

ŞCOALA DOCTORALĂ INTERDISCIPLINARĂ

Facultatea de Inginerie mecanică

Ing. Claudiu NEDELESCU

Cercetarea soluţiilor tehnice aplicabile pentru
atenuarea leziunilor ocupanţilor autovehiculului
în cazul impactului cu o barieră rigidă

The research of applicable technical solutions for
mitigating vehicle occupants' injuries in the event
of an impact with a rigid barrier

REZUMAT

Conducător ştiinţific

Prof.dr. Anghel CHIRU

BRAŞOV, 2025

Cuprins	Pag. Teză	Pag. Rezumat
REZUMAT (în limba română)	18	7
REZUMAT (în limba engleză)	20	9
1 STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIUL ACCIDENTELOR RUTIERE	23	11
1.1 Generalități privind accidentele rutiere	23	11
1.2 Statistica accidentelor rutiere.....	24	11
1.2.1 Statistica accidentelor in Romania	24	11
1.2.2 Statistica accidentelor la nivel global.....	27	11
1.3 Norme și reglementări internaționale privind siguranța rutieră	29	12
1.3.1 Evaluarea siguranței autovehiculului.....	29	12
1.3.2 Standarde de siguranță ale autovehiculelor	31	12
1.4 Stadiul actual al cercetărilor experimentale privind studiul impactului autovehicul – barieră rigidă.....	36	13
1.5 Concluzii	43	13
1.6 Obiectivele tezei	43	14
2 STUDIUL TEORETIC AL COLIZIUNILOR.....	45	15
2.1 Dinamica autovehiculului	45	15
2.1.1 Ecuația generală de mișcare a autovehiculului	45	15
2.1.2 Mecanica ciocnirii autovehiculului	48	15
2.2 Sisteme de atenuare a impactului autovehiculului cu un obstacol	52	17
2.2.1 Structura autovehiculului.....	52	17
2.2.2 Soluții tehnice de echipamente/componente destinate absorbției energiei degajată în timpul impactului.....	56	17
2.2.3 Sisteme de siguranță pasivă	64	18
2.3 Cinematica mișcării ocupantului, in condițiile impactului.....	70	19
2.3.1 Mișcarea ocupanților autovehiculului	70	19
2.3.2 Criterii de vătămare și limite biomecanice	76	19
2.4 Concluzii	78	20
3 MODELARE MATEMATICĂ ȘI SIMULĂRI NUMERICE ALE IMPACTULUI AUTOVEHICUL – BARIERĂ RIGIDĂ.....	80	21
3.1 Elaborarea și implementarea modelului matematic	80	21
3.1.1 Noțiuni de bază ale cinematicii impactului	80	21
3.1.2 Modele matematice de referință pentru impactul frontal	81	21
3.1.3 Parametrii de intrare și ieșire	82	21
3.1.4 Ipoteze de lucru adoptate	83	21
3.1.5 Elaborarea schemei logice de calcul	84	22
3.1.6 Reprezentarea grafică a modelului matematic	84	22

3.1.7 Determinarea şi implementarea ecuaţiilor în schema de calcul	85	23
3.1.8 Interfaţa pachetului software MATLAB-Simulink	86	23
3.1.9 Proceduri de lucru şi implementarea modelului	90	24
3.2 Metode analitice avansate pentru extinderea modelării matematice către analiza cu elemente finite	93	26
3.2.1 Ecuaţiile lui Lagrange	99	26
3.2.2 Ecuaţiile Gibbs-Appell	100	26
3.3 Analiza cu elemente finite a impactului autovehicul-barieră rigidă	101	27
3.4 Evaluarea erorilor de predicţie ale modelelor matematice	106	29
3.5 Concluzii	107	30
4 APLICAȚII SOFTWARE, ECHIPAMENTE ȘI PROCEDURI UTILIZATE PENTRU ACHIZIȚIA ȘI PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE	109	31
4.1 Echipamente utilizate pentru achiziția datelor experimentale	109	31
4.1.1 Masurarea vitezei de deplasare prin intermediul sistemelor GPS	109	31
4.1.2 Masurarea accelerațiilor la nivelul autovehiculului și ocupantului – PiqDAQ, CDL.....	111	31
4.2 Aplicații software pentru prelucrarea datelor experimentale	116	33
4.2.1 Prelucrarea parametrilor de viteză.....	116	33
4.2.2 Prelucrarea datelor privind accelerația	119	33
4.2.3 Procesarea probelor video – Tracker.....	124	34
4.3 Proceduri de prelucrare a datelor.....	128	35
4.3.1 Erori de măsurare	128	35
4.3.2 Metode de filtrare a datelor	129	36
4.4 Concluzii	132	36
5 METODICA CERCETĂRII EXPERIMENTALE.....	134	37
5.1 Stabilirea obiectivelor testării experimentale	134	37
5.1.1 Importanța stabilirii obiectivelor cercetărilor experimentale.....	134	37
5.1.2 Obiectivele experimentelor	134	37
5.2 Stabilirea scenariilor de testare	135	37
5.2.1 Echipamente și condiții de testare	135	37
5.2.2 Stabilirea programului de testare.....	139	39
5.2.3 Descrierea scenariilor de testare.....	140	40
5.3 Pregătirea testării experimentale	141	41
5.3.1 Pregătirea poligonului de încercări.....	141	41
5.3.2 Pregătirea autovehiculelor.....	143	41
5.3.3 Pregătirea manechinelor de testare	145	43
5.3.4 Pregătirea aparaturii.....	147	43
5.4 Desfășurarea testelor experimentale	147	43
5.4.1 Desfășurarea experimentului autovehicul – barieră rigidă.....	147	43

5.4.2 Desfășurarea testului experimental autovehicul echipat cu amortizor pentru preluarea energiei impactului – barieră rigidă.....	149	44
5.5 Concluzii	150	45
6 PRELUCRAREA ȘI ANALIZA DATELOR.....	151	46
6.1 Determinarea parametrilor impactului.....	151	46
6.1.1 Determinarea parametrilor cinematici ai autovehiculului și ocupanților din testul experimental autovehicul – barieră rigidă	151	46
6.1.2 Determinarea parametrilor cinematici ai autovehiculului și ocupanților din testul experimental autovehicul cu sistem de amortizare a impactului – barieră rigidă.....	156	46
6.1.3 Analiza comparativă a parametrilor cinematici	161	46
6.2 Calculul criteriilor de vătămare.....	170	50
6.3 Analiză comparativă și validarea modelului matematic.....	174	52
6.3.1 Parametrii de intrare pentru simulări.....	174	52
6.3.2 Validarea modelului matematic	176	53
6.4 Concluzii	188	56
7 CONCLUZII FINALE. CONTRIBUȚII PERSONALE. DISEMINAREA REZULTATELOR. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE.....	190	58
7.1 Concluzii finale	190	58
7.2 Contribuții personale	191	59
7.3 Diseminarea rezultatelor	192	60
7.4 Direcții viitoare de cercetare	192	60
BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ	194	62

