intervalul 12...15 m (acceleerațiile fiind cuprinse în gama 2,8...3,2 m/s²). Prin remedierea problemei tamburului, distanța de oprire (de la aceeași viteză de frânare) a scăzut la 11...13 m., adică decelerația a crescut la 3,2...3,8 m/s². Chiar și așa, valoarea decelerației medii este sub valoarea de 4,25 m/s² impusă de standardele ce admit vehiculele la circulația pe drumurile publice²⁵ [47].

²⁵ Vehiculul supus testărilor în cadrul contractului este produs la nivelul anilor '70-'80, încercările fiind efectuate în vederea stabilirii eficienței modernizării categoriei din care face parte.

2.2. Model matematic parametric al evoluției unei presiuni în sistemul de frânare. Modele matematice generalizate.

Procedând în mod similar generării modelului matematic și folosind același algoritm ARX ca la pct. A al §1.3, se poate obține un model matematic generalizat al evoluției mărimii măsurate [32]. În general, aceste modele generalizate permit predicții privind funcționarea unui sistem și pot servi drept ghiduri de proiectare pentru unele sisteme mecanice. Mai mult, ele pot servi și ca etalon funcțional, permițând evaluarea stării tehnice a unui sistem anume. Am elaborat acest model pentru a permite o evaluare mai precisă a funcționării sistemului de frânare în discuție. Modelul permite exprimarea evoluției presiunii din cilindrul de frână pentru un sistem de frânare tehnic corespunzător, pentru un autovehicul din clasa celui analizat.

În fig. 2.15 este redat modelul matematic pentru unul singur dintre testele efectuate [39], [42], [46], ecuația lui fiind [48], [49]:

$$\frac{d^2y}{dt^2} + 33,770 \frac{dy}{dt} + 192,280y = 50,300 \frac{dx}{dt} + 2660x \quad (2.1)$$

Testul a fost repetat de multe ori, măsurătorile efectuându-se simultan la ambele roți (stânga-dreapta). Aplicând același algoritm, pentru fiecare curbă obținută a fost obținut un model matematic. Coeficienții acestor modele sunt redați, sub formă de extras, în tabelul 2.1.

Tabelul 2.1 - Coeficienții polinomiali ai modelelor matematice individuale ale evoluției presiunii de frânare (extras)

Test	Cilindrul de frână	$\frac{d^2y}{dt^2}$	$\frac{dy}{dt}$	y	$\frac{dx}{dt}$	x	Eroarea normalizată de modelare [%]
.....
i	stânga	1,000	19,640	127,000	37,830	1760	0,001
	dreapta	1,000	52,470	376,500	83,630	5216	0,002
i+1	stânga	1,000	23,970	163,300	46,740	2253	0,011
	dreapta	1,000	28,900	185,200	50,510	2546	0,020
.....
Medie		1,000	30,970	206,483	50,851	2850	0,013

Considerând că starea tehnică a sistemului de frânare a fost bună (după intervenția prealabilă de corectare a tamburului de frână, remedierea tuturor defecțiunilor din sistem și înlocuirea pieselor cu uzuri mari), am procedat la efectuarea unui set de teste. Ulterior, am procedat la medierea tuturor coeficienților polinomiali ai modelelor individuale obținute cu algoritmul ARX (valorile medii sunt redate în ultima linie a tab. 2.1) [6], [90]. Medierea s-a făcut pentru toate probele, indiferent de poziția roții deoarece presiunea de frânare este aplicată la toată puntea, pe un singur canal (conductă) prevăzut cu un distribuitor în formă de T.

Ecuația modelului generalizat este dată de [48], [49]:

$$\frac{d^2y}{dt^2} + 30,970 \frac{dy}{dt} + 206,483y = 50,851 \frac{dx}{dt} + 2850x \quad (2.2)$$

Pentru elocvență, modelul generalizat (redat în fig. 2.16) a fost trasat cu linie roșie groasă peste cele individuale trasate cu linii subțiri de diferite culori (ale diferitelor teste efectuate, care sunt definite de coeficienții polinomiali din tab. 2.1).

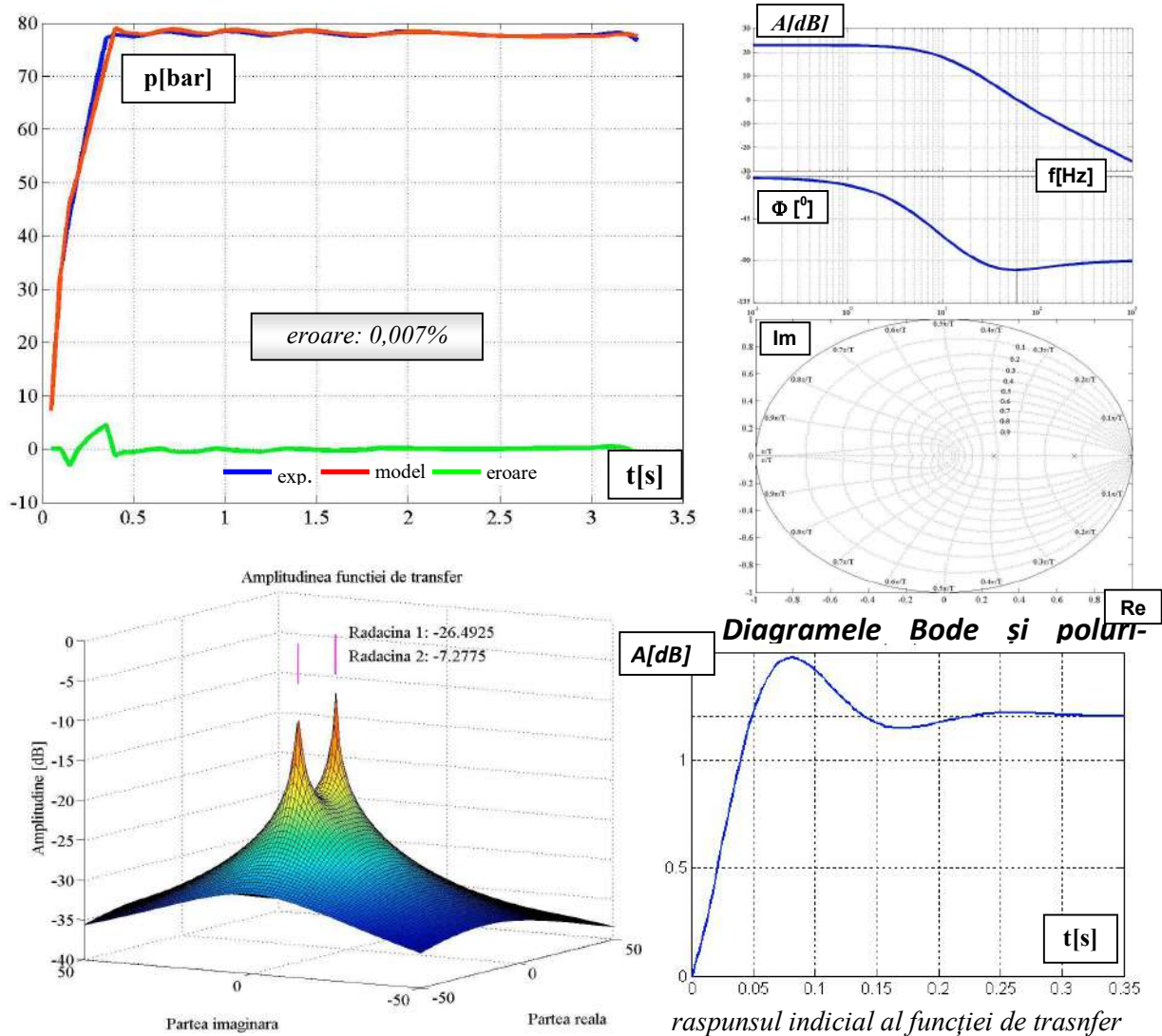


Fig. 2.15 - Algoritmul ARX pentru sistemul SISO aplicat seriei dinamice a presiunii din cilindrii de frână ai punții unui autovehicul

Precizia modelului generalizat a fost demonstrată prin calcularea erorii medii generale, care se găsește sub valoarea de 3% pe care o stabilisem drept prag admisibil.

Utilitatea acestui model (care poate fi aplicat oricărei mărimi de interes) rezidă în câteva aplicații (la primele două aplicații fiind deja folosit):

- Diagnoza stării tehnice a unui sistem; plecând de la premisa că evoluția surprinsă de model caracterizează un sistem fără defecte în funcționare, prin compararea acestuia cu un sistem oarecare cu funcționare necunoscută, poate fi stabilit dacă cel cercetat este în limitele de funcționalitate recomandate.
- În cazul efectuării a mai multor baterii de teste cu o periodicitate cunoscută, se poate urmări modificarea parametrilor funcționali în timp ai sistemului pentru asigurarea unor proceduri de mentenanță predictivă.

- Proiectarea unui sistem de autodiagnosticare prin care, periodic, sistemul se poate autotesta în condițiile impuse și informa utilizatorul despre propria stare tehnică.
- Proiectarea unui nou sistem de frânare, cu caracteristici similare sau îmbunătățite.

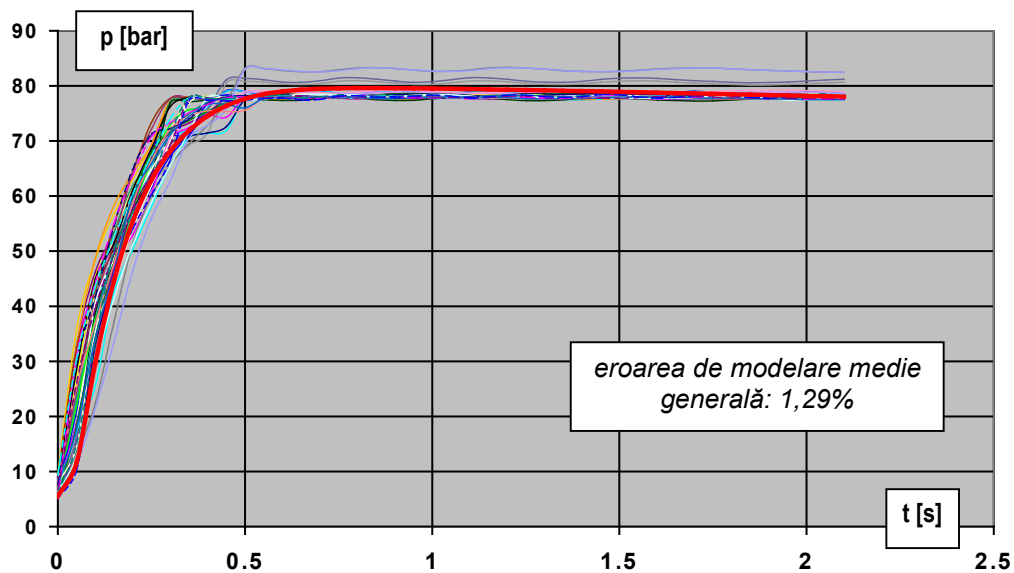


Fig. 2.16 - Reprezentarea grafică a modelelor matematice individuale și a modelului matematic generalizat a evoluției presiunii în cilindrii de frână

Capitolul 3

Modele matematice parametrice pentru simulări funcționale

Fie înainte, fie după efectuarea testelor (încercărilor), orice activitate de acest tip se încheie, de obicei, cu elaborarea unor modele matematice care vor sta la baza studiilor viitoare ale fenomenelor. Fie că este vorba de modele concluzive (care stabilesc premisele unor viitoare cercetări) fie că sunt modele predictive (care permit, spre exemplu, depistarea de anomalii în funcționarea unor sisteme prin compararea cu un comportament considerat "etalon" sau "tipic"), modelele matematice sunt frecvent întâlnite în activitatea inginerească.

Cu atât mai mult cercetătorii au fost, în permanență, interesați de modelarea diferitelor procese. Cele mecanice nu au făcut excepție. Finalitatea are o vastitate de aplicații. Cel mai des se dorește ca modelul matematic să reprezinte un "etalon" pentru comportamentul unui sistem, astfel încât, prin compararea datelor experimentale cu modelul elaborat, să se poată trage concluzii privitoare la evoluția, firească sau accidentală, a diferiților parametri în scopul asigurării predictibilității comportamentale a sistemului analizat.

Un alt deziderat al acestei comparații rezidă în obiectivul analizei funcționale și depistării funcționării anormale a unui sistem. Cunoscând modul normal de evoluție a sistemului, prin abaterea de la acest comportament relevată pe baza măsurărilor efectuate, se pot trage concluzii asupra funcționării în afara parametrilor normali (defectuoasă sau conjuncturală) ai sistemului.

Există multiple modalități de a crea modele matematice. În activitatea de cercetare pe care am desfășurat-o m-am axat pe două direcții: modele matematice care au la bază expresii analitice ale comportamentelor sistemelor (cum sunt, spre exemplu, cele generate în Simulink - ca mediu de simulare integrat al mediului de analiză MatLab) sau cele bazate pe date experimentale colectate de la seturi mari de experimentări. Oricare din cele două metode are dezavantaje și dezavantaje.

Astfel, modelele matematice provenite din medii de simulare dedicate au la bază "structuri" bine conturate, bazate pe ecuații matematice complexe care descriu evoluția acestora. Compunerea structurală a acestor module permite realizarea de ansambluri complexe, cu descriere matematică exactă, ce pot simula comportamentul real al unui sistem mecanic (acesta fiind unul dintre marile avantajele unui astfel de model). De foarte multe ori, însă, aceste modele atrag după ele instituirea unor ipoteze simplificatoare deoarece fenomenologia comportamentală a sistemului analizat nu poate fi descrisă matematic la nivel de intimitate [6]. Prin urmare, deși modelul tinde să se apropie de realitate, rareori și reușește să o descrie cu acuratețe ridicată (acesta fiind principalul dezavantaj unui astfel de model).

Modelele matematice bazate pe studiile experimentale nu urmăresc decelarea structurală și exprimarea lor sub o formă matematică, predictibilă, ci modelarea sistemului ca ansamblu. Prin urmare, aceste modele nu-și vor putea identifica elementele constitutive în structuri definite, controlabile, ci vor exprima comportamentul global al întregului sistem (acesta fiind principalul dezavantaj al unui astfel de model). Pe de altă parte, modelele generate pe baza acestui concept surprind, în totalitate, toate influențele provenite și de la cei mai neesențiali (la prima vedere) factori de influență asupra comportamentului sistemului în ansamblu (acesta fiind principalul avantaj al acestor modele).

Discuțiile ce se pot purta pe marginea acestor modalități de modelare pot continua. În ceea ce urmează, ca rezultat al activității mele în cercetare, am putut să trag câteva concluzii privind cele două tipuri de generare de modele matematice a unor procese fizice, deoarece am lucrat cu ambele metode. Pentru a le diferenția, voi folosi sintagma de *modele analitice* pentru a le caracteriza pe cele obținute în diferite medii de simulare matematică, respectiv pe cea de *modele experimentale* pentru cele bazate pe seturi mari de încercări.

3.1 Simulare conlucrare motor-hidroconvertizor și ridicare performanțe pentru prototipul de TAB 8x8 "SAUR 1" produs în România

În perioada 2010-2011 s-a pus problema realizării unui nou tip de transportor amfibiu blindat care să intre în dotarea MApN. Plecând de la experiența acumulată de producătorul intern dar și de cea din industria orizontală, a fost constituit un colectiv de cercetare-proiectare din care am făcut parte. S-a dorit realizarea unui vehicul cu transmisie automată care beneficia de un motor cu ardere internă (MAI), un hidroconvertizor (HC) și o cutie de viteze planetară (CVP) provenind, fiecare, de la producători diferiți [50]. Toate trebuiau "acordate" și puse să conlucreze cu restul elementelor transmisiei produse de către fabricanți autohtoni, în condițiile utilizării a două categorii de pneuri cu dimensiuni diferite. Principala problemă a fost realizarea conlucrării dintre MAI și HC. Din rațiuni economice, fabricantul MAI dorea să efectueze, în exclusivitate, calculul conlucrării dintre MAI și HC. La fiecare modificare a grupului MAI-HC se impunea un nou calcul de conlucrare care trebuia folosit, în continuare, la determinarea noului set de performanțe ale autovehiculului. Activitatea presupunea plata unor tarife destul de consistente către operator și timpi destul de mari de așteptare.

Pentru a evita consumul de bani și de timp, am pus la punct, pe baza unor preocupări personale anterioare, un program de conlucrare și de ridicare a performanțelor autovehiculelor echipate cu transmisie hidromecanică.

Conlucrarea se efectuează pornind de la caracteristica MAI la 80...85% din sarcina maximă, pe baza ecuației momentelor absorbite de rotorul pompă al HC [52], [53], [54], [51], [91], [92]:

$$M_P = \lambda_P \cdot \rho \cdot n_P^2 \cdot D_h^5 \quad (3.1)$$

în care λ_P este coeficientul de proporționalitate a momentului absorbit de pompă; ρ este densitatea fluidului de lucru (ulei hidraulic special); n_P este turația pompei iar D_h este diametrul activ al HC. Punctele de conlucrare motor HC. Conlucrarea este dată de punctele de intersecție dintre curba momentului furnizat de MAI și familia de curbe ale M_P (câte o curbă dependentă de n_P pentru fiecare valoare a lui λ_P). Funcția $\lambda_P = \lambda_P(i_h')$ dictează alura momentului la pompă ($i_h' = n_T / n_P$ fiind inversul raportului de transmitere dintre pompă și turbină, cu n_T turația turbinei).

Deținând caracteristicile adimensionale ale HC (furnizate de producătorul acestuia - fig. 3.1) precum și dimensiunile necesare calculului ($D_h = 500 \text{ mm}$) [50], [91] am reușit ca, pe baza programului de conlucrare conceput de mine, să realizez calculele de conlucrare într-un timp mult mai scurt și cu economii considerabile (fig. 3.3). Doar cu titlu de prezentare, în fig. 3.2 este ilustrat un extras dintr-o o foaie de calcul în MS Office - Excel, care

a permis trasarea graficelor de conlucrare. Pe o foaie de calcul se pot determina datele de ieșire dinamice ale autovehiculului pentru mai multe variante de echipare mecanică (diferite cutii de viteze, de dimensiuni de roți și de reductor-distribuitoare, în timp ce fiecare din multiplele foi de calcul permit relaizarea mai multor variante de conlucrare MAI-HC, prin schimbarea configurării MAI sau HC).

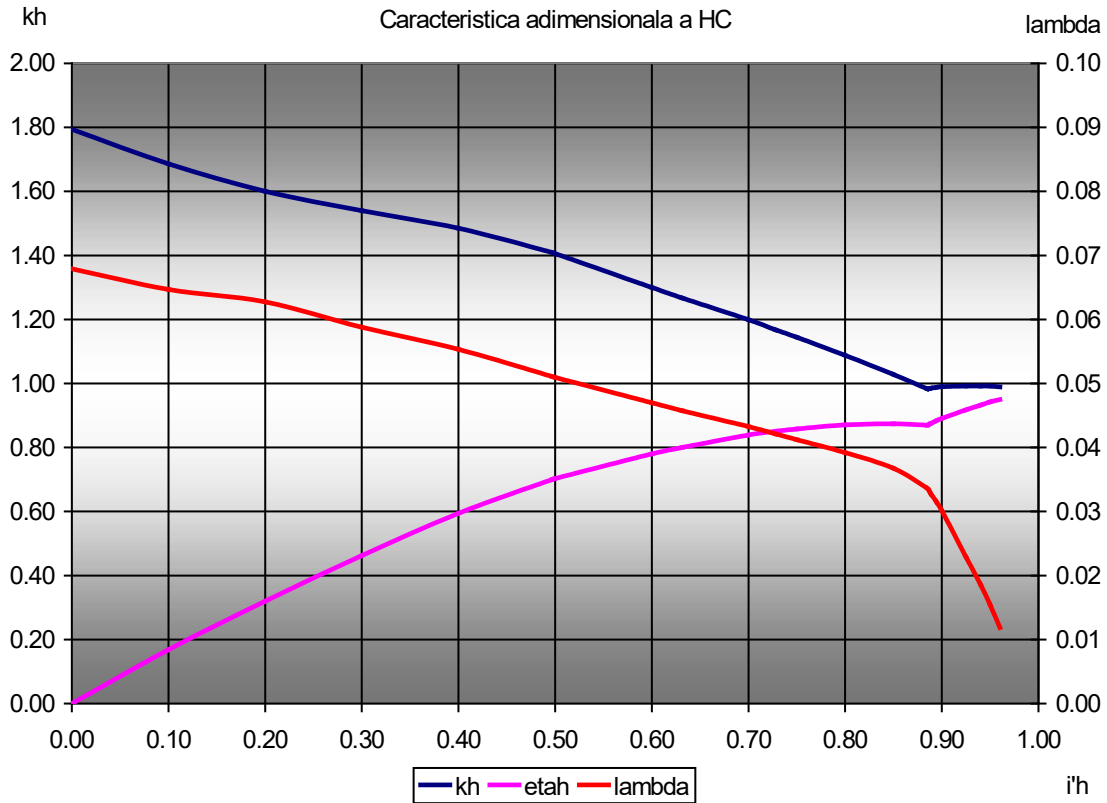


Fig. 3.1 - Caracteristica adimensională a HC

14.00020				Punte-6.804				C0-1.467 (Mt)				14.00020				a [m/s]		t [s]	
CD lenta	0.913	1.407	0.98	0.972															
Punte unica	6.864		0.714																
Cutie viteze	icv	etacv	lm/Ma/r ²	6.48581E-05	5														
icv 1	1.6957	0.946	lt/Ma/r ²	2.17736E-05	3.3333														
icv 2	2.2130	0.947	roti	0.005011759	2.5														
icv 3	1.5291	0.955			2														
icv 4	1.0000	0.949	r-it1	46.34847771	1.6667														
icv 5	0.7643	0.905	r-it2	21.37237502	1.4286														
icv 6	0.5718	0.882	r-it3	14.76750956	1.3333														
			r-it4	9.657648	1.25														
			r-it5	7.381340366	2.3266														
			r-it6	6.489007926	2														
	mm	Mm																	
	800	1851.0																	
	900	1908.0	r-eta1	0.656531568	1.4286														
	1000	1965.0	r-eta2	0.657225576	0														
	1100	2009.0	r-eta3	0.66277764	0														
	1200	2049.9	r-eta4	0.668513892	0														
	1300	2074.0	r-eta5	0.67307724	0														
	1400	2087.1	r-eta6	0.676116566	0														
	1500	2093.2			0														
	1600	2091.3	r-it1	29.42716302	0														
	1700	1960.6	r-it2	13.86848922	0														
	1800	1909.1	r-it3	9.582612011	0														
	1900	1839.7	r-it4	6.286832	0														
	2000	1775.5	r-it5	4.789739898	0														
	2100	1703.7	r-it6	4.210057738	0														
	2200	1629.0			0														
			r-eta1	0.66193512	0														
			r-eta2	0.66263464	0														
			r-eta3	0.6632326	0														
			r-eta4	0.66403428	0														
			r-eta5	0.6332466	0														
			r-eta6	0.61715304	0														

$$\delta = 1 + \frac{I_M}{M_a} \cdot \frac{k_h \cdot i_{Ti}^2}{r_r^2} \cdot \eta_{Ti} \cdot \frac{dn_p}{dn_r} + \frac{I_T}{M_a} \cdot \frac{i_{Ti}}{r_r^2} \cdot \eta_{Ti} + \frac{1}{M_a} \sum \frac{I_r}{r_r^2}$$

Fig. 3.2 - Exemflu de calcul

Pentru a scoate în evidență calitatea programului de conlucrare, prezint imaginea din fig. 3.4 care arată, suprapus, rezultatele obținute pentru caracteristica externă a HC (graficul de variație a momentului la turbina HC în funcție de turația acesteia) în varianta furnizată de colaboratorul extern și în cea propusă de mine. Se poate observa că diferențele între cele două curbe sunt foarte mici (sub 2,5%).

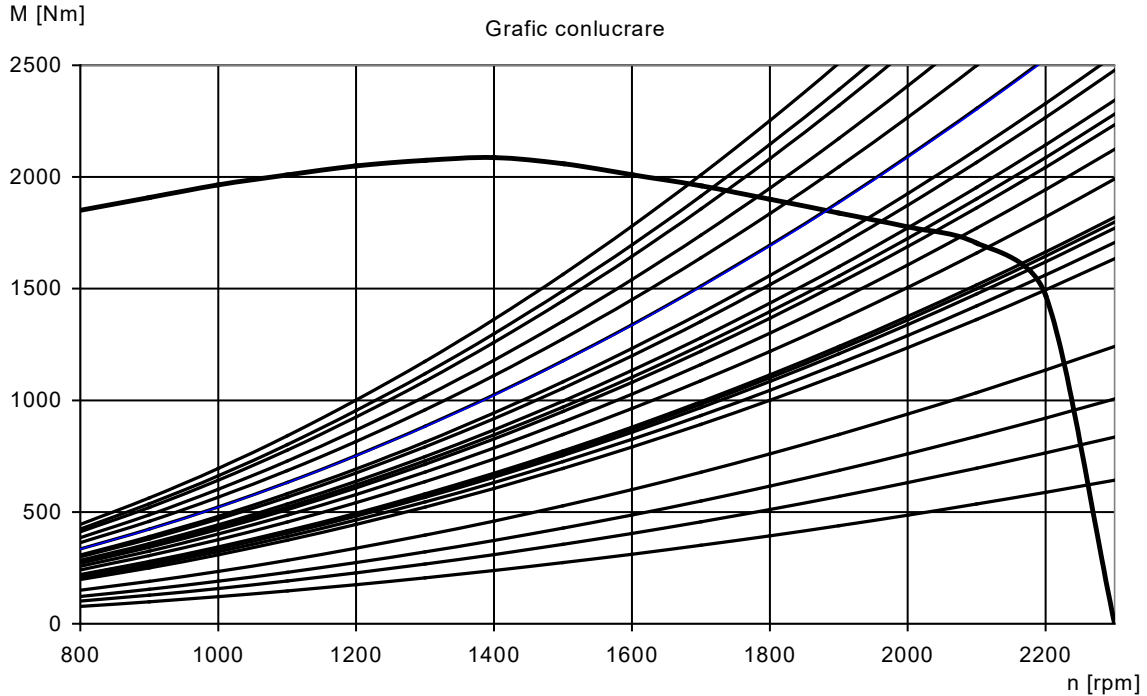


Fig. 3.3 - Caracteristica de conlucrare a MAI cu HC (simulare proprie)

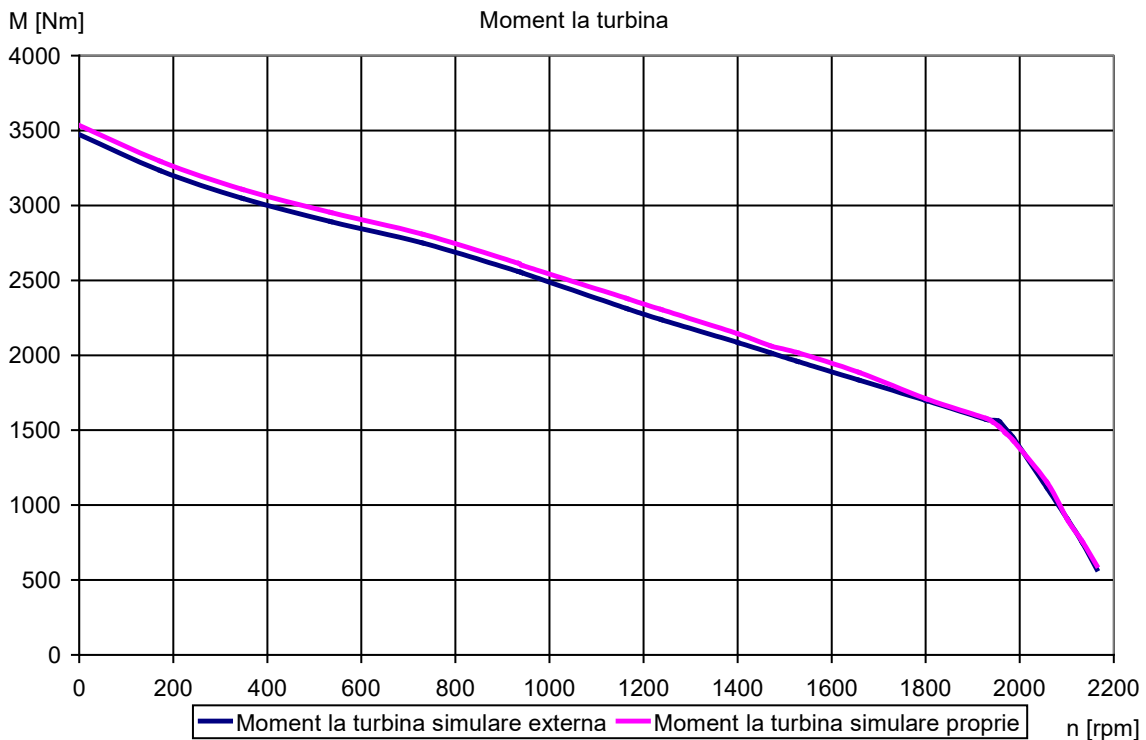


Fig. 3.4 - Determinarea momentului la turbină în conlucrarea realizată de colaboratorul extern și în cea realizată în varianta proprie

Dacă autovehiculul este echipat cu transmisie hidromecanică (ceea ce implică existența unui agregat hidrodinamic și a unei cutii de viteze în trepte, de obicei în construcție planetară), ecuația generală de mișcare a autovehiculului devine:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta' \cdot G_a} (F_t - \sum R) \quad (3.2)$$

în care: $\delta' = 1 + \frac{g}{G_a} \left(I_1 k_h \frac{dn_P}{dn_T} + I_2 \right) \frac{i_{TM_i}^2}{r_r^2} \eta_{TM_i} + \frac{g}{G_a} \sum_{j=1}^n \frac{I_{r_j}}{r_r^2}$ este coeficientul de

influență a maselor aflate în mișcare de rotație; i_{TM_i} - raportul de transmitere al secțiunii mecanice a transmisiei în etajul i al acesteia; η_{TM_i} - randamentul secțiunii mecanice a transmisiei (de obicei diferit de la treaptă la treaptă, datorită construcției planetare a cutiei de viteze); I_1 - momentul de inerție al pieselor solidare cu pompa hidroagregatului; I_2 - momentul de inerție al pieselor solidare cu turbina hidroagregatului; i_h - raportul de transmitere al hidroagregatului, variabil în mod continuu în funcționare; $k_h = \frac{M_T}{M_P}$ -

raportul de transformare al hidroagregatului, ca raport dintre momentul la turbina și respectiv momentul la pompa acestuia, variabil în mod continuu în funcționare; I_{r_j} -

momentul de inerție al roții j a autovehiculului; $F_t = M_m \frac{i_{TM_i}}{r_r} \eta_{TM_i} k_h$ - forța de tracțiune dezvoltată la roțile autovehiculului; v - viteza de deplasare a autovehiculului; G_a este greutatea autovehiculului iar g este accelerația gravitațională.

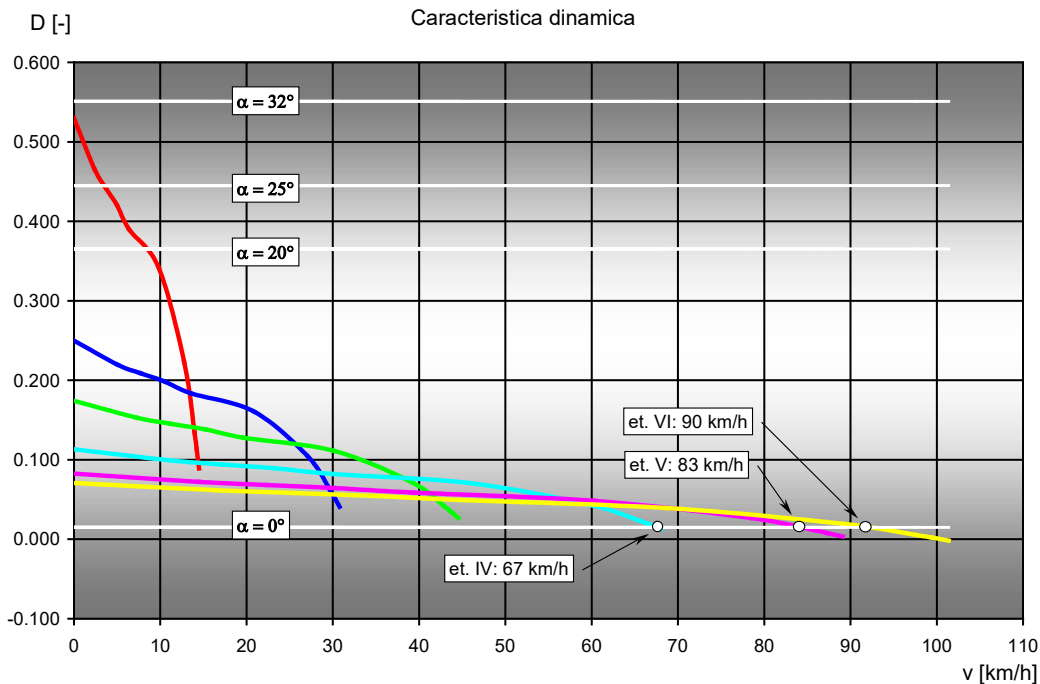


Fig. 3.5 - Graficul caracteristicii dinamice a autovehiculului cu transmisie hidromecanică (MAI-HC-CVP) pentru una din variantele de echipare cu roți

Cum HC este blocat la viteze mai mari de deplasare (precum și în treptele superioare ale cutiei de viteze) același coeficient δ' va avea forma

$$\delta' = \delta = 1 + \left(I_2 \frac{i_{TMi}^2}{r_r^2} \eta_{Ti} + \sum \frac{I_r}{r_r^2} \right) \cdot \frac{g}{G_a}, \text{ caracteristic transmisiilor pur mecanice.}$$

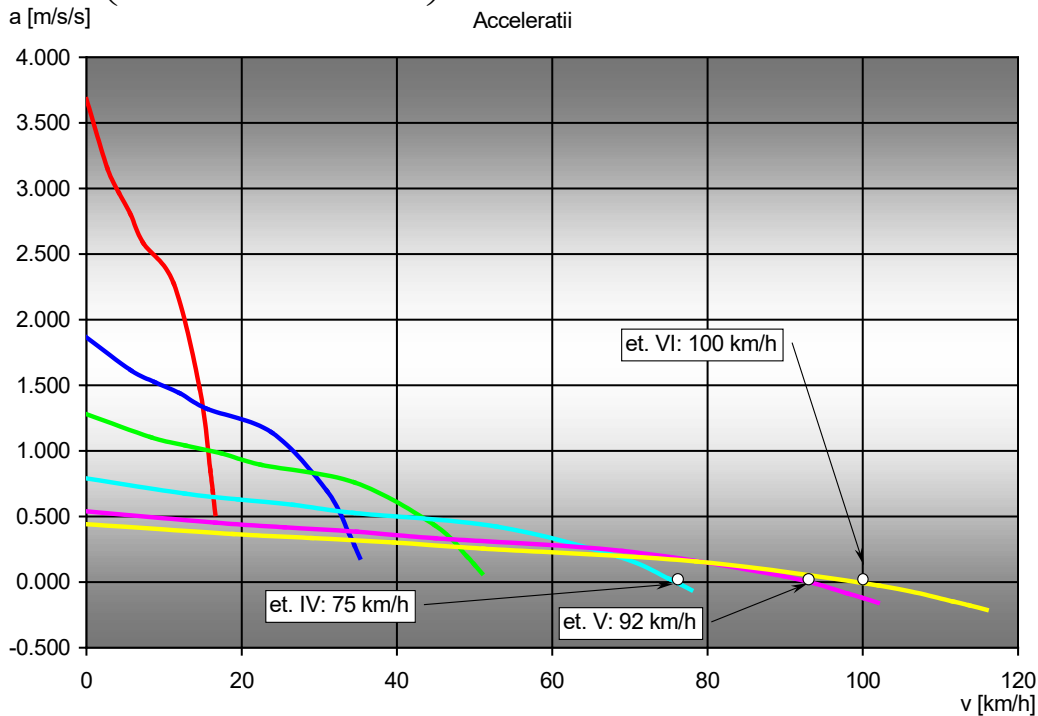


Fig. 3.6 - Graficul accelerațiilor autovehiculului cu transmisie hidromecanică (MAI-HC-CVP) pentru una din variantele de echipare cu roți

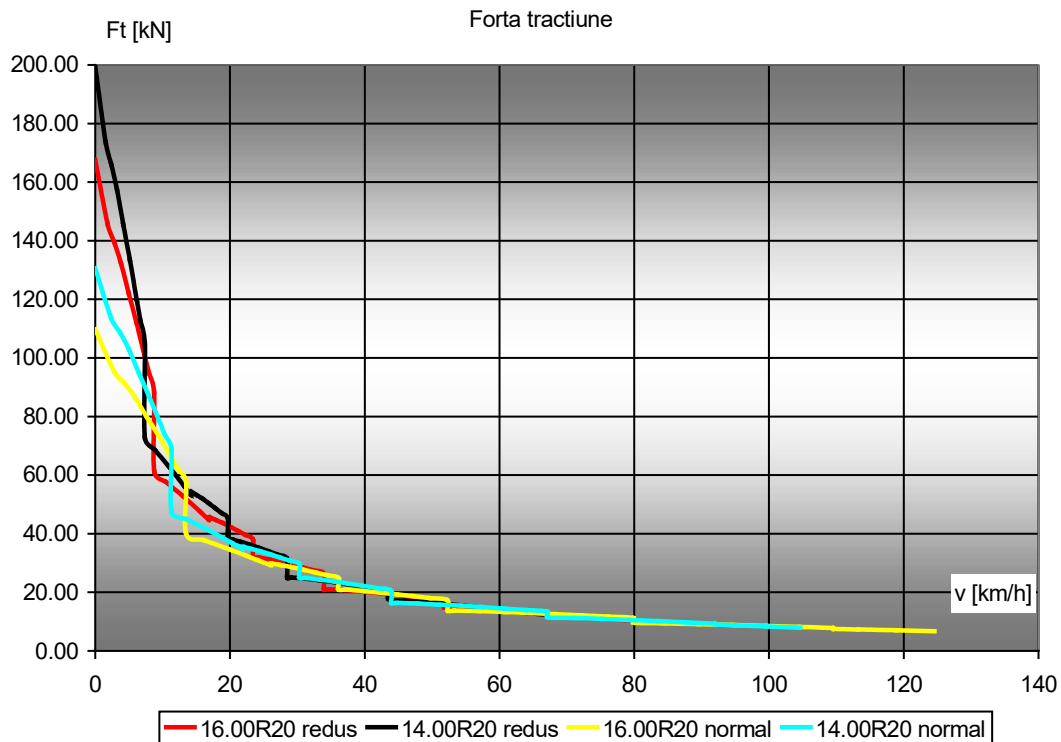


Fig. 3.7 - Graficul forței de tracțiune a vehiculului cu transmisie hidromecanică automată (MAI-HC-CVP) în 4 variante de echipare cu roți

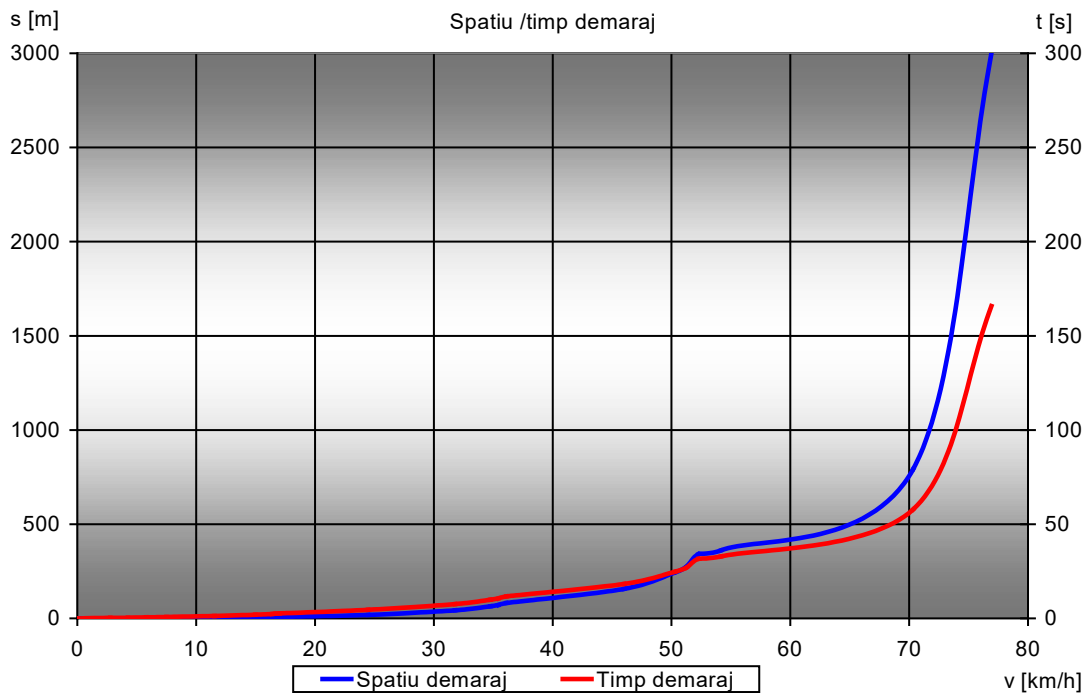


Fig. 3.8 - Graficul performanțelor (spațiu și timp de demaraj) a autovehiculului cu transmisie hidromecanică (MAI-HC-CVP) pentru una din variantele de echipare cu roți

Se poate observa că multe dintre mărimile care intervin presupun cunoașterea valorilor acestora. Provocarea a fost depășită destul de ușor, deoarece se lucra cu un autovehicul realizat practic iar componentele acestuia erau cunoscute (masiv, dinamic și dimensional).

Folosind programul *Excel* al pachetului *MS Office* și introducând elementele modelului matematic (fig. 3.3) se obțin graficele performanțelor autovehiculului, din care sunt ilustrate câteva în fig. 3.5...3.8. Deși aceste figuri prezintă doar câteva grafice (cu titlu de exemplu), menționez că obiectul colaborării contractuale a fost obținerea rezultatelor pentru cel puțin 12 variante de echipare a autovehiculului proiectat.

În urma discuțiilor purtate cu beneficiarul (MApN) s-a optat pentru una din configurațiile prezentate și a fost realizat prototipul, prezentat ulterior în cadrul unei expoziții de profil. Acesta a fost supus unor probe de casă care au confirmat precizia modelului matematic realizat de mine. Din păcate, programul nu a mai beneficiat de investiții ulterioare și a fost amânat *sine die*.

3.2. Model matematic analitic clasic al comportamentului funcțional al unui hidroconvertizor din transmisia unui autovehicul de luptă

Problema a fost generată din dorința utilizatorului (în speță, MApN) de a evalua contribuția hidroconvertizorului din transmisia unui autovehicul militar (un tanc mijlociu) asupra performanțelor dinamice ale acestuia în regim de frânare cu motorul.

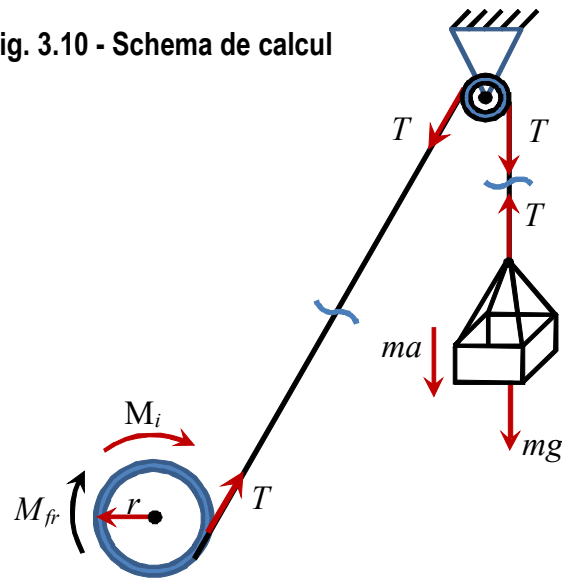
Față de modul în care alte vehicule de acest tip se comportau în regim de frânare cu motorul cuplat, acest produs avea diferențe notabile, mai ales când pompa și turbina hidroagregatului nu funcționează în regim de scurtcircuitare (blocare). Cum a fost eliminată posibilitatea testării independente a hidroconvertizorului, împreună cu echipa de proiect am desfășurat o serie de teste folosind metoda greutății căzătoare, cunoscută în rândul

specialiștilor pentru determinarea influenței maselor aflate în mișcare de rotație din structura transmisiei unui autovehicul asupra performanțelor dinamice ale acestuia (fig. 3.9).

Fig. 3.9 - Instalație experimentală pentru determinarea momentelor de inerție ale maselor aflate în mișcare de rotație din transmisia unui autovehicul



Fig. 3.10 - Schema de calcul



$$\begin{cases} m \frac{dv}{dt} = mg - T \\ Tr = I \frac{d\omega}{dt} + c\omega \\ \frac{dv}{dt} = r \frac{d\omega}{dt} \\ v = r\omega \end{cases} \quad (3.3)$$

În timpul frânării cu motorul, hidroconvertizorul are ca element activ turbina (legată de roțile motrice) și ca element rezistiv pompa acestuia, aflată în staționare (ea fiind cuplată la motorul scos din funcțiune). Astfel, în economia frânării elementelor din transmisie, hidroconvertizorul are rolul de contributor principal, grație frecării fluide din interiorul acestuia. Prin comparație, frecările din restul organelor transmisiei devin, practic, neglijabile.

Schema de calcul din fig. 3.10 permite scrierea ecuațiilor de echilibru pentru testul descris în fig. 3.9, așa cum sunt ilustrate în sistemul (3.3).