Table of Contents	Pg. Thesis	Pg. Abstract
ABSTRACT (in Romanian)	18	7
ABSTRACT (in English)	20	9
1 CURRENT STATE OF RESEARCH IN THE FIELD OF ROAD TRAFFIC ACCIDENTS	23	11
1.1 General Aspects Regarding Road Traffic Accidents	23	11
1.2 Statistics on Road Traffic Accidents	24	11
1.2.1 Statistics on Road Traffic Accidents in Romania.....	24	11
1.2.2 Global Statistics on Road Traffic Accidents	27	11
1.3 International Regulations and Standards on Road Safety.....	29	12
1.3.1 Vehicle Safety Assessment.....	29	12
1.3.2 Vehicle Safety Standards.....	31	12
1.4 Current Experimental Research on Vehicle-Rigid Barrier Impact.....	36	13
1.5 Conclusions.....	43	13
1.6 Thesis Objectives.....	43	14
2 THEORETICAL STUDY OF COLLISIONS.....	45	15
2.1 Vehicle Dynamics	45	15
2.1.1 General Equation of Vehicle Motion	45	15
2.1.2 Vehicle Collision Mechanics	48	15
2.2 Systems for Mitigating Vehicle - Obstacle Impact	52	17
2.2.1 Vehicle Structure	52	17
2.2.2 Technical Solutions for Energy-Absorbing Equipment / Components During Impact	56	17
2.2.3 Passive Safety Systems	64	18
2.3 Occupant Motion Kinematics Under Impact Conditions.....	70	19
2.3.1 Vehicle Occupants' Motion	70	19
2.3.2 Injury Criteria and Biomechanical Limits	76	19
2.4 Conclusions.....	78	20
3 MATHEMATICAL MODELING AND NUMERICAL SIMULATIONS OF VEHICLE - RIGID BARRIER IMPACT	80	21
3.1 Development and Implementation of the Mathematical Model	80	21
3.1.1 Basic Concepts of Impact Kinematics	80	21
3.1.2 Reference Mathematical Models for Frontal Impact	81	21
3.1.3 Input and Output Parameters	82	21
3.1.4 Adopted Working Assumptions.....	83	21
3.1.5 Development of the Calculation Flow Diagram	84	22
3.1.6 Graphical Representation of the Mathematical Model	84	22

3.1.7 Determination and Implementation of the Equations in the Calculation Flow Diagram	85	23
3.1.8 MATLAB-Simulink Software Interface.....	86	23
3.1.9 Working Procedures and Model Implementation.....	90	24
3.2 Advanced Analytical Methods for Extending Mathematical Modeling Toward Finite Element Analysis.....	93	26
3.2.1 Lagrange Equations.....	99	26
3.2.2 Gibbs-Appell Equations.....	100	26
3.3 Finite Element Analysis of Vehicle - Rigid Barrier Impact.....	101	27
3.4 Evaluation of Prediction Errors in Mathematical Models	106	29
3.5 Conclusions.....	107	30
4 SOFTWARE APPLICATIONS, EQUIPMENT, AND PROCEDURES USED FOR THE ACQUISITION AND PROCESSING OF EXPERIMENTAL DATA	109	31
4.1 Equipment Used for Experimental Data Acquisition	109	31
4.1.1 Measurement of Velocity Using GPS Systems	109	31
4.1.2 Measurement of Accelerations at Vehicle and Occupant Level - PiqDAQ, CDL	111	31
4.2 Software Applications for Experimental Data Processing	116	33
4.2.1 Processing of Velocity Parameters	116	33
4.2.2 Processing of Acceleration Data	119	33
4.2.3 Processing of Video Samples - Tracker	124	34
4.3 Data Processing Procedures	128	35
4.3.1 Measurement Errors.....	128	35
4.3.2 Data Filtering Methods	129	36
4.4 Conclusions.....	132	36
5 METHODOLOGY OF EXPERIMENTAL RESEARCH	134	37
5.1 Establishing the Objectives of Experimental Testing	134	37
5.1.1 The Importance of Establishing Experimental Research Objectives ...	134	37
5.1.2 Objectives of the Experiments	134	37
5.2 Establishing the Test Scenarios.....	135	37
5.2.1 Equipment and Testing Conditions.....	135	37
5.2.2 Establishing the Testing Schedule	139	39
5.2.3 Description of Test Scenarios	140	40
5.3 Preparation for Experimental Testing.....	141	41
5.3.1 Preparation of the Test Track.....	141	41
5.3.2 Preparation of the Vehicles.....	143	41
5.3.3 Preparation of the Crash Test Dummies.....	145	43
5.3.4 Preparation of the Equipment.....	147	43
5.4 Conducting the Experimental Tests	147	43

5.4.1 Conducting the Vehicle - Rigid Barrier Impact Test	147	43
5.4.2 Conducting the Experimental Test of a Vehicle Equipped with an Energy-Absorbing Device - Rigid Barrier.....	149	44
5.5 Conclusions.....	150	45
6 DATA PROCESSING AND ANALYSIS	151	46
6.1 Determination of Impact Parameters	151	46
6.1.1 Determination of the Kinematic Parameters of the Vehicle and Occupants from the Experimental Test Vehicle - Rigid Barrier.....	151	46
6.1.2 Determination of the Kinematic Parameters of the Vehicle and Occupants from the Experimental Test Vehicle with Impact Attenuation System - Rigid Barrier	156	46
6.1.3 Comparative Analysis of Kinematic Parameters.....	161	46
6.2 Calculation of Injury Criteria	170	50
6.3 Comparative Analysis and Validation of the Mathematical Model	174	52
6.3.1 Input Parameters for Simulations.....	174	52
6.3.2 Validation of the Mathematical Model.....	176	53
6.4 Conclusions.....	188	56
7 FINAL CONCLUSIONS. PERSONAL CONTRIBUTIONS. DISSEMINATION OF RESULTS. FUTURE RESEARCH DIRECTIONS.....	190	58
7.1 Final Conclusions.....	190	58
7.2 Personal Contributions.....	191	59
7.3 Dissemination of Results	192	60
7.4 Future Research Directions	192	60
SELECTIVE BIBLIOGRAPHY	194	62

REZUMAT (în limba română)

Accidentele rutiere constituie una din cauzele pierderii vieţilor oamenilor şi a vătămărilor grave la nivel global. Ele au consecinţe semnificative asupra siguranţei publice şi a economiei. În acest context, siguranţa ocupanţilor vehiculelor rămâne o preocupare majoră, iar dezvoltarea unor soluţii tehnice pentru reducerea severităţii coliziunilor reprezintă o direcţie importantă de cercetare. Prezenta teză îşi propune să cerceteze soluţiile tehnice aplicabile pentru atenuarea leziunilor ocupanţilor vehiculelor în cazul impactului frontal cu o barieră rigidă şi include propunerea unui sistem de amortizare destinat protecţiei acestora.

Necesitatea acestei cercetări este susţinută de statistici, care arată o rată ridicată a accidentelor severe, dar şi de reglementările internaţionale din ce în ce mai stricte privind siguranţa vehiculelor. În acest sens, obiectivul principal al tezei este conceperea unei soluţii tehnice care să contribuie la diminuarea forţelor transmise ocupanţilor în timpul impactului. Pentru atingerea acestui obiectiv, cercetările au inclus analiza teoretică şi experimentală a impactului vehicul-barieră, utilizând metode specifice de modelare matematică, simulare numerică şi testare.

Prima etapă a studiilor a constat într-o analiză a stadiului actual al cercetărilor privind impactul frontal autovehicul-barieră rigidă, incluzând aspecte generale legate de accidentele rutiere, date statistice relevante la nivel naţional şi internaţional, precum şi reglementările specifice privind siguranţa ocupanţilor. De asemenea, au fost examinate direcţiile de cercetare experimentale actuale, inclusiv metodele utilizate pentru investigarea acestui tip de impact şi abordările experimentale consacrate. Totodată, au fost analizate conceptele teoretice fundamentale referitoare la mecanica impactului, dinamica vehiculului, criteriile biomecanice utilizate în evaluarea vătămărilor, precum şi rolul sistemelor de siguranţă pasivă. Sinteza acestora a oferit un cadru solid pentru elaborarea modelului matematic, realizarea simulărilor numerice şi interpretarea rezultatelor experimentelor.

Ulterior, s-a realizat modelarea matematică a impactului frontal, dezvoltând un sistem bazat pe mase, arcuri şi amortizoare. Aceasta a fost utilă pentru a descrie comportamentul vehiculului şi al ocupanţilor în timpul coliziunii. Ecuaţiile de mişcare au fost determinate şi apoi modelate în Simulink. Ele au fost utilizate pentru analiza comportamentului sistemului în condiţii de impact. De asemenea, pentru a fundamenta analiza cu elemente finite, au fost studiate conceptele teoretice din mecanica analitică, comparând metodele Lagrange şi Gibbs-Appell. S-a observat că utilizarea metodei Gibbs-Appell necesită un număr redus de diferenţieri, ceea ce conduce la diminuarea volumului de calcule necesare în procesul de analiză. În acest scop, s-a elaborat un model numeric utilizând metoda elementelor finite pentru a studia coliziunea frontală dintre un autovehicul echipat cu sistem de amortizare şi o barieră rigidă. Construcţia şi discretizarea modelului au fost realizate în mediul software Hypermesh, parte a suitei Altair Hyperworks, iar rularea analizei a fost efectuată cu ajutorul rezolvatorului RADIOSS. Interpretarea datelor rezultate a fost efectuată prin intermediul aplicaţiilor Hyperview şi Hypergraph, permiţând o evaluare detaliată a comportamentului structural al vehiculului în condiţii de impact.

În teză sunt prezentate echipamentele, aplicaţiile software şi procedurile utilizate pentru achiziţia şi prelucrarea datelor experimentale.

Pe baza analizelor anterioare, a fost elaborată metodologia cercetării experimentale, care a inclus pregătirea experimentelor, stabilirea condiţiilor de impact şi desfăşurarea acestora. Testele au fost realizate pentru două scenarii distincte: un vehicul echipat cu sistemul de amortizare propus şi un vehicul standard, ambele fiind implicate într-o coliziune frontală cu o barieră rigidă. În fiecare test, au fost utilizate manechine instrumentate, iar datele au fost evaluate prin intermediul senzorilor de acceleraţie şi a aplicaţiilor software specializate.

Analiza şi prelucrarea datelor experimentale au furnizat parametrii cinematici ai vehiculului şi ocupanţilor pentru ambele scenarii de testare. Analiza comparativă a arătat o reducere semnificativă a forţelor

transmise ocupanţilor în cazul utilizării sistemului de amortizare, în special pentru pasagerul din spate, unde distribuţia forţelor de impact a fost optimizată. Pe baza parametrilor cinematici, au fost calculate criteriile biomecanice de vătămare, precum HIC 36 şi ThAC, pentru evaluarea efectelor impactului. În final, modelul matematic a fost calibrat şi validat prin compararea rezultatelor din simulările numerice cu cele experimentale, evidenţiindu-se o concordanţă relevantă pentru analiza impactului.

Concluziile cercetărilor evidenţiază aplicabilitatea soluţiei tehnice în domeniul siguranţei vehiculelor. Ele confirmă că utilizarea unui sistem de amortizare montat în bara paraşoc a unui vehicul poate contribui la reducerea severităţii impactului frontal asupra ocupanţilor. Metodologia de cercetare propusă poate constitui o bază pentru studiile viitoare pentru alte tipuri de coliziuni şi alte materiale inovatoare pentru amortizare.

ABSTRACT (in English)

Road accidents are one of the leading causes of loss of human lives and serious injuries globally. They have significant consequences for public safety and the economy. In this context, ensuring the safety of vehicle occupants remains a major concern, and the development of technical solutions to reduce collision severity represents an important area of research. This thesis aims to investigate technical solutions applicable for mitigating injuries of vehicle occupants in the event of a frontal impact with a rigid barrier and includes the proposal of a damping system designed for their protection.

The necessity of this research is supported by statistics showing a high rate of severe accidents, as well as by increasingly strict international regulations regarding vehicle safety. In this context, the main objective of the thesis is to design a technical solution that contributes to reducing the forces transmitted to occupants during impact. To achieve this objective, the research included both theoretical and experimental analysis of the vehicle-barrier impact, using specific methods such as mathematical modeling, numerical simulation, and testing.

The first stage of the studies consisted of an analysis of the current state of research regarding the frontal impact between a vehicle and a rigid barrier, including general aspects related to road accidents, relevant national and international statistical data, as well as specific regulations concerning occupant safety. Also, current experimental research directions were examined, including the methods used to investigate this type of impact and well-established experimental approaches. Fundamental theoretical concepts related to impact mechanics, vehicle dynamics, biomechanical criteria used in injury assessment, and the role of passive safety systems were also analyzed. This synthesis provided a solid basis for developing the mathematical model, conducting numerical simulations, and interpreting experimental results.

Subsequently, the mathematical modeling of the frontal impact was carried out by developing a system based on masses, springs, and dampers. This proved useful in describing the behavior of the vehicle and its occupants during the collision. The equations of motion were determined and then modeled in Simulink. They were used to analyze the behavior of the system under impact conditions. Also, to support the finite element analysis, theoretical concepts from analytical mechanics were studied, comparing the Lagrange and Gibbs-Appell methods. It was observed that the use of the Gibbs-Appell method requires fewer differentiations, which leads to a reduction in the amount of calculations needed during the analysis process. For this purpose, a numerical model was developed using the finite element method to study the frontal collision between a vehicle equipped with a damping system and a rigid barrier. The construction and discretization of the model were performed in the Hypermesh software environment, part of the Altair Hyperworks suite, and the analysis was carried out using the RADIOSS solver. The interpretation of the resulting data was performed using the Hyperview and Hypergraph applications, allowing for a detailed assessment of the structural behavior of the vehicle under impact conditions.

In the thesis, the equipment, software applications, and procedures used for the acquisition and processing of experimental data are presented. Based on the previous analyses, the experimental research methodology was developed, including the preparation of the experiments, the establishment of impact conditions, and their execution. The tests were conducted for two distinct scenarios: a vehicle equipped with the proposed damping system and a standard vehicle, both involved in a frontal collision with a rigid barrier. In each test, instrumented dummies were used, and the data were evaluated using acceleration sensors and specialized software applications.

The analysis and processing of the experimental data provided the kinematic parameters of the vehicle and occupants for both testing scenarios. The comparative analysis showed a significant reduction in the forces transmitted to the occupants when using the damping system, particularly for the rear passenger, where the distribution of impact forces was optimized. Based on the kinematic parameters, biomechanical injury criteria such as HIC 36 and ThAC were calculated to evaluate the effects of the

impact. Finally, the mathematical model was calibrated and validated by comparing the results of the numerical simulations with the experimental data, revealing a relevant correlation for impact analysis.

The conclusions of the research highlight the applicability of the technical solution in the field of vehicle safety. They confirm that the use of a damping system mounted in the bumper of a vehicle can contribute to reducing the severity of frontal impacts on occupants. The proposed research methodology can constitute a basis for future studies on other types of collisions and innovative damping materials.

1 STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR ÎN DOMENIUL ACCIDENTELOR RUTIERE

1.1 Generalități privind accidentele rutiere

Un accident rutier poate fi definit ca o circumstanță imprevizibilă ce implică cel puțin un eveniment periculos, manifestat prin producerea de vătămări fizice asupra ocupanților sau prin deteriorarea vehiculului implicat. În general, un eveniment neprevăzut este caracterizat prin faptul că depășește sfera controlului uman. Un astfel de incident ia naștere în momentul pierderii controlului și se încheie fie prin restabilirea acestuia, fie, în lipsa intervenției unor persoane capabile să redobândească controlul, prin degradarea tuturor bunurilor [1].

1.2 Statistica accidentelor rutiere

1.2.1 Statistica accidentelor în România

Accidentele rutiere provoacă, în continuare, un număr major de decese în România, țara cu cele mai multe victime ca rezultat din acest gen de evenimente în Uniunea Europeană.

În anul 2024, ERSO (În limba engleză „European Road Safety Observatory”) a publicat raportul "Country Overview 2024: Romania", care evidențiază faptul că, în anul 2021, România a înregistrat 1.779 de decese și 3.796 de persoane grav rănite în accidente rutiere. În ceea ce privește rata mortalității rutiere, documentul subliniază că România a avut în 2021 cel mai ridicat nivel din Uniunea Europeană, cu 93 de decese la un milion de locuitori.