Într-o primă fază s-a presupus o frecare ce ar putea fi descrisă ca fiind dependentă de puterea întâi a vitezei unghiulare (conform celei de-a doua ecuații din sistemul (3.3)), în care momentul global de inerție din transmisie a fost notat cu $M_i = I \frac{d\omega}{dt}$ iar momentul de frecare a fost considerat ca fiind variabil liniar cu viteza unghiulară, adică $M_{fr} = c\omega$ [55], [56]. Mărimile care intervin în sistemul (3.3) (și care nu apar în fig. 3.10) sunt:

- m - masa sarcinii inerte;
- ω - viteza unghiulară de rotație a roții motrice
- c - coeficientul de frecare lichidă din hidroconvertizor
- I - momentul de inerție de rotație global al tuturor componentelor transmisiei aflate în mișcare de rotație

Prima ipoteză a modelului matematic afirmă că toate momentele acționează la nivelul ununi tambur care înlocuiește roata motrică și are raza de înfășurare r [55], [56]. Se consideră că frecarea lichidă din HC acționează la aceeași rază. De asemenea, frecările din restul transmisiei sunt independente de vitezele relative dintre piese, singura variabilă fiind cea din HC. Prin urmare, momentul total de frecare variază numai în raport cu cel din HC, deși conține toate frecările din transmisie. Momentul de inerție M_i se opune mișcării, în timp ce forța mg a masei inerte o accelerează.

Pentru partea din stânga scripetelui ecuația de mișcare este:

$$m \frac{dv}{dt} = mg - T \quad (3.4)$$

în timp ce pentru partea din dreapta este:

$$Tr = I \frac{d\omega}{dt} + c\omega \quad (3.5)$$

care presupune o curgere mai apropiată de cea laminară în HC (dependență liniară față de viteză). Adăugând legatura cinematică (firul este întins și lipsit de elasticitate) dintre cele două părți, se obține:

$$\frac{dv}{dt} = r \frac{d\omega}{dt}; \quad v = r\omega \quad (3.6)$$

care conduce la sistemul (27):

$$\begin{cases} m \frac{dv}{dt} = mg - T \\ Tr = I \frac{d\omega}{dt} + c\omega \\ \frac{dv}{dt} = r \frac{d\omega}{dt} \\ v = r\omega \end{cases} \quad (3.7)$$

În ec. (3.6) $a = \frac{dv}{dt}$ este accelerația liniară cu care masa cade în câmp gravitațional

De asemenea, pe ambele părți ale scripetelui acționează tensiunea din fir T .

În structura momentului de inerție redus la axa roții motrice $M_i = I \frac{d\omega}{dt}$ intră momentul global de inerție al tuturor componentelor transmisiei (inclusiv ale HC) aflate în mișcare de rotație iar ω este viteza unghiulară a roții motrice. Cum s-a făcut ipoteza ca momentul de frecare (de rezistență) este dependent de o curgere în care viteza unghiulară apare la puterea întâi, el are expresia $M_{fr} = c\omega$ și acționează la raza r a volantului echivalent de moment de inerție I (a tamburului pe care se înfășoară cablul, raza de înfășurare fiind considerată constantă). Evident, t este timpul (variabila independentă).

Scoțând pe $T = mg - m \frac{dv}{dt}$ din prima ecuație a sistemului (27) și înlocuind-o în a doua ecuație, se obține $\left(mg - m \frac{dv}{dt}\right)r = I \frac{d\omega}{dt} + c\omega$. Luând în considerație legătura cinematică din a treia ecuație a sistemului, se ajunge la $mgr - mr^2 \frac{d\omega}{dt} = I \frac{d\omega}{dt} + c\omega$. Separând termenii în ω în partea dreaptă, se obține

$$mgr = \left(mr^2 + I\right) \frac{d\omega}{dt} + c\omega \quad (3.8)$$

care poate fi procesată în continuare, pentru a separa termenii constanți în fața expresiei vitezei unghiulare și primei ei derivate: $\frac{d\omega}{dt} = \frac{mgr}{mr^2 + I} - \frac{c}{mr^2 + I} \omega$. Dacă se fac notațiile

$\frac{mgr}{mr^2 + I} = b$ și $\frac{c}{mr^2 + I} = a$, se ajunge la $\frac{d\omega}{dt} = b - a\omega$ sau, separând variabilele, se ajunge la:

$$dt = \frac{d\omega}{b - a\omega} \quad (3.9)$$

Pentru integrarea ecuației (3.9) se aplică regula separării variabilelor:

$$\int_0^t dt' = \int_0^\omega \frac{d\omega'}{b - a\omega'} \quad (3.10)$$

care conduce la soluția integralei definite:

$$t \Big|_0^t = -\frac{1}{a} \ln \left| -\frac{a}{b} \omega + 1 \right| \Big|_0^\omega \quad (3.11)$$

Punând condițiile la limită $\omega = 0$, $\ln 1 = 0$ și acceptând numai valorile reale, pozitive, soluția devine $t = -\frac{1}{a} \ln \left(1 - \frac{a}{b} \omega \right)$ sau $-at = \ln \left(1 - \frac{a}{b} \omega \right)$. Folosind funcția exponențială se ajunge la $e^{-at} = 1 - \frac{a}{b} \omega$, forma finală a soluției fiind:

$$\omega = \frac{b}{a} \left(1 - e^{-at} \right) \quad (3.12)$$

Prin înlocuirea constantelor a și b definite mai sus, se obține

$$\frac{b}{a} = \frac{\frac{mgr}{mr^2 + I}}{c} = \frac{mgr}{c} \quad \text{și} \quad a = \frac{c}{mr^2 + I}. \quad \text{În fine, expresia finală a soluției ecuației}$$

diferențiale (3.12), care exprimă evoluția vitezei unghiulare a roții motrice la căderea unei mase inerte m în ipotezele și condițiile stabilite va fi dată de [55], [56]:

$$\omega = \frac{mgr}{c} \left(1 - e^{-\frac{c}{mr^2 + I} t} \right) \quad (3.13)$$

Menționez că ecuația (3.13) are, din punct de vedere experimental, două necunoscute: constanta c din expresia momentului global de frecare $M_{fr} = c\omega$ și momentul cinetic de inerție I . O modalitate de a determina pe cale experimentală valoarea lui c este să se tracteze cablul în poziție orizontală, cu viteză constantă. Măsurând forța de tracțiune și cunoscând raza r se calculează momentul M_{fr} și, cunoscând viteza unghiulară (ce derivă din viteza liniară v) se poate determina constanta căutată. Ulterior, se pot determina valorile lui I pentru fiecare etaj al transmisiei.

Partea experimentală a constat în mai multe seturi de teste pentru fiecare treaptă. Apoi s-a procedat la tractarea orizontală a cablului, cu o viteză prestabilită, măsurând forța necesară tractării (în scopul determinării constantei c).

Datele prezentate în tabelul 3.1 se referă la primele 3 etaje ale transmisiei analizate²⁶. Pe baza acestor date și utilizând mediul de calcul MatLab s-a procedat la calculul cât mai exact al momentelor de inerție pentru fiecare etaj al transmisiei. Modulul *Curve Fitting* din MatLab permite obținerea unei valori optime a unui parametru de interes, astfel încât curba de aproximare furnizată de acesta să aibă abatere minimă de la mulțimea valorilor măsurate și reprezentate grafic (mai precis, modulul precizat are mai multe funcții de aproximare, preferată de mine fiind cea a lui Gauss).

În speță, valorile căutate au fost cele ale momentului de inerție pentru cele trei etaje supuse testelor.

²⁶ Datele referitoare la etajul 4 au fost tratate sub o altă abordare, deoarece nu se încadrau în comportamentul celor de la primele trei etaje, așa cum se va vedea în continuare

Tab. 3.1 - Valori măsurate și calculate ale testelor (extras)

Treapta	Test no.	m [kg]	r [m]	c [s/kg ² /m]	I [kg·m ²]	Eroare [%]
I	1	635	0.254	110	8100	7.8
	2			140	7900	6.5
	3			140	8000	5.7
	Valoare medie »				130	8000
II	1	635	0.254	100	4400	8.5
	2			120	4200	6.8
	3			105	4400	7.6
	Valoare medie »				108	4333
III	1	635	0.254	100	3300	5.1
	2			100	3200	6.4
	3			100	3000	5.9
	Valoare medie »				100	3167

În fig. 3.11 sunt redată valorile măsurate și curba de aproximare a evoluției acestora obținută prin metoda celor mai mici pătrate.

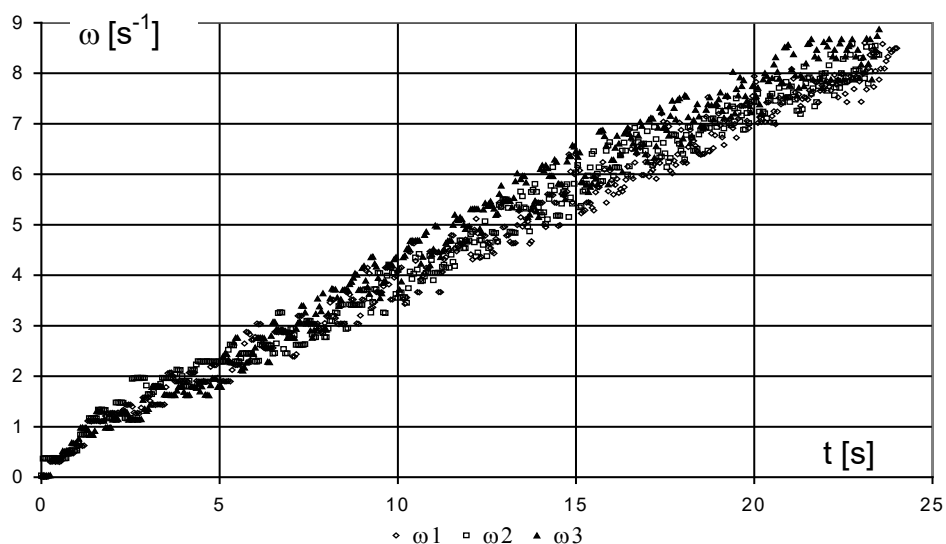


Fig. 3.11 - Viteza unghiulară măsurată în 3 teste efectuate pentru viteza a 3-a

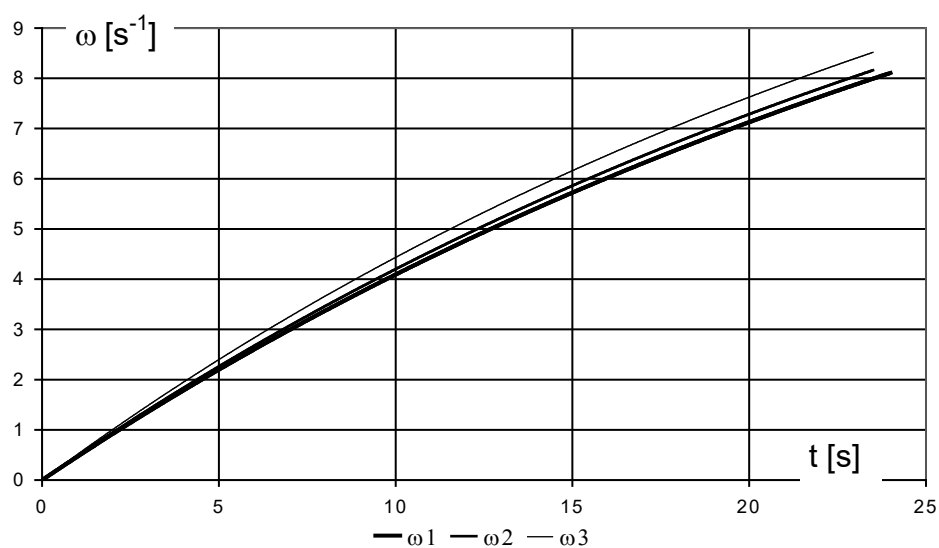


Fig. 3.12 - Curbele de aproximare a datelor din fig. 3.11

Figura 3.13 ilustrează principiul metodei aplicate (curba de aproximare a fost suprapusă peste valorile experimentale).

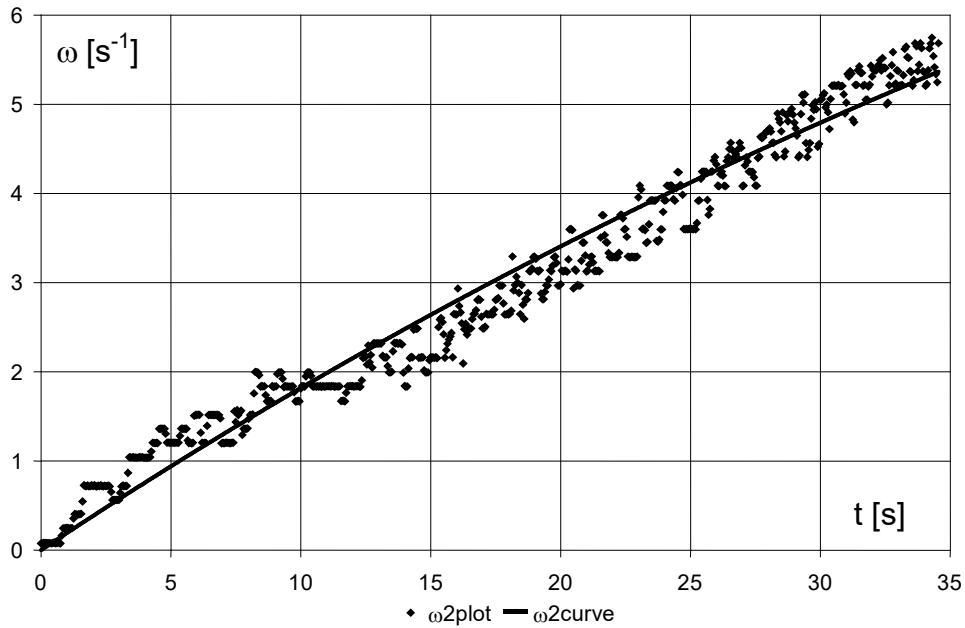


Fig. 3.13 - Valorile măsurate și curba lor de aproximare pentru al doilea test efectuat în etajul 1 al transmisiei

O reconfirmare, cautată de mine, a preciziei de calcul a momentelor de inerție dar și a coeficientului de frecare de care depinde momentul global de frecare (în speță, cel de frecare lichidă din HC) este determinarea, pe baza datelor calculate și a celor experimentale, a vitezei unghiulare terminale. În cazul în care datele sunt corecte, atunci ar trebui ca viteza terminală în toate cele trei etaje (care se presupune că respectă ipoteza $M_{fr} = c\omega$) să aibă aceeași valoare [55].

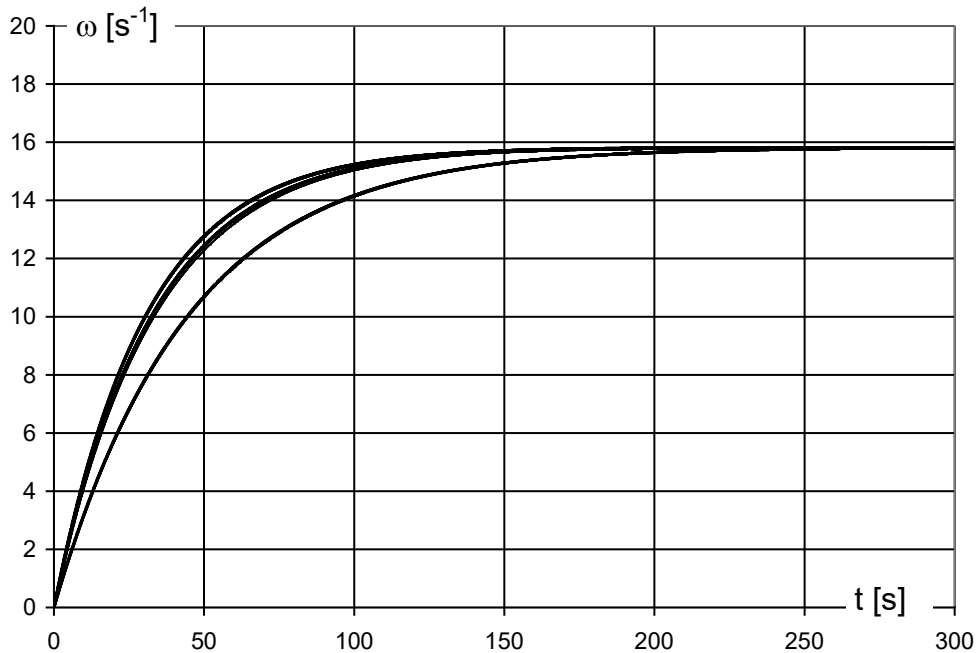


Fig. 3.14 - Viteza unghiulară terminală a roții motrice

Aceasta s-ar putea face pe cale experimentală dar înălțimea de la care ar trebui să cadă masa inertă ar fi imposibil de realizat tehnic. Însă, dacă se aplică ecuația (3.13) s-a putut constata că toate curbele descrise de aceasta tind spre o valoare limită de aprox. $15,8 \text{ s}^{-1}$ (sau 150 rot/min) care corespunde unei viteze de deplasare a vehiculului de aprox. 15 km/h . Se poate spune, deci, că frâna de motor e foarte eficientă în cazul acestui vehicul [56].

Așa cum arătam mai sus, datele obținute pentru viteza a patra nu se încadrau în tendințele celorlalte 3 viteze și a fost necesară o altă abordare. Acest lucru devine evident prin analiza fig. 3.15, care furnizează evoluțiile vitezei unghiulare a roții motrice pentru cele 4 trepte ale transmisiei pentru un interval scurt de timp de la debutul căderii greutății. Se poate observa că în treapta a patra evoluția este vădit diferită de cea a primelor trei trepte. Aceasta se datorează, pe de o parte, scăderii lui I dar și, pe de altă parte, modificării tipului de curgere pe paletetele hidroagregatului.

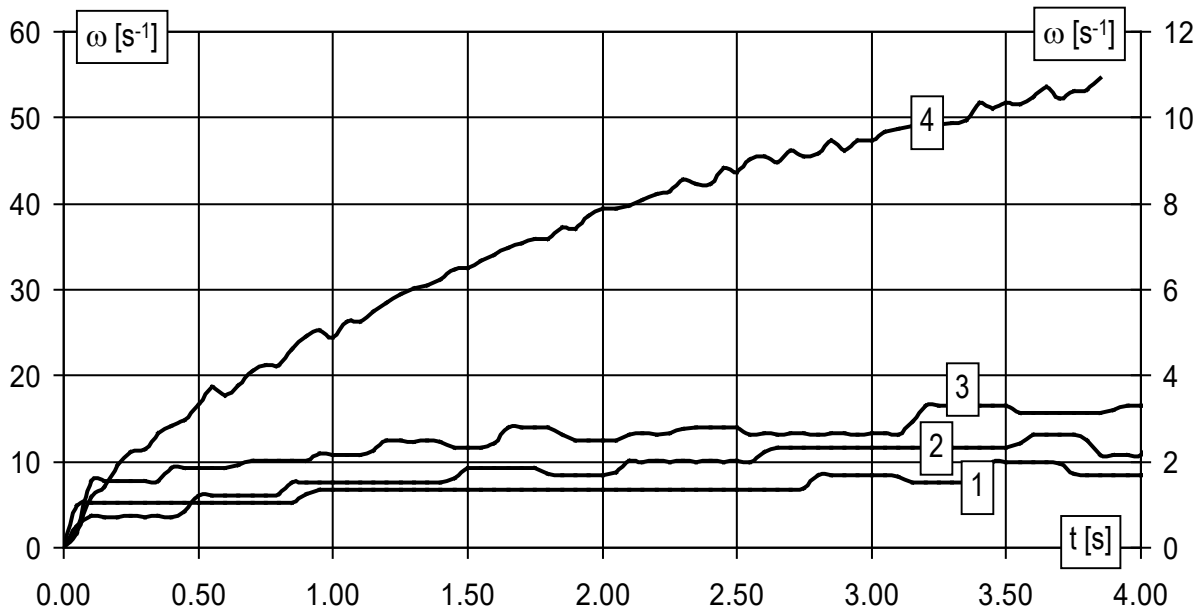


Fig. 3.15 - Viteza unghiulară a roții motrice la căderea greutății

Cel mai probabil este ca modelul adoptat pentru momentul de frecare ($M_{fr} = c\omega$ - valabil pentru primele trei trepte) să nu fie adecvat pentru treapta a patra. Cum modelul liniar de variație a momentului de frecare cu viteza pare să nu mai fie potrivit, am luat în discuție folosirea unui model de curgere cu variație pătratică a vitezei unghiulare, în care $M_{fr} = c\omega^2$. Sistemul (3.3) devine [57]:

$$\begin{cases} m \frac{dv}{dt} = mg - T \\ Tr = I \frac{d\omega}{dt} + c\omega^2 \\ \frac{dv}{dt} = r \frac{d\omega}{dt} \\ v = r\omega \end{cases} \quad (3.14)$$

Se procedează în mod similar, extrăgând $T = mg - m \frac{dv}{dt}$ din prima ecuație a sistemului (3.14) și introducând-o în a doua, se obține $\left(mg - m \frac{dv}{dt} \right) r = I \frac{d\omega}{dt} + c \omega^2$. Pe baza legăturii cinematice din fir $mgr - mr^2 \frac{d\omega}{dt} = I \frac{d\omega}{dt} + c \omega^2$. Separând termenii în ω se obține:

$$mgr = \left(mr^2 + I \right) \frac{d\omega}{dt} + c \omega^2 \quad (3.15)$$

Prelucrarea ulterioară a acestei ecuații conduce la $\frac{d\omega}{dt} = \frac{mgr}{mr^2 + I} - \frac{c}{mr^2 + I} \omega^2$ în care se pot face notațiile $\frac{mgr}{mr^2 + I} = b$ și $\frac{c}{mr^2 + I} = a$, ce permite rescrierea ei sub forma $\frac{d\omega}{dt} = b - a\omega^2$ sau, separând variabilele, la:

$$dt = \frac{d\omega}{b - a\omega^2} \quad (3.16)$$

Ecuația (3.16) se integrează prin separarea variabilelor $\int_0^t dt = \int_0^\omega \frac{d\omega}{b - a\omega^2}$. Se creează un numitor favorabil pentru integrala din dreapta, de forma $b - a\omega^2 = a \left(\frac{b}{a} - \omega^2 \right)$. Făcând apoi notația $k^2 = \frac{b}{a}$, ecuația (3.16) se poate rescrie sub forma $a dt = -\frac{d\omega}{\omega^2 - k^2}$. Aplicând proprietatea integralelor $\int -f(x) = -\int f(x)$ pentru a obține $\int -\frac{d\omega}{\omega^2 - k^2} = -\int \frac{d\omega}{\omega^2 - k^2}$, rezultă că $\int \frac{d\omega}{\omega^2 - k^2} = -a \int dt$. Primitiva membrului stâng al egalității este

$$\frac{1}{2k} \ln \frac{\omega - k}{\omega + k} \quad (3.17)$$

Integrând ecuația (3.16) între limitele de integrare se obține:

$$-at \Big|_0^t = \frac{1}{2k} \ln \frac{\omega - k}{\omega + k} \Big|_0^\omega \quad (3.18)$$

care se poate scrie sub forma $\omega = k \frac{1 + c_1 e^{-2akt}}{1 - c_1 e^{-a2kt}}$. Punând condițiile la limită,

$t = 0, \omega = 0$, rezultă $c_1 = -1$ în care c_1 este constanta de integrare. Similar, cealaltă condiție la limită, $t \rightarrow \infty, \omega = k$, în care k reprezintă viteza terminală, deci forma finală a

vitezei terminale devine $\omega = k \frac{1 - e^{-2akt}}{1 + e^{-2akt}}$.

Făcând substituțiile a, b and k mai sus definite, se ajunge la ecuația de mișcare a roții motrice, în care s-a considerat că $M_{fr} = c\omega^2$ [57]:

$$\omega = \sqrt{\frac{mgr}{c} \frac{1 - e^{-\left(\frac{2ct}{mr^2 + I} \sqrt{\frac{mgr}{c}}\right)}}{1 + e^{-\left(\frac{2ct}{mr^2 + I} \sqrt{\frac{mgr}{c}}\right)}}} \quad (3.19)$$

Considerațiile făcute mai înainte privitor la membrii acestei ecuații rămân valabile. De asemenea, urmează să se determine pe cale experimentală constanta c folosind procedeul tractării orizontale a firului, cu viteză constantă.

În cadrul experimentelor am constatat că viteza de cădere a masei inerte a fost de 10...12 ori mai mare decât în cazul celorlalte trei trepte ale transmisiei, ceea ce denotă că în interiorul HC tipul de curgere a fost altul, de unde și modificările introduse în ecuația de mișcare $\omega(t)$.

Procedura de interpretare a datelor a fost similară cazului precedent, datele colectate fiind prezentate suprapuse cu curba modelată în fig. 3.17 (au fost folosite câteva curbe trasate pe baza datelor experimentale)

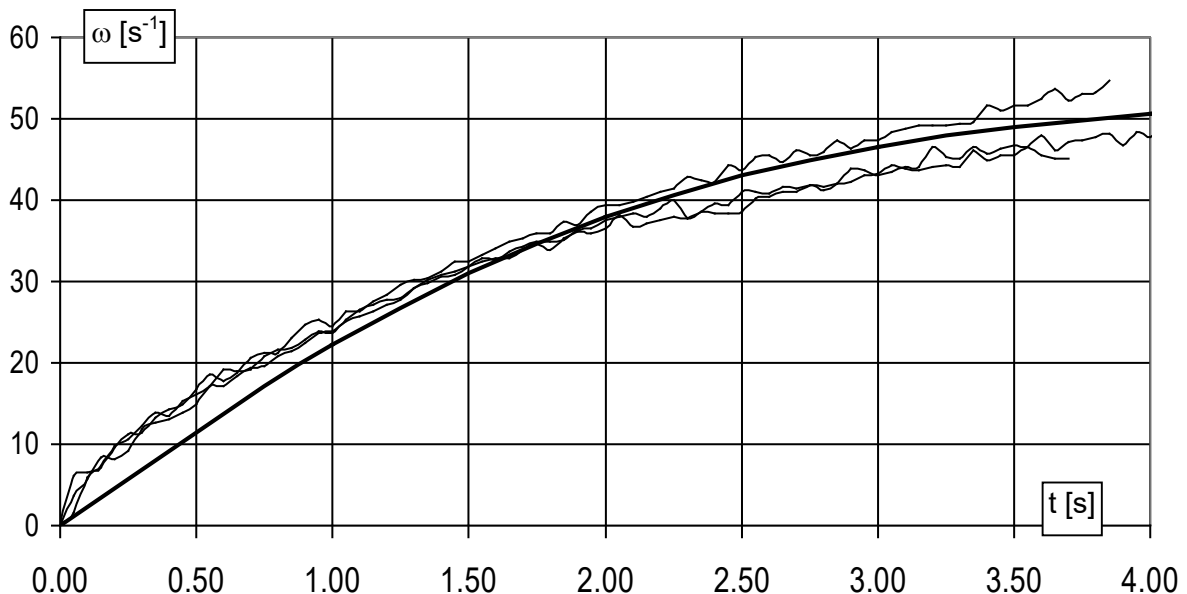


Fig. 3.17 - Viteza unghiulară a roții motrice la căderea masei inerte cu transmisia cuplată în treapta a patra
(cu linie groasă - curba modelată; cu linie subțire - curbele ridicate cu valori experimentale)

Folosind aceeași procedură, s-au determinat coeficientul c din relația de calcul a momentului global de frecare $M_{fr} = c \omega^2$. Valoarea acestuia este în jur de jumătate din cea corespunzătoare primele trepte, adică aproximativ 52 [s/kg²m]. Cu o eroare de modelare în jur de 7,3%, valoarea lui I a fost calculată ca fiind de aproximativ 740 kg·m². Valoarea aceasta, mult mai redusă decât cele corespunzătoare primelor trei etaje se explică prin faptul că în etajul 4 majoritatea componentelor cutiei de viteze se rotesc “înghețat”, lipsind rapoartele de transmitere diferite de valoarea unitară care ar modifica simțitor valoarea globală a lui I .

Verificarea preciziei modelării a fost făcută tot prin determinarea vitezei terminale în această treaptă. Folosind ecuația (3.19) se determină viteza terminală la aproximativ 53 s⁻¹ care corespunde unei viteze a autovehiculului de 48 km/h.

Fac, de asemenea, mențiunea că în toate experimentele efectuate, pentru toate treptele de viteză, nu am putut efectua mai multe de 5..6 teste consecutive, deoarece transmisia se încălzea - mai ales uleiul din HC - iar rezultatele ar fi fost viciate.

Menționând, încă o dată, că toate testele s-au făcut cu motorul oprit. Astfel, frecarea din HC este determinantă în economia frecărilor din întreaga transmisie. Modelele matematice permit determinarea unor mărimi de interes în dinamica transmisiei, acestea fiind folosite, ulterior, în elaborarea unor modele matematice mai complexe, așa cum se va vedea că am procedat în continuarea activității de cercetare.

3.3. Model matematic obținut cu ajutorul mediilor de simulare, privind analiza funcționării unui hidroconvertizor pe timpul demarajului unui autovehicul de luptă

În continuarea modelului matematic clasic obținut la subcapitolul precedent al acestui capitol (și pentru confirmarea acestuia), am continuat activitatea prin elaborarea unui model matematic folosind mediile SIMSCAPE și SIMULINK privitor la funcționarea unui HC (conform contractului de cercetare ce viza un autovehicul militar pe șenile). Modelele create au fost integrate în rețele energetice mai complexe care simulează procesul demarajului respectivului autovehicul [93]. Modelul furnizează date privind conlucrarea MAI-HC, caracteristicile dinamice ale hidroagregatului și momentul de ieșire al acestuia (momentul la turbină).

Ecuația funcțională se bazează pe relațiile $K_H = -\frac{M_{H_t}}{M_{H_p}}$, respectiv

$K = \frac{n_p}{\sqrt{M_{H_p}}}$, în care s-au făcut notațiile: M_{H_p} , M_{H_t} - momentele la pompa, respectiv

turbina hidroconvertizorului, n_p - turația pompei acestuia; următorii doi parametri, K_H - raportul de transformare (amplificare, transmitere) a momentului prin hidroconvertizor, respectiv K - coeficientul de absorbție a hidroconvertizorului, au fost determinați pe cale experimentală [58]. Variațiile acestor parametri în funcție de inversul raportului de transmitere prin hidroconvertizor (notat în mediul de programare cu *ihprim*) au fost introduse în mediul de simulare folosind funcții *spline*. Astfel, a fost obținut un modelul virtual, prezentat în fig. 3.18.

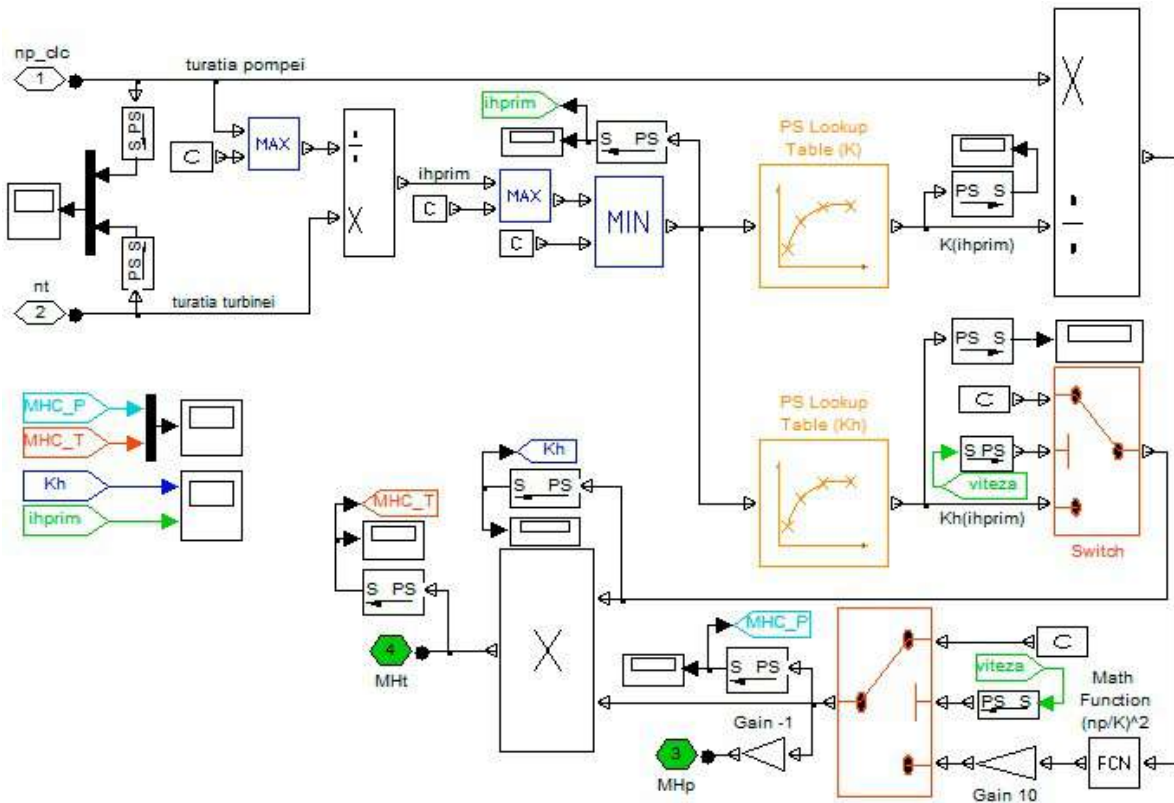


Fig. 3.18 – Modelul virtual al hidroconvertizorului. Implementarea ecuațiilor de evaluare a parametrilor de performanță

Diferitele inadvertențe au fost eliminate folosind blocuri specializate ale mediului de simulare (spre exemplu, pentru a evita egalarea numitorului cu zero, a fost folosit blocul *maxim* iar pentru limitarea valorii lui *ihprim* - inversul raportului hidraulic de transmitere cu valoare maximă de 1 - a fost folosit blocul *minim* etc.).

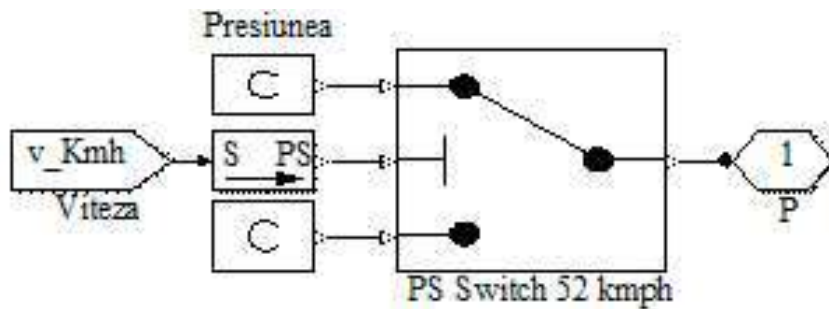


Fig. 3.19 – Blocul de scurtcircuitare a pompei cu turbina. Generarea presiunii de cuplare a discurilor ambreiajului

Totuși, în procesul demarajului, transformatorul de cuplu va avea și faze de funcționare în regim "scurtcircuitat" (blocare pompa-turbină). Aceste faze funcționale au fost modelate cu ajutorul unui ambreiaj de blocare al cărui model funcțional este ilustrat în fig. 3.19. După obținerea modelului hidroconvertizorului acesta a fost introdus în modulul SIMSCAPE (fig. 3.20). Astfel, s-a obținut modelul hidraulic necesar [58]. Prin introducerea blocului de scurtcircuitare pompă-turbină s-a obținut modelul complet (fig. 3.21).

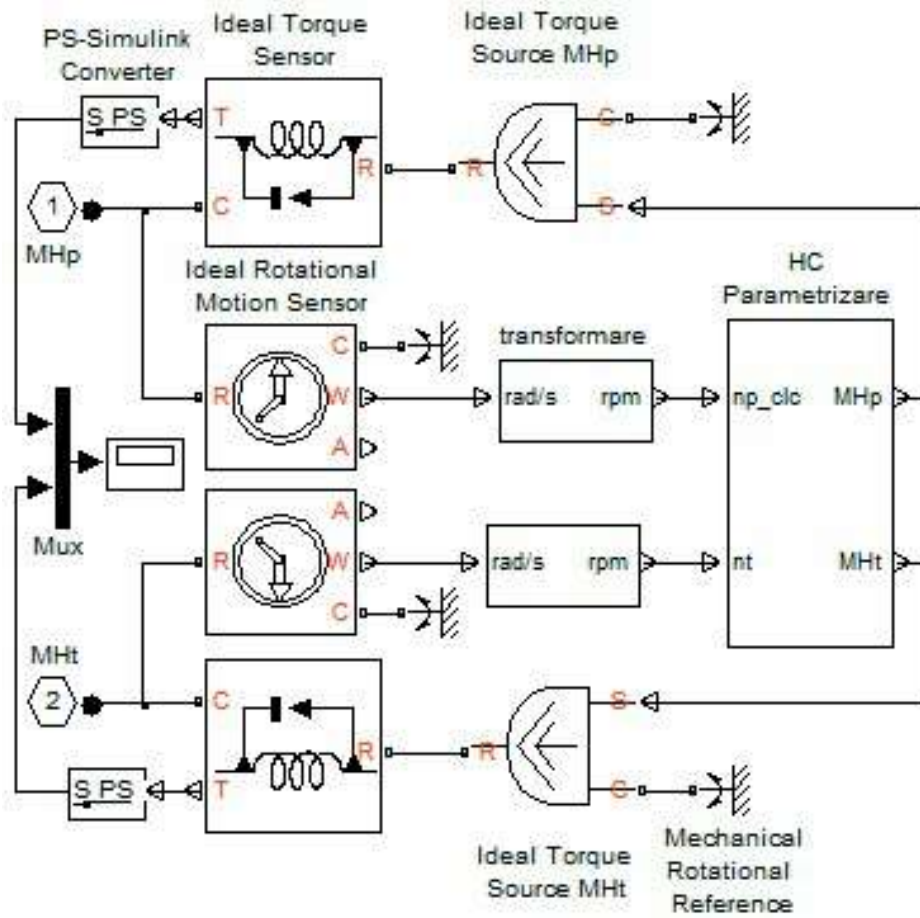


Fig. 3.20 - Inserarea modelului de simulare în SIMSCAPE

Blocurile *Rotational Spring*, *Rotational Damper* și *Inertia* au fost folosite pentru a simula elasticitatea arborilor, amortizarea unghiulară și inerția pieselor aflate în mișcare de rotație.

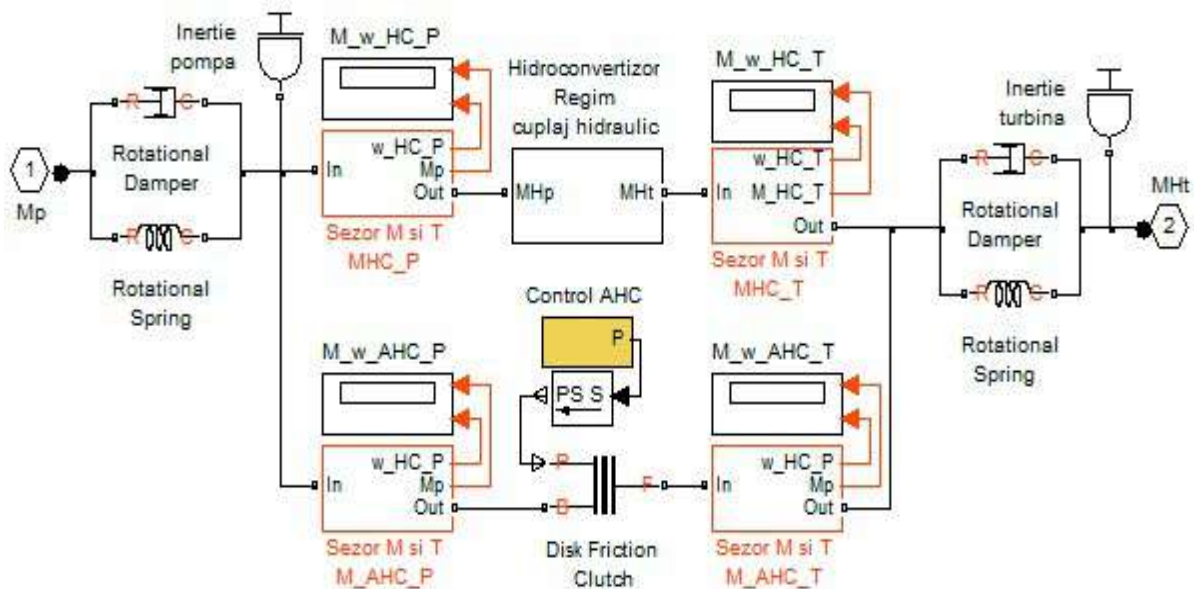


Fig. 3.21 - Modelul complet de simulare a funcționării hidroconvertizorului

Procesele funcționale precum și distribuția de momente de torsiune și de viteze unghiulare ale principiilor elemente funcționale ale hidroconvertizorului sunt redată în fig. 3.22 (momentele de torsiune și vitezele unghiulare în regim de hidrotransformator) respectiv fig. 3.23 (momentele în regim de funcționare în "scurtcircuit", când pompa și turbina sunt blocate una la cealaltă de ambreiajul de scurtcircuitare).

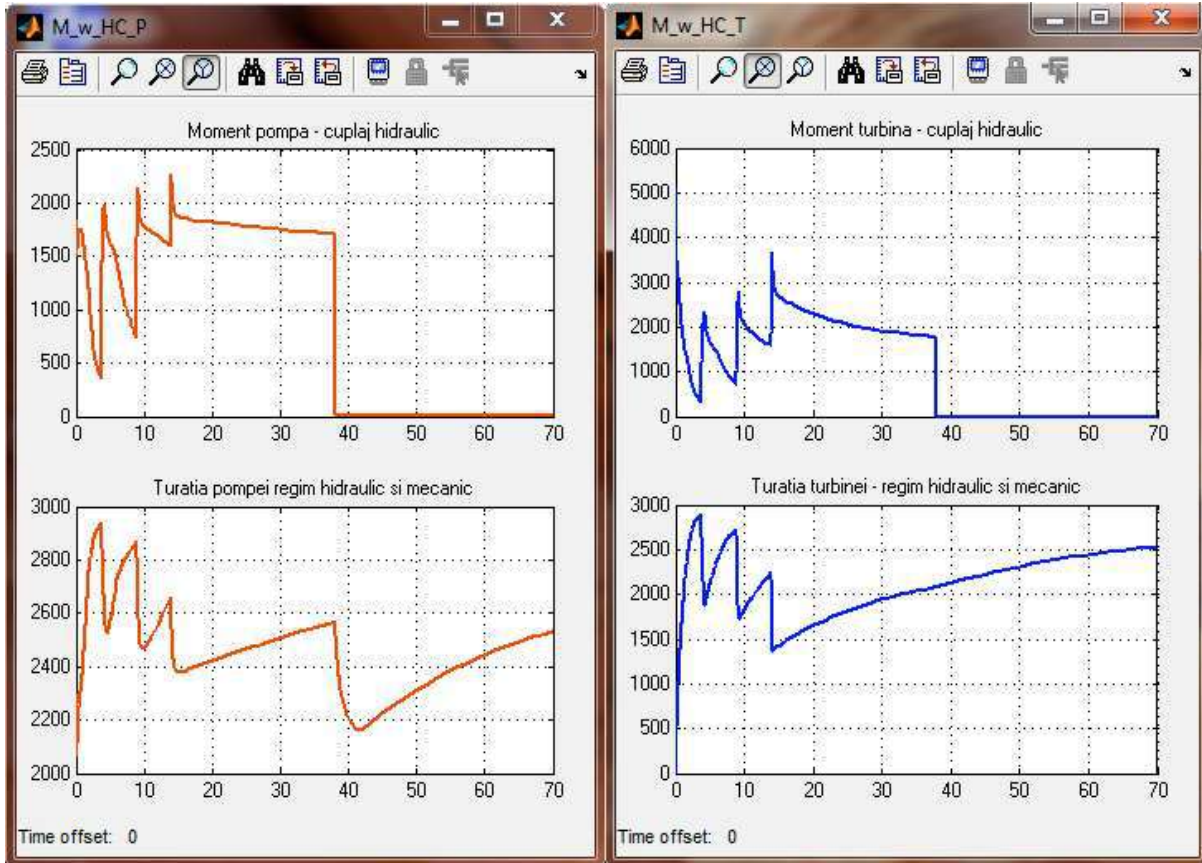


Fig. 3.22 - Evoluția momentelor și turațiilor pompei și turbinei hidroconvertizorului în regimul hidraulic de funcționare

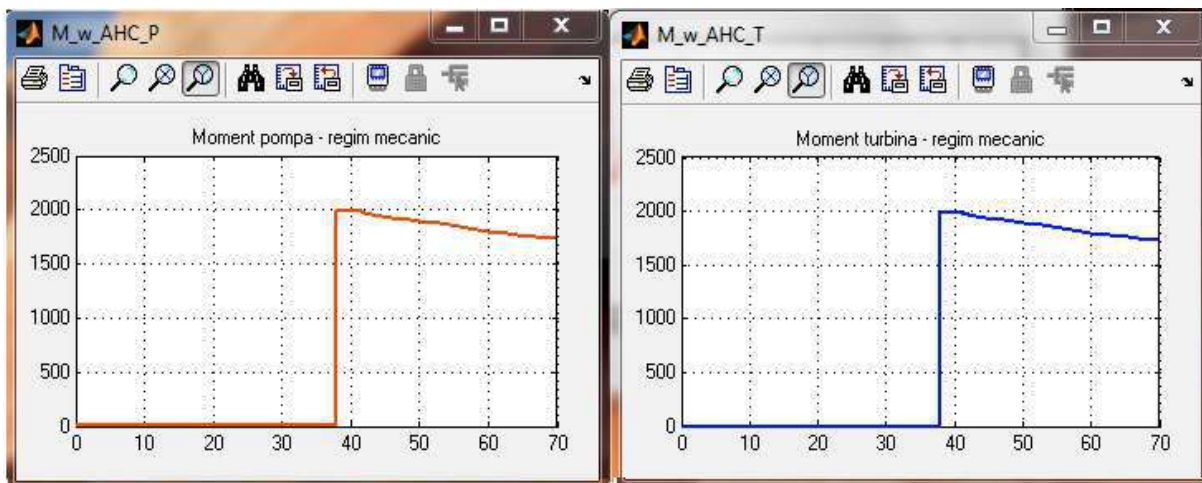


Fig. 3.23 - Evoluția momentelor pompei și turbinei hidroconvertizorului în regimul mecanic (scurtcircuitat) de funcționare

În fine, în fig. 3.24 sunt redată evoluțiile raportului de transformare (raportul dinamic de transmitere/multiplicare a momentului în hidroconvertizor, definit de relația amintită

$$K_H = \frac{M_{H_t}}{M_{H_p}} \quad (\text{exprimarea este sub formă de modul, de interes fiind valoarea lui absolută}),$$

precum și evoluția inversului raportului cinematic de transmitere, dat de relația

$$i'_h = \frac{n_t}{n_p}.$$

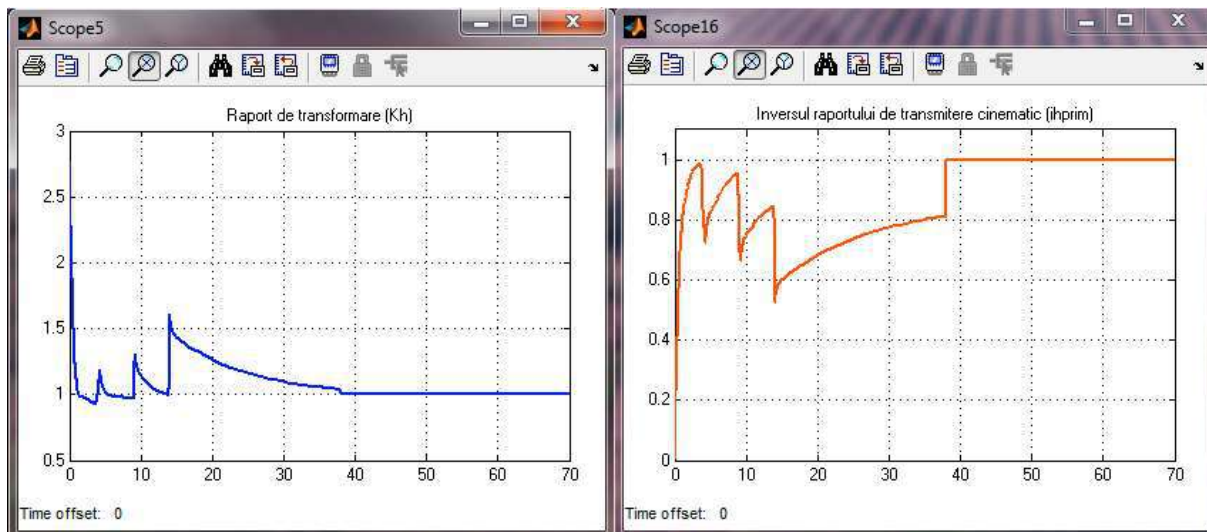


Fig. 3.24 - Evoluțiile complete ale raportului de transformare, respectiv inversului raportului de transmitere hidraulic pe perioada demarajului autovehiculului

În ambele grafice se poate observa debutul fazei de scurtcircuitare dintre pompă și turbină (în jurul secunde 38...39 a demarajului simulat) când momentele, respectiv turațiile celor două componente se egalează reciproc.