Analiza evoluției pentru perioada 2012-2021 arată că reducerea numărului de victime fatale în România a fost de doar 13%, mult sub media Uniunii Europene, care a raportat o scădere de 25% în aceeași perioadă, Figura 1.1.

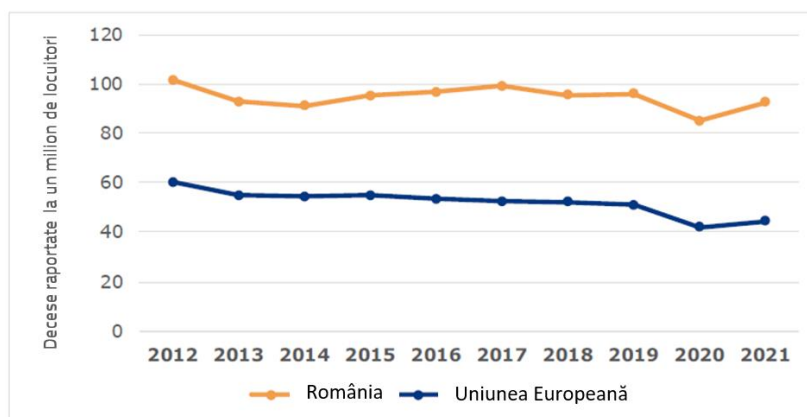


Figura 1.1 Evoluția ratei mortalității, 2012–2021, comparație România vs. UE [2]

Totuși, numărul persoanelor rănite grav a înregistrat o reducere mai accentuată, de 57%, cu cele mai semnificative scăderi în anii 2020 și 2021.

Acest aspect ar putea fi explicat, în mare parte, prin restricțiile naționale impuse în contextul pandemiei de COVID-19, care au limitat deplasările la strictul necesar, mai degrabă decât prin efectele unor îmbunătățiri ale infrastructurii sau ale campaniilor de conștientizare implementate ca parte a politicilor publice naționale [2].

1.2.2 Statistica accidentelor la nivel global

Conform unui raport publicat de Organizația Mondială a Sănătății (OMS) în 2023, numărul estimat de decese cauzate de accidente rutiere la nivel global în 2021 a fost de 1,19 milioane, ceea ce corespunde unei rate de 15 decese la 100.000 de locuitori. Această valoare reprezintă o reducere de aproximativ 5%

față de estimările din 2010, când s-au înregistrat 1,25 milioane de decese în trafic. Această reducere poate fi parțial atribuită implementării „Deceniului de Acțiune pentru Siguranța Rutieră 2011-2020”.

Numărul victimelor în accidente rutiere a atins un maxim în anul 2012, cu 1,26 milioane de decese, fiind urmat de o scădere progresivă începând din 2013 și continuând până în 2021 (Figura 1.2). O abatere notabilă de la această tendință descrescătoare a fost observată în 2020, când restricțiile de mobilitate impuse la nivel global pentru gestionarea pandemiei de COVID-19 au dus la o reducere semnificativă, dar temporară, a deceselor rutiere [3].

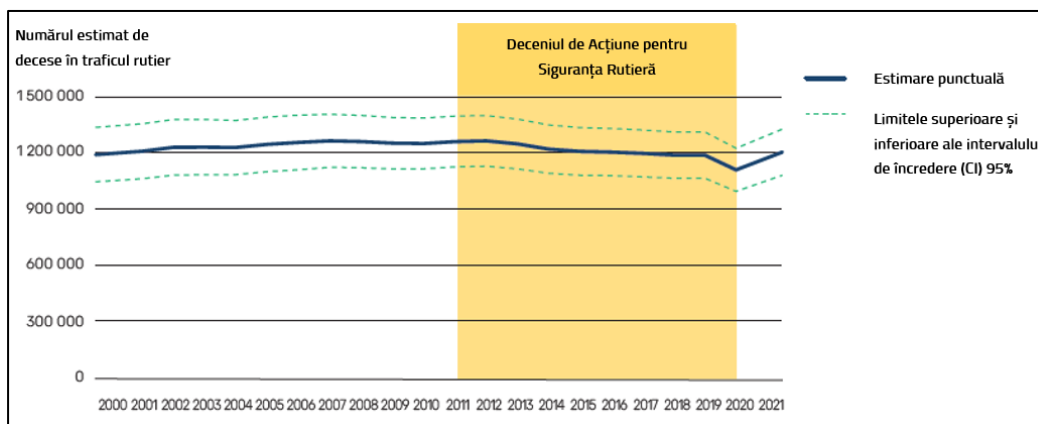


Figura 1.2 Numărul de decese în traficul rutier în perioada 2000-2021 [3]

IIHS publică un studiu în 2021 din care reiese faptul că o proporție semnificativă a deceselor în accidente rutiere, estimată la 20%, este atribuită vehiculelor care părăsesc carosabilul și se lovesc de obiecte fixe situate de-a lungul drumului. Printre obiectele cel mai frecvent implicate în astfel de accidente se numără copacii, stâlpii și barierele de protecție. Aproape jumătate dintre aceste incidente mortale au loc pe timp de noapte, când vizibilitatea redusă contribuie la creșterea riscurilor [4].

1.3 Norme și reglementări internaționale privind siguranța rutieră

1.3.1 Evaluarea siguranței autovehiculului

Programul European de Evaluare a Autovehiculelor Noi (Euro NCAP) are ca scop oferirea unei evaluări precise și obiective a nivelului de siguranță al vehiculelor, sprijinind astfel consumatorii în luarea deciziilor de achiziție. Programul se concentrează pe testarea celor mai populare modele de autovehicule comercializate în Uniunea Europeană și funcționează ca un parteneriat între sectorul public și cel privat, fiind independent de procedurile de omologare [5].

O metodă suplimentară de evaluare a siguranței vehiculelor constă în inspecția tehnică periodică, al cărei obiectiv principal este reducerea numărului de vehicule care pot prezenta defecțiuni actuale sau potențiale ce contribuie la producerea accidentelor rutiere [6].

1.3.2 Standarde de siguranță ale autovehiculelor

Un principiu esențial al reglementărilor tehnice legislative constă în evitarea impunerii unor cerințe stricte de proiectare, favorizând în schimb stabilirea unor criterii de performanță clar definite, care să fie evaluate prin teste de omologare.

La nivel global, perspectivele asupra reglementărilor privind siguranța vehiculelor diferă semnificativ. În Statele Unite, autoritățile competente au susținut că educația participanților la trafic, în special a conducătorilor auto, are un impact limitat asupra comportamentului acestora. Din acest motiv, prioritatea a fost acordată sistemelor de protecție pasivă, destinate să reducă leziunile în cazul unui accident, în timp ce măsurile de prevenire a accidentelor au fost plasate pe plan secund.

În schimb, reglementările europene au promovat o abordare diferită, plasând o responsabilitate mai mare asupra conducătorilor auto. Legislația europeană s-a concentrat în principal pe măsuri proactive, menite să prevină accidentele prin promovarea siguranței active și a unui comportament responsabil în trafic [7-9].

1.4 Stadiul actual al cercetărilor experimentale privind studiul impactului autovehicul – barieră rigidă

Studiile recente prezintă diverse manechine utilizate pentru a studia gradul de vătămare a capului. De exemplu, într-un studiu publicat în anul 2019 [10], un prototip de cap pentru manechin este evaluat prin intermediul unei platforme de testare, care înregistrează parametrii cinematici pe direcțiile X, Y, Z, utilizate pentru a determina criteriul de vătămare a capului (HIC).

Într-un alt studiu publicat în anul 2020 [11], în urma unor teste experimentale ce simulează cinematica ocupantului la impactul frontal cu barieră rigidă, se evaluează indicii de severitate a rănirii capului pentru manechinele reglementate Hybrid III 5th, 50th și 95th, utilizându-se același sistem de reținere.

Rezultatele cercetărilor experimentale pot fi evaluate prin comparație cu studiile virtuale așa cum se prezintă în studiul [12], unde a fost evaluat un manechin THOR-NT echipat cu o centură de siguranță standard în trei puncte (două teste frontale cu sania la viteza de 40 km/h).

O altă analiză între cercetarea experimentală și simularea numerică se regăsește în studiul [13], în care a fost dezvoltat un prototip de manechin comparat cu un manechin de sex masculin Hybrid III 50th. Comparația s-a realizat între testul experimental cu sania pentru dispozitivul antropomorfic dezvoltat și studiul virtual pentru manechinul Hybrid III.

Un studiu din anul 2021 [14] a extins cercetările anterioare realizate de NHTSA, utilizând dispozitivul antropomorfic THOR-50M în teste de impact frontal cu barieră rigidă la viteza de 56 km/h pentru a evalua performanța sa comparativ cu HIII-50M și cu rezultatele testelor NCAP.

1.5 Concluzii

Accidentele rutiere continuă să reprezinte o problemă majoră de sănătate publică și un factor semnificativ de pierdere economică la nivel global. Statisticile din România arată o rată ridicată a mortalității în comparație cu alte state europene, subliniind necesitatea unor măsuri mai riguroase de prevenire și intervenție. La nivel global, tendințele indică o scădere generală a deceselor rutiere în ultimele decenii.

Normele și reglementările internaționale au un rol esențial în promovarea siguranței rutiere prin stabilirea unor cerințe clare și aplicabile pentru vehiculele moderne. Evaluarea siguranței vehiculelor a devenit un proces complex, iar programele de informare pentru consumatori, precum Euro NCAP, contribuie semnificativ la creșterea nivelului de conștientizare a publicului.

În ceea ce privește cercetările impactului vehicul-barieră rigidă, acestea au înregistrat progrese semnificative prin utilizarea modelelor avansate de manechine antropomorfe, precum THOR și Hybrid III, care permit o analiză detaliată a cinematicii ocupanților și a forțelor de interacțiune. Totodată, dezvoltarea prototipurilor și a instalațiilor cu sanie a contribuit la extinderea capacității de testare și la îmbunătățirea acurateței în evaluarea riscurilor. Simulările numerice oferă posibilități importante pentru optimizarea construcției vehiculelor, însă diferențele dintre rezultatele experimentale și cele simulate subliniază necesitatea unei validări riguroase a modelelor.

În concluzie, reducerea numărului de accidente și a consecințelor acestora impune o abordare multidimensională, care să combine măsuri legislative stricte, tehnologii inovatoare și o educație eficientă a participanților la trafic. Progresul constant în domeniul siguranței vehiculelor și al reglementărilor internaționale demonstrează că reducerea riscurilor este posibilă, dar necesită un efort colectiv susținut la nivel național, respectiv global. Continuarea cercetărilor pentru studiul interacțiunii vehicul-barieră rigidă și integrarea noilor tehnologii va contribui semnificativ la crearea unui mediu rutier mai sigur.

1.6 Obiectivele tezei

Teza de doctorat abordează o temă de actualitate în domeniul siguranței rutiere, orientându-se pe conceperea unor soluții tehnice destinate atenuării leziunilor ocupanților vehiculelor în cazul coliziunilor frontale cu bariere rigide. Având în vedere statisticile alarmante privind accidentele rutiere atât la nivel național, cât și internațional, precum și reglementările tot mai stricte în ceea ce privește siguranța rutieră, obiectivele cercetării sunt orientate pe nevoia de a contribui la reducerea consecințelor acestora.

Obiectivul principal al tezei este conceperea unui sistem de amortizare a șocului vehiculului cu un obstacol, în scopul creșterii siguranței ocupanților. Pentru a atinge acest obiectiv, cercetarea include o analiză aprofundată a stadiului actual al cunoștințelor în domeniu, atât din perspectiva statisticilor și normelor internaționale, cât și a progreselor tehnologice și a soluțiilor existente în domeniul siguranței vehiculelor.

Urmează un studiu teoretic, detaliat, al coliziunilor, care analizează dinamica vehiculelor, sistemele de atenuare ale impactului, cinematica mișcării ocupantului și funcționarea sistemelor de siguranță ale vehiculului. Studiul a constituit un punct de plecare pentru dezvoltarea soluției tehnice.

După ce s-a realizat studiul teoretic, au fost stabilite următoarele obiective:

1. Elaborarea modelului matematic pentru impactul autovehicul - barieră rigidă.
2. Studiul în mediul virtual al impactului autovehicul – obstacol rigid. Simulările au permis evaluarea detaliată a interacțiunii dintre vehicul, ocupanți și barieră.
3. Utilizarea echipamentelor și a aplicațiilor software specializate pentru achiziția și prelucrarea datelor experimentale. Metodologia care va fi aplicată pentru organizarea cercetărilor pe modele fizice, va permite achiziția unui volum considerabil de date care vor fi utilizate pentru evaluarea criteriilor de vătămare și a efectelor coliziunilor frontale ale vehiculelor cu un obstacol asupra ocupanților.
4. Proiectarea și construcția echipamentului pentru creșterea siguranței rutiere.
5. Înregistrarea datelor și analiza rezultatelor în urma cercetărilor pe modele fizice. Cercetările vizează determinarea și analiza parametrilor cinematici care descriu comportamentul vehiculului și al ocupanților în timpul coliziunii, cum ar fi viteza și accelerația. Evaluarea criteriilor de vătămare constituie un alt aspect al cercetării. Ele oferă o bază pentru măsurarea severității leziunilor și a probabilității de apariție a acestora în diverse scenarii de impact.
6. Validarea modelului matematic conceput, care va fi realizată prin valorificarea rezultatelor obținute din testele experimentale și a celor furnizate de simulările numerice, utilizând metode statistice de analiză care asigură acuratețea și consistența concluziilor.

Dorința autorului lucrării, este aceea de a aduce un plus de cunoaștere în analiza coliziunilor frontale și la fundamentarea unei soluții tehnice inovatoare pentru îmbunătățirea siguranței ocupanților vehiculelor.

2 STUDIUL TEORETIC AL COLIZIUNILOR

2.1 Dinamica autovehiculului

2.1.1 Ecuația generală de mișcare a autovehiculului

Pentru formularea ecuației generale a mișcării, se consideră un autovehicul aflat în deplasare rectilinie pe un drum înclinat longitudinal cu unghiul α , în regim de viteză tranzitoriu cu accelerație pozitivă (Figura 2.1). Bilanțul de tracțiune, care determină echilibrul dinamic al autovehiculului, poate fi exprimat prin relația:

$$F_R = R_r + R_p + R_a + R_d \quad (2.1)$$

Unde: F_R – Forța totală la roată; R_r – Rezistența la rulare; R_p – Rezistența la urcarea pantei; R_a – Rezistența aerului; R_d – Rezistența la demarare.

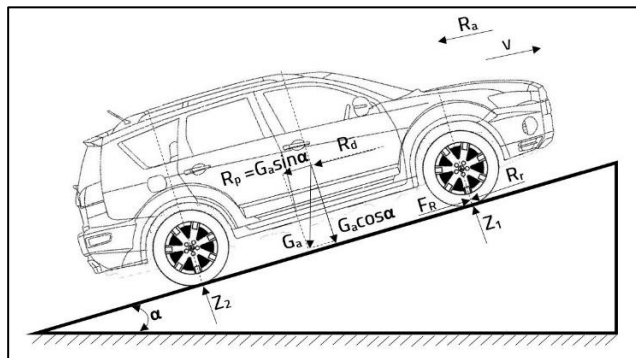


Figura 2.1 Reprezentarea schematică a rezistențelor la înaintarea autovehiculului

Ecuația generală de mișcare a autovehiculului este:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F_R - \sum R}{\delta \cdot m_a} \quad (2.2)$$

Unde: $\sum R$ -suma tuturor rezistențelor exterioare; δ - coeficientul maselor de rotație, v – viteza vehiculului și m_a – masa vehiculului [15].