Acest model va fi folosit, mai departe, în simularea evoluției parametrilor dinamici ai autovehiculului (forță de tracțiune, factor dinamic, spațiu și timp de demaraj etc.).

3.4. Model matematic analitic obținut cu ajutorul mediilor de simulare, privind funcționarea unei cutii de viteze planetare din transmisia unui autovehicul de luptă

O altă formă de obținere a unei simulări referitoare la funcționarea unui sistem este apelarea la un mediu de simulare consacrat, precum modulul SIMSCAPE din Matlab. Nu mi-am propus să fac o prezentare extinsă a acestuia deoarece este binecunoscut în mediul universitar. În cele ce urmează sunt prezentate, pe scurt, realizarea unui model de simulare și rezultatele obținute cu acesta [59].

Modelul cutiei de viteze prezentat în fig. 3.25. Componentele principale ale unei cutii de viteze planetare (în speță angrenajele planetare, ambreiajele și frânelor componente, precum și legăturile acestora, au fost simulate în submodule constitutive (fig. 3.26 - structura fizică și fig. 3.27 - structura de simulare) [60], [61].

Descrierea comportării în funcționare a mecanismului planetar a fost realizată prin scrierea în codul sursă al acestuia a ecuației lui Willis și a ecuațiilor date de legea de conservare a energiei și legea de echilibru a momentelor [61]. Cele trei ecuații, inclusiv

relația de calcul a constantei mecanismului planetar (K), sunt generate în ipoteza blocării platoului portsateți. Conexiunea fizică între elementele exterioare este realizată prin intermediul nodurilor (R , S , C), caracterizate de variabila "across" (ω_S , ω_R , ω_C), de variabila "through" (M_S , M_R , ωm_C) și de porturile fizice de conservare. Fluxul de putere ce circulă prin cele trei porturi fizice este direcționat, prin intermediul laturilor de legătură, către porturile celorlalte componente existente în rețeaua fizică [93], [94].

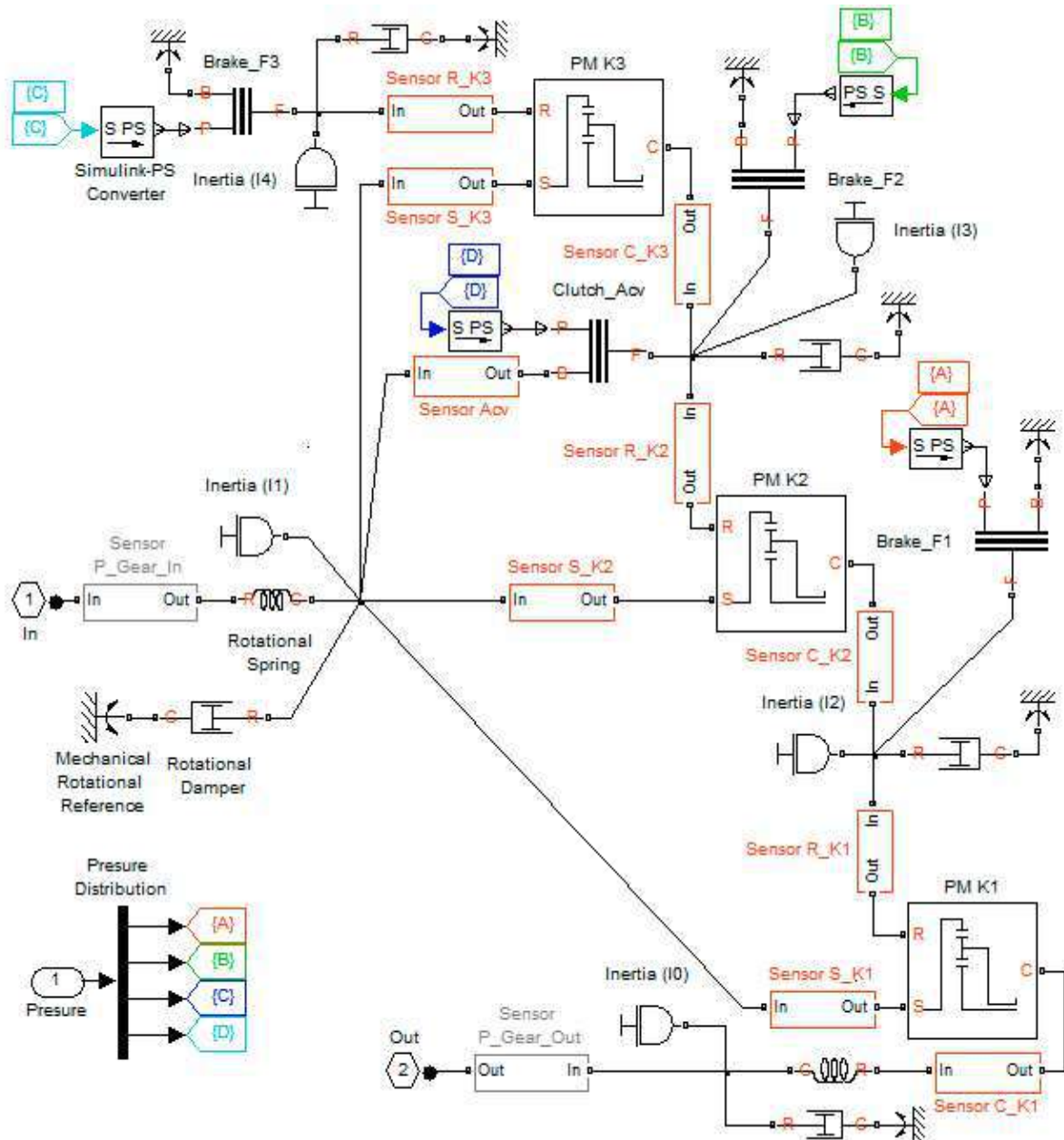


Fig. 3.25 - Modelul virtual de simulare a cutiei de viteze planetare a unui autovehicul de luptă pe șenile

Capacitatea ambreiajului sau frânelor de a transmite moment depinde de proprietățile materialului de fricțiune, de forța normală de comprimare a pachetului de discuri (F_n) și de caracteristicile dimensionale ale discurilor.

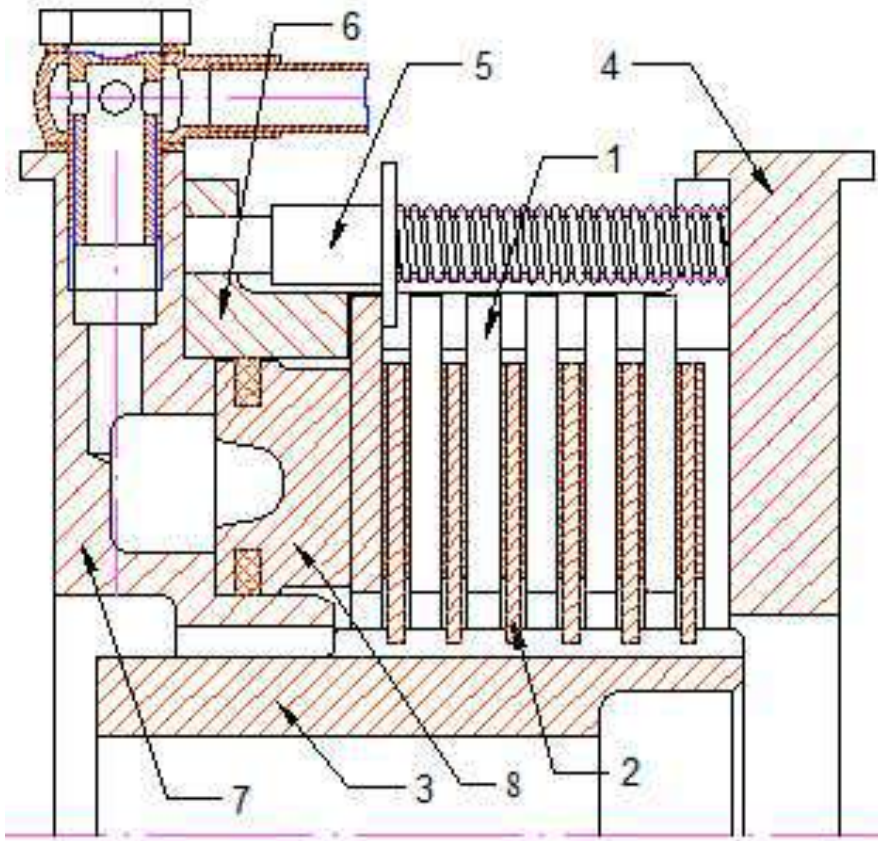


Fig. 3.26 – Element de fricțiune.

(1,2) discuri de frecare, (3,6) disc canelat la exterior și interior, (4) disc de sprijin,
(5) sistem de readucere, (7) carcasă, (8) piston de strângere.

Ecuțiile care descriu momentul și forța de apăsare pe elementele de fricțiune sunt date de:

$$\begin{cases} M_A = \frac{2}{3} \mu F_n z \frac{(r_e^3 - r_i^3)}{(r_e^2 - r_i^2)} \\ F_n = p \pi (r_e^2 - r_i^2) \end{cases} \quad (3.20)$$

în care z este numărul de perechi de suprafețe aflate în contact, p este presiunea din sistemul hidraulic de acționare, μ este coeficientul de frecare, iar r_e și r_i sunt razele interioare și exterioare ale discurilor de fricțiune. În starea de decuplare o parte din fluxul de putere este consumat pentru accelerarea discurilor aflate în mișcare de rotație, iar o altă parte este consumat de frecarea vâscoasă sau uscată a elementelor aflate în mișcare de rotație.

Din punct de vedere funcțional, elementele de fricțiune sunt caracterizate de trei stări, starea de decuplare, starea de cuplare parțială și starea de cuplare sau blocare (fig. 3.27). Cuplarea și decuplarea elementelor este asigurată prin deplasarea axială a pachetului

de discuri. La cuplare, discurile sunt deplasate axial spre discul de sprijin, sub acțiunea forței generate de pistonul hidraulic de strângere. La decuplare, discurile revin la poziția inițială sub acțiunea forței dezvoltate de mecanismul de readucere.

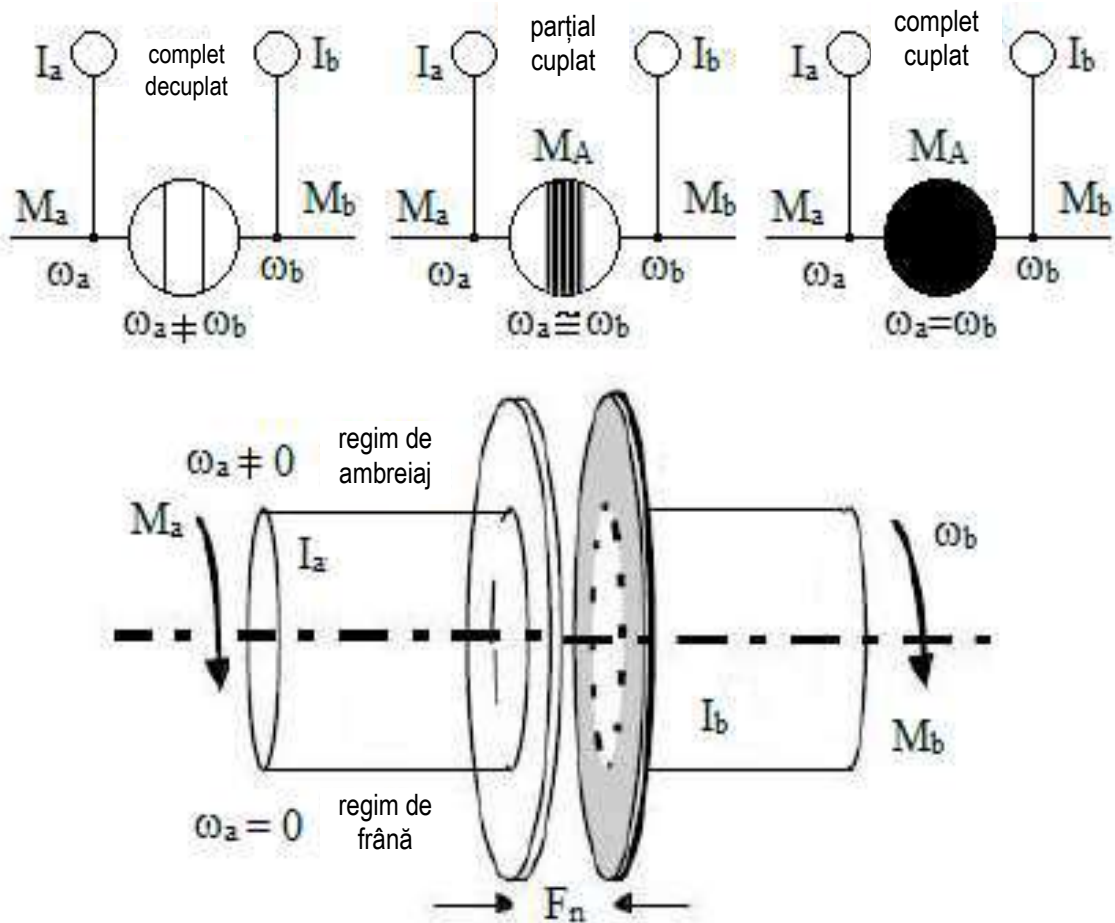


Fig. 3.27 – Stările funcționale ale elementelor de fricțiune

Ecuatiile dinamice care descriu starea de decuplare sunt generate prin aplicarea legii de echilibru a momentelor:

$$\begin{cases} M - I_a \frac{d\omega_a}{dt} - c_a \omega_a \\ M - I_b \frac{d\omega_b}{dt} - c_b \omega_b \\ \omega_a \neq \omega_b \end{cases} \quad (3.21)$$

în care I_a, I_b sunt momentele de inerție, iar c_a, c_b sunt coeficienții de amortizare vâscoasă (în cazul frânelor, I_a, ω_a și c_a sunt nule).

Pentru modelarea funcționării elementelor de fricțiune în starea de cuplare parțială și cea de blocare a fost folosit modelul *Striebeck* [62]. Față de modelul clasic de frecare (fig. 3.28a) [63], modelul *Striebeck* (fig. 3.28b) modifică graficul de variație a forței de frecare,

eliminând problemele de discontinuitate posibil a fi generate de softul de simulare în vecinătatea zonei în care viteza unghiulară relativă a suprafețelor de frecare se apropie foarte mult de zero. În felul acesta forța de frecare, în punctul în care viteza unghiulară relativă este zero, nu are o infinitate de valori, ci doar una singură. Forța de frecare este aproximată cu produsul dintre forța normală F_n și coeficientul de frecare dinamic $c_{d\,fr}$ sau cel static $c_{s\,fr}$. Coeficientul de frecare dinamic este folosit în situația alunecării, când viteza relativă a suprafețelor de frecare are valori diferite de zero, iar cel static în situația în care viteza relativă este foarte aproape de zero. Ecuațiile care apreciază comportarea fizică a elementelor de fricțiune în starea de alunecare și cea de blocare sunt scrise în codul sursă al elementului de fricțiune, în funcție de viteza unghiulară relativă, pentru diferite intervale de variație a acesteia.

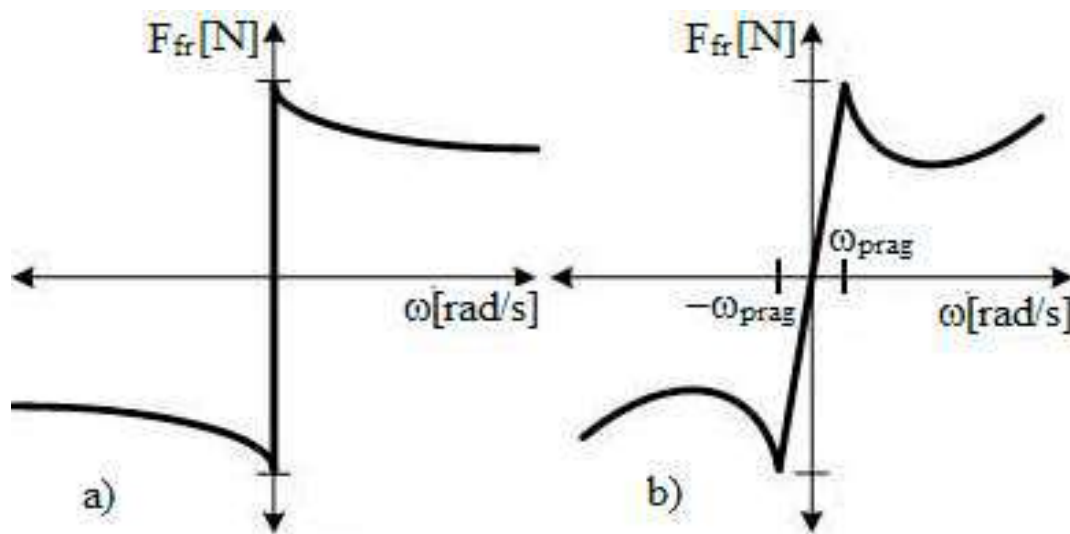


Fig. 3.28 – Variația forței de frecare.

Pe lângă componentele de bază în modelul virtual de simulare mai apar și alte blocuri preluate din bibliotecile SIMSCAPE. Acestea sunt introduse pentru a modela forța cu care pistoanele ambreiajelor sau frânelor apasă pe discurile de fricțiune, pentru a vizualiza modul de transformare și transmitere a fluxului de putere în cadrul cutiei de viteze planetare sau pentru a modela momentele inerție, forțele elastice, forțele de amortizare vâscoasă și uscată.

Forța de apăsare asupra pachetului de discuri este direct proporțională cu produsul dintre presiunea din sistemul hidraulic de comandă, existentă în aval de pistonul elementului de fricțiune pe durata cuplării etajelor, și suprafața circulară a pistonului, pe care este distribuită presiunea. Perioda de timp și valorile specifice presiunii din sistemul hidraulic de comandă sunt determinate pe cale experimentală.

A fost simulată situația funcționării cutiei de viteze pe timpul procesului de demaraj [93]. Reprezentările grafice ale momentului și a vitezei unghiulare (fig. 3.29 și 3.30), obținute în urma rulării programului de simulare, au scopul de a evidenția modul de distribuție a momentelor și vitezelor unghiulare în cadrul celor trei mecanisme planetare (K_1 , K_2 și K_3). Modelul de simulare a fost conceput pentru a analiza modul de transmitere a fluxului de putere în cele patru etaje ale cutiei de viteze planetare.

Din datele prezentate se poate observă că acesta permite determinarea variației în funcție de timp a momentelor și vitezelor unghiulare specifice tuturor elementelor din compunerea mecanismelor planetare, a ambreiajelor și a frânelor multidisc. Mai mult, modelul poate fi folosit ca platformă de lucru pentru a dezvolta un algoritm de automatizare a schimbării etajelor cutiei de viteze, care în final să conducă la o eficientizare în atingerea performanțelor dinamice maxime ale autovehiculului.

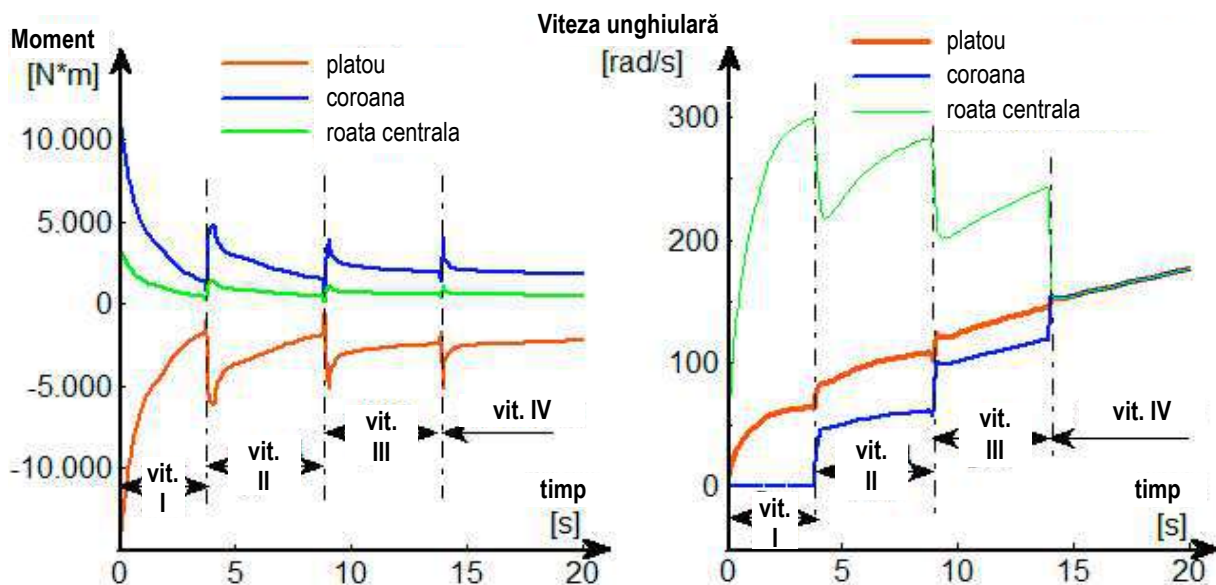


Fig. 3.29 - Distribuția momentelor și vitezelor unghiulare în cadrul mecanismului planetar K1

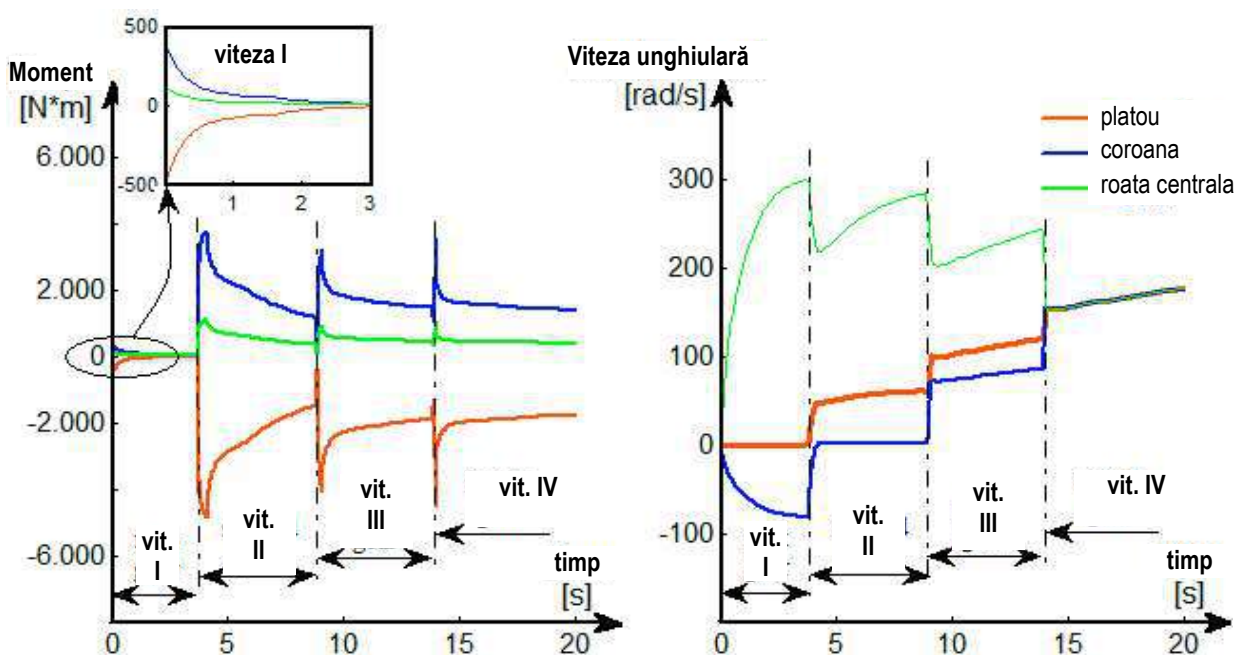


Fig. 3.30 - Distribuția momentelor și vitezelor unghiulare în cadrul mecanismului planetar K2

Acest model dinamic a stat la baza dezvoltării unor modificări care au condus la modernizări constructive (intervenind asupra structurii constructive a componentelor elementelor de fricțiune din compunerea cutiei de viteze planetare a autovehiculului analizat), finalizate cu îmbunătățirea performanțelor dinamice ale autovehiculului analizat.

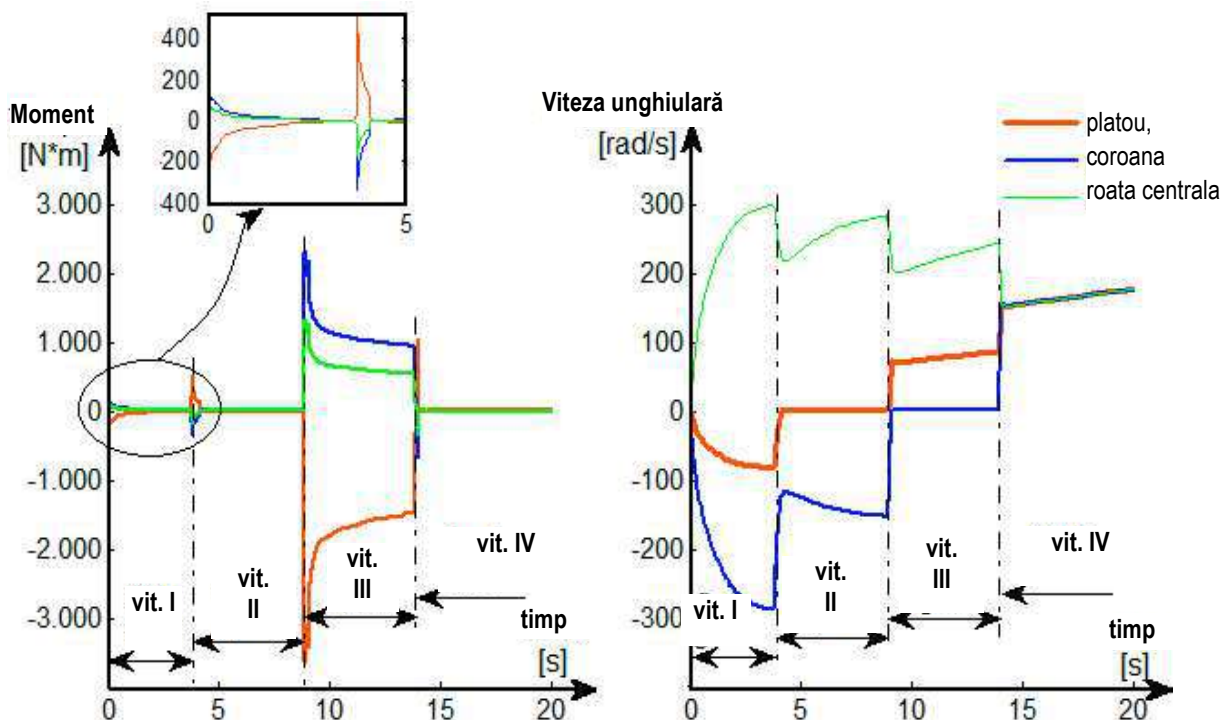


Fig. 3.31 – Distribuția momentelor și vitezelor unghiulare în cadrul mecanismului planetar

În același spirit a fost dezvoltat și proiectul următor, folosind aceeași metodologie de modelare, așa cum se va vedea în continuare.

3.5. Model matematic analitic obținut cu ajutorul mediilor de simulare, privind analiza dinamică a unui grup de angrenaje din transmisia unui autovehicul de luptă și implicațiile simplificării acestuia

Din rațiuni financiare (politică aplicată de către toate armatele lumii), în locul dezvoltării permanente a unor produse noi, se dorește, mai degrabă, modernizarea celor deja existente.

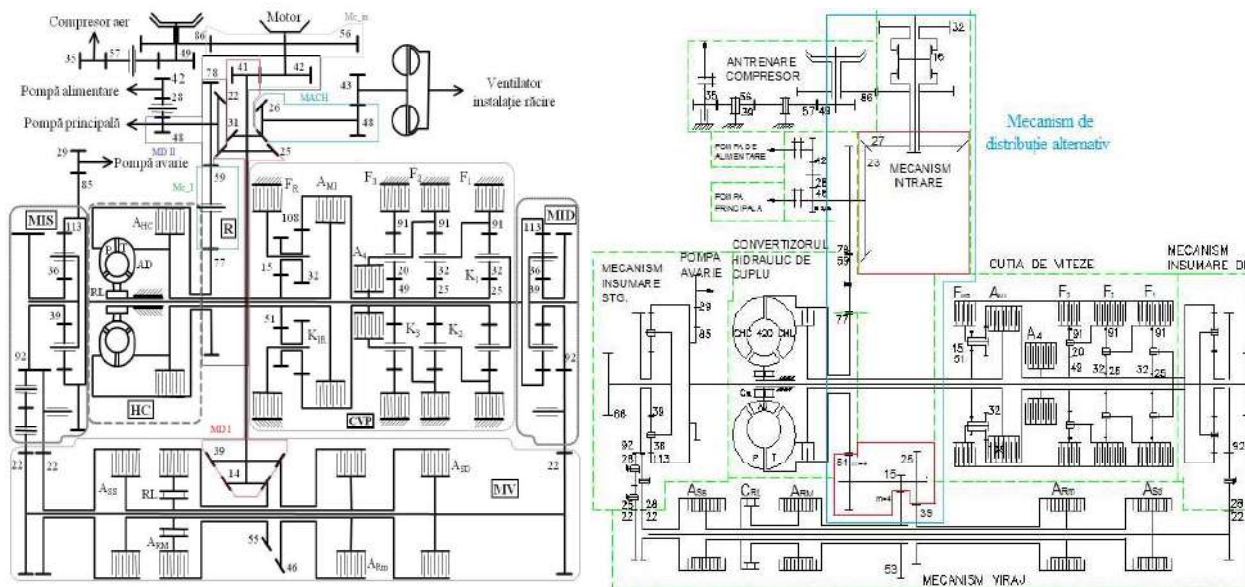


Fig. 3.32 - Transmisia în configurația inițială (stânga) și modificată (dreapta)

Proiectul de cercetare lansat în acest scop, privind îmbunătățirea performanțelor dinamice ale unui autovehicul de luptă șenilat, a vizat orice îmbunătățire care ar putea fi adusă vehiculului pentru sporirea performanțelor lui dinamice dar și pentru reducerea costurilor de producție.

Proiectul, din perspectiva echipei noastre, a vizat modificări ce pot fi aduse mecanismului de intrare în transmisie (mecanismul din dreapta-sus, din ambele scheme cinematice ale fig. 3.32), cunoscut și sub denumirea de "mecanism de distribuție²⁷". Schema nodală generală a mecanismului în discuție este redată în fig. 3.33 [64].

La rândul ei, schema nodală de mai sus se reduce la schema echivalentă din fig. 3.34, tratând global întregul traseu al fluxului de putere de la intrarea comandată de arborele cotit al motorului până la ieșirea ce antrenează pompa HC.

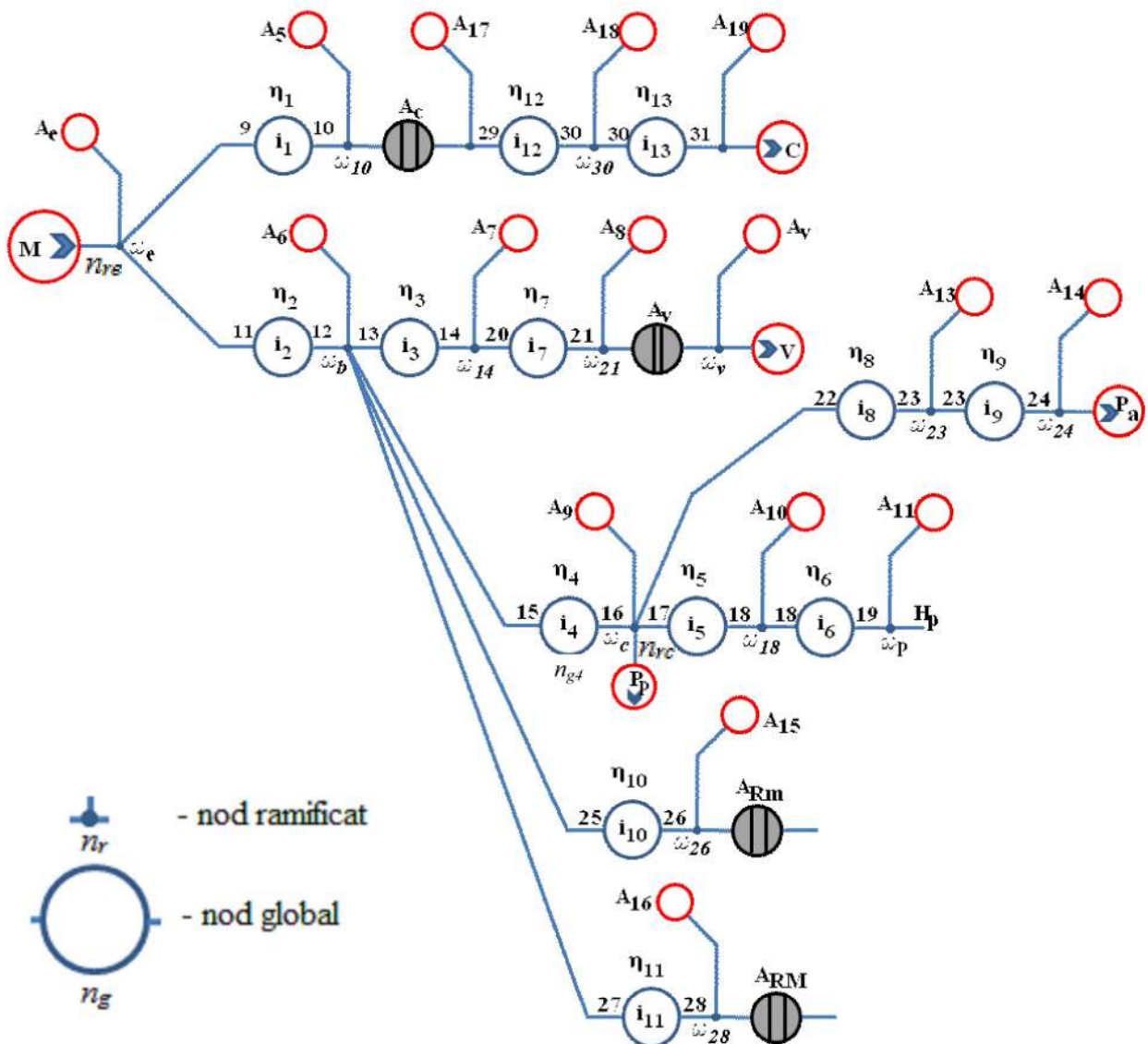


Fig. 3.33 - Schema nodală generală a mecanismului de distribuție

²⁷ Nu se va confunda cu cel al motorului; în cazul de față este vorba de un grup de angrenaje plasat la intrarea în transmisia autovehiculului (care folosește două fluxuri de transmitere a puterii necesare propulsiei) și care, în același timp, e responsabil de antrenarea unor agregate anexă ale autovehiculului. Astfel, acesta realizează o "distribuire" a puterii către tracțiune și către alți consumatori.

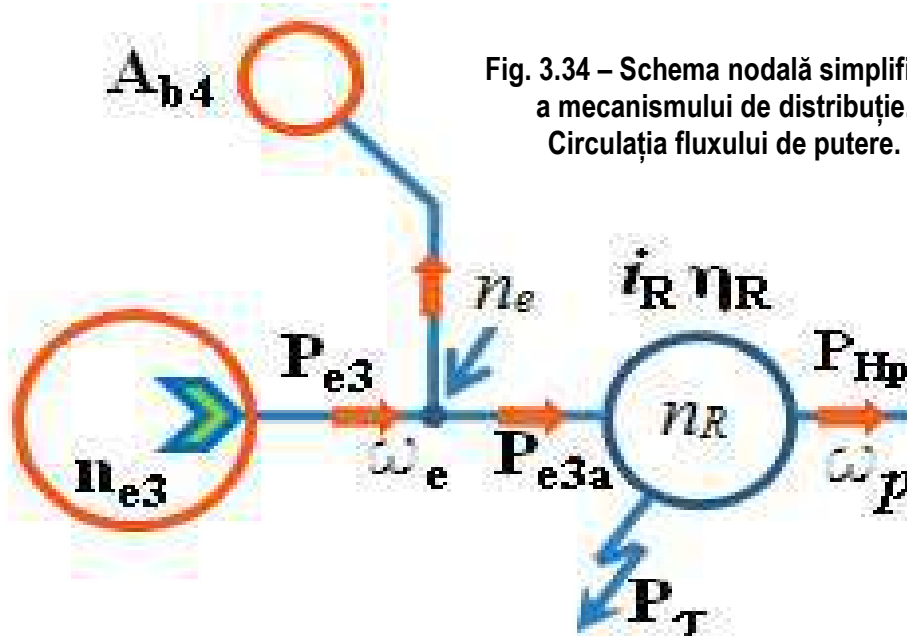


Fig. 3.34 – Schema nodală simplificată a mecanismului de distribuție. Circulația fluxului de putere.

Cu alte cuvinte, întregul mecanism de distribuție este tratat ca o substructură de sine stătătoare, caracterizată de factori de sarcină, cinematici și inerțiali.

Acești factori sunt redați în ecuația (3.22), obținută prin scrierea elementelor componente ale fluxului de putere.

$$\left. \begin{aligned}
 \eta_5 &= \frac{-M_{18}}{M_{17}i_5} \\
 M_{18} - I_{10}\varepsilon_{18} &= M_{18a} \\
 \eta_6 &= \frac{-M_{19}}{M_{18a}i_6} \\
 M_{19} - I_{11}\varepsilon_p &= M_{Hp} \\
 \varepsilon_e &= i_2i_4\varepsilon_c \\
 \varepsilon_c &= i_5\varepsilon_{18} \\
 \varepsilon_{18} &= i_6\varepsilon_p
 \end{aligned} \right\} \Rightarrow \begin{aligned}
 |M_{Hp}| &= M_{e3} \overbrace{i_2i_4i_5i_6}^{i_R} \overbrace{\eta_2\eta_4\eta_5\eta_6}^{\eta_R} - \\
 &- i_R\eta_R \left[\left(I_{b3} + \frac{I_{10}}{i_2^2i_4^2i_5^2\eta_2\eta_4\eta_5} \right) + \right. \\
 &\left. + \left(\frac{I_{10}}{i_2^2i_4^2i_5^2i_6^2\eta_2\eta_4\eta_5\eta_6} \right) \right]
 \end{aligned}$$

adică,

$$|M_{Hp}| = M_{e3}i_R\eta_R - i_R\eta_R I_{b4}\varepsilon_e \quad (3.22)$$

în care $I_{b4} = I_{b3} + \frac{I_{10}}{i_2^2i_4^2i_5^2\eta_2\eta_4\eta_5} + \frac{I_{10}}{i_2^2i_4^2i_5^2i_6^2\eta_2\eta_4\eta_5\eta_6}$ reprezintă momentul de

inerție echivalent al componentelor mecanismului de distribuție, redus la arborele cotit al motorului.

Fluxul de putere inerțial acumulează o parte din energia transmisă în rețea de motor și este exprimat cu relația $A_{b4} = -I_{b4} \varepsilon_e \omega_e$ în a cărei structură intră momentele de inerție ale diferitelor mase aflate în mișcare de rotație, rapoartele de transmitere pe fluxul de putere până la acestea și accelerațiile unghiulare aferente.

Modelele de simulare ale mecanismului de distribuție actual și mecanismului de distribuție simplificat (fig. 3.35) sunt dezvoltate în mediul de programare Matlab, modulul SIMSCAPE.

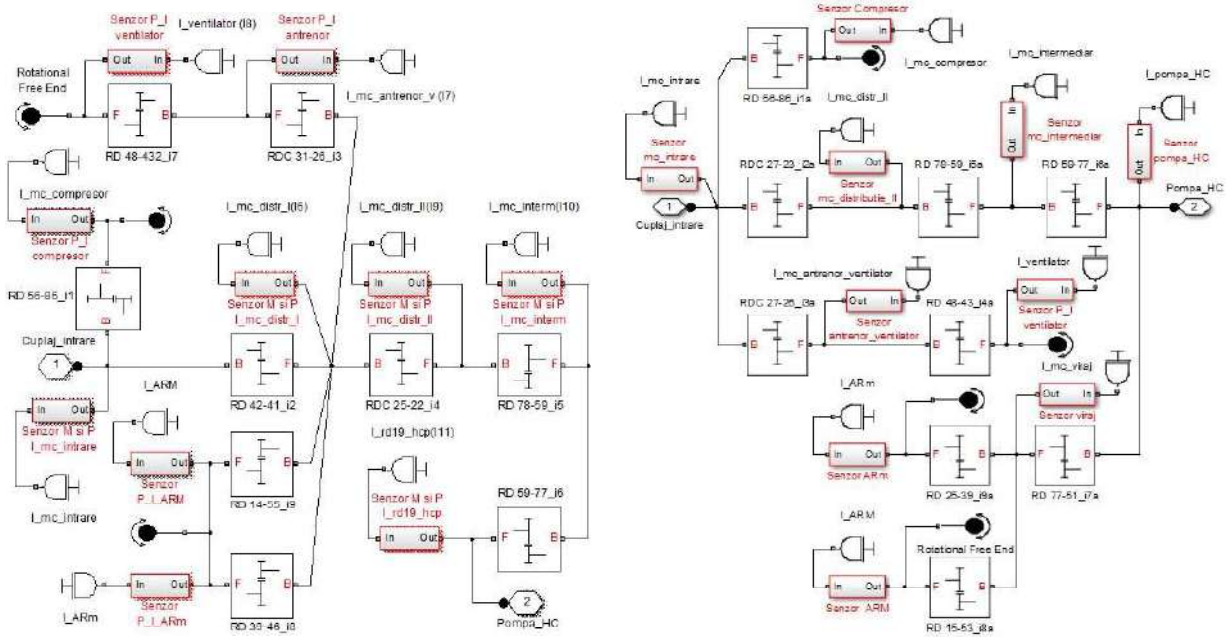


Fig. 3.35 - Modelul virtual de simulare al mecanismului de distribuție soluția existentă (stânga); soluția modificată (dreapta)

La elaborarea codurilor sursă ale blocurilor s-au folosit ecuațiile ce descriu funcționarea reală a cuplajelor mecanice, așa cum sunt redată în (3.23):

$$\begin{cases} M_B = M_F \eta_{F-B} i_{F-B} \\ M_{in} + I_F \varepsilon_F + M_F = 0 \\ M_B + I_B \varepsilon_B + M_{out} = 0 \\ i_{F-B} = \frac{\omega_F}{\omega_B} = \frac{\varepsilon_F}{\varepsilon_B} \end{cases} \quad (3.23)$$

în care: M_B - momentul care încarcă elementul conducător al angrenajului cilindric sau conic afectat de momentul consumat în procesul de accelerare a elementului conducător, M_F - momentul care încarcă elementul condus al angrenajului cilindric sau conic afectat de momentul consumat în procesul de accelerare a elementului condus, η_{F-B} - randamentul mecanic al angrenajului conic sau cilindric, i_{F-B} - raportul de transmitere cinematic al angrenajului conic sau cilindric, M_{in} - momentul care încarcă elementul conducător al angrenajului cilindric sau conic, M_{out} - care încarcă elementul condus al angrenajului cilindric sau conic, ω_F și ε_F - viteza, respectiv accelerația unghiulară a elementului conducător al

angrenajului conic sau cilindric, iar ω_B și ε_B – viteza, respectiv accelerația unghiulară a elementului condus al angrenajului conic sau cilindric.

Pentru preluarea semnalelor din rețeaua energetică și stocarea datelor necesare elaborării graficelor de comparație, s-a elaborat blocul „*senzor viteza_acceleratie_spatiu*” (fig. 3.36). Blocul este folosit pentru preluarea vitezei de deplasare a autovehiculului, accelerației și spațiului parcurs de acesta pe perioada simulării. Codul sursă ce stă la baza funcționării blocului este construit în limbajul de programare SIMSCAPE.

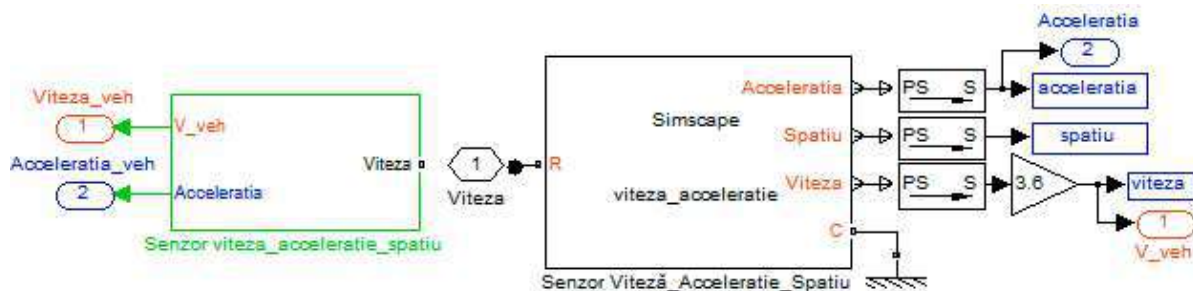


Fig. 3.36 – Structura blocului „senzor”

Prin modificarea mecanismului de distribuție (reducerea masei inerțiale de rotație), soluția constructivă alternativă aduce modificări asupra performanțelor dinamice ale vehiculului studiat. În urma procesului de simulare, au fost obținute noi date despre caracteristicile dinamice ale vehiculului. Pentru a realiza comparația între caracteristicile dinamice ale soluției existente și ale celei alternative au fost construite grafice pentru viteza de deplasare și spațiul de demaraj (fig. 3.37).

Se observă că soluția alternativă oferă o mobilitate superioară [65], [94]. Totuși, creșterea performanțelor dinamice doar pe baza modificării constructive a mecanismului de distribuție nu este semnificativă [95]. Principalul avantaj introdus este reducerea costurilor de producție a transmisiei autovehiculului, precum și a cheltuielilor de mentenanță (structura noului mecanism este simplificată - prin înlocuirea unor angrenaje conice cu unele cilindrice - și conține mai puține reperi).

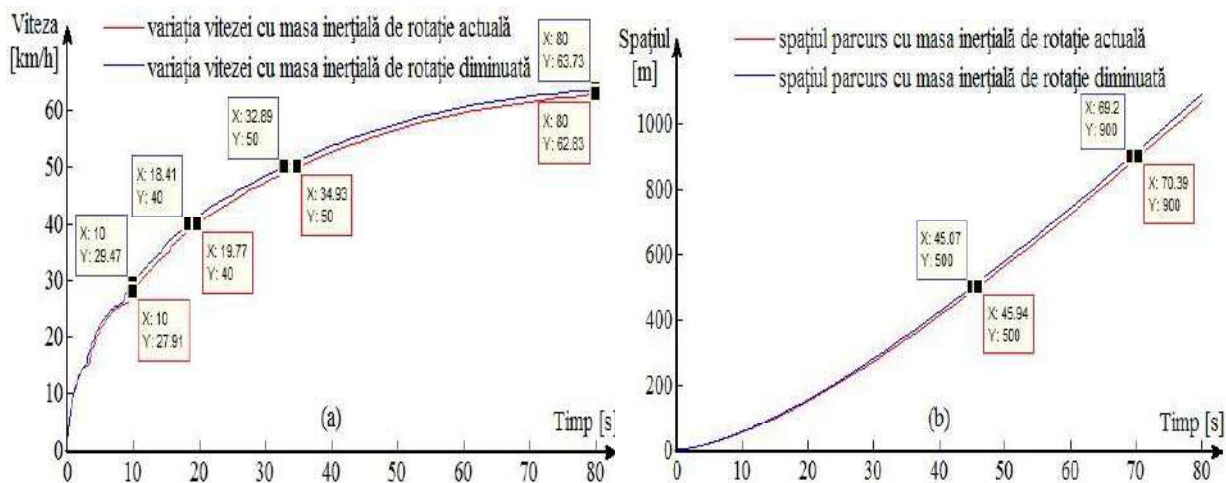


Fig. 3.37 – Comparație grafică între soluția actuală și soluția alternativă

Capitolul 4

Modele matematice neparametrice pentru analize funcționale

4.1. Grafice de recurență. Analiza de recurență a funcționării unui MAS cu injecție controlată electronic

Așa cum am spus, în scopul atingerii scopurilor urmărite am preferat parametrizarea variațiilor diferitelor mărimi măsurate. În general, am utilizat modelele matematice neparametrice pentru formarea unei idei generale privind evoluția și comportamentul unei mărimi sau a unui sistem. Practic, orice grafic de variație a unei (unor) mărimi măsurate ar putea fi interpretat ca un model neparametric [96]. Prin identificarea sistemelor și obținerea

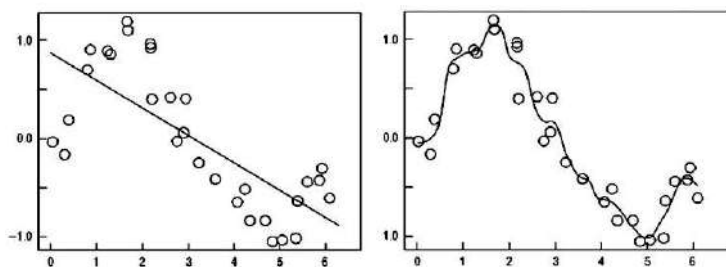


Fig. 4.1 - Model parametric vs. model neparametric

funcțiilor de transfer am obținut modelele parametrice aferente²⁸. Un exemplu îl pot constitui graficele alăturate (fig. 4.1). Setul de date poate fi estimat cu o regresie liniară (parametrizare liniară, imaginea din stânga). Precizia modelului regresiei liniare este destul de scăzută. Printr-o

parametrizare excesivă, curba poate fi făcută să treacă prin toate punctele dar aceasta ar putea fi o abordare neproductivă. Dacă graficul curbei de aproximare ar fi trasat manual (ca un fel de estimare făcută de operator) s-ar obține un model neparametric ce ar semăna cu imaginea din dreapta din fig. 4.1. Sau, folosind o metodă de identificare a sistemelor, o aproximare suficient de precisă ar conduce la o curbă exprimată printr-o relație matematică (spre exemplu, modelul cu medie alunecătoare), modelul devenind parametric, cu o eroare de aproximare acceptată de operator.

Unul din cazurile în care am utilizat modele neparametrice a fost cel în care am dorit, în cadrul unui contract de cercetare, să scoatem în evidență dinamica accentuat neliniară a funcționării unui sistem. Procedul folosit a fost cel al analizei de recurență. Aceasta este o metodă grafică ce permite localizarea unor modele comportamentale recurente ascunse, nestaționaritatea și modificările structurale. A fost folosit software-ul *Visual Recurrence Analysis* (VRA). Analiza a fost aplicată funcționării unui MAI (de tip MAS) și a vizat doi parametri specifici ai acestuia: lățimea impulsului de injecție și viteza unghiulară a motorului

²⁸ Într-un model parametric se cunoaște, sub forma unei relații matematice, modul de comportare al unei (unor) mărimi de ieșire în funcție de evoluția unei (unor) mărimi de intrare), cu o anumită precizie (dată indirect de e_i - eroarea de modelare). Spre exemplu, fie modelul $y_i = \alpha + \beta \cdot x_i + e_i$ care denotă o regresie liniară. Modelul neparametric ar arăta sub forma $y_i = f(x_i) + e_i$ în care funcția $f(\cdot)$ poate avea orice formă. Datele nu furnizează informații privind expresia acestei funcții dar reprezentarea lor grafică poate forma o idee asupra ei. Fundamental, s-ar putea spune că nu există diferențe între modelele parametrice și cele neparametrice deoarece funcția $f(\cdot)$ ar putea fi perfect aproximată printr-un model cu un număr infinit de parametri (care, până la urmă, este un model parametric). Totuși, această abordare este neproductivă. Acesta este motivul pentru care, uneori, am preferat reprezentările parametrice, deoarece permit predicții și comportamentele sistemelor pot fi urmărite pe baza acestora.

[66]. Scopul cercetării a fost de a depista dependențele mai profunde dintre intrările și ieșirile unui MAS.

Rezultatele obținute au structura unor matrici grafice pătrate, în care elementele matricii corespund acelor momente în care se repetă o stare a unui sistem dinamic (coloanele și rândurile corespund apoi unei anumite perechi de timpi). Graficul de recurență (*RP - Recurrence Plot*) dezvăluie toate momentele în care traiectoria spațiului de fază a sistemului dinamic vizitează aproximativ aceeași zonă din spațiul de fază²⁹ [66]. Metoda se bazează pe faptul că un vector unidimensional de date colectate (o serie dinamică în funcție de timp) este expandată într-un spațiu de dimensiune superioară în care are loc dinamica generatorului de bază, folosind o tehnică numită "*delayed coordinate embedding*"³⁰ care permite generarea unei imagini spațiale a dinamicii sistemului pe baza studierii evoluției unei singure serii dinamice.

Dacă $x(i), i = 1 \dots N$ este o serie dinamică în timp discret, RP va fi o matrice pătrată cu dimensiunea $N \times N$ puncte, în care un punct este plasat la coordonatele (i, j) , ori de câte ori $x(j)$ este suficient de apropiat de $x(i)$. Elementele matricii sunt definite de $R_{jk} = H(\varepsilon - d_{jk})$ în care [81]:

- $d_{jk} = \|\vec{V}_j - \vec{V}_k\|$, $j, k = \overline{1, N}$ este distanța euclidiană dintre cei doi vectori \vec{V}_j și \vec{V}_k
- $H(x) = \begin{cases} 0, & x < 0 \\ 1, & x \geq 0 \end{cases}$ este funcția treaptă unitară
- ε este intervalul-prag minim, definit ca un procent mic de la abaterea standard a seriei temporale inițiale (în cazul de față "lățimea" impulsului injecției ce se analizează, $i_j = i[j], j = 1, n$)

Funcția $R_{jk} = 1$ numai dacă starea \vec{V}_j se află în interiorul unei "sfere" de rază ε având drept "centru" starea \vec{V}_k . Vectorii spațiului fazelor sunt reconstruiți conform teoremei lui Taken de încorporare cu întârziere din variabile unidimensionale de timp $i[1], i[2], \dots, i[n]$ (unde n este numărul de mostre succesive măsurate și cuantificate prin lățimea impulsului de injecție) sub forma: $\vec{V}_j = (i_j, i_{j+\tau}, \dots, i_{j+(m-1)\tau})$, în care j este contorul de timp discret, m este dimensiunea spațiului stărilor iar τ este factorul de decalare temporală (de întârziere) [66], [82], [83].

Dimensiunea N a matricii pătrate este dată de $N = n - (m - 1)\tau$. Spațiul stărilor trebuie să fie suficient de mare pentru a permite desfășurarea traiectoriilor sistemului (în

²⁹ Punctul de plecare este ideea că o serie de timp măsurată este rezultatul interacțiunii dintre diferite variabile relevante ale unui proces dinamic. Fiecare dintre parametrii mășurați reprezintă o ieșire unidimensională a unui sistem dinamic multidimensional. Metoda (*RPA - Recurrence Plot Analysis*) deduce caracteristicile sistemului original și prezice comportamentul acestuia în viitor, având în vedere istoricul rezultatelor sale. Acesta se realizează prin analiza dinamicii semnalului în spațiul reconstruit al fazelor și oferă informații vizuale despre corelația distanței dintre două puncte de atracție.

³⁰ Încorporarea întârziată a coordonatelor

scopul evitării suprapunerii acestora), dar nici prea mare deoarece s-ar ajunge la amplificarea zgomotelor. Regula de bază stabilește că m trebuie să respecte relația $m \leq 2N + 1$.

Alegerea factorului de întârziere reprezintă altă problemă. Dacă e prea mare, coordonatele reciproce devin aleatorii; dacă este prea mic, coordonatele folosite pentru reconstrucția fiecărui vector nu vor fi suficient de independente pentru a purta o nouă informație despre traiectoria sistemului în spațiul stărilor.

Fiecare element din matricea de recurență va căpăta un pixel, alb sau negru, și va fi afișat într-o imagine digitală monocromă, numit punct de recurență. De fapt, fiecare punct de recurență este o reprezentare grafică a funcției integrale de corelație ale mărimilor analizate [66], [81], [83].

Urmează interpretarea graficelor [66]. Se pot detecta cu ușurință structuri la scară micro (texturi) și macro (tipologii). Dacă semnalul de bază este complet aleatoriu nu vor exista modele identificabile. Dacă există un anumit determinism în semnal, acesta poate fi detectat printr-o distribuție caracteristică a nuanțelor. Lungimea segmentelor de linie diagonală de aceeași nuanță pe RP poate oferi o idee despre predictibilitatea semnalului.

Mai jos sunt redate graficele de evoluție (fig. 4.2) și de recurență (fig. 4.3)

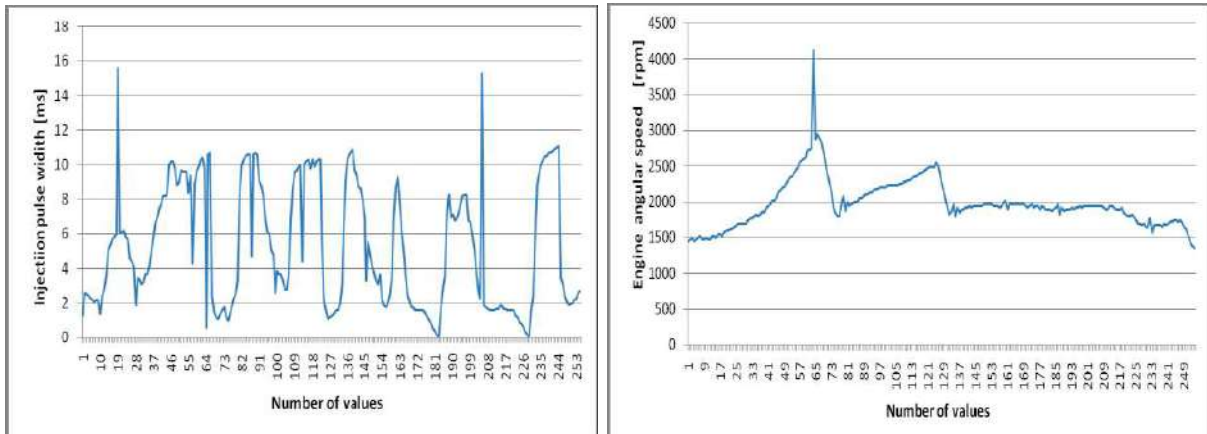


Fig. 4.2 - Semnal măsurat privind lățimea impulsului injecției (stânga) și viteza unghiulară a motorului (dreapta) pentru un motor cu un parcurs de 95.000 km

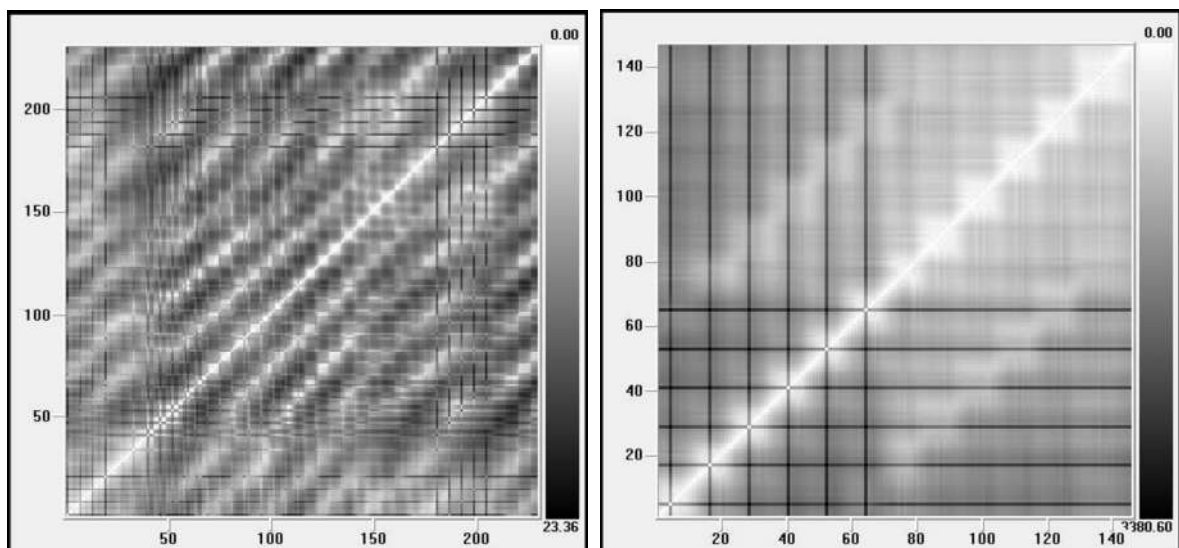


Fig. 4.3 - RP a lățimii impulsului injecției (stânga) și a vitezei unghiulare a motorului (dreapta) pentru un motor cu un parcurs de 95.000 km

ale unor probe ce redau evoluția temporală a semnalului lățimii impulsului injecției unui motor care avea un parcurs de 95.000 km precum și turația acestuia.

Aceleași probe și în aceleași condiții au fost efectuate și pe un motor care a rulat 33.000 km. Graficele mărimilor de interes și graficele de recurență sunt redate în fig. 4.4 și 4.5 [66], [74].

O primă concluzie ar fi că impulsul de injecție pare a avea o variație mai deterministă decât viteza unghiulară a motorului. Natura deterministă a lățimii impulsului de injecție este confirmată de structurile observabile în graficele din partea din stânga a fig. 4.3 și 4.5. Există câteva linii diagonale de evoluție a stărilor similare în momente diferite care o dovedesc, fapt ce denotă și un nivel suficient de predictibilitate a procesului.

Aceste asemănări nu mai pot fi observate în graficele de recurență ale vitezei unghiulare a motorului din dreapta figurilor 4.3 și 4.5. După cum se știe, unitatea electronică de control setează lățimea de injecție a impulsului pe baza unor variabile deterministe, în timp ce viteza unghiulară a motorului este mai mult influențată de variabile stohastice.

Toate procesele analizate sunt non-staționare, nici unul dintre grafice nu prezintă omogenitate.

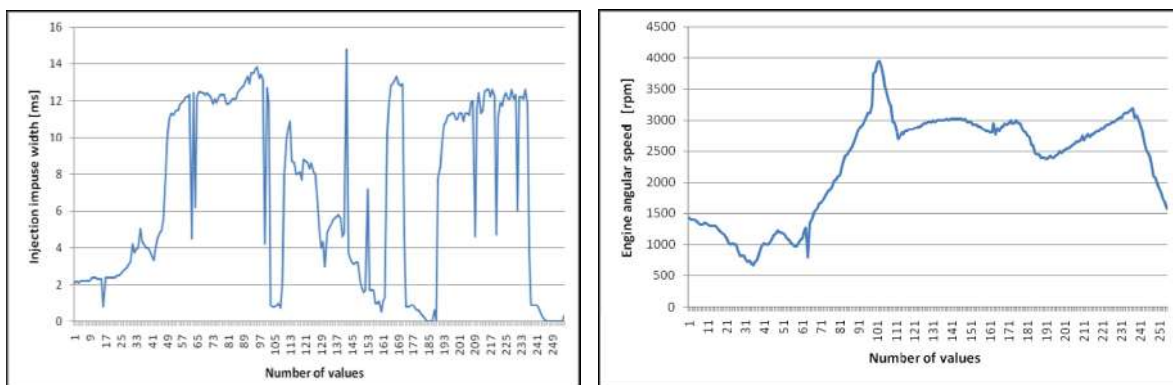


Fig. 4.4 - Semnal măsurat privind lățimea impulsului injecției (stânga) și viteza unghiulară a motorului (dreapta) pentru un motor cu un parcurs de 33.000 km

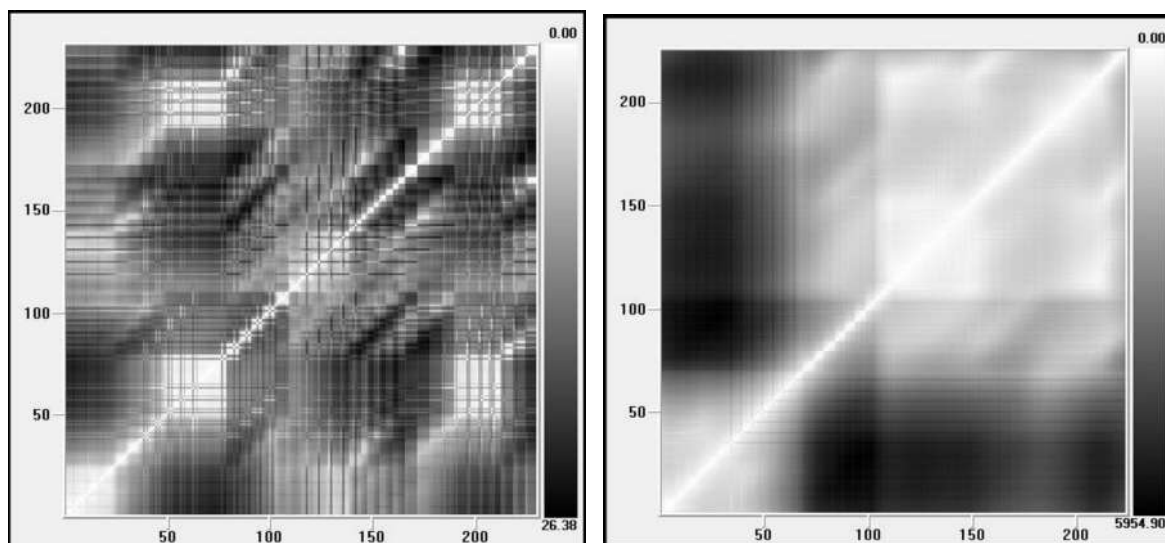


Fig. 4.5 - RP a lățimii impulsului injecției (stânga) și a vitezei unghiulare a motorului (dreapta) pentru un motor cu un parcurs de 95.000 km

4.2. Analiza de recurență a vibrațiilor de pe autovehiculele militare

În activitatea pe care am desfășurat-o am abordat o paletă largă de direcții de cercetare. Acestea au fost canalizate de contractele pe care le-am condus sau din echipele cărora am făcut parte. Ținând cont de experiența acumulată în problematica analizei semnalelor primare și de prelucrare primară a datelor, foarte multe din acestea au fost centrate pe aceste activități. În plus, am contribuit în mod decisiv la depistarea unor anomalii funcționale și a unor defecțiuni apărute în exploatarea autovehiculelor militare precum și a surselor acestora, prin interpretarea semnalelor preluate de traductorii montați pe acestea.

Depistarea surselor de vibrații, spre exemplu, precum și caracteristicile acestora la nivelul percepției umane, poate permite analiza influenței acestora asupra organismului uman. Personalul de deservire a autovehiculelor militare este supus, mai ales în condiții de campanie, unor surse variate de stress. Diminuarea sau anularea unora sau măcar a uneia dintre ele are efecte benefice asupra stării personalului ambarcat (și nu în ultimă instanță și asupra materialelor transportate sau a vehiculului în sine). În cele ce urmează se vor prezenta câteva rezultate privind studiul vibrațiilor la nivelul chiulasei motoarelor a două vehicule militare [67]: unul de transport și unul de luptă (fig. 4.6).



Fig. 4.6 - Autocamion pentru transport logistic (a); Transportor amfibiu blindat (b)

Pentru analiza influenței vibrațiilor au fost luate în discuție numai vibrațiile după axa verticală (axa z). Conform standardului ISO 2631/1:1997 [84] se utilizează parametrul VDV (*Vibration Dose Value*³¹) definit conform:

$$VDV = \left(\int_0^T a^4(t) dt \right)^{\frac{1}{4}} \left[\frac{m}{s^{1,75}} \right] \quad (4.1)$$

în care $T[s]$ este timpul total în care se efectuează măsurarea iar $a(t) \left[\frac{m}{s^2} \right]$ este accelerația ponderată de diferitele frecvențe pe care sistemul oscilează³². Acest parametru este preferat RMS (*Root Mean Square*³³). Motivul este simplu: RMS poate estima capacitatea

³¹ Dozei de vibrații acumulate

³² Lucrările de specialitate arată că organismul uman este afectat numai de anumite frecvențe, motiv pentru care se folosește ca parametru de analiză valorile ponderate de frecvențe ale accelerațiilor.

³³ Rădăcina pătrată a mediei pătratice

distructivă a vibrațiilor dar subestimează ponderea șocurilor în economia procesului; acest fapt este, însă, surprins de VDV. Analiza se poate realiza fie prin aplicarea clasicei Transformatei Fourier Rapide (FFT) fie prin aplicarea Matricilor de Recurență (RPA³⁴). Pentru a găsi frecvențele la care organismul uman prezintă sensibilitate, s-a procedat la analiza FFT. Densitatea spectrală de putere arată frecvențele pe care semnalul disipă putere precum și valorile acestor puteri pe diferitele frecvențe. Aceasta este dată (în timp discret) de:

$$PSD [k] = \left(\sum_{n=0}^{N-1} x[n] \cdot e^{-j \frac{2\pi k n}{N}} \right)^2 \quad (4.2)$$

în care N este numărul de valori folosite în reprezentarea în domeniul discret.

În privința RPA, considerând seria experimentală în timp discret $x[n]$ cu N valori, spațiul m -dimensional al fazelor se obține folosind parametrul de decalare temporală τ conform relației:

$$\vec{V}_i = \sum_{k=0}^n x[i + (n-1)\tau] \cdot \vec{e}_k, \quad i = \overline{1, N} \quad (4.3)$$

în care \vec{V}_i sunt vectorii spațiului stărilor, $N = n - (m-1)\tau$ iar \vec{e}_k sunt versorii axelor vectorilor.

Apariția unor diagonale persistente în graficul PR (matricea de recurență) arată că sistemul revine periodic în aceeași stare (fig. 4.5) [66], [67], [81], [83]. Prin urmare, aplicând cuantificarea DLQ³⁵ dată de relația (4.4) se estimează periodicitatea revenirii, pe baza distanței dintre două linii diagonale consecutive.

$$dlq[n] = \frac{1}{N-n} \sum_{i=1}^{N-n} D_{i,i+n}^* \quad \text{în care } n = \overline{0, N-1} \quad (4.4)$$

în care $D_{i,i+n}^* = 1 - \frac{D_{i,i+n}}{\max\{D_{i,i+n}\}}$ este complementara matricei distanțelor.

Aplicând FFT relației (4.4) se obține:

$$DLQ [k] = \left| \sum_{n=0}^{N-1} dlq[n] \cdot e^{-j \frac{2\pi k n}{N}} \right| \quad (4.5)$$

Pentru a vedea cum funcționează o astfel de analiză, fie un semnal-test modulată în amplitudine de forma $x[n] = \cos(\cos[\Omega n]) \cdot \cos(\cos[\omega n])$, $\Omega \gg \omega$ cu următoarele valori: pulsația $\Omega = 2\pi \cdot 100 \text{ rad/s}$ (semnal util), modulația pulsației $\omega = 2\pi \cdot 36 \text{ rad/s}$ (pe post de "zgomot") iar frecvența de eșantionare este $f_e = 5000 \text{ Hz}$. După cum se poate

³⁴ Recurrence Plot Analysis

³⁵ DLQ - Diagonal Lines Quantification (cuantificarea liniilor diagonale)

observa în fig. 4.7, abordarea clasică prin metoda analizei densității spectrale de putere, eficientă în cazul unui semnal lipsit de zgomote, va ieși în evidență numai banda dublă de frecvențe a semnalului modulat (fig. 4.7b) sau numai dublul frecvenței de modulare (fig. 4.7c).

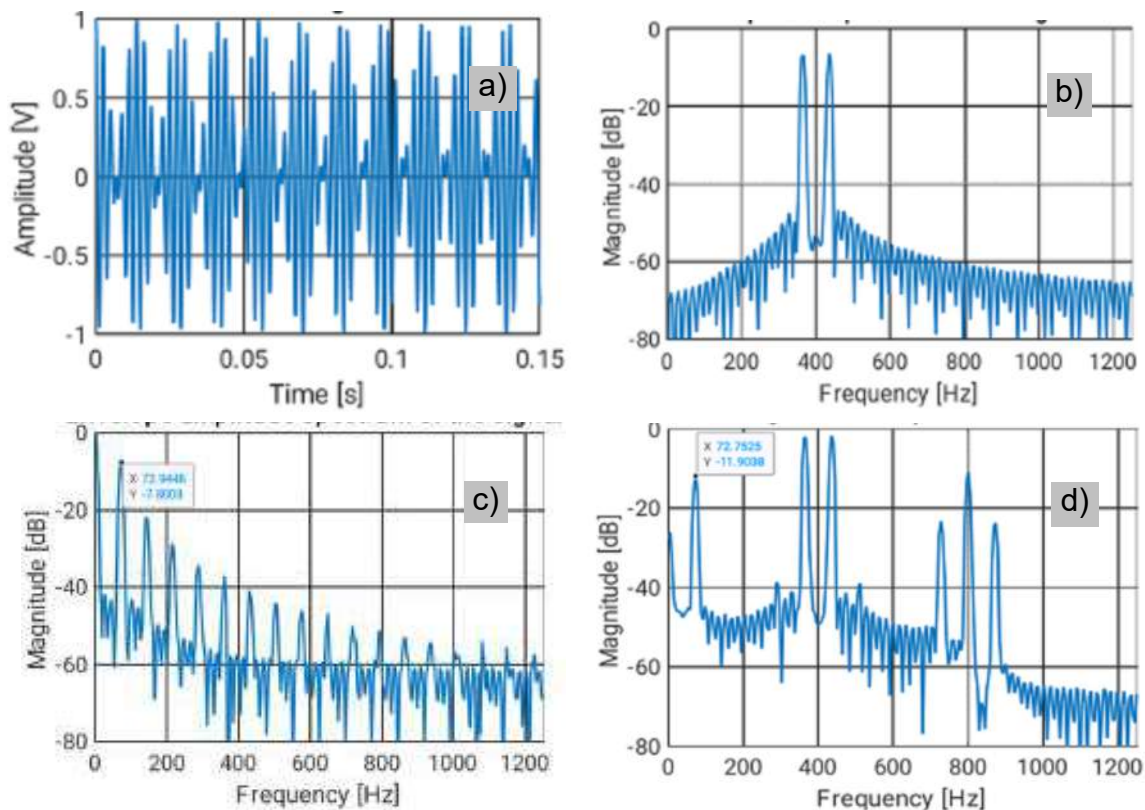


Fig. 4.7 - Semnal test căruia i-a fost aplicată analiza PSD (a densității spectrale de putere), respectiv DLQ (a cunatificării liniilor diagonale)

Analiza PSD: a) - forma semnalului în timp; b) - densitatea spectrală de putere a semnalului; c) - spectrul de amplitudine a anvelopei semnalului

Analiza DLQ: d) - rezultatele analizei cu identificarea frecvențelor proprii și de modulare

Testările au vizat determinarea vibrațiilor la nivelul chiulasei motoarelor, la nivelul șasiurilor autovehiculelor, la contactul dintre palma conducătorului auto și volan precum și la nivelul corpului acestuia. Pentru vibrațiile părților mecanice au fost utilizate traductoare uniaxiale (pentru direcția z - verticală). Accelerometrele montate în palma conducătorului auto și pe scaunul acestuia au fost triaxiale. Pentru a elimina cât mai mult din zgomotele provenite de la calea de rulare, deplasarea a fost făcută pe asfalt [67].

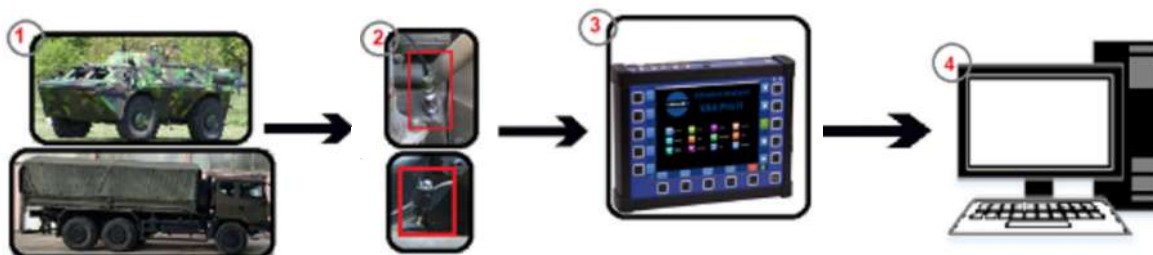


Fig. 4.8 - Lanțul de măsurare-achiziție a datelor pentru măsurarea vibrațiilor la nivelul chiulasei motorului autovehiculului supus testării (sistem ADASH A4400 VA4 Pro)

1 - autovehicul testat, 2 - accelerometru uniaxial tip 160.01; 3 - amplificator semnal; 4 - calculator

Vibrațiile la nivelul corpului uman au fost măsurate conform standardelor ISO 8041-1:2017, ISO 2631-1, 2 și 5, ISO 5349 și directiva 2002/44/EC folosind un analizor de vibrații de tip SV106A SVANTEK (wireless). Sistemul permite prelucrarea simultană a datelor de la mai multe accelerometre și furnizează informații privind RMS, VDV, valori de vârf etc. Acest dispozitiv efectuează procesări de date pe octave întregi sau pe treimi de octavă și dă informații în timp real ale mărimilor caracteristice în gama 0,1...2,0 kHz. Rezultatele obținute au fost comparate cu cele limită dispuse în standardele amintite³⁶.

Pentru a releva utilitatea folosirii metodei DLQ se vor prezenta rezultatele obținute în urma analizei efectuate la nivelul accelerometrelor montate pe chiulasele motoarelor. În acest scop a fost utilizat accelerometrul uniaxial SV160.01 cu un domeniu de frecvență între 0,5 și 14000 Hz la ± 3 dB și cu accelerația maximă 5000g.

În fig. 4.9 se poate observa semnalul și metodele de prelucrare a acestuia pentru autovehiculul de transport logistic (Iveco), în timp ce în fig. 4.10 sunt redată aceleași informații dar referitoare la vehiculul de luptă (transportor amfibiu blindat).

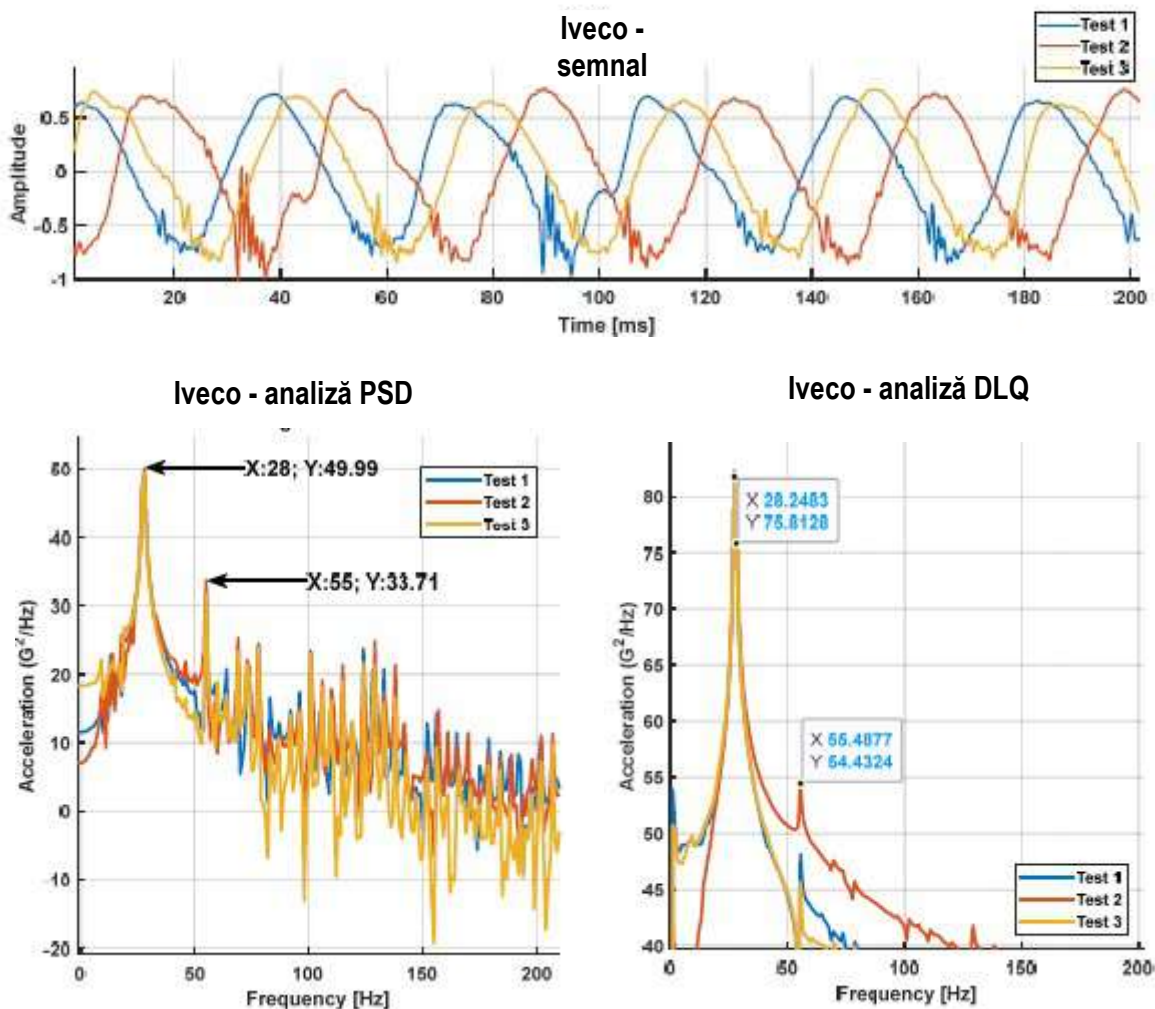


Fig. 4.9 - Semnal preluat de la traductorul de pe chiulasa motorului autovehiculului de transport logistic (Iveco) și procesat conform celor două metode (PSD - densitatea spectrală de putere; DLQ - cuantificarea liniilor diagonale a matricei de recurență)

³⁶ în această lucrare nu vor fi prezentate rezultatele obținute pentru acest tip de măsurători, din rațiuni de confidențialitate contractuală.

Se poate observa (conform fig. 4.9) că motorul disipă cantități mari de energie pe frecvențele de 28 și 55 Hz. Frecvențele au fost identificate atât de PSD cât și de DLQ însă ce-a de-a doua metodă a înlăturat o mare parte din zgomote, păstrând numai informația esențială. Vârful de la 28 Hz e reprezentat de frecvența de rotație a motorului (turația lui a fost ținută constant la 1650...1700 rpm, ceea ce înseamnă 27,5...28 Hz) în timp de de-al doilea vârf este reprezentat de armonica de ordinul 1 a motorului (55 Hz, adică aproximativ dublul primei frecvențe).

Un comportament similar se poate observa și în fig. 4.10, caz în care motorul a funcționat la aproximativ 900 rpm (motor Diesel lent), de unde frecvența de 38 Hz. Se poate observa că la dublul valorii frecvenței corespunzătoare funcționării motorului nu apare nici un vârf semnificativ ci abia la frecvența corespunzătoare următoarei armonici a motorului. Se poate trage concluzia ca, într-un fel sau altul, montajul motorului pe suportii săi din carcasa blindată precum și carcasa blindată însăși a vehiculului atenuază armonica de la dublul valorii vitezei ugiulare a motorului.

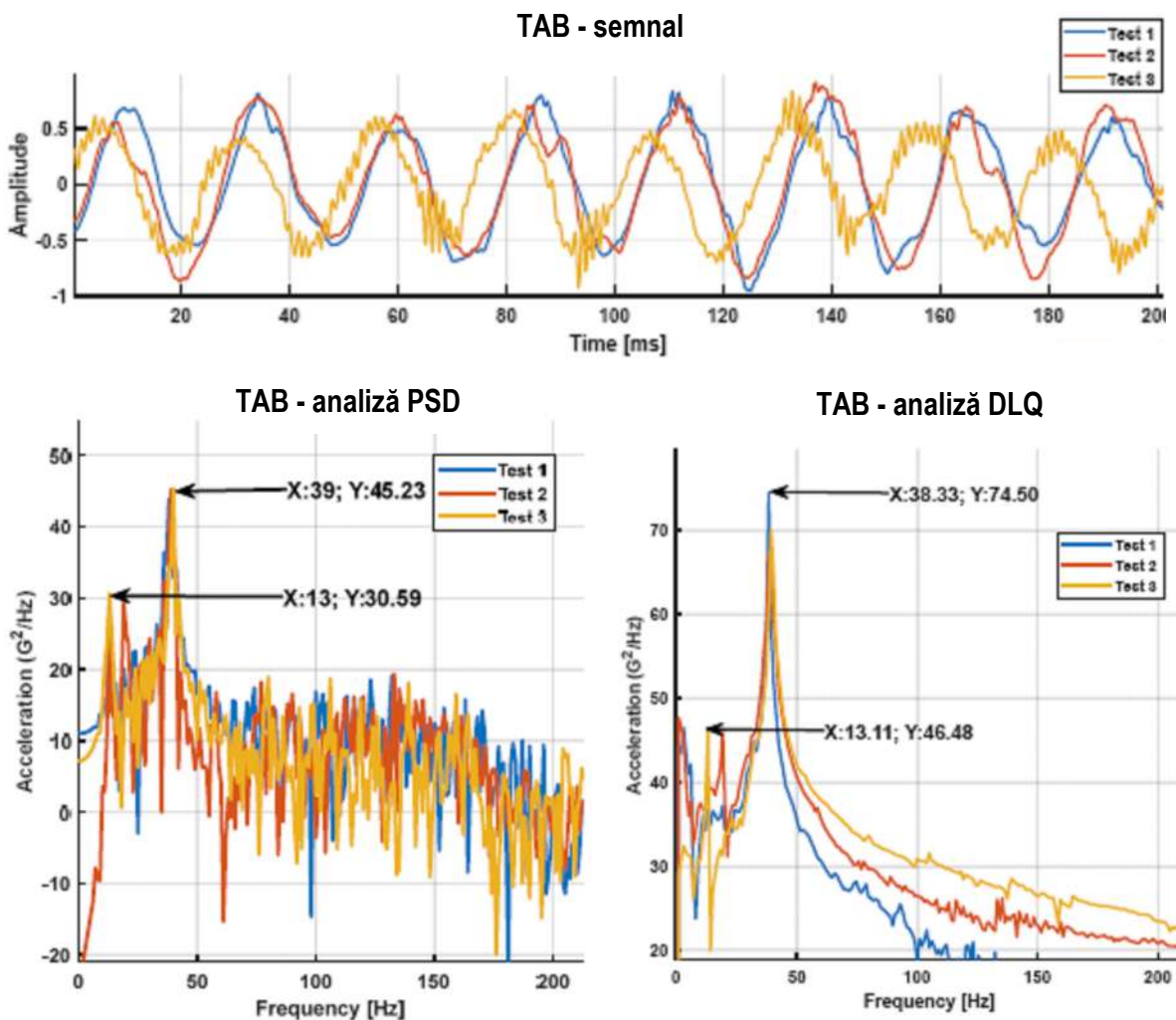


Fig. 4.10 - Semnal preluat de la traductorul de pe chiulasa motorului autovehiculului de luptă (TAB) și procesat conform celor două metode (PSD - densitatea spectrală de putere; DLQ - cuantificarea liniilor diagonale a matricei de recurență)

Capitolul 5

Verificarea prin simulare a parametrilor funcționali ai unor organe de autovehicul aflate în producție în vederea montării pe autovehicule noi

În urma unui contract semnat cu SC Automecanica Moreni SA am procedat la verificarea sistemului de frânare aflat în fabricație la acea dată și care se dorea a fi montat pe produsul AM443T (un autocamion ușor, solicitat de MAPN). Verificările au fost desfășurate ca urmare a faptului ca sistemul de frânare era proiectat pentru transportoarele amfibii blindate fabricate la SC Automecanica Moreni SA. După realizarea practică, sistemul urma să fie supus unor teste pe bancul de probe [99].

Am început calculele de verificare prin stabilirea capacității de frânare a sistemului în montaj pe noul produs, aplicând calculele corespunzătoare modelului clasic [100] în vederea confirmării respectării de către acesta a cerințelor Regulamentului R13ECE-ONU privind condițiile impuse sistemului de frânare ale unui autovehicul pentru omologarea lui la circulația pe drumurile publice [97].