2.1.2 Mecanica ciocnirii autovehiculului

Ciocnirea apare atunci când impulsurile corpurilor se modifică brusc. Pentru a dezvolta conceptul, în spiritul obiectivelor tezei, se consideră ciocnirea față-spate a două vehicule (Figura 2.2).

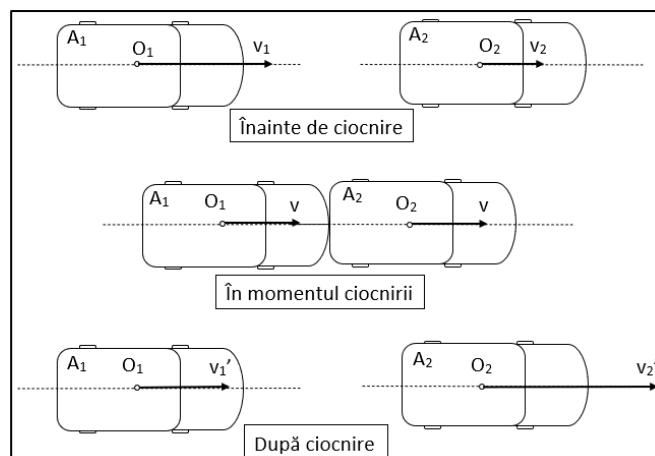


Figura 2.2 Ciocnirea față-spate dintre două autovehicule

Vehiculele notate cu A_1 şi A_2 au masele m_1 şi, respectiv, m_2 . Se presupune că vitezele lor iniţiale sunt v_1 şi v_2 , iar după ciocnire sunt v_1' şi v_2' . Deoarece impulsul se conservă rezultă [16]:

$$H_1 - H_0 = m_1 v_1' + m_2 v_2' - m_1 v_1 - m_2 v_2 \quad (2.3)$$

Înainte de ciocnire există o perioadă de comprimare, iar după producerea ciocnirii există o perioadă de relaxare [17]. În funcţie de coeficientul de restituire (k), ciocnirile centrice pot fi clasificate în trei categorii după cum urmează: Ciocniri elastice ($k=1$) - În timpul comprimării, energia cinetică este transformată în energie de deformare, care este complet restituită în faza de relaxare; Ciocniri plastice ($k=0$) - Corpurile vor fi doar comprimate, fără să existe relaxare [18], iar energia cinetică transformată în energie de deformare nu se mai restituie; Ciocniri naturale ($0 < k < 1$) - O parte din energia cinetică transformată în energie de deformare în timpul comprimării se restituie în faza de relaxare.

Pe durata unei ciocniri, se manifestă fenomenul de pierdere a energiei cinetice. Această pierdere se notează cu ΔE şi poate exprimată analitic după cum urmează [19-20]:

$$\Delta E = E_0 - E_1 = \left(\frac{1}{2} \cdot m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} \cdot m_2 v_2^2 \right) - \left(\frac{1}{2} \cdot m_1 v_1'^2 + \frac{1}{2} \cdot m_2 v_2'^2 \right) \quad (2.4)$$

Pentru modul particular al impactului unui autovehicul cu o barieră rigidă nedeformabilă (Figura 2.3), se consideră că bariera are masă infinită ($m_2 \rightarrow \infty$) şi viteza nulă atât înainte, cât şi după impact ($v_2 = v_2' = 0$).

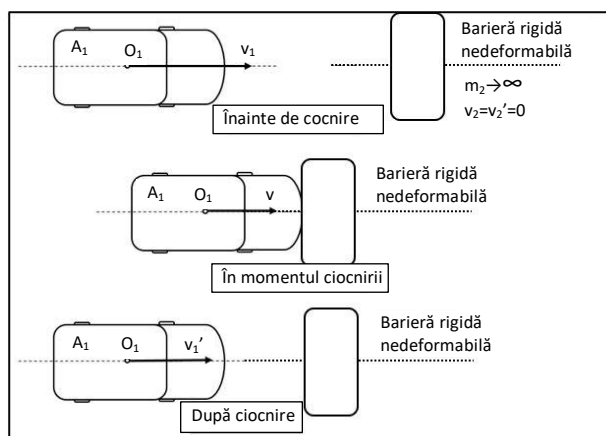


Figura 2.3 Ciocnirea dintre un autovehicul şi o barieră rigidă nedeformabilă

Se obţine forma particularizată:

Impuls iniţial:

$$H_0 = m_1 v_1 + m_2 v_2 \approx m_1 v_1 \quad (2.5)$$

Impuls final:

$$H_1 = m_1 v_1' + m_2 v_2' \approx m_1 v_1' \quad (2.6)$$

Conservarea impulsului (adaptată):

$$m_1 v_1 \approx m_1 v_1' \Rightarrow v_1' \approx -k \cdot v_1 \quad (2.7)$$

Unde:

- $k = 0$ pentru impact plastic (vehiculul rămâne lipit de barieră $\rightarrow v_1' = 0$);
- $k = 1$ pentru impact elastic (vehiculul ricoşează complet $\rightarrow v_1' = -v_1$).

Percuţia (impulsul forţei):

$$P = m_1(v_1' - v_1) = m_1(-kv_1 - v_1) = -m_1(1 + k)v_1 \quad (2.8)$$

Pierdere de energie cinetică:

$$\Delta E = \frac{1}{2} \cdot m_1 v_1^2 - \frac{1}{2} \cdot m_1 v_1'^2 = \frac{1}{2} \cdot m_1 v_1^2 (1 - k^2) \quad (2.9)$$

2.2 Sisteme de atenuare a impactului autovehiculului cu un obstacol

2.2.1 Structura autovehiculului

Caroseria unui vehicul este structura superioară folosită pentru transportul de persoane, bunuri sau echipamente. Ea poate fi neportantă, semiportantă sau portantă (monococă) în funcție de integrarea cu cadrul vehiculului [21]. Modelele moderne de carosorie monococă oferă rigiditate crescută și greutate redusă. Caroseria trebuie să absoarbă energia de impact, să fie ușor de reparat și să asigure o rezistență aerodinamică minimă.

Structura caroseriilor autovehiculelor moderne fabricate din oțel se bazează pe conceptul ULSAB (În limba engleză „Ultra Light Steel Auto Body”). Acesta urmărește optimizarea greutății vehiculului fără a compromite siguranța. Pentru construcție se utilizează table de oțel cu grosimi de maxim 1,0 mm [peste 50% oțeluri slab aliate de înaltă rezistență (HSLA) și ultra-înaltă rezistență (UHSLA)]. Conținutul redus de carbon (0,05%-0,25%) din oțelurile HSLA conferă o sudabilitate bună, iar elementele de aliere adăugate, precum manganul, cromul, zirconiu, titan etc., sporesc rezistența mecanică și durabilitatea. În Figura 2.4 sunt prezentate câteva informații privind materialele folosite la caroseriile vehiculelor.



Figura 2.4 Materialele din care este realizată caroseria unui autovehicul [22]

Cercetările actuale au deschis calea către fabricarea de caroserii ce utilizează materiale din fibre de carbon și sticlă, combinate cu rășini epoxidice. Avantajul acestor materiale compozite îl reprezintă economia de metal, precum și mentenanța simplificată prin înlocuirea componentelor cu altele de rezervă. În plus, aceste compozite asigură o rezistență mecanică de patru până la cinci ori mai mare comparativ cu cea a materialelor uzuale [22].

2.2.2 Soluții tehnice de echipamente/componente destinate absorbției energiei degajată în timpul impactului

Ca rezultat al analizei întreprinse, soluția tehnică propusă conține un sistem de amortizare care cuprinde recipiente din plastic (denumiți și acumulatori energetice) umpluți cu apă și instalați în suporturi din plastic de tip fagure, poziționate strategic în structura frontală a vehiculului.

Dimensiunile sistemului sunt: 1231 mm lățime, 241 mm adâncime, 301 mm înălțime. El conține 45 de acumulatori energetice.