5.1. Parametrii capacității de frinare [68], [69]

A. Determinarea decelerației

La frânarea integrală, cu toate roțile atingând simultan limita de aderență, se obține decelerația maximă posibilă, decelerație maximă ideală, caz în care reacțiunile tangențiale la calea de rulare devin (fig. 5.1)

$$\begin{cases} X_{f1} = \varphi Z_1 \\ X_{f2} = \varphi Z_2 \end{cases} \quad (5.1)$$

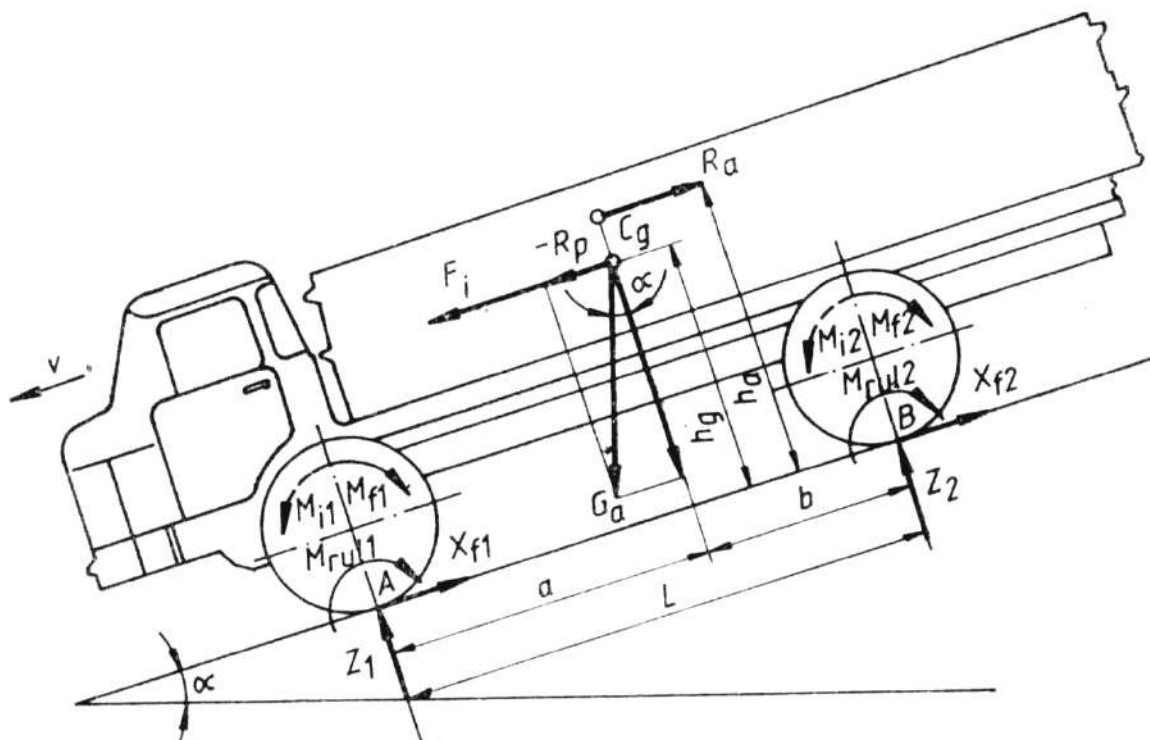


Fig. 5.1 - Forțele și momentele ce acționează asupra autovehiculului frânat

unde indicele 1 corespunde punții din față iar 2 punții din spate. În același timp, Z_{1f} și Z_{2f} sunt reacțiunile normale limitate de aderență, pentru care se ține seama și de coeficienții de încărcare dinamică la frânare.

Din ecuația de proiecție a forțelor pe normala la calea de rulare rezultă $Z_1 + Z_2 = G_a \cos \alpha$, astfel încât se obține:

$$(X_{f1} + X_{f2})_{\max} = \varphi(Z_{1\varphi} + Z_{2\varphi}) = \varphi G_a \cos \alpha \quad (5.2)$$

Conform ecuației generale a dinamicii autovehiculelor, cu observația introdusă de (5.1), aceasta devine, neglijând influența rezistenței aerului:

$$\left. \frac{dv}{dt} \right|_{\max pos} = g(\varphi \cos \alpha \mp \sin \alpha) \quad (5.3)$$

iar pe drum orizontal:

$$\left. \frac{dv}{dt} \right|_{\max pos} = g\varphi \quad (5.4)$$

Decelerațiile maxime se obțin pentru frânări la limita de aderență, fără blocarea roților, deoarece după blocarea acestora coeficientul de aderență se micșorează simțitor. Decelerațiile maxime posibile nu sunt influențate de nedecuplarea motorului pe timpul frânării, ele fiind dictate exclusiv de limita de aderență a căii de rulare.

B. Influența repartiției forțelor de frânare pe punți asupra parametrilor capacității de frânare

Decelerația maximă posibilă este realizată atunci când roțile ambelor punți ajung simultan la limita de aderență. Condițiile de aderență pentru reacțiunile tangențiale sunt

$$\begin{cases} X_{f1} \leq \varphi_1 Z_1 \\ X_{f2} \leq \varphi_2 Z_2 \end{cases} \text{ dacă se consideră cazul general, când nu este obligatoriu ca roțile ambelor}$$

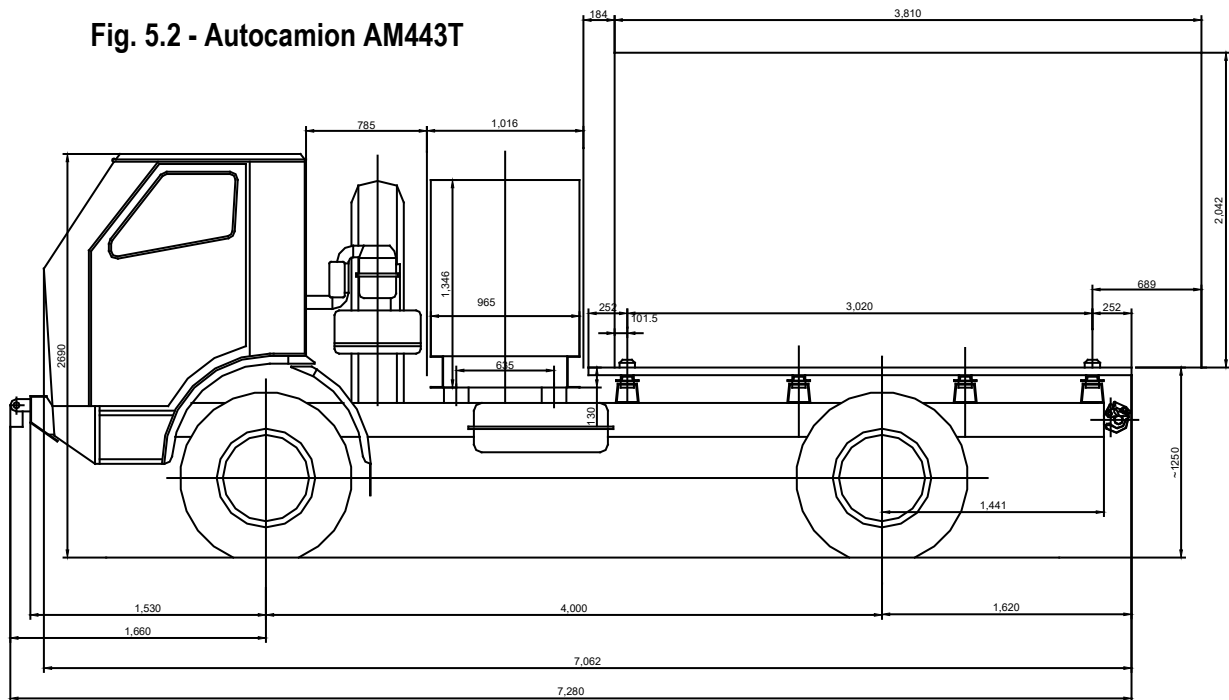
punți să se găsească pe o cale de rulare cu același coeficient de aderență. Reacțiunile Z_1 și Z_2 se determină din ecuațiile de moment față de punctele A și respectiv B din fig. 5.1; neglijând efectele aerodinamice, inerțiile de rotație ale roților și momentul rezistent la rulare, apoi ținând cont de faptul că $X_{f1} + X_{f2} = G_a \sin \alpha + \frac{G_a}{g} \frac{dv}{dt}$, rezultă:

$$\begin{cases} Z_1 = \frac{b}{L} G_a \cos \alpha + \frac{h_g}{L} (X_{f1} + X_{f2}) \\ Z_2 = \frac{a}{L} G_a \cos \alpha - \frac{h_g}{L} (X_{f1} + X_{f2}) \end{cases} \quad (5.5)$$

În cazul particular în care la ambele punți există aceeași aderență ($\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$) inegalitățile anterioare ce descriu condițiile de aderență pentru reacțiunile tangențiale se pot scrie, dezvoltat, sub forma:

$$\begin{cases} \frac{X_{f1}}{G_a} \left(1 - \frac{h_g}{L} \varphi\right) - \frac{X_{f2}}{G_a} \frac{h_g}{L} \varphi \leq \varphi \frac{b}{L} \cos \alpha \\ \frac{X_{f1}}{G_a} \frac{h_g}{L} \varphi + \frac{X_{f2}}{G_a} \left(1 + \frac{h_g}{L} \varphi\right) \leq \varphi \frac{a}{L} \cos \alpha \end{cases} \quad (5.6)$$

În cazul în care se consideră, la limită, semnul egal în relațiile (5.6) se obțin ecuațiile a două drepte $D_1 \left(\frac{X_{f1}}{G_a}, \frac{X_{f2}}{G_a} \right) = 0$ și $D_2 \left(\frac{X_{f1}}{G_a}, \frac{X_{f2}}{G_a} \right) = 0$ în care $\frac{X_{f1}}{G_a}$ și $\frac{X_{f2}}{G_a}$ sunt variabilele care intervin. Cu datele puse la dispoziție de fabricant (parte din ele sunt redată în fig. 5.2), trasarea acestor drepte se face conform fig. 5.3.



Fiecare dreaptă împarte planul $\frac{X_{f1}}{G_a} O \frac{X_{f2}}{G_a}$ în două regiuni: dreapta D_1 în regiunile r'_1 și r''_1 iar dreapta D_2 în regiunile r'_2 și r''_2 . În regiunile r'_1 și r'_2 funcțiile sunt pozitive. Astfel, un punct din planul $\frac{X_{f1}}{G_a} O \frac{X_{f2}}{G_a}$ se poate găsi în unul din dintre cele patru domenii rezultate conform fig. 5.3. Fiecărui domeniu îi corespunde o anumită situație pentru roțile autovehiculului astfel:

- în domeniul I (comun regiunilor $r'1$ și $r'2$) roțile ambelor punți rulează fără tendință de blocare;

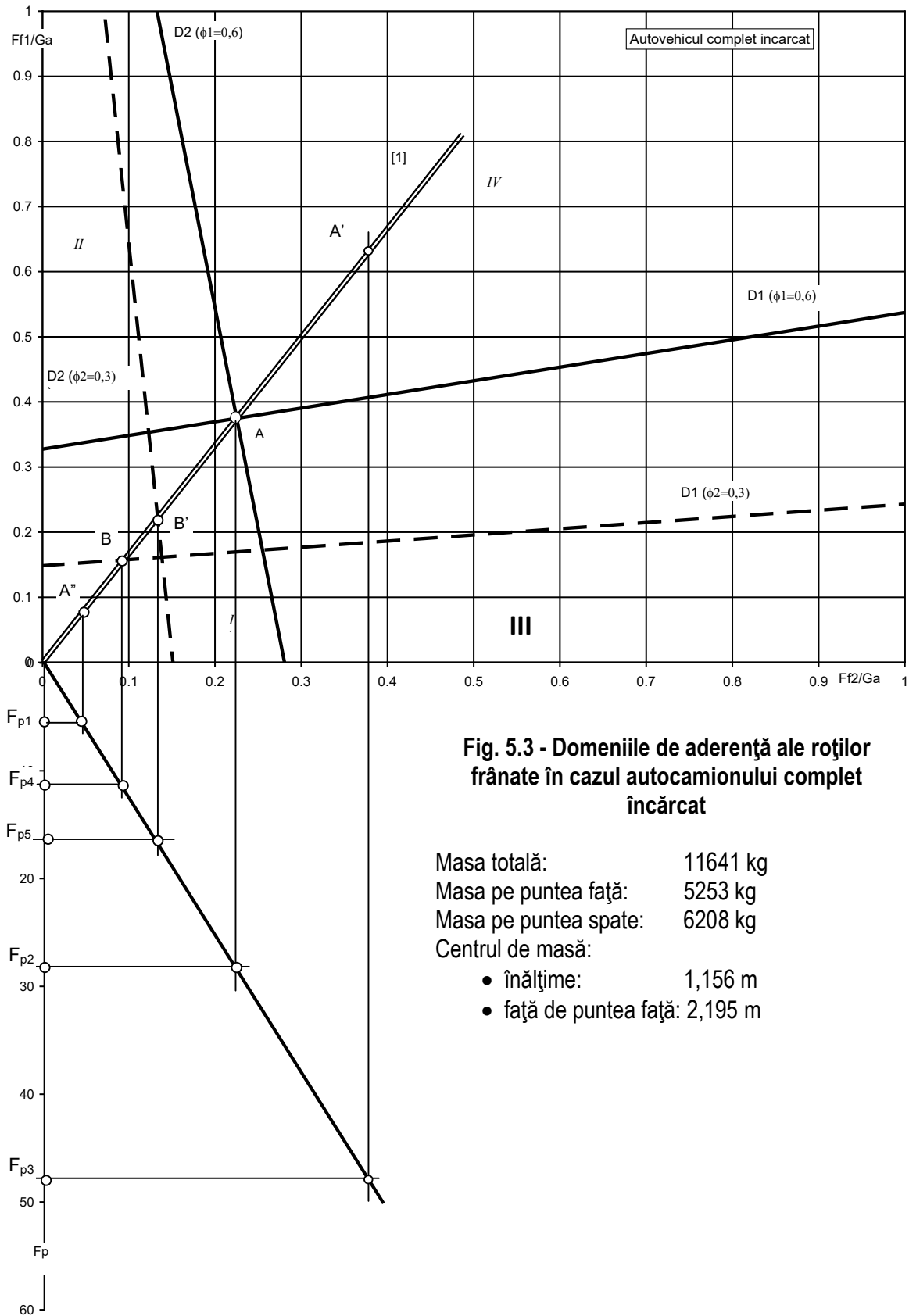


Fig. 5.3 - Domeniile de aderență ale roților frâmate în cazul autocamionului complet încărcat

Masa totală: 11641 kg
 Masa pe puntea față: 5253 kg
 Masa pe puntea spate: 6208 kg
 Centrul de masă:
 • înălțime: 1,156 m
 • față de puntea față: 2,195 m

- în domeniul II (comun regiunilor r''_1 și r''_2) roțile din față se blochează iar cele din spate rulează fără tendință de blocare;
- în domeniul III (comun regiunilor r'_1 și r''_2) roțile din față rulează fără tendință de blocare iar cele din spate se blochează;
- în domeniul IV (comun regiunilor r''_1 și r''_2) roțile ambelor punți se blochează.

În fig. 5.3 sunt definite domeniile de aderență ale roților frânate în cazul autocamionului AM 445 TDM pentru două valori ale coeficientului de aderență $\varphi_1 > \varphi_2$. În

acest caz se poate lucra direct cu $\frac{F_{f1}}{G_a}$ și $\frac{F_{f2}}{G_a}$ deoarece la frânarea fără blocarea roților

decelerațiile unghiulare sunt reduse și se poate considera că $X_{f1,2} = F_{f1,2}$ (s-a notat cu X_{fi} reacțiunea tangențială a a căii de rulare și cu F_{fi} forța de frânare care acționează asupra roții, determinată de acțiunea conducătorului auto prin sistemul de frânare; la frânarea fără blocarea roților ele sunt egale, la frânarea cu blocarea roților egalitatea nu mai este respectată).

Dacă se consideră $\frac{F_{f1}}{F_{f2}} = const$, atunci repartitia forțelor de frânare la punți se

reprezintă printr-o dreaptă (notată cu [1]) care trece prin origine. În graficul din fig. 5.3

forțele de frânare se repartizează conform raportului $\frac{F_{f1}}{F_{f2}} = 1,5$.

Pentru determinarea forței optime de acționare asupra pedalei de frână astfel încât blocarea roților să apară simultan (ținând cont și de efectul sistemului de servoasistare), este

necesară ridicarea caracteristicii forței la pedală $F_p = F_p \left(\frac{F_{f2}}{G_a} \right)$ care se va trasa tot pe

graficul din fig. 5.3 (cadranul 4). Un exemplu în acest sens este dat în figura amintită, considerând că efortul maxim la pedala de frână este dată de limita fizică a forței omului, în jur de 50 daN și realizând o proporționalitate față de această valoare în raport cu servoefectul.

Din figură rezultă că în cazul în care coeficientul de aderență are valoarea $\varphi_1 = 0,6$ dacă se frânează cu forța la pedală $F_{p2} \approx 28$ daN, roțile celor două punți ajung simultan la limita de aderență (punctul A). Dacă forța la pedală se mărește la valoarea $F_{p3} \approx 48$ daN, punctul de funcționare A' se află în domeniul IV și roțile celor ambelor punți se vor bloca. În cazul în care forța la pedală devine, de exemplu, $F_{p1} \approx 5$ daN ($F_{p1} < F_{p2}$), punctul de funcționare A'' se află în domeniul I, când roțile de la ambele punți nu au ajuns la limita de aderență.

În cazul coeficientului de aderență $\varphi_2 = 0,3$ în punctul B roțile din față ajung la limita de aderență pentru o forță la pedală $F_{p4} \approx 12$ daN. La mărirea acesteia, se poate ajunge în domeniul II, unde roțile din față se blochează. În punctul B' și roțile din spate ajung

la limita de aderență, atinsă prin acționarea cu forța la pedală $F_{p5} \approx 17$ daN. Mărind și mai mult forța la pedală se ajunge la inclusiv la blocarea roților din spate.

Conform acestei analize rezultă că, la o anumită repartitie a forțelor de frânare la punți, modificarea coeficientului de aderență conduce la schimbarea succesiunii atingerii limitei de aderență la punți.

Se analizează, în cele ce urmează, cazul în care se modifică repartitia forțelor de frânare la punți. Se vor lua în discuție trei moduri de repartitie a forțelor de frânare la punți, reprezentate în fig. 5.4 prin dreptele [1], [2] și [3], la care raportul dintre forțele de frânare

are valorile $\frac{F_{f1}}{F_{f2}} = 2,5; 1,6$ și $1,2$). Se va considera că frânarea se face pe o cale de rulare

cu un coeficient de aderență $\varphi = 0,6$ (ca în cazul precedent).

Pentru repartitia corespunzătoare dreptei [2], care trece prin punctul A, roțile ambelor punți ajung simultan la limita de aderență (repartitie optimă pentru autovehiculul complet încărcat) în cazul în care forța la pedală ajunge la valoarea $F_{p1} \approx 28$ daN.

La o forță mai mare la puntea față, pentru repartitia dată de dreapta [1], în punctul B roțile din față ajung la limita de aderență pentru forța la pedală $F_{p2} \approx 18$ daN. La mărirea acesteia peste valoarea dată se ajunge în domeniul II, unde roțile din față se blochează în timp ce roțile din spate rulează fără tendință de blocare. În punctul B' și roțile din spate ajung la limita de aderență. Prin mărirea forței la pedală se ajunge în domeniul IV, când se blochează și roțile punții din spate.

În cazul repartitiei după dreapta [3] primele care vor ajunge la limita de aderență vor roțile din spate (punctul C), pentru o forță la pedală $F_{p3} \approx 30$ daN. La mărirea acesteia se ajunge în domeniul III unde roțile spate se blochează. În punctul C' și roțile față ajung la limita de aderență, iar prin creșterea forței la pedală se ajunge în domeniul IV în care acestea se blochează (toate roțile sunt blocate).

De aici se poate conchide că și modificarea repartitiei forțelor de frânare la punți, pentru același coeficient de aderență, conduce, de asemenea, la modificarea succesiunii atingerii limitei de aderență la punți.

Diagrama domeniilor de aderență ale roților frânate servește la determinarea decelerației relative, definită de relația:

$$d_r = \frac{dv}{dt} \frac{1}{g} \quad (5.7)$$

Din ecuația de proiecții a forțelor pe direcția căii de rulare se obține $\frac{X_{f1}}{G_a} + \frac{X_{f2}}{G_a} = \frac{dv}{dt} \frac{1}{g} \pm \sin \alpha$, sau, ținând cont de (5.7):

$$\frac{X_{f1}}{G_a} + \frac{X_{f2}}{G_a} = d_r \pm \sin \alpha \quad (5.8)$$

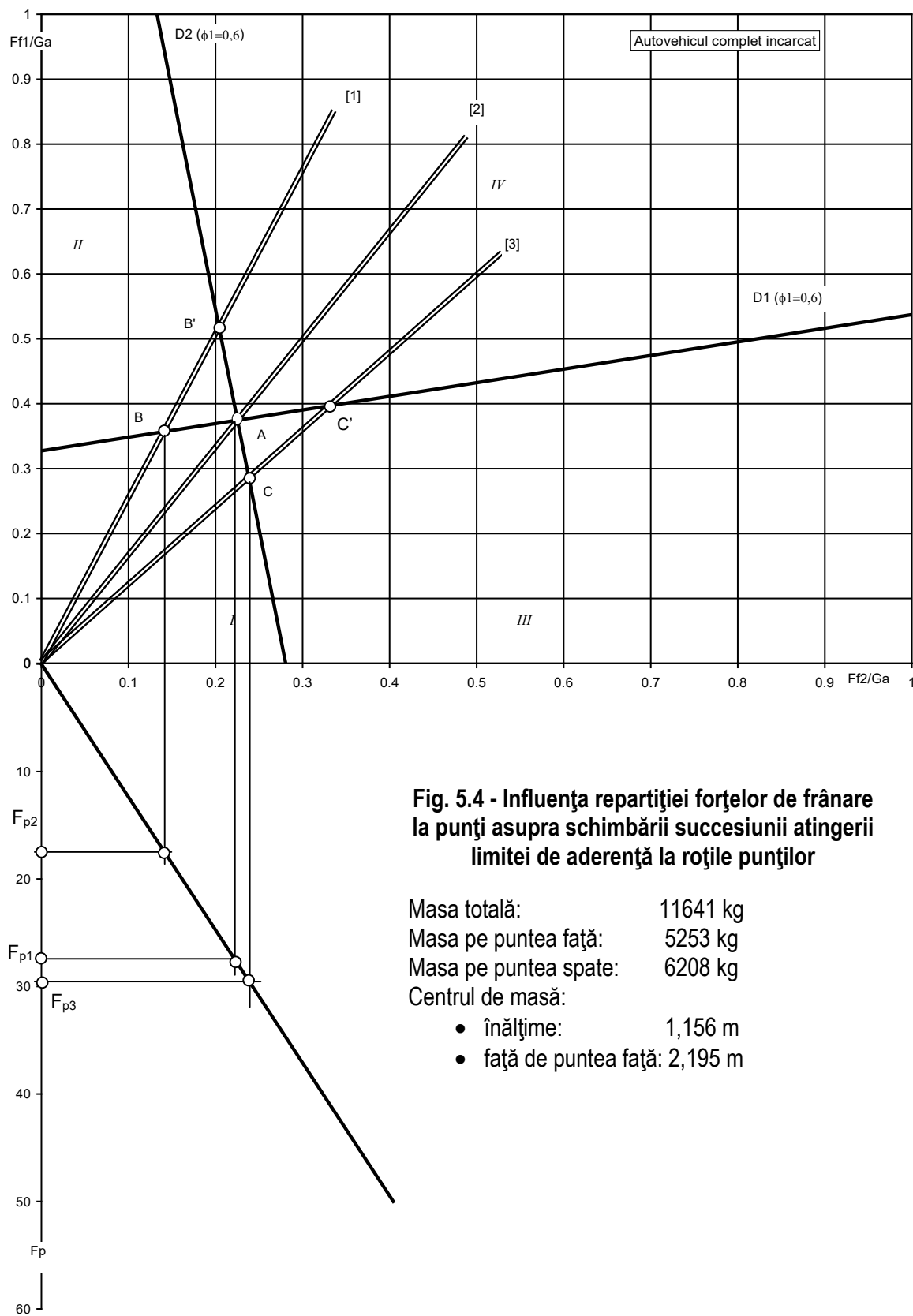


Fig. 5.4 - Influența repartiției forțelor de frânare la punți asupra schimbării succesiunii atingerii limitei de aderență la roțile punților

Masa totală: 11641 kg
 Masa pe puntea față: 5253 kg
 Masa pe puntea spate: 6208 kg
 Centrul de masă:
 • înălțime: 1,156 m
 • față de puntea față: 2,195 m

În situația în care d_r și α sunt constante, ultima relație reprezintă ecuația unei drepte paralele cu bisectoarea a doua a sistemului de coordoante (dreapta [1] din fig. fig. 5.5), trecând prin punctul de pe axa absciselor cu abscisa egală cu $d_r \pm \sin \alpha$. Cu cât d_r este mai mare, cu atât dreapta se deplasează către dreapta. Pentru un anumit drum, caracterizat de coeficientul de aderență φ , decelerația maximă se obține pentru dreapta [1'] care trece prin punctul A de intersecție a celor două drepte D_1 și D_2 . Decelerația relativă (maximă) se obține scăzând sau adunând $\sin \alpha$ la valoarea abscisei punctului de intersecție al dreptei [1'] cu axa absciselor. În cazul drumului orizontal, $d_{r \max} = \varphi$.

Dacă se elimină φ între relațiile sistemului (5.6) (considerate, la limită, ca egalități), se obține în final:

$$\left(\frac{X_{f1}}{G_a} + \frac{X_{f2}}{G_a} \right)^2 + \frac{X_{f2}}{G_a} \frac{b}{h_g} \cos \alpha - \frac{X_{f1}}{G_a} \frac{a}{h_g} \cos \alpha = 0 \quad (5.9)$$

Relația (5.9) definește o parabolă care reprezintă locul geometric al intersecțiilor dreptelor D_1 și D_2 . Ea stabilește legătura dintre forțele tangențiale de frânare la cele două punți astfel încât acestea să atingă simultan limita de aderență, când se obține decelerația maximă posibilă. Ea poartă denumirea de *parabolă a repartiției ideale a forțelor de frânare*. Parabola este trasată în fig. 5.5.

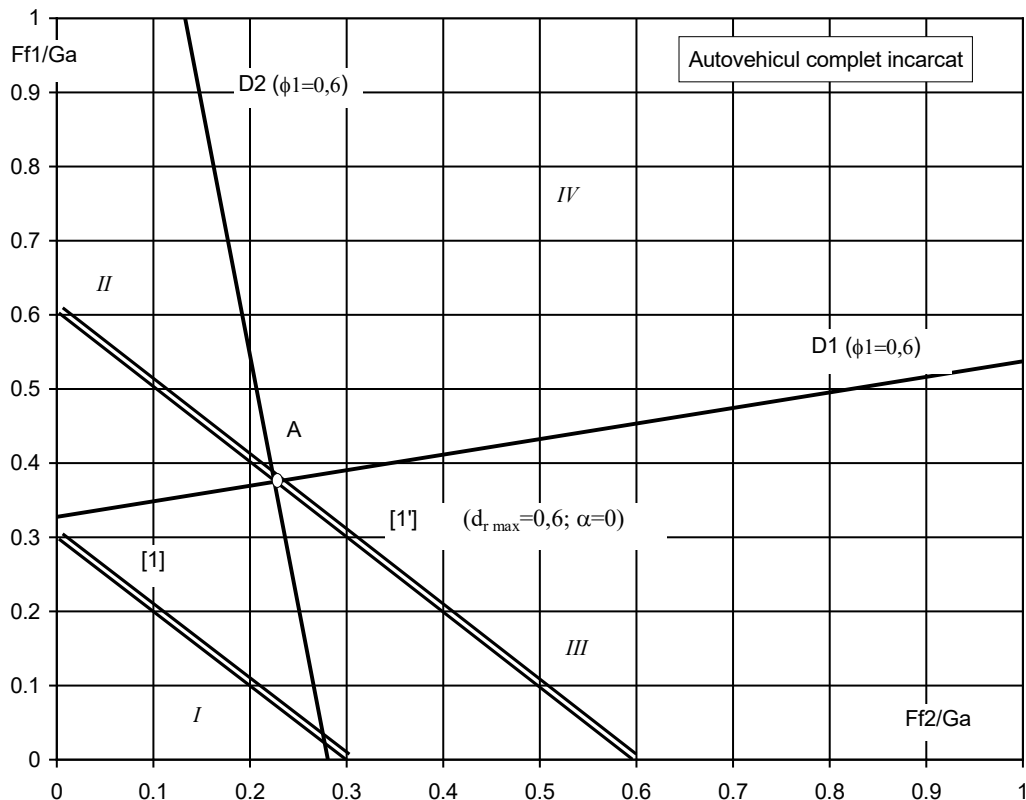


Fig. 5.5 - Utilizarea diagramei domeniilor de aderență ale roților frâmate la determinarea decelerației relative d_r (autocamion încărcat)

În cazul unei repartiții constante a forțelor de frânare pe punți, reprezentată prin dreapta D (aceeași figură), condiția de frânare optimă e satisfăcută numai pentru un singur coeficient de aderență ϕ_1 care corespunde punctului A de intersecție dintre dreapta D cu parabola repartiției ideale. Fiecărui punct al parabolei îi corespunde un anumit coeficient de aderență, având valoarea egală cu abscisa, respectiv ordonata punctelor în care dreapta dusă prin punctul respectiv, paralelă cu bisectoarea a doua a axelor, intersectează axele de coordonate. Rezultă că, pentru a realiza o frânare optimă, raportul forțelor de frânare la punți trebuie să fie variabil. Ținând cont de condițiile la limită (5.9), rezultă că forțele de frânare trebuie să fie repartizate în mod proporțional cu sarcinile normale dinamice pe punți, care depind de decelerație.

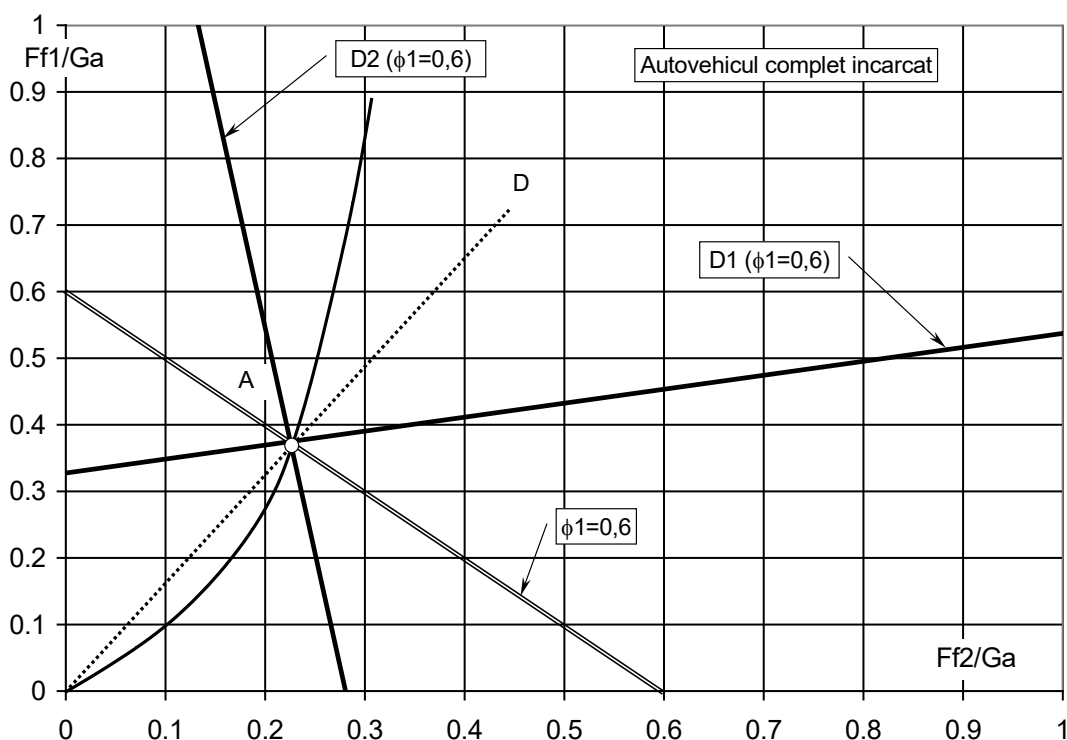


Fig. 5.6 - Parabola repartiției ideale a forțelor de frânare la punțile autovehiculului pentru un coeficient de aderență constant (autocamion încărcat)

În funcție de poziția relativă dintre parabola repartiției ideale a forțelor de frânare la roțile autovehiculului și dreapta repartiției reale, se pot aprecia diversele situații în care se găsesc roțile punților. În cazul în care parabola se află sub dreapta repartiției reale [1] (fig. 5.7), se vor bloca mai întâi roțile din față, care ajung la limita de aderență în punctul $1'$. Până în punctul $1''$ roțile punții spate vor fi subfrânate, respectiv greutatea aferentă punții spate nu este utilizată corespunzător. Dacă parabola se află deasupra dreptei repartiției reale [2], roțile punții spate ajung primele la limita de aderență (în punctul $2'$), iar roțile față vor fi subfrânate până în punctul $2''$.

Punctele de intersecție ale parabolei ideale a repartiției forțelor de frânare cu dreptele repartiției reale corespund cazurilor de frânare optimă, când ambele punți ajung simultan la limita de aderență (de blocare). Prin urmare, se caută o dreaptă [3] a repartiției reale, care să fie cât mai aproape de parabola reală.

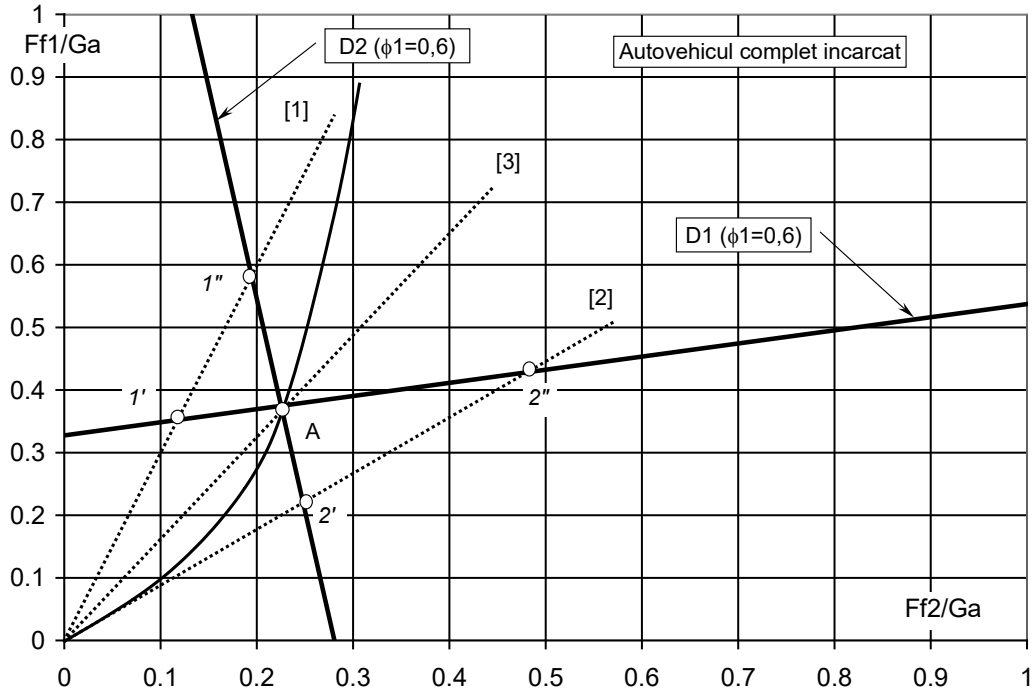


Fig. 5.7 - Comparație între diversele repartiții ale forțelor de frânare la punțile autovehiculului pentru un coeficient de aderență constant (autocamion încărcat)

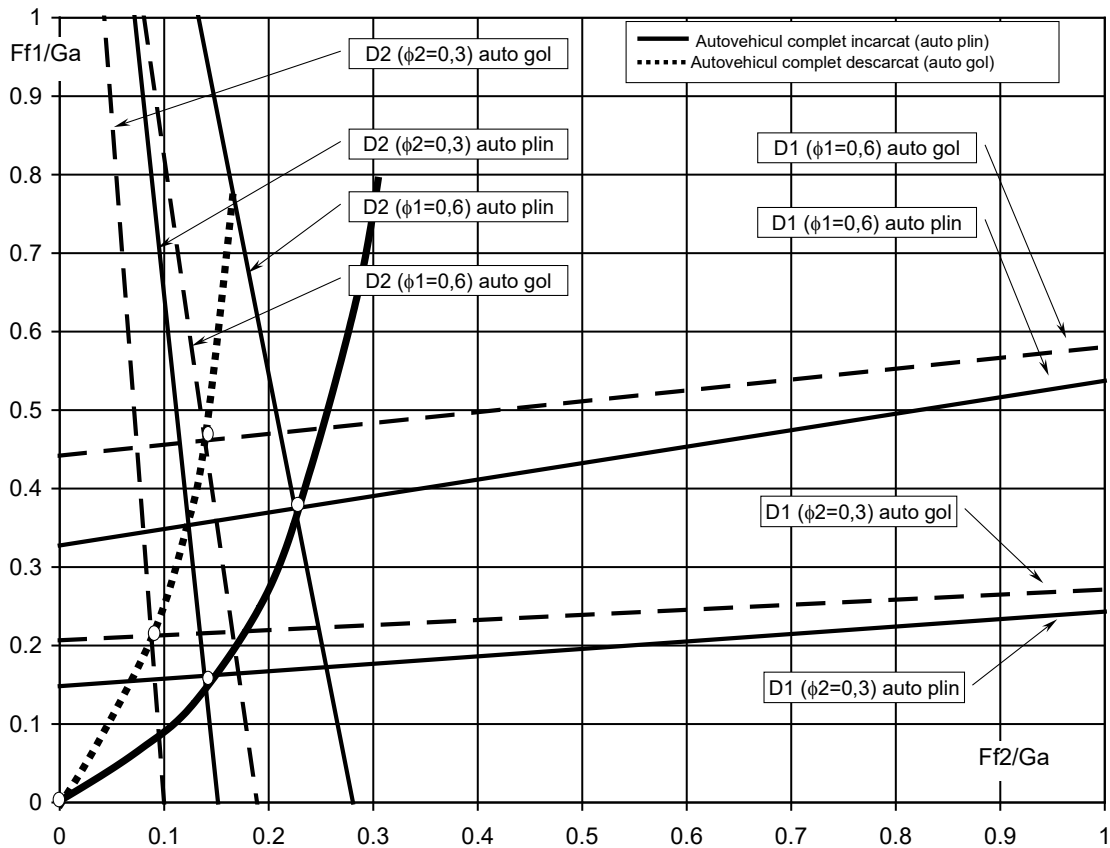


Fig. 5.8 - Influența stării de încărcare a autovehiculului asupra parabolei repartiției ideale a forțelor de frânare (cu linie întreruptă - autovehiculul gol; cu linie continuă - autovehiculul complet încărcat, pentru doi coeficienți de aderență ai căii de rulare)

Din ecuația (5.9) se observă că la modificarea poziției centrului de masă (ca urmare a modificării stării de încărcare a autovehiculului) se modifică și parabola repartiției ideale a forțelor de frânare (fig. 5.8). În figură sunt redată două repartiții ideale ale forțelor de frânare, pentru autovehiculul analizat gol (linie întreruptă) și pentru autovehiculul analizat complet încărcat, la sarcina utilă maximă (linie continuă), considerând pentru ambele doi coeficienți de aderență ($\varphi = 0,3$ și $\varphi = 0,6$).

5.2. Repartizarea forței de frânare la autovehiculul solo

Literatura de specialitate definește *coeficienții de utilizare a aderenței* la cele două punți în funcție de decelerația relativă $d_r = \frac{X_{f1}}{G_a} + \frac{X_{f2}}{G_a}$ (din (5.8), pe teren orizontal) cu relațiile:

- pentru puntea față: $f_1 = \frac{F_{f1}}{Z_1 + G_a \frac{h_g}{L} d_r}$
- pentru puntea spate: $f_2 = \frac{F_{f2}}{Z_2 - G_a \frac{h_g}{L} d_r}$

în care s-a făcut din nou ipoteza că $X_{f1,2} = F_{f1,2}$.

Se definește *coeficientul de repartiție a forței de frânare* pe puntea față: $i_F = \frac{F_{f1}}{F_f} = \frac{F_{f1}}{F_{f1} + F_{f2}}$. De asemenea, se definește *coeficientul de repartiție a sarcinii*

statice pe puntea față: $i_S = \frac{Z_1}{G_a}$. Cu aceste definiții, relațiile coeficienților de utilizare a aderenței devin:

$$\left\{ \begin{array}{l} f_1 = \frac{i_F}{\frac{i_S}{d_r} + \frac{h_g}{L}} \\ f_2 = \frac{1-i_F}{\frac{1-i_S}{d_r} - \frac{h_g}{L}} \end{array} \right. \quad (5.10)$$

În fig. 5.9 se prezintă valorile admise pentru coeficienții de utilizare a aderenței f_1 și f_2 în alternativa 1 sau 2 așa cum este impus prin directiva R13ECE-ONU.

În cazul alternativei 1, se impune condiția încadrării coeficienților în culoarul f_1 și f_2 } $\leq \frac{d_r + 0,07}{0,85}$ pentru $0,2 \leq d_r (= \varphi) \leq 0,8$. Mai mult, în intervalul $0,15 \leq d_r \leq 0,3$, puntea față trebuie să se blocheze înaintea punții spate, adică $f_1 > d_r > f_2$.

Pentru alternativa 2, se condiționează încadrarea coeficienților de utilizare a aderenței f_1 și f_2 pentru intervalul $0,15 \leq d_r \leq 0,3$ într-un coridor (fără a menționa ordinea de blocare a punților) definit de inegalitățile $f_1 \geq d_r - 0,08$ și $f_2 \leq d_r + 0,08$ iar pentru $d_r \geq 0,3$ se impune ca f_1 și f_2 } $\leq \frac{d_r - 0,02}{0,74}$.

În funcție de cele menționate se trasează graficul valorilor admise pentru coeficienții de utilizare a aderenței.

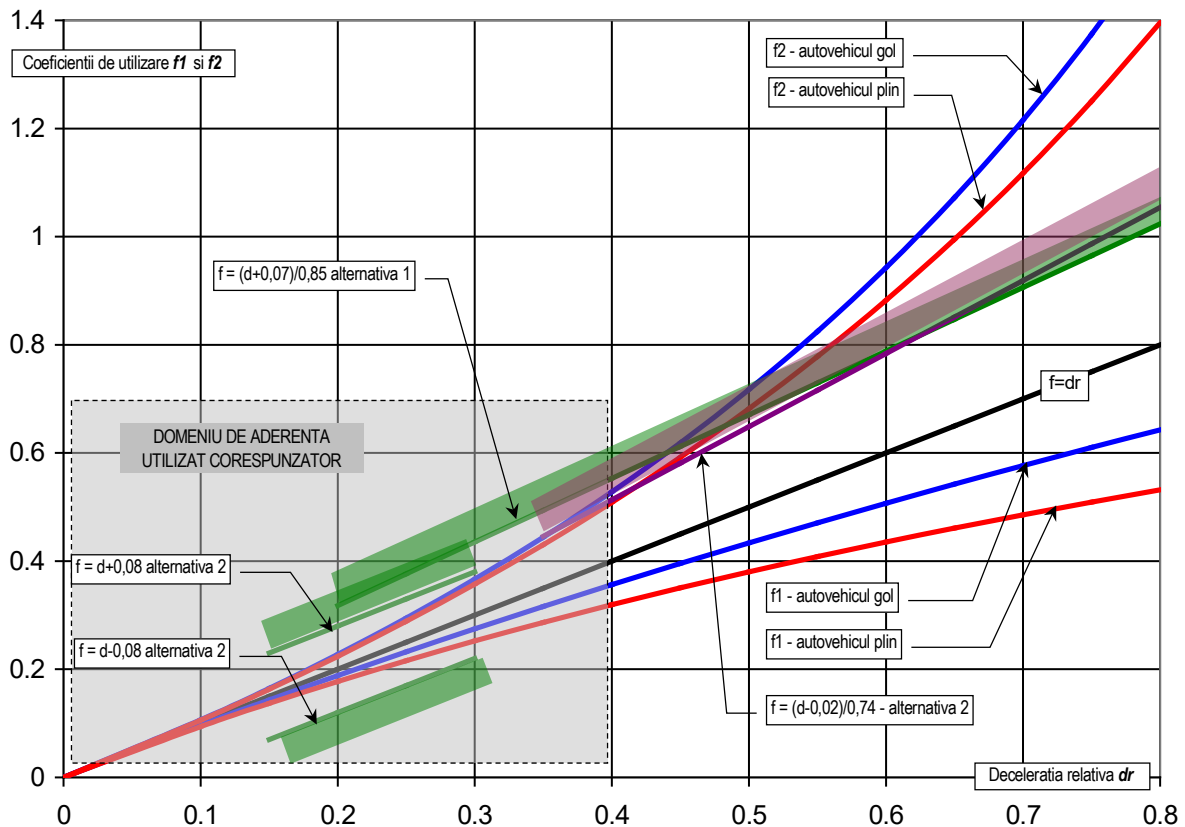


Fig. 5.9 - Valorile admise pentru coeficienții de utilizare a aderenței pe ambele punți (domenii admise) pentru autovehiculul gol și cu sarcina maximă (valorile reale: curbele cu roșu și albastru)

Din figură se poate observa că autocamionul utilizează judicios aderența pentru a asigura o frânare corespunzătoare coeficienților utilizare a aderenței numai în domeniul de aderență cuprins între 0,0 și 0,4. După valoarea $\varphi = 0,4$ curbele coeficienților de utilizare a aderenței ies din ecartul prevăzut atât de alternativa 1 cât și din cel prevăzut pentru alternativa 2 în ceea ce privește puntea față. Prin urmare, puntea față nu va frâna eficient.

Se face mențiunea că în calculul coeficienților de utilizare a aderenței s-au folosit forțele maxime de frânare date de limita de aderență (variabilă între 0,0 și 0,8). Dacă se

introduc forțele efective de frânare, dictate de acțiunea conducătorului auto și de funcționarea efectivă a sistemului de frânare, curbele de variație vor avea o alură diferită, în funcție de efortul de frânare aplicat roților (dependent de forța de apăsare pe pedala de frână, deci de natură strict subiectivă).

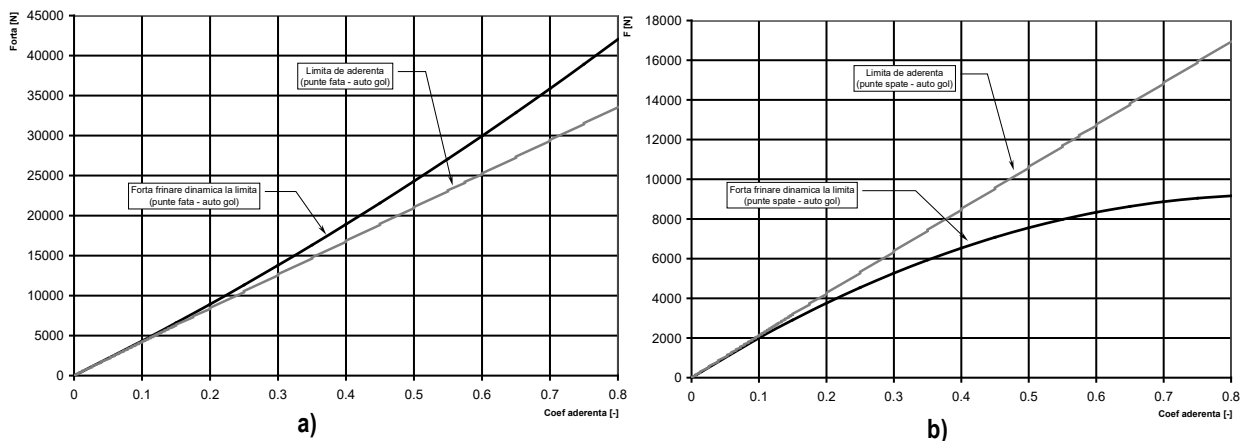


Fig. 5.10 - Forțele de frânare dinamice la limită și limitele de aderență la autovehiculul gol
a) - puntea față; b) - puntea spate

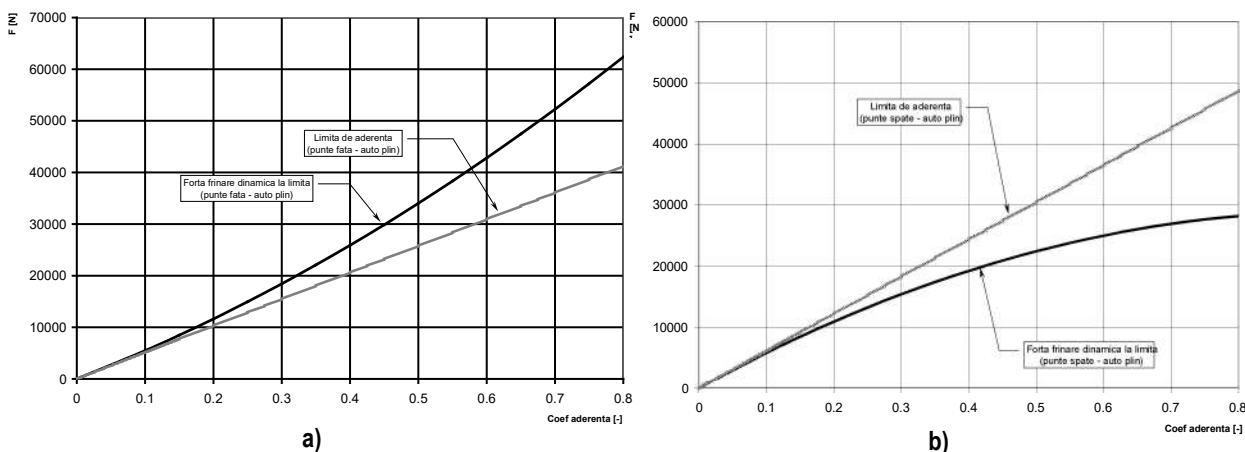


Fig. 5.11 - Forțele de frânare dinamice la limită și limitele de aderență la autovehiculul plin
a) - puntea față; b) - puntea spate

Pentru a permite o mai bună observare a incapacității autocamionului de a folosi cu maximum de eficiență aderența căii de rulare și pentru a sublinia caracterul subprafrânării punții față de subfrânarea punții spate, atât în condițiile autovehiculului gol cât și cu acesta încărcat la sarcina maximă, se prezintă în fig. 5.10 graficele forțelor maxime de frânare în raport cu limitele de aderență la ambele punți pentru autovehiculul gol iar în fig. 5.11 cele pentru autovehiculul la sarcina maximă [75].

Se poate observa, din figurile prezentate, tendința de blocare a punții față, atât la autovehiculul gol cât și la cel complet încărcat, mai puternic resimțită în cazul autovehiculului gol. Puntea spate nu este utilizată la capacitatea maximă, în ceea ce privește frânarea în ambele cazuri, cu mențiunea că, la frânarea cu autovehiculul încărcat acest efect este mai puțin resimțit, deoarece și încărcarea statică a acesteia este substanțial mărită, nu atât în valoare absolută cât mai ales în raport cu sarcina statică a punții față. O observație este binevenită: creșterea substanțială a valorii cotei centrului de greutate a autovehiculului

încărcat față de cea a autovehiculului gol (cu aprox. 75%) diminuează efectele favorabile ale creșterii relative a masei pe puntea spate în raport cu cea de pe puntea față. Dacă această cotă ar putea fi redusă constructiv, comportamentul dinamic pe timpul frânării ar fi mult îmbunătățit iar aderența ar fi mult mai bine utilizată în realizarea unor forțe de frânare globale mai mari, și deci a unei frânări mai eficiente.

Se mai observă, de asemenea, că diferențele între forțele dinamice de frânare la limită și aderență, sunt mai mici pentru coeficienți mai reduși de aderență [76]. Se confirmă astfel, concluziile trase pe baza variației coeficienților de utilizare prezentați în fig. 5.9, în care s-a putut observa că peste valoarea de aproximativ $\varphi = 0,4$ aderența nu mai este utilizată corespunzător.

Trebuie menționat totuși faptul că literatura de specialitate [69], [70], [76] permite ca puntea din față să abă tendința de blocare înaintea celei din spate, deoarece, în condițiile pierderii aderenței punții față, controlul asupra autovehiculului este, într-o oarecare măsură, menținut. Dacă însă puntea spate se blochează, controlul traiectoriei este pierdut iar autovehiculul va derapa.

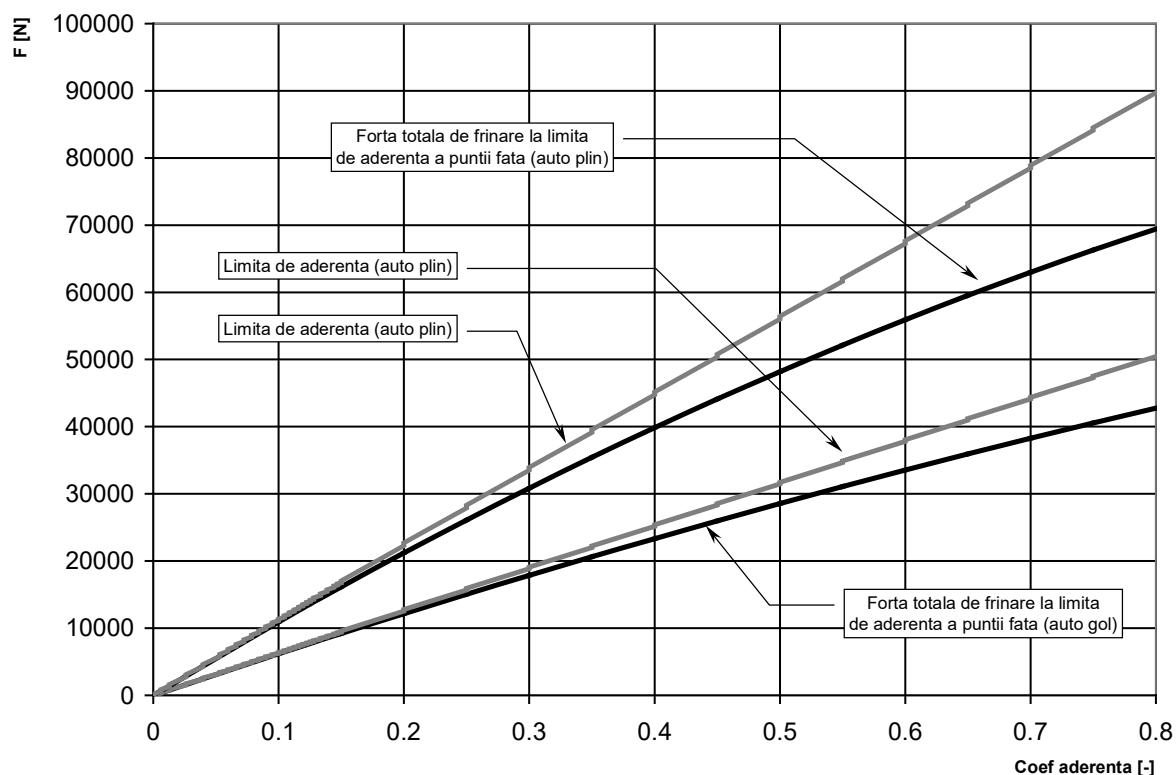


Fig. 5.12 - Forțele totale de frânare când puntea față atinge limita de aderență, în ambele situații de încărcare ale autocamionului

Pentru analiza forței globale de frânare în ambele condiții de încărcare, au fost trasate graficele din fig. 5.12. S-a considerat că puntea față este frânată la limita de aderență. Prin urmare, valoarea reacțiunii tangențiale la limita de aderență a punții față a fost însumată cu valoarea efectivă a forței de frânare la puntea spate iar valoarea totală este comparată cu valoarea reacțiunii tangențiale globale la limita de aderență (echilibrul ideal al eforturilor de frânare, când ambele ar atinge limita de aderență, pentru orice valoare a acesteia - frânarea ideală). De aici se observă, încă o dată, că aderența nu este utilizată complet, mai ales când autovehiculul este gol iar drumul este de calitate superioară.

Mai mult, trebuie făcută observația că, pornind de la funcționarea sistemului de frânare, dacă se frânează chiar la limita de aderență a punții față, este posibil ca puntea spate să nu dezvolte chiar valoarea maximă utilizată pentru trasarea graficului din fig. 5.12, ci o valoare mai redusă. Prin urmare, graficul din fig. 5.12 dă valoarea maxim posibilă a efortului global de frânare.

5.3 Determinarea momentelor de frânare dezvoltate de frâna unei roți

A. Determinarea valorilor teoretice ale momentului de frânare

Aplicând metodele clasice de calcul recomandate de bibliografia de specialitate [70], [71], [72], [100] se obțin expresiile momentelor dezvoltate pe sabotul primar (conform schemei de calcul din fig. 5.13):

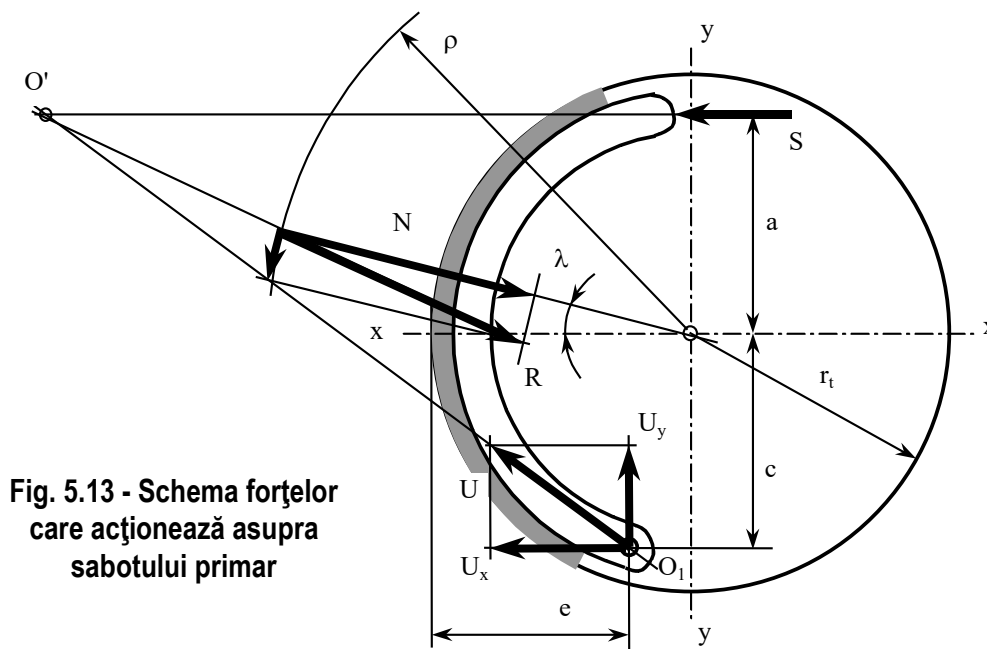


Fig. 5.13 - Schema forțelor care acționează asupra sabotului primar

$$M_{F1} = \frac{\mu \rho S (a + c)}{[c + \mu(r_t - e)] \cos \lambda + [(r_t - e) - \mu c] \sin \lambda - \mu \rho} \quad (5.11)$$

și de cel al sabotului secundar este:

$$M_{F2} = \frac{\mu \rho S (a + c)}{[c - \mu(r_t - e)] \cos \lambda + [(r_t - e) + \mu c] \sin \lambda + \mu \rho} \quad (5.12)$$

momentul total de frânare fiind dat de suma lor.

Cu dimensiunile puse la dispoziție de fabricant, valorile acestora vor fi³⁷: Dacă roata se învârtiște în sens orar³⁸, atunci, aplicând (5.11) și (5.12), se obține: $M_{F1} = 1286 \text{ Nm}$,

³⁷ Saboții nu au arce de cerc egale, unul fiind mai scurt decât celălalt, prin urmare nici momentele de frânare nu vor fi egale, momentul de frânare total, în cazul în care sabotul primar este cel scurt, fiind mai redus decât în cazul în care sabotul primar ar fi cel lung.

³⁸ S-a considerat că sabotul scurt devine sabot primar la rotirea în sens orar

$M_{F_2} = 640$ Nm, și cel total $M_F = 1926$ Nm. Dacă roata se învârtăște în sens trigonometric, atunci, aplicând aceleași relații se obține: $M_{F_1} = 1356$ Nm, $M_{F_2} = 679$ Nm, și cel total $M_F = 2035$ Nm. Prin urmare, la montaj se va prefera soluția cu sabotul primar lung la mersul înainte.

B. Determinarea solicitărilor tamburului de frână cu Metoda Elementului Finit

Studiul încărcărilor cu Metoda Elementului Finit (MEF) a fost făcut corespunzător forței maxime de acționare a saboților de frână și pentru regimul frânării intense [98].

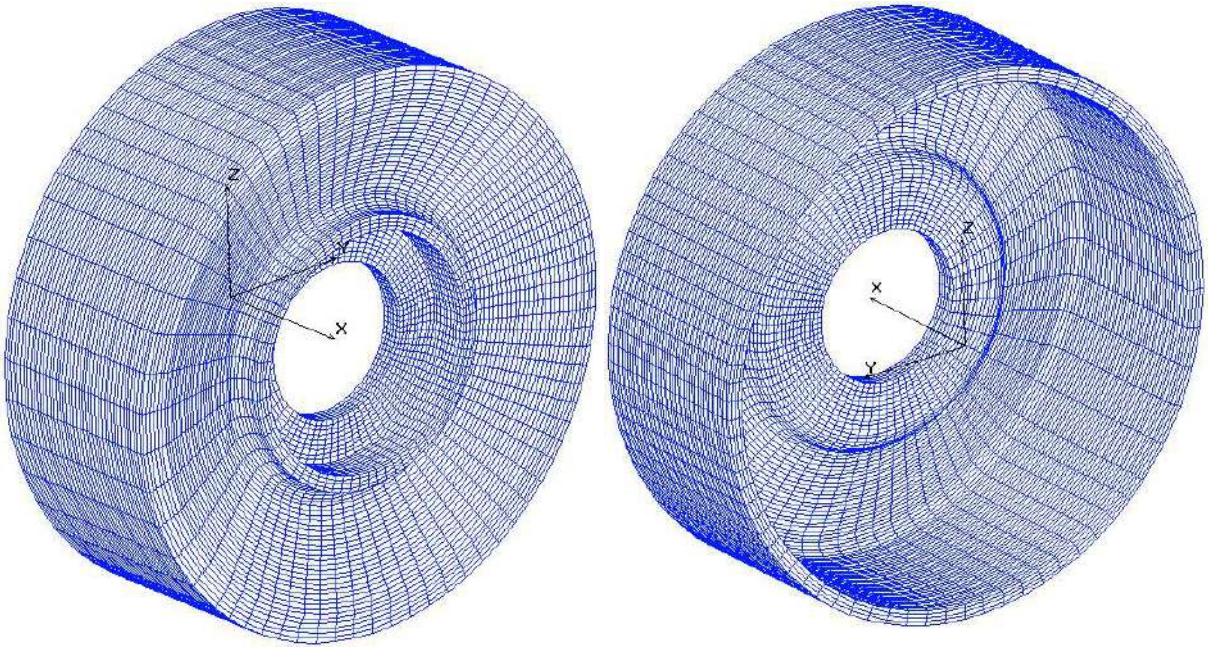


Fig. 5.14 - Schema de discretizare a tamburului de frână

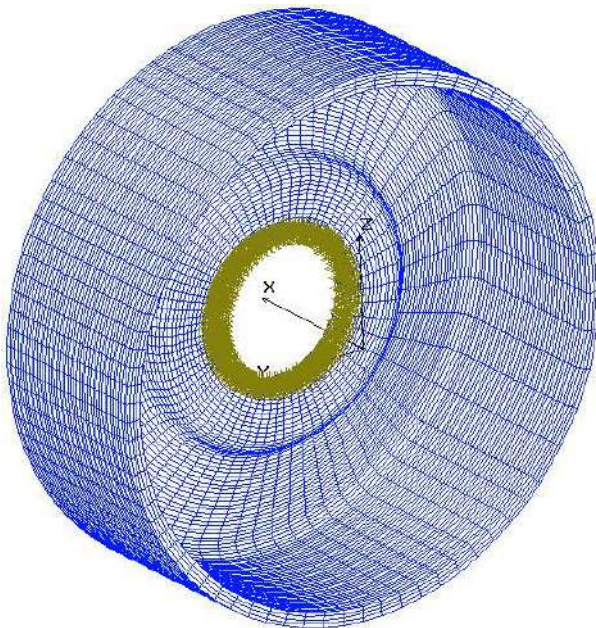


Fig. 5.15 - Restricțiile impuse (încastrare la butuc)

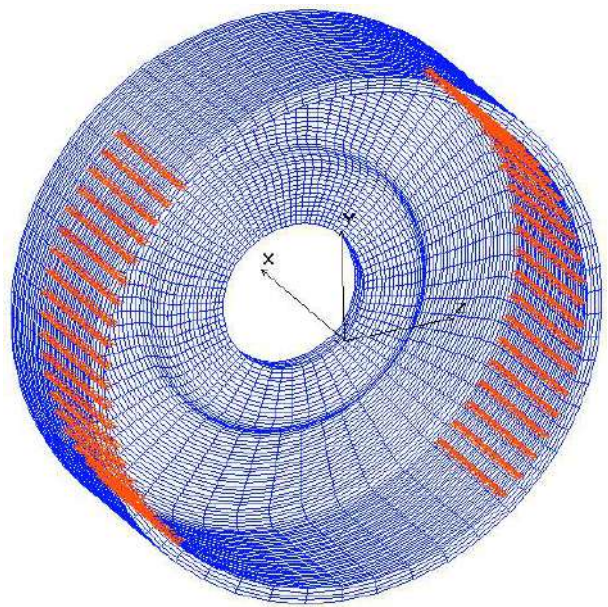


Fig. 5.16 Presiunea saboților

Studiul termic nu a luat în discuție transferul de căldură către exterior [73], deoarece a fost considerată ipoteza frânării intense, de scurtă durată.

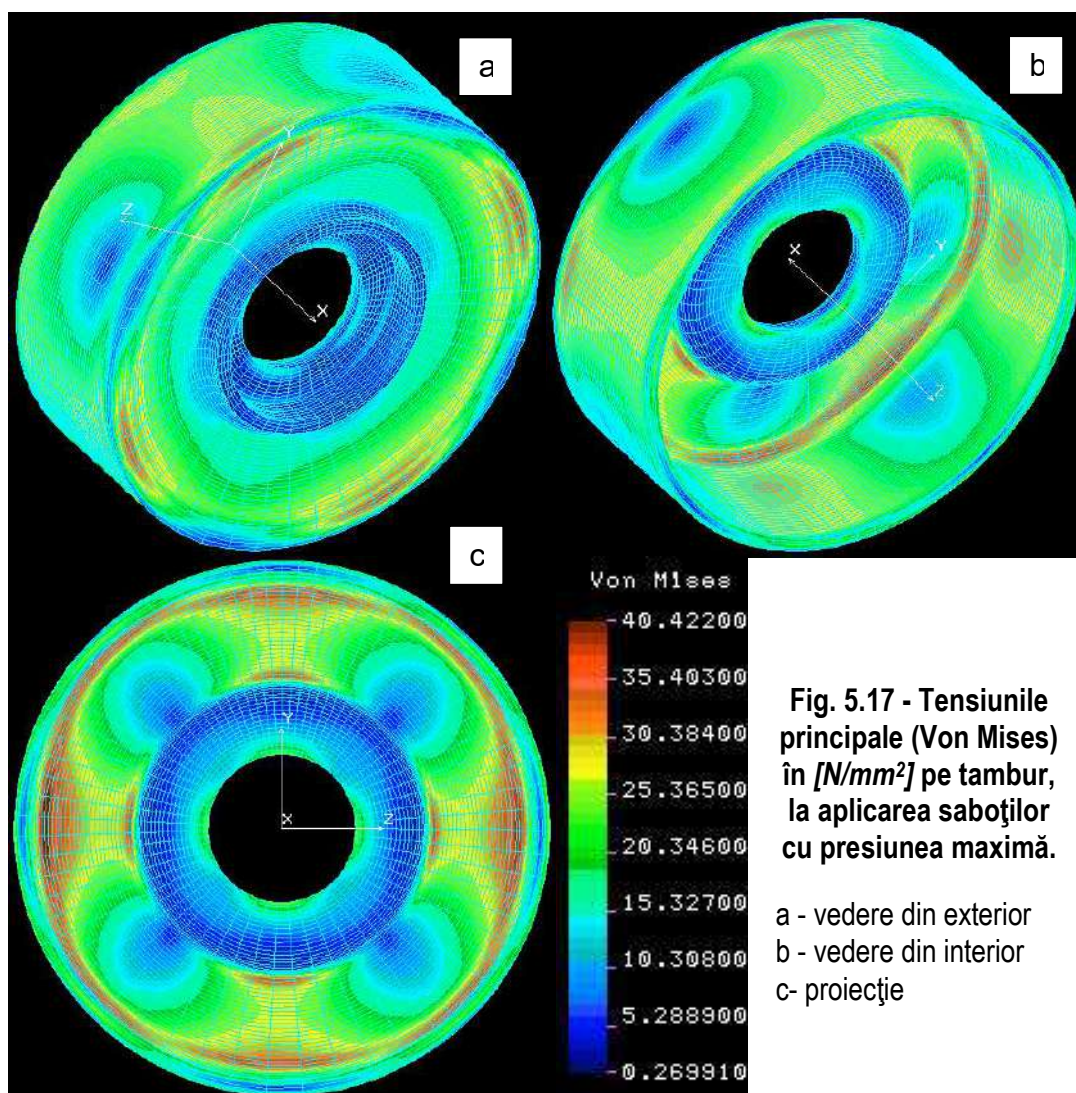


Fig. 5.17 - Tensiunile principale (Von Mises) în $[N/mm^2]$ pe tambur, la aplicarea saboților cu presiunea maximă.

a - vedere din exterior
b - vedere din interior
c - proiecție

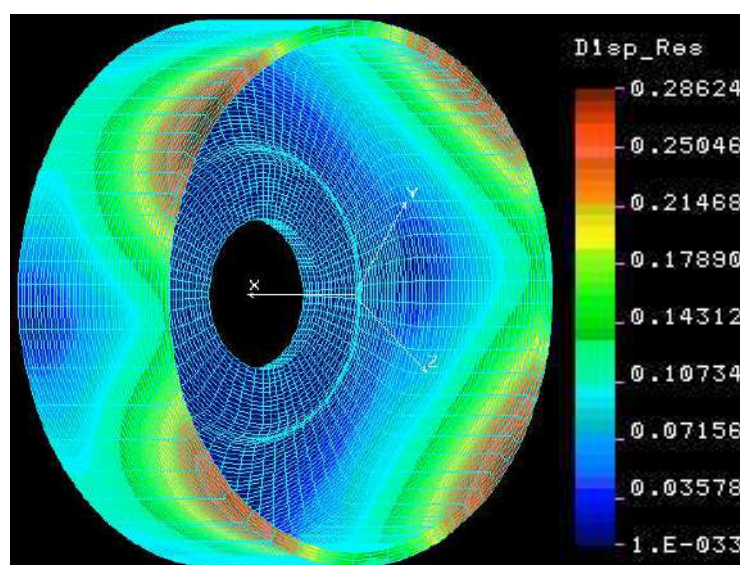


Fig.5.18 - Deplasările în [mm] pe tambur, la aplicarea saboților cu presiunea maximă.

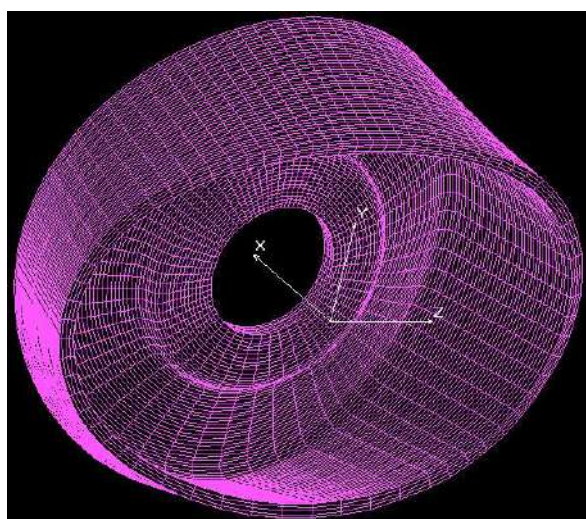


Fig. 5.19 - Forma deformată sub acțiunea presiunii maxime a saboților

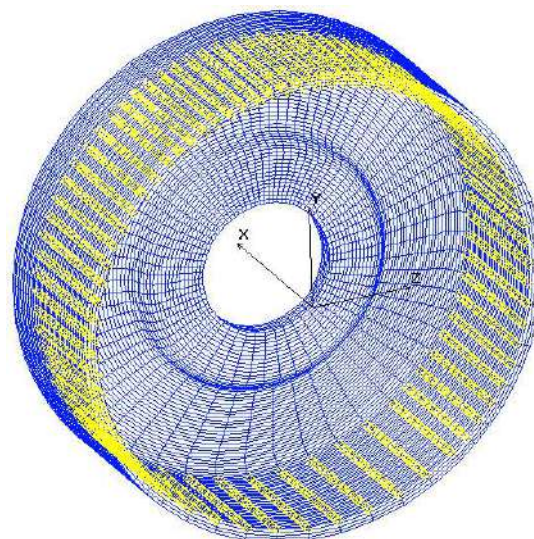


Fig. 5.20 - Schema distribuției câmpului termic (temperatura interioară 150°C) generat de frecarea saboți / tamburi la frânare intensă

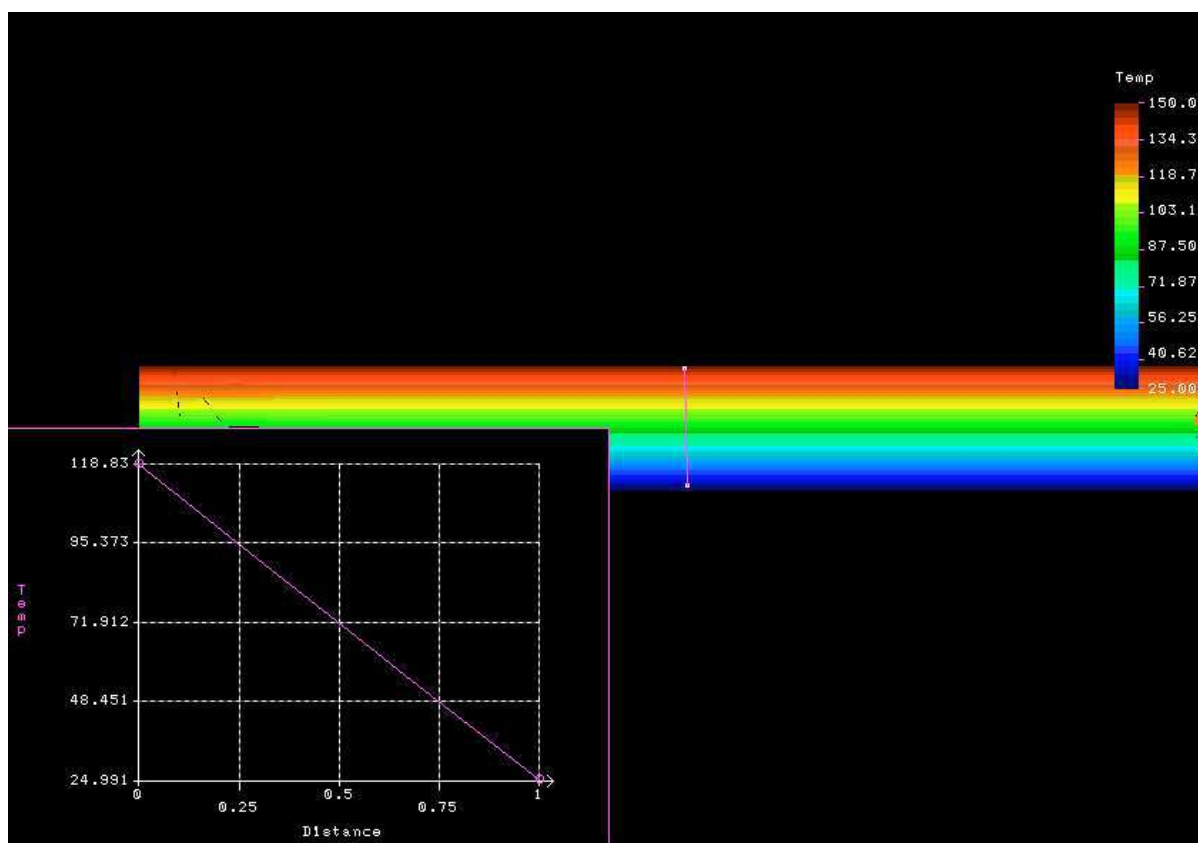


Fig. 5.21 - Variația temperaturii în peretele tamburului pentru valoarea sursei calde (interior) de 150°C și a sursei reci (temperatura mediului exterior) de 25°C

Concluzia trasă în urma studiului făcut este că, folosind sistemul de frânare produs de *SC Automecanica Moreni SA*, autocamionul AM443T nu va frâna eficient, motiv pentru care nu l-am recomandat în fabricarea autocamionului.

Capitolul 6

Simularea dinamicii longitudinale și determinarea performanțelor autoturismului Dacia Duster în varianta militarizată

Producătorul autohton de autoturisme a dorit să intre pe piața autovehiculelor destinate clienților din sistemul național de apărare și s-a prezentat cu o ofertă în acest sens. Am fost solicitat să fac parte dintr-o echipă care să analizeze oferta și, pe baza unor teste efectuate de o agenție militară specializată în acest sens, să elaborez un studiu și un model matematic care să permită analiza mai complexă în acest sens.

Contractul a vizat două aspecte: determinarea stabilității autovehiculului în diferite situații de exploatare și determinarea calităților dinamice ale acestuia. Cerințele au derivat din faptul că, pe autovehiculul militar au fost montate, într-o primă fază, elemente de blindaj ușor și, într-o fază ulterioară, urma să se monteze un sistem ușor de armă. Aceste modificări au schimbat masa totală a autovehiculului precum și poziția centrului de greutate al acestuia. Se dețineau date experimentale privitoare la varianta blindată ușor, cele pentru varianta cu armament ușor urmând a fi simulate.

Performanțele dinamice ale oricărui autovehicul sunt cele care caracterizează calitățile în deplasare ale acestuia. Când se discută despre ele, literatura de specialitate face referință la viteza maximă, accelerații, timp și spațiu de demaraj, timp și spațiu minim de frânare și la consumul de combustibil. În general, acest ultim parametru este mai dificil de determinat, deoarece este necesară cunoașterea caracteristicii de consum specific, livrată de fabricantul motorului. Parametrii capacității de frânare se determină foarte ușor [77], [69], [68], [3], [4].

Pentru determinarea performanțelor (accelerații, timp și spațiu de demaraj) există mai multe metode. Computerele au făcut ca metoda analitică să fie în exclusivitate aplicată, așadar, ea va fi pe scurt prezentată în continuare.

În acest scop, se scrie ecuația diferențială de mișcare a automobilului sub forma:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta G_a} (F_t - \sum R) \text{ și se stabilesc relații analitice pentru forța de tracțiune și}$$

rezistențele la înaintare în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului.

Suma rezistențelor la înaintare, ca funcție de viteză, are expresia $\sum R = G_a (\sin \alpha + f \cos \alpha) + KAv^2$ iar forța de tracțiune este corelată de momentul

motor prin expresia $F_t = M_m \frac{i_T}{r_r} \eta_T$, legătura dintre turația motorului și viteza de

deplasare fiind dată de $v = \frac{\pi n}{30} \frac{1}{i_T}$. În relațiile precedente, mărimile care intervin

reprezintă: g - accelerația gravitațională; G_a - greutatea totală a autovehiculului; F_t - forța de tracțiune; $\sum R$ - suma tuturor rezistențelor la înaintare; α - unghiul de înclinare longitudinală a căii de rulare; K - coeficientul global de rezistență a aerului; M_m - momentul motorului; i_T, η_T - raportul total de transmitere, respectiv randamentul, din

transmisie, pentru treapta dată de viteză; r_r - raza dinamică de rulare a roții motoare; n - turația motorului.

Se cunoaște, din specificația motorului, curba de moment la plină admisiune sau poate fi ridicată la bancul de probe. În cazul de față, ea a fost ridicată pe stand, de către producător, și a fost livrată sub formă grafică. Ulterior, s-a procedat la modelarea ei cu funcții spline (reprezentarea grafică a acestei modelări este redată în fig. 6.8).

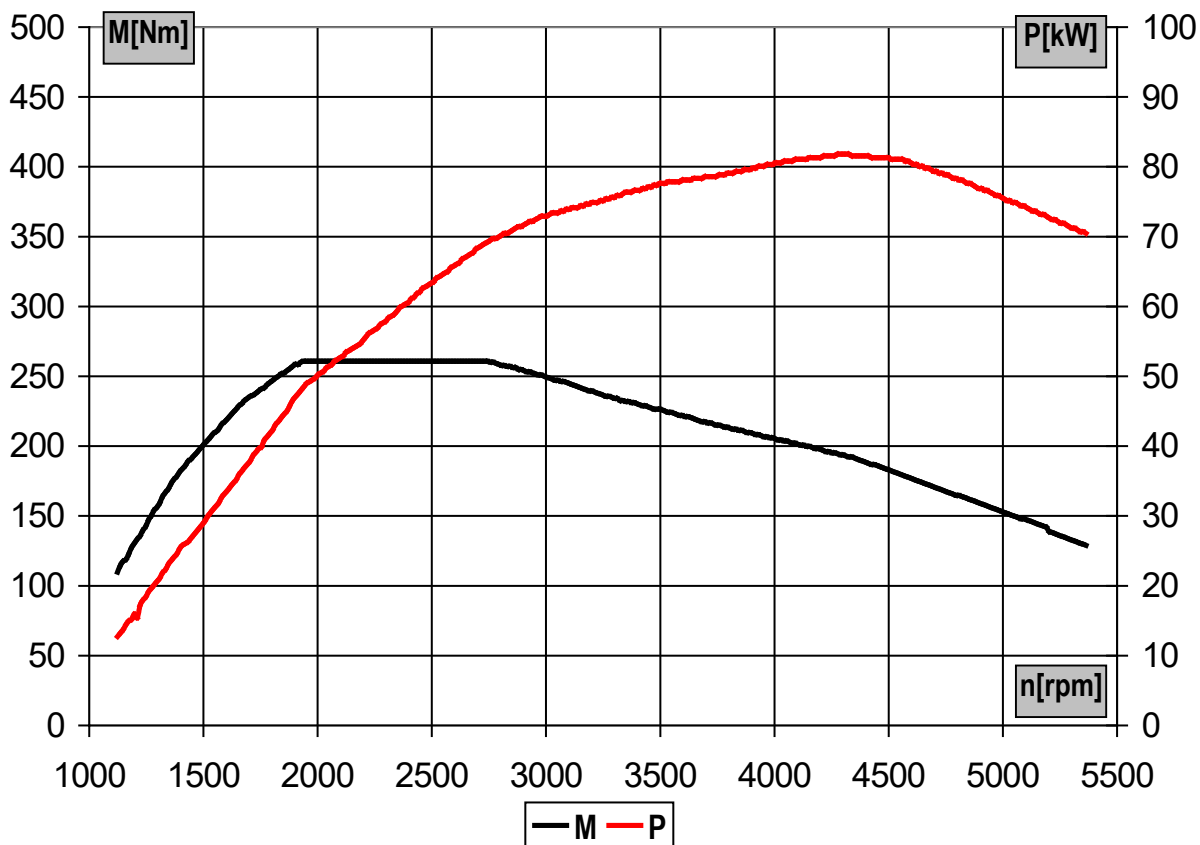


Fig. 6.8 - Caracteristica motorului la plină sarcină

Caracteristica de tracțiune se trasează pornind de la caracteristica motorului la plină admisiune (curba de moment motor) afectată de randamentele transmisiei și rapoartele totale de transmitere pentru fiecare etaj. Ea a fost calculată pornind de la considerentul că autovehiculul se deplasează în regim de tracțiune integrală. Având în vedere faptul că parametrii constructivi care influențează această caracteristică nu se schimbă (moment motor, rapoarte de transmitere, randamente, pneuri etc.) ea va fi comună tuturor variantelor de produs analizate (fig. 6.9).

În fig. 6.10 sunt redată variațiile accelerațiilor dezvoltate de cele trei produse. Punctele de anularea valorilor acestora, pentru treptele 5 și 6 din zona 150...170 km, arată viteza maximă posibilă (linia magenta din grafic, marcând valoarea zero).

Subiectul privind vitezele maxime se tratează mai ușor în contextul analizei factorului dinamic, pe a cărui reprezentare se pot face observații mai comode privind rezistențele globale la înaintare (fig. 6.11).

Se poate observa slaba disponibilitate a funcționării produselor în ultima treaptă de viteză, mai ales din cauza capacităților reduse ale motorului de tracțiune.

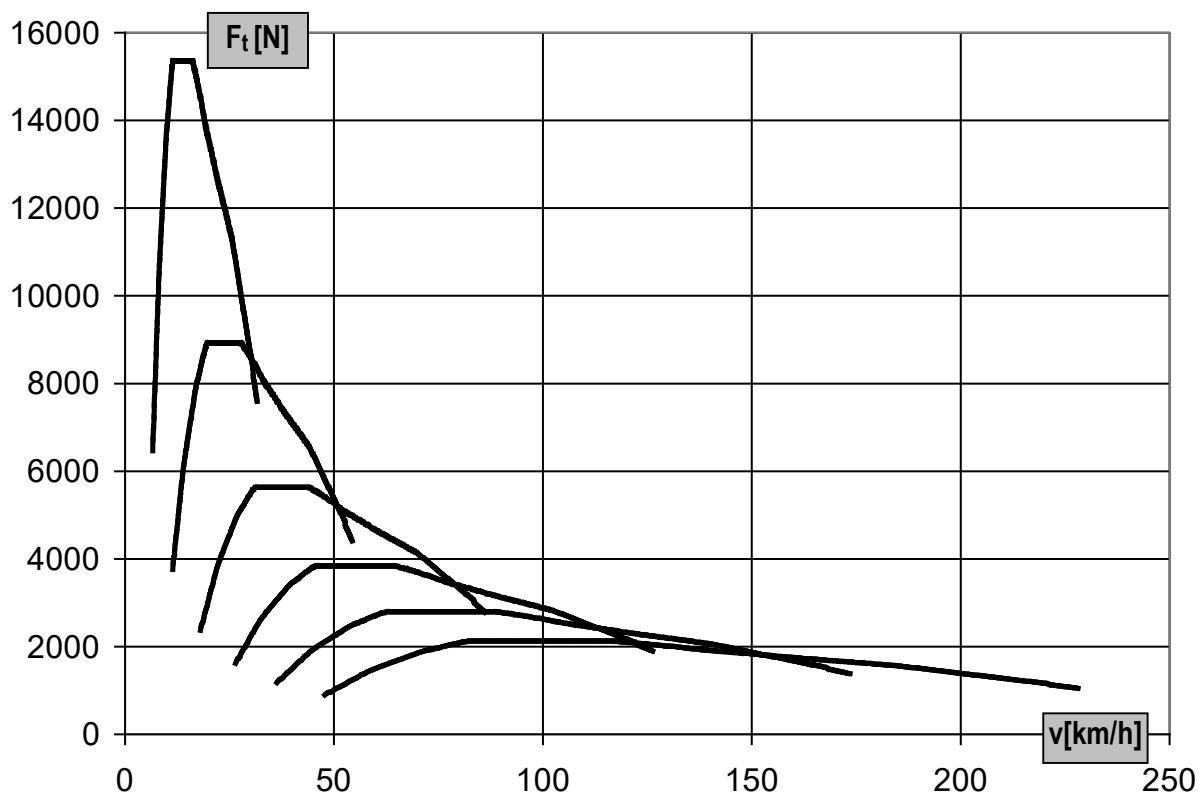


Fig. 6.9 - Caracteristica de tracțiune

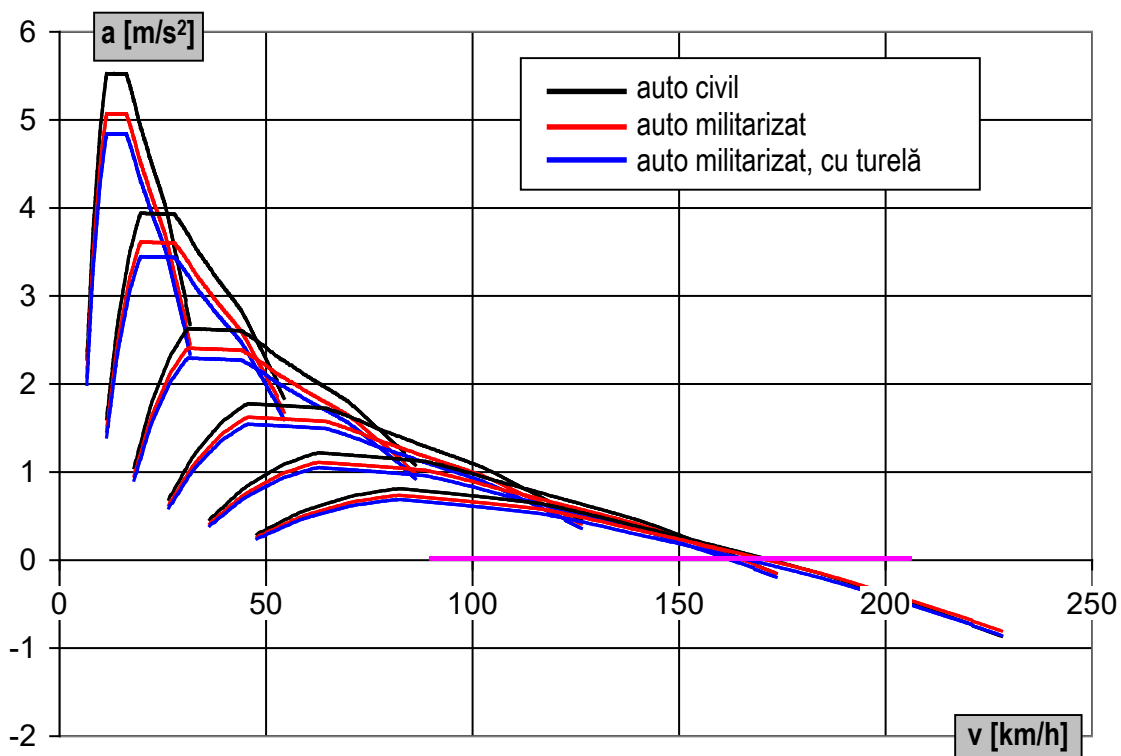


Fig. 6.10 - Accelerațiile

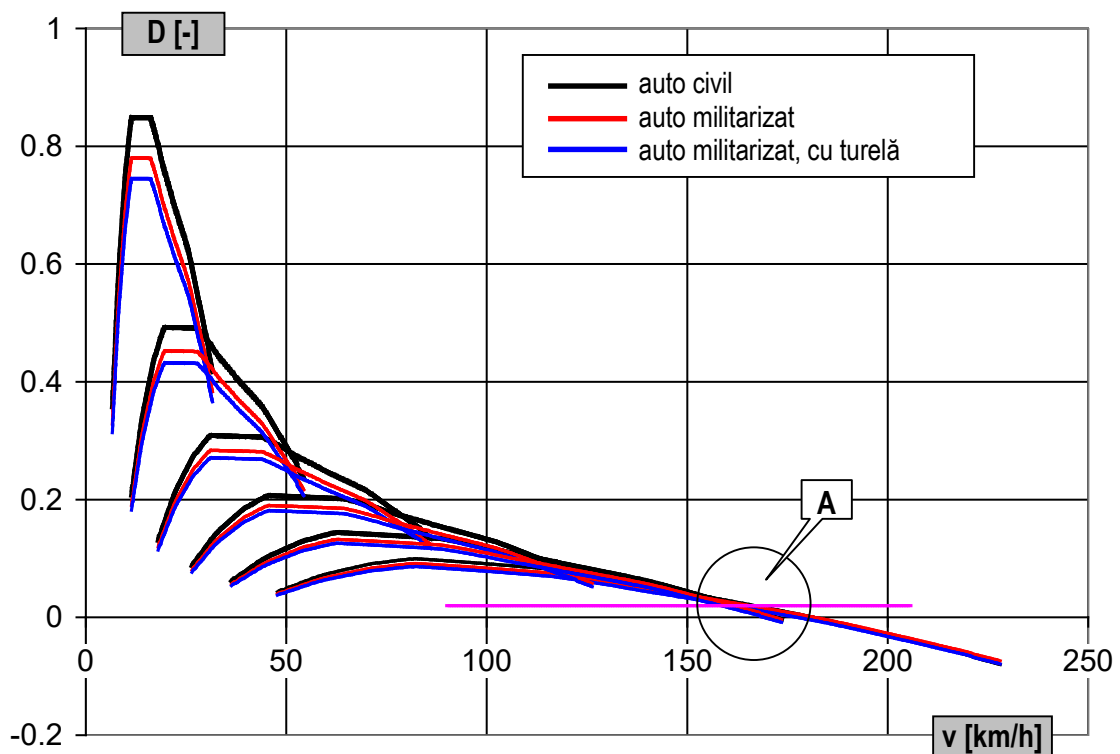
În fig. 6.11 a fost trasat graficul factorului dinamic pentru cele trei variante de produs (respectând codul culorilor din fig. 6.10, cu deosebirea ca linia magenta corespunde unui coeficient global al rezistențelor la înaintare caracterizat de deplasarea pe asfalt de bună calitate, cu un unghi nul de înclinare al căii de rulare). Valorile factorului dinamic ce se regăsesc sub această dreaptă denotă că autovehiculul nu poate atinge respectivele viteze, vitezele maxime corespunzând punctelor de intersecție cu dreapta magenta a curbelor factorului dinamic³⁹. Aceasta afirmație rezultă din interpretarea relației

$$D = \frac{F_t - R_a}{G_a} = f \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{\delta}{g} \frac{dv}{dt} \quad (\text{ecuația generală de mișcare a autovehiculului}$$

în expresie adimensională, în care D este factorul dinamic) scrisă sub forma:

$$D = \psi \quad (6.1)$$

în care s-a notat cu $\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha$ coeficientul de rezistență globală a căii de rulare (f fiind coeficientul de rezistență la rulare). Relația (6.1) presupune accelerație zero și $\psi = f$ (autovehiculul consumă toată puterea motorului pentru învingerea rezistențelor la înaintare).