Conceptul sistemului de amortizare a fost realizat în aplicația software Catia v5 și este prezentat în Figura 2.5.

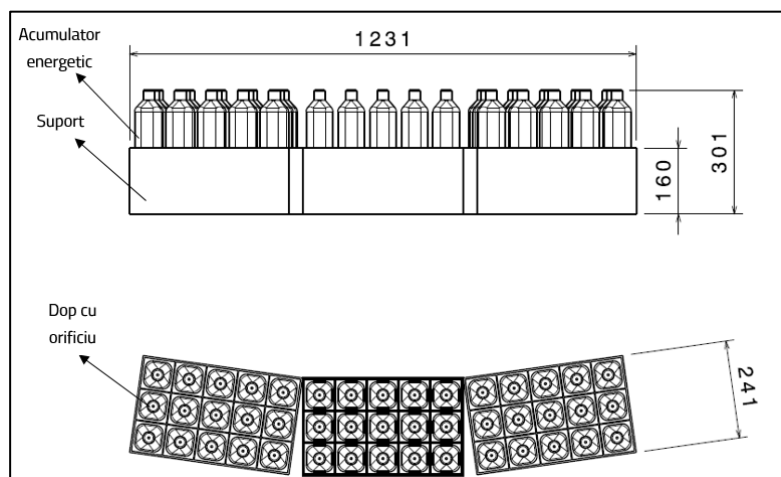


Figura 2.5 Modelul 2D al sistemului de amortizare format din setul de acumuloare energetice cu apă (vederi: frontală, de sus)

Ideea acestui sistem a fost inspirată de barierele umplute cu apă, utilizate în mod obișnuit în zonele de construcție a drumurilor [23]. Aceste bariere oferă o soluție practică și cu costuri reduse. Prin ajustarea dimensiunii și formei suportului de tip fagure sau a cantității de apă conținută, caracteristicile de absorbție a energiei pot fi reglate pentru diferite tipuri de vehicule și scenarii de coliziune. În plus, apa acționează ca un lichid de răcire natural în timpul impactului, disipând căldura generată în proces, ceea ce ar putea ajuta la atenuarea pericolelor de incendiu în anumite scenarii de accident. Pe lângă proprietățile de amortizare ale recipientilor umpluți cu apă, acest sistem oferă și alte avantaje. În primul rând, utilizarea apei ca mediu de absorbție a impactului este ecologică, deoarece nu este toxică. Combinația dintre apă și suporturile din plastic, cu formă de fagure, distribuie forțele de impact uniform, reducând stresul localizat asupra structurii vehiculului. Această abordare ar putea fi rentabilă în producție datorită disponibilității pe scară largă și a costului scăzut atât al materialelor plastice, cât și al apei, ceea ce o face o opțiune viabilă pentru producția de masă în sistemele de siguranță ale autovehiculelor.

2.2.3 Sisteme de siguranță pasivă

Sistemele de siguranță pasivă sunt concepute pentru a proteja ocupanții în timpul unui accident, fără a necesita nicio acțiune din partea conducătorului vehiculului sau a pasagerilor. Siguranța pasivă internă cuprinde atât elementele structurale, cât și echipamentele de siguranță instalate în vehicul. Împreună, acestea lucrează pentru a diminua forțele și accelerațiile experimentate de ocupanți în timpul unei coliziuni. Elementele structurale absorb energia de impact și păstrează spațiul pentru supraviețuire, în timp ce echipamentele de siguranță, cum ar fi pernele de aer, ansamblele centurilor de siguranță și tetierele, oferă protecție suplimentară. În plus, aceste sisteme asigură operabilitatea componentelor critice necesare pentru evacuarea în siguranță a ocupanților în urma unui accident [24]. Conceptele de protecție structurală și de absorbție a energiei de impact, care contribuie la siguranța pasivă, au fost descrise în subcapitolele 2.2.1 și 2.2.2. Componentele sistemelor de siguranță pasivă referitoare la reținerea ocupanților, sunt prezentate în Figura 2.6.

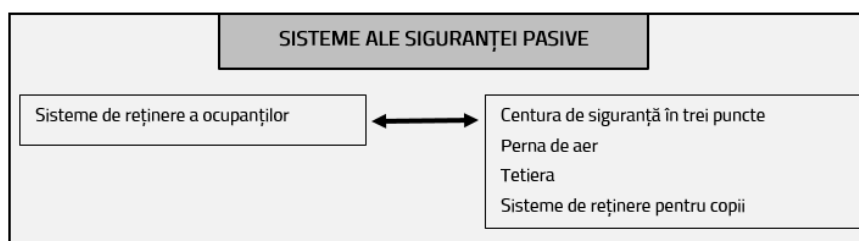


Figura 2.6 Sisteme de siguranță pasivă pentru reținerea ocupanților

2.3 Cinematica mişcării ocupantului, în condiţiile impactului

2.3.1 Mişcarea ocupanţilor autovehiculului

Ocupanţii, care nu sunt echipaţi cu centură de siguranţă, suferă răni grave în timpul coliziunilor frontale, deoarece continuă să se deplaseze la viteza vehiculului înainte de accident, urmată de oprirea bruscă a vehiculului. Astfel, se produce ciocnirea cu suprafeţele interioare, care oferă mult mai puţină protecţie decât o centură de siguranţă sau o pernă de aer. În schimb, centurile de siguranţă şi pernele de aer încetinesc mişcarea ocupantului, reducând viteza în raport cu vehiculul şi forţele de impact [25-26].

2.3.2 Criterii de vătămare şi limite biomecanice

Criteriile de vătămare şi limitele biomecanice sunt concepte fundamentale în înţelegerea toleranţei umane la impact. Aceste criterii sunt calculate pe baza unor măsurători fizice care ajută la cuantificarea nivelului forţei, acceleraţiei sau stresului pe care diferite părţi ale corpului le pot suporta înainte de a apărea leziuni cu un anumit nivel de severitate. Corelarea se realizează cu ajutorul scării AIS (În limba engleză „Abbreviated Injury Scale”) [27], care clasifică leziunile după gravitate. AIS atribuie o valoare numerică leziunilor în funcţie de severitatea acestora, cu următoarele scoruri : 1 (minoră), 2 (moderată), 3 (serioasă), 4 (severă), 5 (critică) şi 6 (fatală).

Criteriul de vătămare a capului (HIC) este frecvent utilizat pentru evaluarea riscului de accidentare. Acest criteriu calculează riscul de vătămare la nivelul capului pe baza acceleraţiei maxime rezultante în timpul unui impact. O valoare ridicată a criteriului HIC indică un risc mai mare de leziuni grave ale capului, cum ar fi comotia cerebrală, fracturi ale craniului sau leziuni ale creierului [28]. În funcţie de intervalul de timp (t_2-t_1) de 15 ms sau 36 ms, criteriul HIC se calculează cu următoarea relaţie:

$$HIC = \left[\left(\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a_R(t) dt \right)^{2.5} (t_2 - t_1) \right]_{max} \quad (2.10)$$

Unde: t_1, t_2 – limitele de timp pentru intervalul dt în care HIC atinge valoarea maximă ($t_2-t_1=15$ ms sau 36 ms); a_R - acceleraţia rezultantă ($a_R = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}$) măsurată în centrul capului manechinului în g.

În Figura 2.7 este prezentată echivalenţa între HIC şi scara AIS, stabilită pe baza unor experimente realizate pe subiecţi umani post-mortem, prin teste de impact frontal desfăşurate în condiţii controlate.