Am considerat necesară o reprezentare grafică mai detaliată a zonei în care curbele factorului dinamic corespunzătoare etajelor 5 și 6 intersectează linia coeficientului global al

³⁹ În analizele făcute s-a considerat că viteza nu influențează coeficientul de rezistență al căii (acesta nu variază cu viteza) aproximarea fiind satisfăcătoare pentru calculele făcute [3]; așadar, rezistența aerului este inclusă deja în factorul dinamic iar cea a drumului se rezumă doar la rezistența căii de rulare

rezistenței drumului, aici fiind atinse vitezele maxime ale produselor în configurațiile analizate (detaliul A din fig. 6.11). Evident, valoarea exactă se obține prin rezolvarea ecuației (6.1) dar am considerat că reprezentarea grafică este mult mai rapidă și mai sugestivă. Oricum, valorile exacte sunt redată în tabelele următoare.

Reprezentarea grafică a detaliului A din fig. 6.11 poate fi observată în fig. 6.12 iar valorile corespunzătoare vitezelor maxime posibil a fi dezvoltate (cu motorul la plină admisiune, pe asfalt orizontal) pentru cele două trepte de viteză în cele trei configurații de produs analizate sunt redată în tab. 6.1. În grafic sunt redată numai valorile de capăt, pentru delimitarea intervalului.

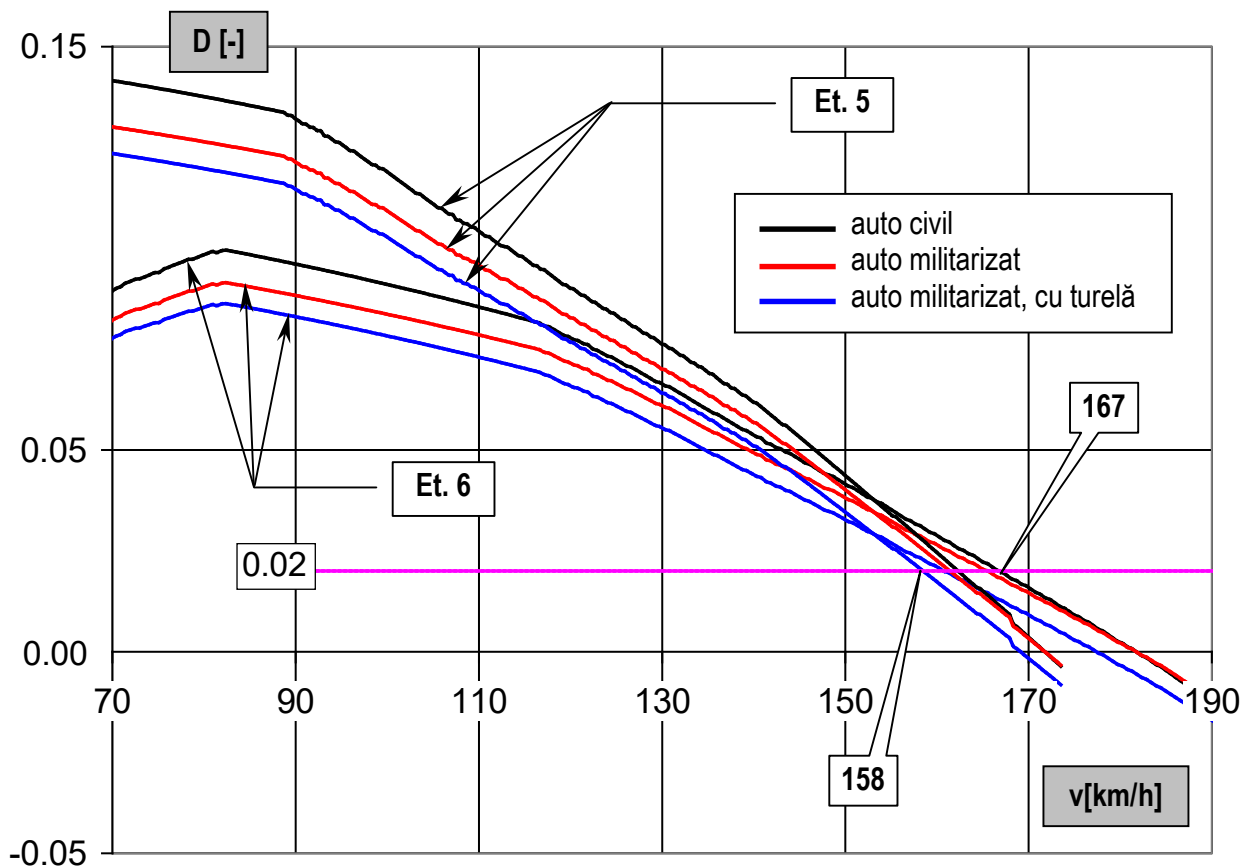


Fig. 6.12 - Factorul dinamic corespunzător etajelor 5 și 6 (detaliul A din fig. 6.11)

Tab. 6.1 - Vitezele maxime atinse în treptele 5 și 6 pentru cele trei variante de produse analizate

Varianta	civil		militarizat		militarizat, cu turelă	
	v [km/h]	n[rpm]	v [km/h]	n[rpm]	v [km/h]	n[rpm]
5	162	5005	161	4981	158	4894
6	167	3918	166	3893	160	3769

În fig. 6.13 și 6.14 sunt redată curbele de variație ale timpului și respectiv spațiului de demaraj pentru cele trei variante de produs analizate. Diferențele sunt ceva mai substanțiale (în valori absolute) deoarece produsele își ating limitele la viteze ridicate iar viteza are o evoluție asimptotică spre viteza maximă în raport cu timpul (teoretic, viteza maximă este atinsă la infinit).

În tab. 6.2 sunt redate valorile timpului și spațiului de demaraj corespunzătoare atingerii vitezei de 160 km/h (care corespunde unei valori de aproximativ 90% din vitezele maxime ale variantelor analizate [68], [3]).

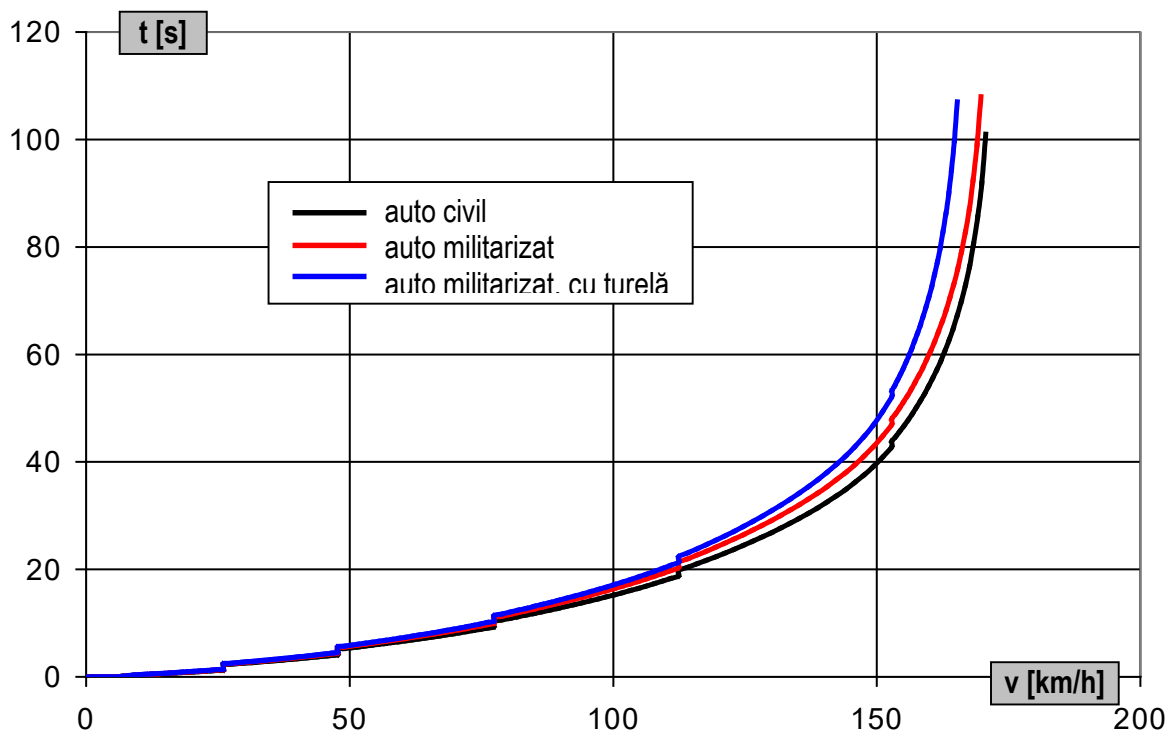


Fig. 6.13 - Timpul de demaraj

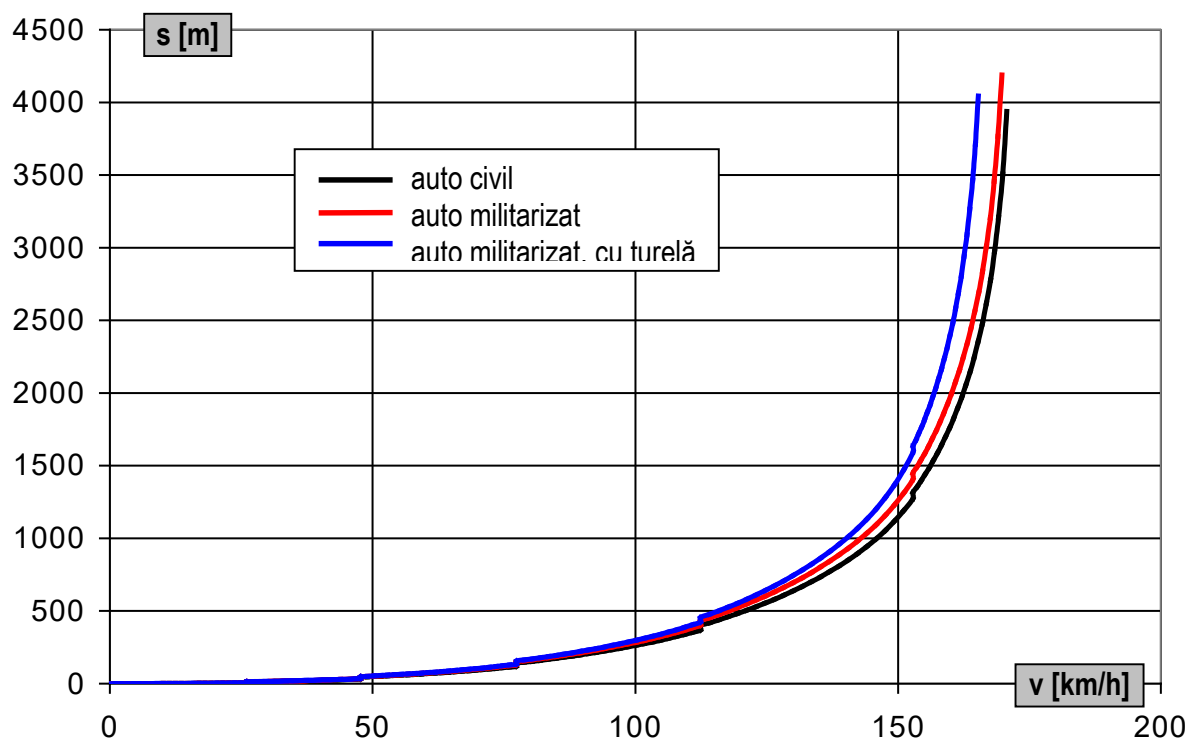


Fig. 6.14 - Spațiul de demaraj

Tab. 6.2 - Timpul și spațiul de demaraj realizate până la viteza de 150 km/h pentru cele trei variante de produse analizate

Varianta	civil	militarizat	militarizat, cu turelă
Timpul de deamaraj [s]	54	61	71
Spațiul de demaraj [m]	1761	1998	2394

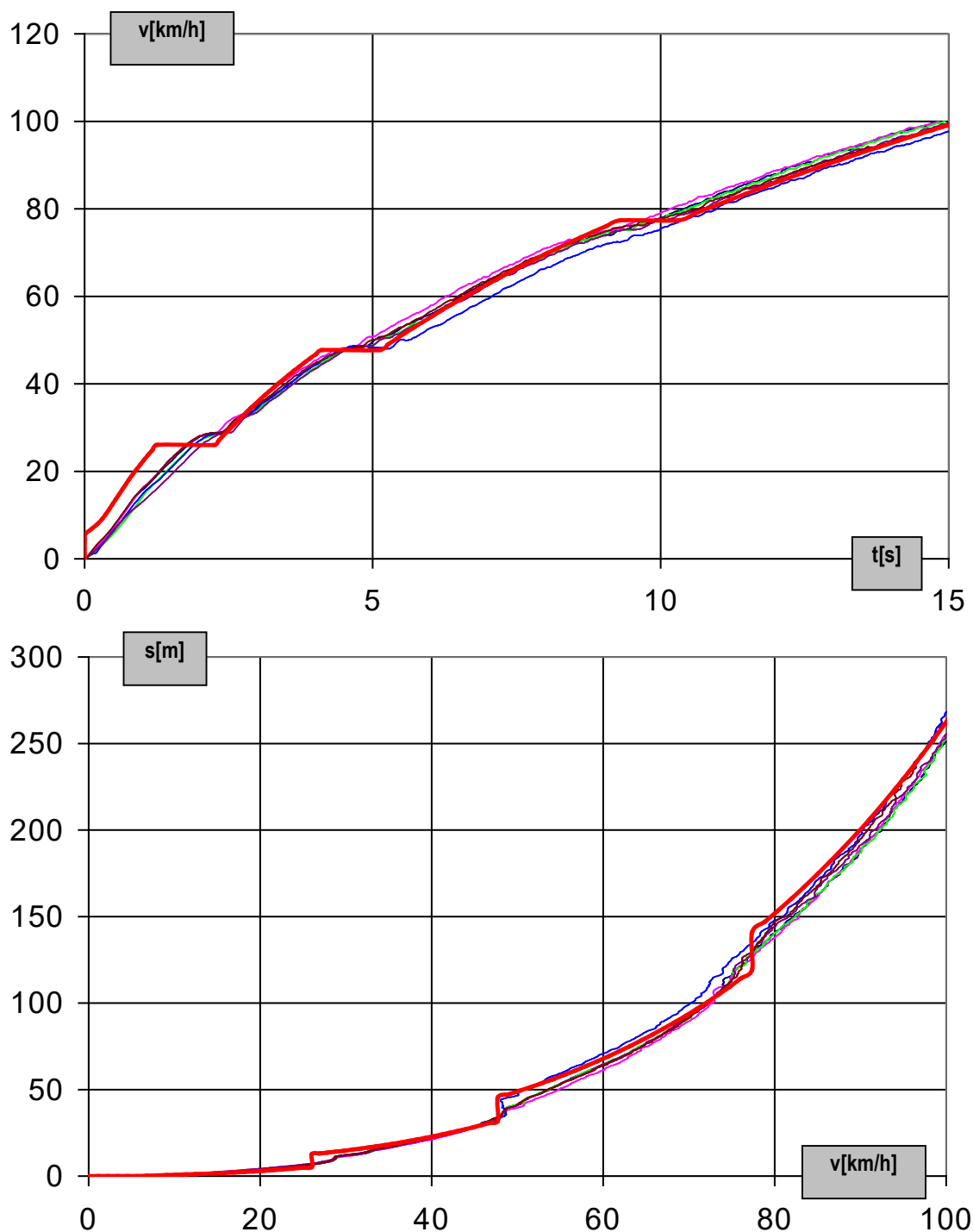


Fig. 6.15 - Comparație între curbele experimentale și cele teoretice (sus - variația vitezei în timpul demarajului, jos - variația spațiului de demaraj cu viteza)

Pentru a stabili corectitudinea modelelor matematice utilizate în acest studiu (și încrederea în acestea) s-a procedat la o analiză comparativă între datele obținute prin modelele matematice și cele obținute pe cale experimentală de către cei care au efectuat încercări conform programelor ordonate [78], [79]. Astfel, în fig. 6.15 sunt redate, grafic, curbele de timp de demaraj până la viteza de 100 km/h în forma experimentală (6 probe, cu linie subțire) și curba de timp de demaraj teoretic pentru produsul militarizat (cu linie roșie, grosă). În mod similar, graficul din fig. 6.16 redă graficele spațiului de demaraj obținute experimental (6 curbe, cu linie subțire) și cel teoretic, tot pentru produsul militarizat (cu linie roșie, grosă) și tot până la atingerea vitezei de 100 km/h. Calculele arată că abaterea dintre media valorilor experimentale într-un punct oarecare și valoarea corepunzătoare teoretică este sub 3%. Afirmatia este valabilă pentru ambele caracteristici de demaraj (spațiu și timp).

Din analiza datelor privind dinamicitatea produselor se pot trage câteva concluzii relevante:

- Ca urmare a valorilor relativ reduse cu care variază masa produselor în cele trei variante, nu apar diferențe foarte mari între performanțele dinamice ale acestora (în materie de tracțiune). Astfel, sporul de masă între cea mai ușoară variantă (cea civilă, de 1844 kg) și cea mai grea (cea militarizată, cu turelă, de aprox. 2100 kg) este de aproximativ 12%.
- Diminuarea vitezei maxime, atinsă în etajul 6 al cutiei de viteze între cele două variante expuse mai sus, este de aprox. 5%, deci diferențele sunt mici.
- Diminuarea factorului dinamic (respectată, în aproape aceeași măsură, și de cea a forței de tracțiune disponibile în petele de contact cu solul ale roților motoare precum și de accelerațiile produselor) variază între aproximativ 11% în etajul 1 și 13% în etajul 6 (cu o medie de 12%).
- Se constată (așa cum era de așteptat) că o dată cu creșterea masei produsului apar și sporuri în valorile timpului de demaraj. Astfel, produsul militarizat fără turelă are un timp de demaraj până la viteza de 160 km/h cu 11% mai mare decât varianta civilă, în timp ce produsul militarizat cu turelă are un spor de 24% al timpului de demaraj în raport cu varianta civilă
- Același lucru se întâmplă și cu valorile spațiului de demaraj, în proporții foarte asemănătoare: spațiul de demaraj al variantei militarizate (fără turelă) este cu 12% mai mare decât al variantei civile (tot până la atingerea vitezei de 160 km/h) în timp ce produsul militarizat, cu turelă, va ajunge la aceeași viteză după un spațiu de demaraj mai mare cu 26% decât al produsului de bază.
- Observațiile făcute în privința timpului și spațiului de demaraj vizează o viteză foarte ridicată, la care diferențele introduse de sporuri relativ mici de masă devin importante. La viteze mai scăzute, cele frecvent întâlnite, nu apar diferențe notabile (așa cum se poate observa și din fig. 6.13 și 6.14)

Din toate analizele se poate observa că viteza a 6-a are slabe perspective de a fi folosită de variantele militare. Rezerva de putere a autovehiculului în această treaptă este destul de scăzută, fapt relevat mai ales de graficul din fig. 6.12. Mai mult decât atât, chiar și viteza de 150...160 km/h poate fi atinsă și în treapta a cincea. Dacă la produsul civil justificarea existenței treptei a 6-a rezidă în scăderea consumului de combustibil (prin "aducerea" motorului în plaja turațiilor de consumuri reduse), pentru varianta militarizată cu turelă, acest argument își diminuează mult importanța. Practic, aproximativ 1/3 din plaja de turații a motorului (din zona corespunzătoare puterii maxime) este imposibil de exploatat. Chiar și treapta a 5-a este exploatată doar parțial.

În concluzie, recomandăm fie creșterea puterii (și, implicit, a momentului) agregatului energetic, fie mărirea raportului de transmitere total al transmisiei, fapt realizabil foarte economic prin modificarea raportului de transmitere din grupul conic (transmisia finală) a autovehiculului. Acest lucru este fezabil deoarece, chiar și în varianta militarizată, vehiculul nu va trebui să dezvolte viteze foarte ridicate, deplasarea lui făcându-se frecvent pe căi de rulare neamenajate.

O simulare de precizie mai ridicată s-ar fi putut face în mediul Simulink, dar aceasta ar fi presupus cunoașterea multor date indisponibile [101].

Capitolul 7

Sistem de observare video pentru autovehicule de luptă

Activitatea a făcut obiectul unui contract de cercetare/realizare a unui sistem de observare îmbunătățit a zonei de deplasare pentru un vehicul din înzestrarea MApN [80]. Acest lucru s-a dorit mai ales din cauză că sistemul de pe vehicul nu permitea observarea zonei din imediata vecinătate a vehiculului la deplasarea pe apă (apărea un câmp vizual "mort" de mare întindere din cauza plăcii sparge-val aflată în poziția de funcționare).

În condiții de luptă, mecanicul-conducător⁴⁰ observă câmpul tactic prin intermediul unor periscope. Acestea nu au câmpuri vizuale "moarte" prea mari la deplasarea pe uscat (identificate prin distanța L din fig. 7.1). La deplasarea pe apă, când este ridicată placa sparge-val, câmpul vizual "mort" se mărește considerabil (practic se triplează, lucru total inadmisibil din cauza eventualelor pericole ce ar putea apărea în imediata vecinătate a vehiculului).

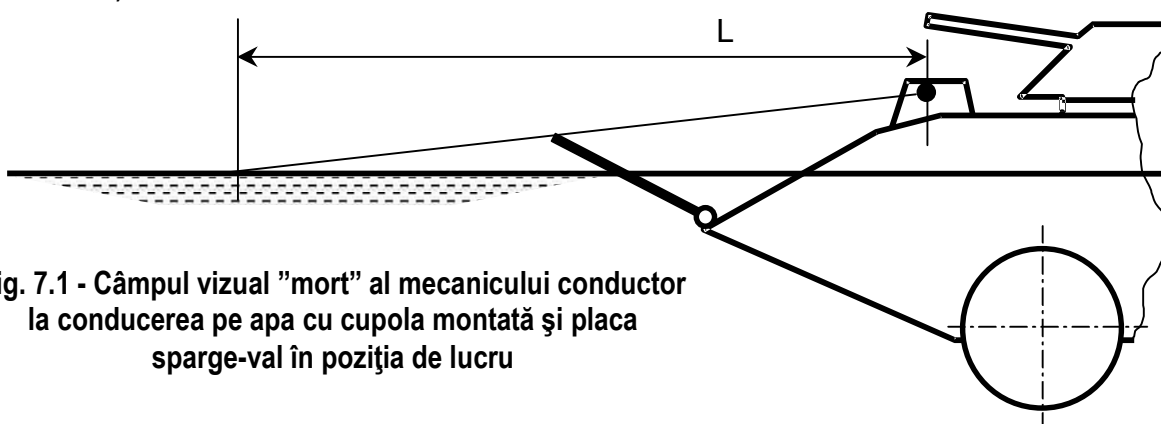


Fig. 7.1 - Câmpul vizual "mort" al mecanicului conducător la conducerea pe apă cu cupola montată și placa sparge-val în poziția de lucru

Soluția "imediată" găsită de mecanicii conducători a fost să monteze cupola transparentă din dotarea autovehiculului și să ridice scaunul postului de conducere până la ieșirea capului în exteriorul carcasei blindate pentru sporirea vizibilității (fig. 7.1). Această abordare permite observarea în condiții suficient de bune a traseului pe care urmează să se efectueze deplasarea. Totuși, o astfel de manieră de conducere nu este fezabilă în condiții de luptă, situație în care mecanicul conducător - pentru protecție - ar trebui să se afle în interiorul carcasei blindate și cu oblonul închis.

O soluție evidentă ar fi montarea unor periscope mai înalte, însă costurile unui astfel de sistem sunt foarte ridicate, deloc fezabile unei modernizări ce se poate face și prin alte mijloace, mult mai economice.

⁴⁰ Termenul militar folosit pentru desemnarea conducătorului autovehiculului

Echipa de proiect pe care am condus-o a propus realizarea unui astfel de sistem cu echipamente *off-the-shelf*, aflate în producție curentă și - așadar - ieftine. În urma analizelor făcute, s-au depistat trei posibilități de a atinge acest obiectiv, toate propunând adoptarea unui sistem video. Sistemul video de observare a câmpului de luptă este folosit pe larg la multe autovehicule militare, spre exemplu, de către mecanicul conductor de pe tancul american *M1 Abrams* a cărui poziție de conducere în condiții de luptă (cu oblonul de acces închis) este mult întinsă pe spate [102], nepermițându-i observarea câmpului tactic prin intermediul unui periscop.



Fig. 7.2 - Sistem video cu cameră "sport" și monitor HD

A. Sistem video cu cameră video de tip "Sport" HD și monitor HD

Această configurație presupune utilizarea unei camere video sport, legată la un monitor de calculator, conexiunea fiind realizată prin cablu HDMI (fig. 7.2).

Imaginea captată de camera video HD este transmisă prin cablul și redată pe monitorul HD. Camera video este alimentată de la o baterie de acumulatori de tip *power bank* de 20.000 mAh care îi asigură o autonomie suficientă (de ordinul orelor).

Cablul de legătură, în lungime de 3 m are o atenuare redusă a semnalului. Dacă lungimea cablului depășește 3 m este nevoie de montarea unui amplificator de semnal (deja poziționat în fig. 7.2) care se poate alimenta de la același acumulator *power bank*. Configurația cu amplificatorul de semnal montat în circuit este cea mai probabilă deoarece, în urma măsurărilor efectuate pe autovehicul, lungimea de 3 m a cablului este chiar la limită și cel mai probabil e ca acest cablu să fie mai lung. Pentru consumuri îndelungate, alimentarea de la *power bank* poate fi înlocuită cu una de la un alimentator în 220V c.a. care furnizează 5V c.c.

Bateria de acumulatori poate fi legată în rețeaua de bord a vehiculului, pentru încărcare, sau poate fi încărcată separat. Este de preferat cea de a doua soluție deoarece, oricât de bine ar fi stabilizată tensiunea din rețeaua de bord a vehiculului, tot vor exista mici oscilații ale acesteia care ar putea deteriora aparatura electronică.

În interiorul vehiculului, deși spațiul este foarte restrâns, există posibilitatea montării monitorului color al sistemului.

B. Sistem video cu cameră web și tabletă

Această configurație presupune utilizarea unei camere web HD și a unei tablete sau unui laptop (fig. 7.3). Folosirea unui laptop este oarecum prohibită din cauza dimensiunilor prea mari ale acestuia. Mai mult, este foarte dificil de găsit un loc pentru acesta la nivelul postului de conducere al autovehiculului.

Pe de altă parte, configurația cu tabletă este optimă din punctul de vedere al spațiului ocupat. Poziția de montare a tabletei este similară celei a montării ecranului sau monitorului de la soluția precedentă. Problema în cazul acestui sistem este dată de

compatibilitatea sistemelor de operare. Este cunoscut faptul că producătorii de tablete, în mare majoritate, optează pentru sistemul de operare Android. Cel mai frecvent întâlnite camere web funcționează în sistemul Windows. Pentru compatibilizarea celor două componente se poate rezolva printr-un software (spre exemplu, un emulator) dar aceasta ar conduce la apariția unei întârzieri între fenomenul real și cel vizualizat (cunoscut sub denumirea de "delay" video, de ordinul zecimilor de secundă).

Mai mult, pentru a nu obține imagini prea mici și relativ "ilizibile", s-a optat pentru o tabletă cu o diagonală cât mai mare posibil (practic, cea mai mare existentă pe piață), adică 10,1 inch. Diagonala acesteia este puțin mai mare decât a monitorului alb-negru montat pe vehicul pentru camera cu termoviziune (aprox. 8,5...9 inch). În plus, rezoluția ecranului tabletei este mult mai bună iar imaginile sunt color. Alimentarea tabletei se face de la un acumulator de tip *power bank* de 20.000 mAh care îi asigură o autonomie suficientă (de ordinul orelor). Timpul de funcționare este mai scurt decât în cazul precedent deoarece alimentarea camerei web se face prin intermediul tabletei⁴¹.

Dacă se optează pentru alimentarea prin invertor, montajul trebuie completat cu componentele din dreptunghiul cu linie punctată, după îndepărtarea acumulatorului de tip *power bank*. În această configurație durata de exploatare este cu mult mai mare.

C. Sistem video cu cameră video de supraveghere și TV

Configurația presupune utilizarea unei camere video dedicată supravegherii și a unui sistem de televiziune cu circuit închis (fig. 7.4).

Din cauza consumului energetic relativ ridicat al televizorului, acest sistem va trebui să funcționeze cu alimentare de la un acumulator auto



Fig. 7.3 - Sistem video cu cameră web și tabletă



Fig. 7.4 - Sistem video cu cameră video de supraveghere și monitor

⁴¹ Tableta are acumulator propriu dar, pentru mărirea duratei de funcționare cu o singură încărcare, este recomandată folosirea unei alimentări fie dintr-un acumulator *power bank* fie cu sistemul din fig. 7.3 care presupune o baterie de acumulatori, un invertor de tensiune și un alimentator de 5V c.c.

prin inverter de tensiune. Alimentarea camerei de supraveghere trebuie făcută prin sistemul PoE (*Power over Ethernet*) care presupune un convertor special proiectat, folosit în mod frecvent de sistemele de supraveghere video.

Semnalul video emis de camera de supraveghere trebuie transformat în semnal tip VGA. Acest lucru se realizează cu ajutorul convertorului BNC-VGA montat pe circuitul video (dintre cameră și TV).

Acest sistem este cel mai energofag dar ar putea introduce avantajul pe care îl oferă camera video care este echipată cu LED-uri de iluminare în infraroșu. Pentru a beneficia de acest avantaj este necesar ca sistemul să folosească și un DVR (*Digital Video Recorder* - nu apare în figură) care conține un convertor încorporat de imagine IR în imagine din spectrul vizibil. Utilizarea unui DVR ar permite inclusiv folosirea mai multor camere video (pentru a asigura, spre exemplu, vizibilitate la mersul înapoi sau spre laterale, prin introducerea unui *switch* în rețea).

D. Concluzii

Fiecare sistem prezintă avantaje și dezavantaje. Spre exemplu, varianta cu cameră tip "Sport" dispune de cel mai bine protejat captator de imagine din punct de vedere al expunerii la condițiile atmosferice. Caracterul "inteligent" al camerei nu mai presupune existența altor sisteme de procesare ulterioară a imaginii. Cea de-a doua variantă permite interconectarea (printr-un sistem *wi-fi*) a mai multor vehicule, în sistem criptat. Această facilitate permite o conlucrare coordonată a unui grup de vehicule ce execută o misiune dar și o observare nemijlocită în cazul în care se efectuează pregătirea personalului. În fine, ultima soluție este cea mai ieftină și permite înlocuirea rapidă a componentelor defecte (*off-the-shelf*) precum și posibilitatea observării în IR a câmpului, deși în mod activ⁴².

În urma prezentării acestora [100], beneficiarul a optat pentru varianta pe care a considerat-o fezabilă din punctul lui de vedere și a pus-o în aplicare. Activitatea desfășurată în cadrul acestui contract mi-a permis o deschidere suplimentară în domeniul pregătirii personale. Ea nu s-a rezumat exclusiv la stabilirea configurațiilor amintite ci și la construirea și testarea acestora, caz în care a trebuit să mă ocup și de problemele interferențelor electronice inerente pe orice mașină de luptă.

Am desfășurat o multime de teste mai ales pentru stabilirea deschiderii și profunzimii câmpului vizual cu toate sistemele video propuse [102]. În lipsa unei documentații specifice în domeniu, am fost nevoit să concep și să pun în aplicare o metodologie care să-mi permită obținerea de date exacte în probele efectuate. În acest scop am elaborat o serie de proceduri. Lista acestor noi proceduri este redată în continuare (denumirile lor sunt sugestive în privința conținutului).

- PI_250 - Verificări funcționale și de conformitate
- PI_251 - Evaluarea distanței minime de observare
- PI_252 - Determinarea mărimii câmpului vizual
- PI_253 - Determinarea debutului zonei de vizibilitate
- PI_254 - Evaluarea timpului de montare-demontare
- PI_255 - Evaluarea timpului de funcționare
- PI_256 - Determinarea întârzierii sistemului video

Pentru relevanță, procedura PI_252 este prezentată în anexă.

⁴² Camerele sunt prevăzute cu sisteme de iluminare în infraroșu, făcându-le vizibile pentru inamic. Evident, există și camere de tip pasiv dar prețurile sunt mai mari.

(B-ii) PLAN DE DEZVOLTARE A CARIEREI

Consider că o carieră universitară trebuie dezvoltată pe cel puțin trei direcții principale, fiecare având la rândul ei direcții particulare, fapt ce va conduce la rezultate deosebite în privința calității procesului de pregătire a specialiștilor și, pe această cale, la satisfacții profesionale. Cele trei direcții principale pe care le consider de interes din punctul meu de vedere sunt:

1. Activitatea didactică
2. Activitatea de cercetare științifică teoretică și aplicată
3. Activitatea de colaborare instituțională din țară și străinătate

Pornind de la cele trei direcții mai sus amintite, consider că unele detalieri sunt de bun augur în privința fiecărei dintre acestea, cu particularizările necesare.

Capitolul 1

Direcții de dezvoltare a activității didactice și profesionale

Mă bucur să afirm că am o vechime de 33 de ani în calitate de cadru didactic universitar. Această vastă experiență îmi permite, în ceea ce mă privește, să formulez un punct de vedere coerent și bine argumentat în privința configurației unei cariere profesionale care să conducă, pe de o parte, la o înaltă calitate a procesului de învățământ și de pregătire profesională a viitorilor specialiști în domeniu iar, pe de altă parte, la satisfacții profesionale personale. În sprijinul celor afirmate, precizez că dețin titlul de conferențiar universitar încă din 2001 (prin OMEC 4224/2001) și am fost șef de comisie didactică timp de 20 de ani în cadrul Departamentului în care activez și în prezent. Prin urmare, principalul obiectiv în evoluția carierei didactice este să continui activitatea desfășurată până în prezent, perfecționând calitatea cursurilor al căror titular sunt. Astfel, câteva direcții de acțiune trebuie încă de la început conturate și prefigurate în dezvoltarea lor:

- promovarea pe poziția de profesor universitar în cadrul Departamentului de Autovehicule Militare și Transporturi din Academia Tehnică Militară;
- continuarea coordonării programului de studii universitare de master “Echipamente și Tehnologii în Ingineria Autovehiculelor”, actualizarea planului de învățământ în concordanță cu standardele de calitate ARACIS, cu cerințele MAPN și cu dezvoltarea tehnologică în domeniu;
- alocarea, cu prioritate, către studenți a temelor de lucrări de absolvire formulate de către beneficiari, deoarece acestea reflectă cel mai bine nevoile concrete ale acestora; menționez că am fost unul dintre cei care au condus numeroase teme de licență cu un astfel de caracter;
- continuarea implicării în activitățile de asigurare a calității învățământului în cadrul departamentului în care activez;
- îmbunătățirea bazei materiale și dezvoltarea laboratoarelor de specialitate din domeniul autovehiculelor militare, ținând cont de efortul și direcțiile de înzestrare cu noi vehicule militare ale forțelor MAPN și a

- altor structuri beneficiare ale absolvenților noștri; procesele de modernizare a bazei materiale și a echipamentelor necesare a început deja, personal implicându-mă în cele legate de tehnica militară pe roți;
- desfășurarea orelor, oricare ar fi natura acestora, prin metode pronunțat interactive, care să atraga participativ studenții în procesul educațional; în acest sens, în cadrul orelor de proiect pe care le desfășor, constitui echipe de 3...5 studenți care să rezolve problema proiectării unui organ sau sistem iar nota o acord pentru întreaga echipă, lăsându-i pe ei să gestioneze repartizarea acesteia la nivel individual, în funcție de cât consideră că au contribuit fiecare la realizarea proiectului;
 - creșterea ponderii învățământului digital, acolo unde este posibil, prin remodelarea structurală a conținutului cunoștințelor transferate dar și a metodologiei de transfer;
 - elaborarea criteriilor de evaluare a studenților pornind de la obiectivele ce trebuie atinse în procesul educațional; informarea studenților, încă din prima oră de curs, privitor la modalitatea de evaluare a activității pe care o vor desfășura în cadrul cursurilor;
 - atragerea studenților în emiterea unor sugestii critice atât asupra conținutului materiilor predate cât și în privința metodei pe care o folosesc;
 - elaborarea de materiale didactice ajutătoare (suport de curs, îndrumare de laborator și de proiectare) care să faciliteze procesul de însușire a cunoștințelor din domeniul ingineriei autovehiculelor (*Calculul și construcția autovehiculelor militare pe roți, Elemente de dinamica autovehiculelor, Tehnologia fabricării și reparării autovehiculelor militare, Reglementări tehnice rutiere interne și internaționale, Asigurarea încărcăturilor în transporturile rutiere, Analiza și reconstrucția evenimentelor rutiere etc.*);
 - modernizarea procesului didactic prin intensificarea utilizării metodelor digitale;
 - axarea mult mai intensă a pregătirii universitare ingineresti pe activități practice, care să fructifice (pe de o parte) și să justifice (pe de altă parte) modulele de pregătire pur teoretică;
 - consider că, în prezent, pregătirea tehnico-inginerescă ar trebui să conțină mai multe aplicații practice (ore de laborator, ore de proiect finalizate cu realizări practice, ore de practică în unități productive al structurilor ce fac parte din sistemul național de apărare etc.); din experiență am observat că studenții sunt extrem de interesați de realizarea fizică a proiectelor pe care le realizează (în cadrul unui proiect de diplomă am realizat, încă de acum 3 ani, în premieră, un robot cu tracțiune hibridă);
 - atragerea studenților în activitățile de cerc tehnico-aplicativ, care să abordeze proiecte cu finalizare practică;

- analiza obiectivă și consecventă a rezultatelor învățării, reflectate de situația școlară a studenților; pe această cale se pot identifica modalități de îmbunătățire a activității, de ambele părți ale catedrei și se pot contura căile prin care activitatea academică poate atinge optimul.

Capitolul 2

Direcții de dezvoltare a activității de cercetare științifică

Am în vedere ca activitatea științifică din perioada următoare să continue dezvoltarea temelor generale pe care le-am abordat în perioada de la dobândirea calității de doctor-inginer dar și să abordeze tematici noi, de care am devenit interesat în ultimul timp. Astfel, direcțiile pe care doresc să desfășor activitatea viitoare de cercetare științifică pot fi concretizate după cum urmează:

- Cercetări care să permită dezvoltarea metodelor de analiză și diagnoză a stării tehnice prin procesarea semnalelor traductorilor montați în transmisiile autovehiculelor militare; aceste cercetări ar putea permite inclusiv introducerea în structura transmisiilor, în puncte de interes sau considerate vitale, a unor traductori permanenți, conectați la sisteme de stocare a datelor care pot fi accesate periodic. Deși tehnica modernă de vehicule militare care se află în proces de introducere în înzestrarea MApN beneficiază de astfel de echipamente (*embedded sensors*), cea mai veche poate fi mai bine monitorizată pe această cale. Este cunoscut faptul că procesul de înlocuire a tehnicii de vehicule militare este un proces de durată iar în prezent, MApN se bazează încă pe vechea tehnică din înzestrare. Bazele de date astfel constituite se pot transforma în modele matematice obținute pe criterii experimentale, reale, ce pot fi folosite ca etalon pentru diagnoză tehnică.
- Aplicând principiile prezentate la punctul precedent, am dezvoltat deja o metodologie de diagnoză a stării tehnice a sistemului de frânare (partea de transmisie-comandă hidraulică a frânei unui autovehicul militar). Procedura poate fi extinsă și la partea pneumatică și, evident, poate fi implementată pe orice autovehicul. Astfel, îmi propun elaborarea de modele matematice de referință pentru sistemele hidro-pneumatice sau pneumatice, pe baza datelor experimentale obținute prin serii vaste de testare.
- O altă direcție de cercetare, pe care am abordat-o recent, este reprezentată de studiul teoretic și, mai ales experimental, al suspensiilor pentru autovehicule militare, în speță a celor pe roți. La baza acestora stau posibilitățile de explorare oferite de noile vehicule militare intrate în înzestrarea MApN. Așa cum este cunoscut, viteza de deplasare în teren a unui autovehicul nu este dictată de capacităților sistemelor energetice care-l propulsează ci de performanțele suspensiei ce-l echipează. Insist să reamintesc că modernizarea dotărilor oricărei armate din lume nu se face decât extrem de lent prin achiziționarea de produse noi deoarece este un

proces scump și cu implicații politice majore. În general, modernizarea prin "update"-ul unor organe sau agregate este practică la o proporție de peste 70...80% din sistemele de armă chiar de către armatele unor state cu posibilități financiare mai generoase decât ale noastre. Datele experimentale pot sta la baza elaborării unor proiecte de modernizare importante.

- Continuarea activității de testare-evaluare a produselor care sunt propuse spre achiziție pentru structurile de sistemului național de apărare (MApN, MAI, SRI, SPP etc.) pe baza unor contracte de colaborare.
- Creșterea ponderii activității de modelare-simulare a diferitelor organe sau agregate din structura autovehiculelor. Așa cum am dezvoltat un model matematic pe baza datelor experimentale pentru funcționarea unui hidroconvertizor din transmisia unui autovehicul de luptă, completat ulterior cu modele matematice care descriu funcționarea în ansamblu a întregii transmisii, voi continua cu elaborarea de modele matematice și pentru alte organe ale autovehiculelor. Voi urmări, însă, ca absolut toate modelele matematice să fie verificate pe cale experimentală. Am început deja să fac acest lucru prin unele teme de disertație pe care le-am condus la cursul de master.
- Crearea de echipe mixte de cercetare, formate din cadre universitare, cercetători științifici și studenți, mai ales de la cursul de master care, pe baza unor contracte de cercetare încheiate cu diferiți beneficiari, să răspundă nevoilor directe, imediate ale acestora. Voi căuta să impulsionez cât mai mult activitatea de cercetare tehnico-aplicativă.
- Deschiderea unei noi direcții de cercetare, pe care am încercat s-o dezvolt acum câțiva ani, fiind însă împiedicat de contextul pandemic general, în sensul determinării nivelului de oboseală indus de vibrațiile autovehiculelor de luptă asupra performanțelor mecanicilor conductorii ai acestora, cu implicații asupra diminuării reflexelor necesare conducerii în câmpul de luptă. Această direcție a fost abordată dar numai cu referire la conducerea autovehiculelor civile pe drumurile publice. Problema devine cu atât mai critică atunci când este vorba de căi de rulare neamenajate, cu deplasare în câmpul tactic.

Activitatea de cercetare pe care doresc s-o desfășor urmărind direcțiile prezentate mai sus nu se va limita doar la acestea, deoarece consider că pot apărea noi direcții, ca rezultat al cerințelor pieței, la care consider că trebuie să fiu cât mai direct conectat. De aceea consider că versatilitatea este o calitate pe care trebuie s-o aibă orice cercetător științific. Nu pot încheia acest capitol fără să amintesc că rezultatele cercetării științifice trebuie diseminate în lumea academică și nu numai. De aici derivă câteva din direcțiile de dezvoltare ulterioară a acestei activități:

- Organizarea unei colaborări științifice între cadrele didactice universitare cu preocupări similare, atât la nivel național cât și la nivel internațional.
- Participarea la apeluri de proiecte de cercetare științifică și educațională la toate nivelurile. Am fost implicat în elaborarea documentației pentru

astfel de proiecte la nivel european însă pentru instituții de formare de alt calibru decât cel universitar, deși tot în domeniul autovehiculelor

- Organizarea, directă sau în calitate de partener a manifestărilor științifice internaționale în domeniul ingineriei autovehiculelor; anual, în cadrul ATM se organizează *Conferința Internațională a Studenților "CERC"* în parteneriat cu universități de prestigiu din țară și străinătate, în cadrul căreia m-am ocupat în mod frecvent și voi continua să mă ocup de secțiunea dedicată autovehiculelor.
- Publicarea de lucrări științifice în reviste cotate sau indexate Web of Science, SAE, SCOPUS, Index Copernicus, FISITA etc., precum și în cadrul unor conferințe științifice naționale și internaționale. Lucrările destinate publicării vor conține, ca și până acum, rezultatele activității de cercetare desfășurate.
- Publicarea de manuale și de cărți de specialitate în domeniul ingineriei autovehiculelor care să concretizeze/sintetizeze rezultatele activității de cercetare.
- Aducerea contribuției personale la creșterea prestigiului instituției pe care o reprezintă prin creșterea vizibilității ei internaționale și a calității actului educațional și științific desfășurat în cadrul acesteia .

Capitolul 3

Direcții de impulsie a colaborării instituționale din țară și străinătate

- Continuarea procesului, început cu mulți ani în urmă, de a dezvolta cât mai bune conexiuni între instituțiile beneficiare ale absolvenților profilului nostru, în vederea actualizării conținutului științific al disciplinelor predate, în acord cu dezvoltarea tehnologică din domeniu, precum și în vederea implicării active a acestora în procesul educațional practic;
- Menținerea legăturilor deja existente dar și inițierea unor legături care să permită formarea unor noi relații cu structuri educaționale, civile sau militare, de nivel superior ale țărilor membre NATO și UE;
- Sprijinirea legăturilor între universități, atât la nivel de studenți cât și la nivel de cadre didactice; activitățile vor trebui încurajate atât cu universitățile civile cât și cu cele militare, ținând cont de specificul pregătirii tehnico-ingineresti al Academiei Tehnice Militare;
- Organizarea de activități științifice comune cu alte instituții de învățământ superior, precum Conferința Internațională a Studenților "CERC" dar și de activități de tipul conferințelor sau congreselor internaționale. Departamentul în care îmi desfășor activitatea a reușit, cu ani în urmă, să organizeze o conferință cu tematica Ingineria autovehiculelor din ciclul celor organizate anual de universități civile din țară sub egida SIAR (CONAT, ESFA, CAR, SMAT, AMMA, MVT, AITS). Mi-am propus ca,

împreună cu colegii din departament, să încercăm să reluăm această activitate (întreruptă, din păcate, din motive ce nu ne pot fi imputate în întregime), eventual în colaborare cu alte universități din țară.

(B-iii) BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ

- [1] Massimiliano Albanese - *Measuring Trust in Big Data* - International Conference on Algorithms and Architectures for Parallel Processing, December 2013, DOI: 10.1007/978-3-319-03889-6_28, SpringerLink.
- [2] **Marin Marinescu** - *Construcția autovehiculelor militare cu roți* - Ed. Academiei Tehnice Militare, București, 1997 (256 pg.), ISBN 973-8290-00-7
- [3] **Marin Marinescu** - *Teoria, calculul și construcția transportoarelor blindate. Vol. 1*, - Ed. Academiei Tehnice Militare, București, 2006 (206 pg.), ISBN 973-640-112X, ISBN 978-973-640-112-1, ISBN 973-640-113-8; ISBN 978-973-640-113-8
- [4] **Marin Marinescu** - *Teoria, calculul și construcția transportoarelor blindate. Vol. 2*, - Ed. Academiei Tehnice Militare, București, 2006 (192 pg.), ISBN 973-640-112X, ISBN 978-973-640-112-1, ISBN 973-640-114-6; ISBN 978-973-640-113-5
- [5] Marian Truță, **Marin Marinescu** - *Gauging a 4x4 Automobile's Transmission in order to Reveal the Loop Power-Flows* - MTA Review, Vol. XXII, nr. 1, pp. 19-30, Mar. 2012, ISSN 1843-3391, www.Ulrichsweb.com/Ulrichsweb/Ulrichsweb_news/uu/newTitles.asp?uuMonthlyFile=uu201010/new_titles.txt&Letter=M&navPage=9&
- [6] Copae I., Lespezeanu I., Cazacu C. - *Dinamica autovehiculelor* - Editura ERICOM, București, 2006
- [7] Petre Stoica, Randolph Moses - *Spectral analysis of signals* - Prentice Hall, 2005, Upper Saddle River, New Jersey 07458, ISBN 0-13-113956-8
- [8] Silvia Maria Alesso - *Digital signal processing and spectral analysis for scientists. Concept and applications* - Springer International Publishing Switzerland, 2016, ISSN 1860-4862, ISSN 1860-4870 (electronic), DOI: 10.1007/978-3-319-25468-5
- [9] * * * - *Signal Processing Toolbox For Use with MATLAB® - User's Guide*, The MathWorks, Inc. 1999
- [10] David Landgrebe - *Multispectral Data Analysis: A Signal Theory Perspective*© - School of Electrical Engineering, Purdue University, West Lafayette IN, https://engineering.purdue.edu/~biehl/MultiSpec/Signal_Theory.pdf
- [11] Jan Janik, Vaclav Turon, Pavel Sovka, Radim Spetik, Miroslav Vlcek - *A way to a new multi-spectral transform* - Recent Advances in Signal Processing, Computational Geometry and Systems Theory, Proceedings of the 11th WSEAS International Conference on signal Processing, Computational Geometry and Artificial Vision (ISCGAV '11), Florence, Italy, August 23-25, 2011, ISBN: 978-1-61804-027-5
- [12] * * * - *Cumulants* - <https://www.stat.uchicago.edu/~pmcc/courses/stat306/2013/cumulants.pdf>

- [13] * * * *Bilinear time–frequency distribution* - https://en.wikipedia.org/wiki/Bilinear_time%E2%80%93frequency_distribution
- [14] * * * - *Introduction to filter designer* - <https://www.mathworks.com/help/signal/ug/introduction-to-filter-designer.html>
- [15] * * * - *Filter design* - <https://www.mathworks.com/discovery/filter-design.html>
- [16] **Marin Marinescu** - *The importance of filtering the signals of the measured mechanical amounts* - MTA Review nr. 1/2010, București, pp. 7-14, ISSN 1843-339, www.Ulrichsweb.com/Ulrichsweb_news/uu/newTitles.asp?
- [17] **Marin Marinescu**, Petre Herăscu - *Filtering the signal of a measured mechanical amount - a challenging issue* - “The international conference on automotive engineering ORV 2008” - Automotive Dept. of Military Technical Academy - Bucharest, Nov. 2008, ISBN 978-973-640-149-7
- [18] **Marin Marinescu** - *The importance of filtering the signals of the mechanical amounts* - Sesiunea de comunicări științifice AFASES 2008, Brașov, 11-12 May, ISBN 978-973-8415-45-4
- [19] Longin Iacobescu, Ioan Filip, **Marin Marinescu** - *Rezolvarea unor probleme care apar in procesarea datelor experimentale. Filtrarea software a semnalelor* - The 32nd International Scientific Conference of the Military Technical Academy „Modern Technologies in the 21st Century”, Bucharest, 1-2 November 2007
- [20] Longin Iacobescu, Ioan Filip, **Marin Marinescu** - *Rezolvarea unor probleme care apar in procesarea datelor experimentale. Metode moderne de analiza a zgomotelor* - The 32nd International Scientific Conference of the Military Technical Academy „Modern Technologies in the 21st Century”, Bucharest, 1-2 November 2007
- [21] **Marin Marinescu**, Radu Vilău, Gheorghe Becheru - *A signal filtering problem* - “The XXXVIIth International Symposium of the National Agency for Research in Military Technologies”, 25-26 May 2006, București, CD edition, 6 pg., ISBN 10: 973-0-04429-5, ISBN 13: 978-973-0-04429-4
- [22] Matthew N. O. Sadiku, Sarhan M. Musa, Sudarshan R. Nelatury - *Correlation: a brief introduction* - April 2014, International Journal of Electrical Engineering Education 51(2):33, DOI: 10.7227/IJEEE.51.2.1
- [23] Frățilă, Gh.; Mărculescu Gh. - *Sistemele de frînare ale autovehiculelor* - Ed. Tehnică, București, 1986
- [24] Anjali Gautam, Vrijendra Singh - *Parametric Versus Non-Parametric Time Series Forecasting Methods: A Review* - June 2020, Journal of Engineering Science and Technology Review 13(3):165-171, DOI: 10.25103/jestr.133.18

- [25] * * * - *Modele parametrice si neparametrice* - <https://www.creeaza.com/referate/matematica/MODELE-PARAMETRICE-SI-MODELE-N216.php>
- [26] **Marin Marinescu**, Constantin-Ovidiu Ilie - *Filtering the signal of a measured mechanical parameter* - 2014, 10th International Conference on COMMUNICATIONS (COMM), May 29-31, 2014, Bucharest, Romania, Conference Proceedings, AGIR Publishing House, pp. 85-88, ISBN 978-1-4799-2385-4, IEEE catalog no. CFP1441J-AR
- [27] Sircar, Pradip - *Parametric Modeling of Non-Stationary Signals*. SciTopics. Retrieved, December 28, 2012, https://www.researchgate.net/publication/233992380_Parametric_Modeling_of_Non-Stationary_Signals
- [28] * * * - *Design of Digital Filters* - University of Oxford, <https://www.robots.ox.ac.uk/~sjrob/Teaching/SP/l6.pdf>
- [29] Bing Yu, David Gabriel, David Gabriel, Larry Noble, Larry Noble, Kai-Nan An - *Estimate of the Optimum Cutoff Frequency for the Butterworth Low-Pass Digital Filter* - August 1999 *Journal of Applied Biomechanics* 15(3):319-329, DOI: 10.1123/jab.15.3.318
- [30] Siti Farah Binti Hussin, Zunainah Hamid, Gauri Birasamy - *Design of Butterworth Band-Pass Filter* - *Politeknik & Kolej Komuniti Journal of Engineering and Technology*, Vol.1, 2016, eISSN: 0128-2883
- [31] Mohammed A. T. Alrubei, Ihsan A. Alshimaysawe, Ashwaq N. Hassan, Ali H. K. Khwayyir - *Capacity analysis & performance comparison of SISO, SIMO, MISO & MIMO systems* - *Journal of Physics: Conference Series* 1530 (2020) 012077, IOP Publishing, doi:10.1088/1742-6596/1530/1/012077
- [32] Quan Tu, Yingjiao Rong, Jing Chen - *Parameter Identification of ARX Models Based on Modified Momentum Gradient Descent Algorithm* - *Complexity Journal*, vol. 2020, Article ID 9537075, 11 pages, 2020. <https://doi.org/10.1155/2020/9537075>
- [33] * * * - *Estimate parameters of ARX, ARIX, AR, or ARI model* - MathWorks - <https://www.mathworks.com/help/ident/ref/arx.html>
- [34] Catalin Dumitrescu - *Analizele timp-frecventa din clasa Cohen* - *Revista Romana de Informatica si Automatica*, vol 15, nr.2 , 2005, ISSN 1220-1758 (print), ISSN 1841-4303 (online)
- [35] Asztalos M. Tibor - *Contributii la compresia, in domeniul transformatelor Wavelet, a semnalelor radio* - Teza de doctorat, Universitatea Politehnica din Timisoara, Facultatea de Electronica si Telecomunicatii, 2001.
- [36] E. Cordero, Maurice A de Gosson, Monika Doerfler, Fabio Nicola - *Generalized Born-Jordan distributions and applications* - *Journal of Advances in Computational Mathematics*, June 2020, DOI:10.1007/s10444-020-09788-w

- [37] Huda Asfour, Luther Swift, Narine Sarvazyan, Milos Doroslovacki, Milos Doroslovacki - *Signal Decomposition of Transmembrane Voltage* - IEEE transactions on bio-medical engineering, 2011 July; 58(7):2083-93, DOI: 10.1109/TBME.2011.2143713
- [38] Adam, V.; Ștefan, M. - *Transportorul amfibiu blindat B-33 Zimbru. Descrierea tehnică a transportorului amfibiu blindat* - Uzina "Automecanica" Moreni, 1999
- [39] **Marin Marinescu**, Radu Vilău, Marian Truță, Valentin Vînturiș, Octavian Fieraru - *Theoretical and Data-Based Mathematical Model of a Special Vehicle Braking System* - "Periodical of Advanced Materials Research" Vol. 837/2014, pp. 428-443, ISSN 1022-6680 (print, cd), ISSN 1662-8985 (web), ISBN 978-3-03785-929-2, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.837.428, WOS:000337000500075
- [40] **Marin Marinescu**, Radu Vilău, Marian Truță, Octavian Fieraru - *A Method to Obtain a Generalized Model of the Pressure Evolution within the Braking System of a Vehicle* - "Periodical of Advanced Materials Research" Vol. 837/2014, pp. 434-439, ISSN 1022-6680 (print, cd), ISSN 1662-8985 (web), ISBN 978-3-03785-929-2, www.scientific.net, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.837.434, WOS:000337000500076
- [41] Constantin-Ovidiu Ilie, **Marin Marinescu**, Octavian Alexa, Daniela Voicu, Laszlo Barothi - *Correlation analysis - a data analysis tool in the vehicle dynamic modeling process* - Revista Ingineria Automobilului nr. 44 - sept. 2017, pg. 9-12, ISSN 2457-5275, WOS:000424398000004
- [42] **Marin Marinescu**, Radu Vilău, Minu Mitrea - *Mechanical faults identification using spectral analysis of a measured signal* - ESFA 2009, November 12-14, Bucharest, ISSN 2067-1083
- [43] **Marin Marinescu** - *Parametric (polynomial) method to issue a mathematical model starting from a measured signal of a mechanical amount* - The 6th International Conference „New challenges in the field of military sciences 2009” 18 – 19 November, 2009, Budapest, Hungary, ISBN 978-963-87706-6-0, www.bjkmf.hu/tudelet/present.html
- [44] **Marin Marinescu**, Radu Vilău - *A fault identification method using spectral analysis of a measured signal* - The VIIIth International Conference “New Challenges in the Field of Military Sciences 2010”, 28-30 September 2010, Budapest, Hungary, ISBN 978-963-87706-6-0, www.bjkmf.hu/tudelet/present.html
- [45] Marian Truță, **Marin Marinescu**, Valentin Vînturiș - *Multi-spectral analysis of the self generated torque's signal within a 4x4 automotive driveline* - Proceedings of The 5th International Conference, “COMEC 2013”, Transilvania University of Brașov and Romanian Academy of Technical Sciences, 24-25 October 2013, Brașov, Romania, Transilvania University Press of Brașov, vol. 1, pp.258-257, ISBN 988-606-19-0225-5

- [46] **Marinescu Marin**, Ilie Constantin-Ovidiu, Vilau Radu, Alexa Octavian, Voicu Daniela - *Malfunction Detection Using Spectral Analysis for Automotive Braking Systems* - 2016 International Conference on Communications, June 9-11, 2016, Conference Proceedings, pp. 333-336, ISBN 978-1-4673-8196-3, Part no. CFP1641J-DVD, doi: 10.1109/ICComm.2016.7528334, WOS:000383221900069
- [47] * * * - *Regulation No 13 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking* [2016/194] - Official Journal of the European Union, 2016
- [48] **Marin Marinescu**, Radu Vilău, Marian Truță, Octavian Fieraru - *A method to obtain a generalized model of the pressure evolution within the braking system of a vehicle* - International Journal of Modern Manufacturing Technologies, vol. V, no. 1, June 2013, ISSN 2067-3604, Politehnium Publishing House, Iasi, Romania, pp. 81-86
- [49] **Marin Marinescu**, Radu Vilau - *Generalized model of the pressure evolution within the braking system of a vehicle* - Annals of Faculty Engineering, International Journal of Engineering, Tome XI (Year 2013) - Fascicule 3, pp. 87-92, ISSN 1584-2673, <http://annals.fih.upt.ro/pdf-full/2013/ANNALS-2013-3-13.pdf>
- [50] * * * - *Transmission Allison HD4560R, Technical Training Documentation* - Bell Equipment Company, Issue 1 (July 2001)
- [51] Gorianu, M. - *Transmisii continue hidromecanice pentru autovehicule cu roți și cu șenile* (ediția a II-a) - Ed. Academiei Militare, București, 1982
- [52] Șandor, L.; Brânzaș, P.; Rus, I. - *Transmisii hidrodinamice* - Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1990
- [53] Ciobotaru, T.; Vînturiș, V.; Lupoiu, C. - *Etajarea rapoartelor de transmitere din compunerea transmisiilor hidromecanice* - A XXVII-a Sesiune de comunicări științifice cu participare internațională a Academiei Tehnice Militare, secțiunea 5 "Blindate, automobile și tractoare", pg. 94-101, București, 1997
- [54] **Marinescu, M.** - *Soluții moderne în construcția de automobile* - Ed. Academiei Tehnice Militare, București, 2001
- [55] **Marin Marinescu**, Octavian Alexa, Radu Vilau, C-tin Ovidiu Ilie, Valentin Vinturis - *Drag phenomena within a torque converter driven automotive transmission - laminar flow approach* - "EAEC-ESFA The European Automotive Congress", Bucharest, Romania, 25-27 November 2015, Proceedings of the European Automotive Congress EAEC-ESFA 2015, Springer International Publishing Switzerland, 2016, Chapter 48, pp. 517-527, ISBN 978-3-319-27275-7, doi 10.1007/978-3-319-27276-4_48

- [56] Octavian Alexa, **Marin Marinescu**, Gheorghe Olaru, Dragos Costache, Constantin-Ovidiu Ilie, Valentin Vinturis - *Drag Phenomena within a Torque Converter Driven Automotive Transmission - Laminar Flow Approach* - Modern Technologies in Industrial Engineering (ModTech2015), IOP Publishing, Journal of Physics Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 95 (2015), 012036 doi:10.1088/1757-899X/95/1/012036, WOS:000365128900036
- [57] **Marin Marinescu**, Ion Lespezeanu, Radu Vilau, Constantin-Ovidiu Ilie, Octavian Alexa - *Drag Phenomena Within A Torque Converter Driven Automotive Transmission - A Turbulent Flow Approach* - AMMA 2018: The 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering, 17–19 October 2018, Cluj-Napoca, Romania, in Proceedings of the 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering (AMMA 2018), Springer Nature Switzerland AG, PAE, pp. 512-520, 2019, ISBN 978-3-319-94408-1, https://doi.org/10.1007/978-3-319-94409-8_59, WOS:000578264900059
- [58] Constantin-Ovidiu Ilie, Octavian Alexa, Ion Lespezeanu, **Marin Marinescu**, Dănuț Grosu - *Modeling the work of a torque converter during the getaway process of a vehicle* - ICOMME 2015, Faculty of Mechanics, Craiova, 8th-9th October 2015, Trans Tech Publication, Applied Mechanics and Materials, Vol. 823 (2016), pp. 253-258, doi:10.4028/www.scientific.net/AMM. 823.253
- [59] Marian Truță, Octavian Fieraru , Radu Vilău, Valentin Vînturiș, **Marin Marinescu** - *Static and Dynamic Analysis of a Planetary Gearbox Working Process* - "Periodical of Advanced Materials Research" Vol. 837/2014, pp. 489-494, ISSN 1022-6680 (print, cd), ISSN 1662-8985 (web), ISBN 978-3-03785-929-2, www.scientific.net, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.837.489, WOS:000337000500085
- [60] Alexa Octavian, Ilie Constantin Ovidiu, *Marinescu Marin*, Vinturis Valentin, Truta Marian - *Simulating the Torque and Angular Speed Distribution within a Heavy Vehicle's Planetary Gearbox* - Applied Mechanics and Materials Vol. 659 (2014) pp 127-132, © (2014) Trans Tech Publications, Switzerland, ISBN 978-3-03835-272-3, doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.659.127
- [61] Ticușor Ciobotaru, Lucian Grigore, Valentin Vînturis, Liviu Loghin - *Transmisii planetare pentru autovehicule militare* - Editura Academiei Tehnice Militare, 201, 2005;
- [62] B. Armstrong-Heloury, P. Dupont, and C. C. de Wit - *A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction* - Automatica, vol. 30, no. 7, pp. 1083:1138, September 1994
- [63] Patinya Samanuhut - *Modeling and control of automatic transmission with planetary gears for shift quality* - The University of Texas at Arlington, 2011

- [64] Octavian Alexa, Radu Vilau, Ovidiu-Constantin Ilie, Daniela Voicu, **Marin Marinescu** - Aspects regarding the kinematic optimization of a tracked military vehicle's transmission - Springer International Publishing Switzerland 2017, CONAT 2016 International Congress of Automotive and Transport Engineering, Vol. 1, pp. 348-353, ISBN 978-3-319-45446-7, ISBN (eBook): 978-3-319-45447-4, doi 10.1007/978-3-319-45447-4_39, WOS:000390821400039
- [65] Octavian Alexa, Marian Truta, **Marin Marinescu**, Radu Vilau, Valentin Vinturis - *Simulating the longitudinal dynamics of a tracked vehicle* - Advanced Materials Research Vol. 1036 (2014) pp 499-504, Trans Tech Publications, Switzerland, ISBN 978-3-03835-255-6, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.1036.499
- [66] Alexa Octavian, Ilie Constantin-Ovidiu, **Marinescu Marin**, Vilău Radu, Grosu Dănuț - *Recurrence plot for parameters analysing of internal combustion engine* - ModTech 2015, International Conference Modern Technologies in Industrial Engineering, IOP Publishing, Journal of Physics Conference Series: Materials Science and Engineering, Vol. 95 (2015), doi:10.1088/1757-899X/95/1/012121, WOS:000365128900121
- [67] Daniela Voicu, Ramona Monica Stoica, Radu Vilău, **Marin Marinescu**, Angela Digulescu, Cristina Despina-Stoian, Florin Popescu - *Frequency analysis of vibrations in terms of human exposure while driving military armoured personnel carriers and logistic transportation vehicles* - Microwave and Wireless Communications - Electronics (2023), ISSN 2079-9292, ISI (MDPI), Journal Electronics, Volume12, Issue14, DOI10.3390/electronics12143152, WOS:001035019500001
- [68] Ghiulai, C.; Vasiliu, Ch. - *Dinamica autovehiculelor* - Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1975
- [69] Stoicescu, A.; Untaru, M.; Pereș, Gh.; Poțincu, Gh.; Tabacu, I. - *Dinamica autovehiculelor pe roți* - Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1981
- [70] Frățilă, Gh.; Mărculescu Gh. - *Sistemele de frînare ale autovehiculelor* - Ed. Tehnică, București, 1986
- [71] Frățilă, Gh.; Untaru, M.; Seitz, N.; Pereș, Gh.; Poțincu, Gh.; Tabacu, I.; Macarie, T. - *Calculul și construcția automobilelor* - Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1982
- [72] **Marin Marinescu** - *Teoria, calculul și construcția transportoarelor blindate. Vol. 2*, - Ed. Academiei Tehnice Militare, București, 2006 (192 pg.), ISBN 973-640-112X, ISBN 978-973-640-112-1, ISBN 973-640-114-6; ISBN 978-973-640-113-5

- [73] Puncioiu, Alin; Truta, Marian; Vedinas, Ioan; **Marinescu, Marin**; Vinturis, Valentin - *Analysis of heat conduction in a drum brake system of the wheeled armored personnel carriers* - Modern Technologies in Industrial Engineering (ModTech2015), IOP Publishing, Journal of Physics Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 95 (2015), art. no. 012039, DOI: 10.1088/1757-899X/95/1/012039. Conference: 3rd International Conference on Modern Technologies in Industrial Engineering (ModTech), Location: Mamaia, ROMANIA, Date: JUN 17-20, 2015, WOS:000365128900039
- [74] Constantin Ovidiu Ilie, **Marin Marinescu**, Octavian Alexa, Radu Vilău, Dănut Grosu - *Statistical models of petrol engines vehicles dynamics* - CAR2017-029, The International Congress of Automotive and Road Transport Engineering CAR 2017, University of Pitesti, Romania 8-10 Nov. 2017, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 252 (2017) 012091, IOP Publishing, ISSN 1757-8981, doi: 10.1088/1757-899X/252/1/012091, Article Number: UNSP 12091, WOS:000419817200091
- [75] Radu Vilău, Valentin Vînturiș, **Marin Marinescu**, Dragoș Costache - *Considerations regarding the study of the dynamic performance of the vehicle braking systems* - CONAT 2010, The 11th International Congress, Brașov - 2010, ISSN 2069-0428
- [76] **Marin Marinescu**, Dan Grosu - *Long haulage semitrailer truck's stability when braking on slippery surfaces* - "New challenges in the field of military sciences", 27-28 October 2004, Budapest, Hungary, CD edition, 6 pg., www.bjkmf.hu/tudelet/present.html, ISSN 1416-1443
- [77] Gorianu, M.; Vasiliu, Ch.; Canță, Tr., Urdăreanu, T. - *Propulsia și circulația autovehiculelor cu roți* - Ed. Științifică și Enciclopedică, București, 1987
- [78] Agenția de cercetare pentru tehnică și tehnologii militare - "*Raportul de testare și evaluare pentru DACIA DUSTER 4X4 LAUREATE 1,5 DCI 110 CP*", 2010
- [79] Agenția de cercetare pentru tehnică și tehnologii militare - "*Raportul de testare și evaluare pentru PLATFORMA DACIA DUSTER ARMY*", 2011
- [80] **Marin Marinescu** - "*Specificație tehnică periscop supraînălțat pentru conducerea pe apă a TBT Piranha IIIc, Etapa "Demonstrator Tehnologic"* - Academia Tehnică Militară, Centrul de Excelență Sisteme Autopropulsate și Tehnologii Pentru Apărare și Securitate, Laboratorul de Sisteme Autopropulsate, București 2018
- [81] Norbert Marwan, M. Carmen Romano, Marco Thiel, Jürgen Kurths - *Recurrence plots for the analysis of complex systems* - Elsevier Physics Reports, Volume 438, Issues 5–6, January 2007, Pages 237-329, <https://doi.org/10.1016/j.physrep.2006.11.001>

- [82] Angela Digulescu, Irina Murgan, Cornel Ioana, Ion Candel, Alexandru Serbanescu - *Applications of Transient Signal Analysis Using the Concept of Recurrence Plot Analysis - Recurrence Plots and Their Quantifications: Expanding Horizons*, 180, pp.19-38, 2016, 978-3-319-29921-1. ff10.1007/978-3-319-29922-8_2ff. fffhal-01447912
- [83] Ioana, C.; Digulescu, A.; Serbanescu, A.; Candel, I.; Birleanu, F. - *Recent advances in non-stationary signal processing based on Recurrence Plot Analysis concept* - In *Translational Recurrences: From Mathematical Theory to Real-World Applications*; Marwan, N., Riley, M., Giuliani, A., Webber, C., Jr., Eds.; Springer Proceedings in Mathematics & Statistics; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, 2014; Volume 103, pp. 75–93
- [84] * * * - ISO 2631-1:1997(en) - *Mechanical vibration and shock — Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: General requirements*. Edition 2, 1997 (available online)
- [85] S.A.A. Hosseini, S.E. Khadem - *Free vibrations analysis of a rotating shaft with nonlinearities in curvature and inertia* - Elsevier, Mechanism and Machine Theory 44 (2009) 272–288
- [86] F. Al-Badour, M. Sunar, L. Cheded - *Vibration Analysis of Rotating Machinery Using Time - Frequency Analysis and Wavelet Techniques* - Mechanical Systems and Signal, doi:10.1016/j.ymssp.2011.01.017, 2016.
- [87] T.C. Tsai, Y.Z. Wang - *Vibration analysis and diagnosis of a cracked shaft* - Journal of Sound and Vibration (1996) 192(3), 607–620, 0022–460X/96/180607, Academic Press Limited, 1996
- [88] Ai-Guo Wu, Rui-Qi Dong, Fang-Zhou Fu - *Weighted Stochastic Gradient Identification Algorithms for ARX models* - Elsevier, IFAC-PapersOnLine 48-28 (2015) 1076–1081
- [89] Tatsis, K.; Dertimanis, V.; Ou, Y.; Chatzi, E. - *GP-ARX-Based Structural Damage Detection and Localization under Varying Environmental Conditions* - J. Sens. Actuator Netw. 2020, 9, 41. <https://doi.org/10.3390/jsan9030041>
- [90] Quan Tu, Yingjiao Rong, Jing Chen - *Parameter Identification of ARX Models Based on Modified Momentum Gradient Descent Algorithm* - Wiley, Hindawi, June, 2020 Complexity 2020(3):1-11, DOI: 10.1155/2020/9537075
- [91] Șandor, L.; Brânzaș, P.; Rus, I. - *Transmisii hidrodinamice* - Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1990
- [92] Oprean, I.M. - *Transmisii automate pentru automobile* - Ed. Printech, București, 1999

- [93] Alexa, O., Coropețchi, I., Vasile, A., Oncioiu, I., Grigore, L.Ș. - *Considerations for Determining the Coefficient of Inertia Masses for a Tracked Vehicle* - MDPI, Sensors, vol. 20, issue 19, pg. 1-34, 2020
- [94] Alexa Octavian, Ilie Constantin Ovidiu, Radu Vilău - *Estimating the torque distribution in a planetary gearbox* - 3rd International Conference "Research & Innovation in Engineering", COMAT 2014, 16-17 October 2014, Brașov, Romania
- [95] M Bățăuș, AN Maciac, IM Oprean, N Vasiliu - *Real time simulation of complex automatic transmission models* - Proceedings of Virtual Powertrain Creation, 2010, https://www.researchgate.net/profile/Nicolae-Vasiliu/publication/266055377_Real_Time_Simulation_of_Complex_Automatic_Transmission_Models/links/56c5d18408aea564e306ef86/Real-Time-Simulation-of-Complex-Automatic-Transmission-Models.pdf
- [96] Bedartha Goswami - *A Brief Introduction to Nonlinear Time Series Analysis and Recurrence Plots* - MDPI, Journal "Vibration" 2019, 2(4), 332-368; Special "Issue Irregular Engineering Oscillations and Signal Processing" <https://doi.org/10.3390/vibration2040021>
- [97] AS Afanasyev, NV Chudakov - *Study of braking performance of M1 category vehicles within autotechnical expertise* - International Conference "Complex equipment of quality control laboratories" IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series 1118 (2018) 012001, IOP Publishing, doi:10.1088/1742-6596/1118/1/012001
- [98] Riva, G., Varriale, F. & Wahlström, J - *A finite element analysis (FEA) approach to simulate the coefficient of friction of a brake system starting from material friction characterization* - Springer, Friction 9, 191–200 (2021). <https://doi.org/10.1007/s40544-020-0397-9>
- [99] Dankan Gowda V., Ramachandra A.C., Thippeswamy M.N., Pandurangappa C., Ramesh Naidu P. - *Modelling and performance evaluation of anti-lock braking system* - Journal of Engineering Science and Technology Vol. 14, No. 5 (2019) 3028 - 3045 © School of Engineering, Taylor's University
- [100] **Marin Marinescu** - *Raport de Testare-Evaluare de Dezvoltare (RTED) produs "Periscop supraînălțat pentru conducerea pe apă a TBT PIRANHA IIIC"* - Academia Tehnică Militară, Centrul de Excelență Sisteme Autopropulsate și Tehnologii Pentru Apărare și Securitate, Laboratorul de Sisteme Autopropulsate București, 2019
- [101] I. Preda, I. Todor, Gh. Ciolan - *Contributions to the simulation of vehicle longitudinal dynamics* - Buletinul Universității "Transilvania", Brașov, nr. 3, 2005; <http://aspekt.unitbv.ro/jspui/bitstream/123456789/458/1/Preda-BuletinUnivBv2005.pdf>

- [102] * * * - *M1 Abrams Main Battle Tank. Gary's Combat Vehicle Reference Guide* - <https://www.inetres.com/gp/military/cv/tank/M1.html>
- [103] **Marin Marinescu** - *Raport preliminar privind rezultatele Testării-Evaluării de Dezvoltare a produsului "Periscop supraînălțat pentru conducerea pe apă a TBT Piranha IIIc"* - Academia Tehnică Militară, Centrul de Excelență Sisteme Autopropulsate și Tehnologii Pentru Apărare și Securitate, Laboratorul de Sisteme Autopropulsate



M.Ap.N.
ACADEMIA
TEHNICĂ
MILITARĂ
"FERDINAND I"

**CENTRUL DE EXCELENȚĂ SISTEME AUTOPROPULSATE SI TEHNOLOGII
PENTRU APĂRARE SI SECURITATE
LABORATORUL DE SISTEME AUTOPROPULSATE
PROCEDURĂ DE TESTARE-EVALUARE**

ANEXA

NECLASIFICAT

**ACADEMIA TEHNICĂ MILITARĂ
"FERDINAND I"**

**CENTRUL DE EXCELENȚĂ SISTEME AUTOPROPULSATE ȘI
TEHNOLOGII PENTRU APĂRARE ȘI SECURITATE**




LABORATORUL DE SISTEME AUTOPROPULSATE

**PROCEDURĂ
DETERMINAREA MĂRIMII CÂMPULUI VIZUAL AL
MECANICULUI-CONDUCATOR CU AJUTORUL SISTEMELOR VIDEO
PROPUSE ÎN PROIECTUL
PERISCOP SUPRAÎNĂLȚAT PENTRU CONDUCEREA
PE APĂ A T.B.T. PIRANHA IIIC**

APROBAT ȘEF CENTRU	Cpt.cdor.lect.univ.dr.ing. Paul ROȘU	
Șef compartiment management proiecte și asigurarea calității	Mr.lect.univ.dr.ing. Marian TRUȚĂ	
Șef laborator sisteme autopropulsate	Lt.ing. Daniela VOICU	
Elaborator	Conf.dr.ing. Marin MARINESCU	

Data întării în vigoare	10.09.2018
Ediția	1
Revizia	0
Exemplar	1

COD DOCUMENT: PI-252

	M.Ap.N. ACADEMIA TEHNICĂ MILITARĂ "FERDINAND I"	CENTRUL DE EXCELENȚĂ SISTEME AUTOPROPULSATE SI TEHNOLOGII PENTRU APĂRARE SI SECURITATE LABORATORUL DE SISTEME AUTOPROPULSATE
PROCEDURĂ DETERMINAREA MĂRIMII CÂMPULUI VIZUAL AL MECANICULUI-CONDUCTOR CU AJUTORUL SISTEMELOR VIDEO PROPUSE ÎN PROIECTUL PERISCOP SUPRAÎNĂLȚAT PENTRU CONDUCEREA PE APĂ A TBT PIRANHA IIIC Cod: PI-252		

1. OBIECT

Prezenta procedură are ca obiect determinarea deschiderilor unghiulare în plan orizontal (relevment) și vertical (gisment) care definesc câmpul vizual al camerei video ce deservește sistemul video testat. Prin prezenta procedură se verifică și eventualele abateri ale performanțelor efective (reale) ale camerei video față de cele declarate în notița tehnica a acesteia.

2. DOMENIU DE APLICARE

Procedura se aplică de către personalul desemnat să efectueze încercările prevăzute în conținutul ei, în cadrul programului de testare-evaluare a produsului *Periscop supraînălțat pentru conducerea pe apă a TBT Piranha IIIC*. De asemenea, procedura poate fi aplicată și pentru determinarea performanțelor de acest tip și în alte cazuri în care se utilizează sisteme de supraveghere video.

3. TERMENI ȘI DEFINIȚII

- *unghi de observare în relevment*: unghiul format în plan orizontal între direcțiile extreme de observare stânga-dreapta.
- *unghi de observare în gisment*: unghiul format în plan vertical între direcțiile extreme de observare sus-jos.
- *ecran*: zid, panou, perete etc. cu dimensiunile suficient de mari pentru a permite măsurarea unghiurilor de observare în relevment și gisment în condițiile prezentei proceduri.

4. ABREVIERI

-

5. DOCUMENTE CONEXE

5.1. Caracteristicile tehnice ale componentelor sistemelor video propuse.

5.2. Analiza variantelor de asigurare a vizibilității. Elaborare configurații și studiu experimental (document ATM: CR-1410 / 12.12.2017).

5.3. Planul de testare și evaluare de dezvoltare pentru produsul "*Periscop supraînălțat pentru conducerea pe apă a TBT Piranha IIIC*".

6. REGULI DE PROCEDURĂ

6.1. Realizarea configurațiilor funcționale și verificarea funcționării acestora

- se montează camera video în poziția de lucru pe autovehicul (sau pe un suport de tip catarg ce permite reglarea pe verticală a poziției acesteia pînă la cotele necesare efectuării testării)

- se verifică obținerea imaginilor pe display-urile configurațiilor propuse în condițiile de rezoluție și stabilitate caracteristice performanțelor echipamentelor constituate.

- se poziționează autovehiculul, cu sistemul video în funcțiune, în fața unui ecran

	<p>M.Ap.N. ACADEMIA TEHNICĂ MILITARĂ "FERDINAND I"</p>	<p>CENTRUL DE EXCELENȚĂ SISTEME AUTOPROPULSATE SI TEHNOLOGII PENTRU APĂRARE SI SECURITATE LABORATORUL DE SISTEME AUTOPROPULSATE</p>
<p align="center">PROCEDURĂ DETERMINAREA MĂRIMII CÂMPULUI VIZUAL AL MECANICULUI-CONDUCATOR CU AJUTORUL SISTEMELOR VIDEO PROPUSE ÎN PROIECTUL PERISCOP SUPRAÎNĂLȚAT PENTRU CONDUCEREA PE APĂ A TBT PIRANHA IIIC Cod: PI-252</p>		

- se măsoară și se notează unghiurile în relevment și gisment.

6.2. Mod de lucru

- se montează telemetrul laser pe camera de luat vederi astfel încât să se realizeze un paralelism cât mai bun între raza laser și axa centrală a camerei video.
- se plasează autovehiculul (sau suportul-catarg), cu camera de luat vederi în poziție de lucru, în fața ecranului, cu axa longitudinală a camerei de luat vederi cât mai aproape de orientarea perpendiculară față de respectivul ecran; de preferat, poziționarea axei longitudinale a autovehiculului se va face tot perpendicular pe ecran.
- se pornește sistemul video și, prin manevrarea autovehiculului se caută ca în câmpul video al display-ului să apară numai ecranul, păstrînd orientarea autovehiculului perpendiculară pe ecran.
- se montează, pe display-ul sistemului video, două fire de ață pe cele două diagonale ale acestuia, formînd un reticul.
- cu ajutorul unui indicator și al unui marker, se marchează pe ecran punctul pe care, cu ajutorul reticulului de pe display, îl vede mecanicul-conducător (marcajul *A*).
- prin mici reglaje ale telemetrului laser montat în paralel cu camera video, se suprapune spot-ul laser peste punctul marcat pe ecran; după aceasta, telemetrul laser se blochează la camera video.
- prin mici reglaje aplicate structurii monobloc formate din telemetrul laser și camera video și prin citirea repetată a valorii indicate de telemetrul laser, se urmărește obținerea valorii minime a distanței dintre cameră și ecran.
- la obținerea distanței minime pe afișajul telemetrului laser, camera se imobilizează și distanța se consemnează sub forma valorii $L = OB$, unde s-a notat cu *O* centrul lentilei camerei video; se marchează pe ecran punctul în care se află spot-ul laser (marcajul *B*). Notă: precizia măsurătorii este cu atît mai mare cu cît distanța *L* este mai mare.
- se trasează pe ecran două linii perpendiculare una pe cealaltă, una orizontală și alta verticală, care se intersectează pe marcajul *B*.
- cu ajutorul indicatorului, operatorul se mișcă în lungul axei orizontale, într-o parte apoi în cealaltă a marcajului *B*, pînă cînd atinge marginea câmpului vizual de pe display-ul mecanicului-conducător; la semnalul acestuia, va marca aceste puncte cu *C* și respectiv cu *D*.
- se repetă procedura și pentru axa verticală, obținîndu-se marcajele *E* și *F*.
- în urma acestor operațiuni, pe ecran va apărea o imagine precum cea din fig. 1 cu precizarea că

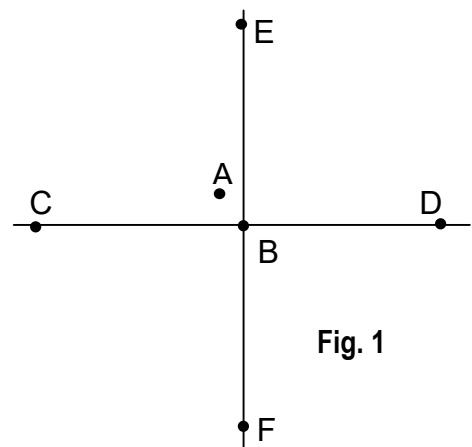



Fig. 1

	M.Ap.N. ACADEMIA TEHNICĂ MILITARĂ "FERDINAND I"	CENTRUL DE EXCELENȚĂ SISTEME AUTOPROPULSATE SI TEHNOLOGII PENTRU APĂRARE SI SECURITATE LABORATORUL DE SISTEME AUTOPROPULSATE
PROCEDURĂ DETERMINAREA MĂRIMII CÂMPULUI VIZUAL AL MECANICULUI-CONDUCTOR CU AJUTORUL SISTEMELOR VIDEO PROPUSE ÎN PROIECTUL PERISCOPE SUPRAÎNĂLȚAT PENTRU CONDUCEREA PE APĂ A TBT PIRANHA IIIC Cod: PI-252		

marcajul A se poate găsi în orice cadran (prima operațiune servește la alinierea axei telemetrului laser cu axa camerei video).

- considerînd O centrul lentilei, se formează două triunghiuri isoscele, ambele cu vîrfurile în O , unul orizontal: OCD și celălalt vertical: OEF (triunghiurile sînt isoscele deoarece, la majoritatea camerelor video, unghiurile făcute față de axa optică a celor două drepte de extremitate, în ambele plane, sînt egale de o parte și de alta a respectivei axe).

- cu ajutorul telemetrului laser se determină distanțele $L_{Hc} = OC$, $L_{Hd} = OD$, $L_{He} = OE$ și $L_{Hf} = OF$.

- se calculează abaterile cu relațiile $a_1 = \frac{|L_{Hc} - L_{Hd}|}{\max(L_{Hc}, L_{Hd})} \cdot 100$ [%] și

$$a_2 = \frac{|L_{He} - L_{Hf}|}{\max(L_{He}, L_{Hf})} \cdot 100$$
 [%]

- abaterile maxime admisibile nu trebuie să depășească 5%, altfel se reia poziționarea camerei video.

- se măsoară distanțele $L_1 = CD$ și $L_2 = EF$

- în cele două triunghiuri se aplică relațiile de calcul:

- $\hat{O}_H = \arccos \frac{L_{Hc}^2 + L_{Hd}^2 - L_1^2}{2 \cdot L_{Hc} \cdot L_{Hd}}$ - pentru triunghiul OCD , în care \hat{O}_H este

unghiul de observare în relevment al camerei video.

- $\hat{O}_V = \arccos \frac{L_{He}^2 + L_{Hf}^2 - L_2^2}{2 \cdot L_{He} \cdot L_{Hf}}$ - pentru triunghiul OEF , în care \hat{O}_V este

unghiul de observare în gisement al camerei video.

6.3. Mijloace și echipamente de încercare

- telemetru laser, distanța minimă de observare 20 m, precizie min. 1 cm.
- ruletă 10 m, precizie min. 1 cm.
- stație meteo.
- ață de cusut, banda autoadezivă.
- markere sau cretă școlară diferite culori
- indicator lungime min 1 m.
- scară lungime min 3 m.



M.Ap.N.
ACADEMIA
TEHNICĂ
MILITARĂ
"FERDINAND I"


CENTRUL DE EXCELENȚĂ SISTEME AUTOPROPULSATE SI TEHNOLOGII
PENTRU APĂRARE SI SECURITATE
LABORATORUL DE SISTEME AUTOPROPULSATE

PROCEDURĂ
DETERMINAREA MĂRIMII CÂMPULUI VIZUAL AL MECANICULUI-CONDUCTOR CU
AJUTORUL SISTEMELOR VIDEO PROPUSE ÎN PROIECTUL
PERISCOPE SUPRAÎNĂLȚAT PENTRU CONDUCEREA PE APĂ A TBT PIRANHA IIIC
Cod: PI-252

- nivelă laser.
 - riglă (scândură) lungime min. 2 m.
 - 6.4.** Condiții de efectuare a determinărilor
 - condițiile de mediu (temperatură, umiditate, praf etc.) la care se efectuează probele sînt cele ale mediului ambiant (care trebuie să se încadreze în ecartul termic prevăzut de documentația de funcționare a aparaturii de observare externă pentru produsul *TBT Piranha IIIC*).
 - intensitatea luminii ambientale din interiorul autovehiculului, la care se efectuează probele, va fi cel puțin egală sau mai mare decît cea corespunzătoare postului de conducere din autovehicul.
 - pe timpul probelor, raza vizuală a observatorului va forma cu planul display-ului un unghi de minimum 80° de grade, în orice direcție.
 - în buletinul de încercări se consemnează date privind următorii parametri:
 - valori măsurate: $L, L_1, L_2, L_{Hc}, L_{Hd}, L_{He}, L_{Hf}$
 - valori calculate: $a_1, a_2, a_3, a_4, \hat{O}_H$ și \hat{O}_V .
 - se efectuează un al doilea set de măsurători și de calcule după ce a fost modificată poziția autovehiculului și a fost reluată întreaga procedură de poziționare și de trasare a imaginii pe ecran;
 - se calculează abaterea maximă între două unghiuri calculate pentru două probe i și j cu relațiile
- $$a_3 = \frac{|\hat{O}_{Hi} - \hat{O}_{Hj}|}{\max(\hat{O}_{Hi}, \hat{O}_{Hj})} \cdot 100 [\%] \text{ și}$$
- $$a_4 = \frac{|\hat{O}_{Vi} - \hat{O}_{Vj}|}{\max(\hat{O}_{Vi}, \hat{O}_{Vj})} \cdot 100 [\%]$$
- datele (măsurate și calculate) se trec în tabelul 1.
 - pentru acceptarea unei perechi de probe este necesar ca a_3 și a_4 să fie, simultan, sub 5%.
 - valorile unghiurilor de observare care

Tab. 1

Parametru	Proba 1	Proba 2	...	Proba n
L				
L_1				
L_2				
L_{Hc}				
L_{Hd}				
L_{He}				
L_{Hf}				
a_1				
a_2				
\hat{O}_H				
\hat{O}_V				
a_3				
a_4				

	<p>M.Ap.N. ACADEMIA TEHNICĂ MILITARĂ "FERDINAND I"</p>	<p>CENTRUL DE EXCELENȚĂ SISTEME AUTOPROPULSATE SI TEHNOLOGII PENTRU APĂRARE SI SECURITATE LABORATORUL DE SISTEME AUTOPROPULSATE</p>
<p align="center">PROCEDURĂ</p> <p align="center">DETERMINAREA MĂRIMII CÂMPULUI VIZUAL AL MECANICULUI-CONDUCTOR CU AJUTORUL SISTEMELOR VIDEO PROPUSE ÎN PROIECTUL PERISCOPE SUPRAÎNĂLȚAT PENTRU CONDUCEREA PE APĂ A TBT PIRANHA IIIC</p> <p align="center">Cod: PI-252</p>		

se consideră că definesc deschiderile unghiulare ale camerei video (și, prin urmare, a sistemului video) reprezintă mediile valorilor calculate pentru două probe care respectă, simultan, condiția de abatere maximă de 5%.

- se consemnează aceste valori în buletinul de încercări.

7. ATRIBUȚII ȘI RESPONSABILITĂȚI

7.1. Șeful compartimentului management proiecte și asigurarea calității

- verificarea pregătirii încercătorilor;
- asistență tehnică pe timpul încercărilor.
- asigurarea respectării procedurilor;
- verificarea conformității încercărilor efectuate.

7.2. Șeful de laborator

- asigurarea bazei materiale necesare.

7.3. Încercătorii

- pregătirea echipamentelor supuse testării-evaluării;
- pregătirea echipamentelor și aparaturii necesare operațiunilor de testare-evaluare;
- executarea probelor;
- înregistrarea rezultatelor.

8. ÎNREGISTRĂRI, ARHIVĂRI

- fișe de încercări;
- buletine de încercare.