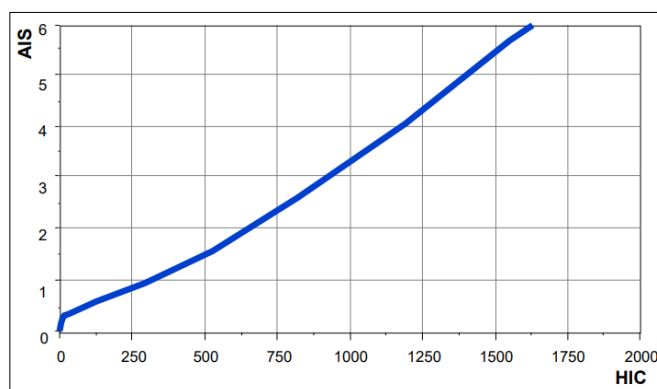


Figura 2.7 Echivalenţa între HIC şi scara AIS [29]

Unul dintre criteriile utilizate pentru a evalua riscul de rănire a toracelui este criteriul de toleranţă a toracelui ThAC (În limba engleză „Thorax Acceptability Criterion”). Criteriul se exprimă în unităţi g şi reprezintă valoarea maximă absolută a acceleraţiei rezultante ($UNECE\ 80 < 30\ g \approx 294.3\ m/s^2$ / FMVSS 208

$< 60 \text{ g} \approx 588.6 \text{ m/s}^2$) la nivelul toracelui pe o durată exprimată în milisecunde (UNECE 80 / FMVSS 208: 3 ms).

2.4 Concluzii

În sistemele izolate, cum ar fi coliziunile vehiculelor, impulsul total este conservat indiferent de tipul de coliziune. Cu toate acestea, energia cinetică este pe deplin conservată doar în ciocnirile elastice, în timp ce în ciocnirile neelastice, energia se transformă în căldură sau deformare structurală.

Dinamica vehiculului influențează rezultatele coliziunilor influențând stabilitatea și controlul direcției de deplasare. Prin optimizarea dinamicii vehiculelor, producătorii asigură premisele pentru a îmbunătăți stabilitatea și capacitatea de reacție, care sunt esențiale pentru reducerea riscului de accidente și creșterea siguranței rutiere. Reducerea rezistenței aerodinamice îmbunătățește stabilitatea la viteze mari și scade consumul de combustibil.

Sistemele pentru atenuarea impactului, inclusiv modelele de caroserie și soluțiile tehnice de echipamente sau componente destinate absorbției energiei, au un rol esențial de protecție în scenariile de coliziune. Caroseriile vehiculelor sunt proiectate cu configurații structurale specifice, cum ar fi modelele portante, semi-portante sau neportante. Vehiculele moderne sunt fabricate din materiale de înaltă rezistență, cum ar fi oțelurile HSLA și UHSLA, pentru a crea structuri mai ușoare, dar rezistente la solicitări mecanice, care absorb energia de impact. În completarea inovațiilor structurale pot fi menționate soluțiile tehnice pentru absorbția energiei pe baza materialelor avansate precum oțel cu conținut ridicat de mangan, compozite din fibră de carbon și termoplastice. Aceste materiale sunt capabile să absoarbă o energie semnificativă de impact, protejând ocupanții prin distribuirea forțelor de coliziune. Mai mult, utilizarea materialelor termoplastice reciclabile susține sustenabilitatea, oferind un echilibru între responsabilitatea ecologică și performanța tehnică. Sistemele de siguranță pasivă, inclusiv zonele de deformare controlată, centurile de siguranță și pernele de aer, sunt concepute pentru a se activa în timpul coliziunilor. Siguranța ocupanților depinde în mare măsură de sistemele de reținere care controlează mișcarea acestora în timpul unei coliziuni. Centurile de siguranță și pernele de aer funcționează în tandem pentru a reduce deplasarea ocupanților, limitând forțele exercitate asupra capului, gâtului și toracelui.

Criteriile de vătămare și limitele biomecanice ghidează standardele de reglementare în siguranța autovehiculelor, stabilind praguri pentru forțele exercitate asupra regiunilor critice ale corpului, cum ar fi capul, gâtul și trunchiul. Progresele în biomecanică au condus la metode elaborate de predicție a gradului de vătămare și la manechine de testare a accidentului realiste. Cercetările întreprinse pe acestea sporesc acuratețea evaluărilor în ceea ce privește severitatea leziunilor și contribuie la dezvoltarea siguranței autovehiculelor.

3 MODELARE MATEMATICĂ ŞI SIMULĂRI NUMERICE ALE IMPACTULUI AUTOVEHICUL – BARIERĂ RIGIDĂ

3.1 Elaborarea şi implementarea modelului matematic

3.1.1 Noţiuni de bază ale cinematicii impactului

În cazul unui accident, cinematica ocupantului este descrisă de trei faze distincte ale mişcării:

1. Începutul mişcării ocupantului de la poziţia de repaus pe scaunul vehiculului până la impactul iniţial al acestuia cu componentele interioare ale habitaculului;
2. De la impactul ocupantului cu componentele autovehiculului până la accelerarea acestuia;
3. De la începutul mişcării accelerate a ocupantului până la sfârşitul acesteia [25].

3.1.2 Modele matematice de referinţă pentru impactul frontal

Modelarea matematică a impactului autovehicul – barieră rigidă are la bază un model simplificat alcătuit dintr-o masă şi un resort elastic. Sistemul permite deplasarea autovehiculului pe direcţia X către o barieră rigidă, modelul fiind caracterizat de un singur grad de libertate. Structura caroseriei unui autovehicul dispune de zone speciale de absorbţie a energiei şocului, astfel că modelul poate fi optimizat prin montarea unui amortizor în partea frontală [30].

3.1.3 Parametrii de intrare şi ieşire

Parametrii de intrare sunt statici şi reprezintă condiţiile iniţiale ale modelului, iar valorile acestora sunt constante şi prin urmare nu variază în timp. Aceştia sunt: m_1 -masa vehiculului; m_2 -masa toracelui ocupantului; m_3 -masa capului ocupantului; k_1 -rigiditatea părţii frontale a vehiculului; k_2 -rigiditatea sistemului de reţinere; k_3 -rigiditatea gâtului ocupantului; c_1 -coeficientul de amortizare pentru partea frontală a vehiculului; c_2 - coeficientul de amortizare pentru sistemul de reţinere; c_3 - coeficientul de amortizare pentru gâtul ocupantului; F -forţa ce transmite mişcarea sistemului.

Parametrii de ieşire sunt dinamici, iar valorile acestora variază în timp. Prin derivare în raport cu timpul, se determină valorile vitezelor şi acceleraţiilor vehiculului, precum şi ale capului şi toracelui ocupantului: $v_1(\dot{x}_1), a_1(\ddot{x}_1)$ -viteza, respectiv acceleraţia vehiculului; $v_2(\dot{x}_2), a_2(\ddot{x}_2)$ -viteza, respectiv acceleraţia toracelui ocupantului; $v_3(\dot{x}_3), a_3(\ddot{x}_3)$ -viteza, respectiv acceleraţia capului ocupantului.

3.1.4 Ipoteze de lucru adoptate

Modelul matematic utilizează un sistem compus din trei mase distincte, acestea fiind asociate autovehiculului (m_1), toracelui şi capului ocupantului (m_2 , respectiv m_3).

Conexiunile între masele sistemului, precum şi între autovehicul şi bariera rigidă sunt realizate prin intermediul unor resorturi elastice cu rigidităţi diferite. Pentru a disipa o parte din energia eliberată de resorturile asociate corpurilor m_1 , m_2 , respectiv m_3 şi a reduce numărul şi amplitudinea oscilaţiilor s-au montat amortizoare. Coeficienţii de amortizare (c) se determină analitic, astfel:

$$c_c = 2\sqrt{m \cdot k} \quad (3.1)$$

$$c = \zeta \cdot c_c \quad (3.2)$$

Unde: c_c - coeficientul de amortizare critică; ζ - fracţiunea din amortizarea critică.

Sistemelor cu amortizare critică, care revin la starea iniţială în cel mai scurt timp posibil, le corespunde o valoare a fracţiunii din amortizarea critică $\zeta=1$. Atunci când $\zeta>1$ se produce un efect de amortizare mai

mare şi sistemul devine supra-amortizat. Sistemul devine sub-amortizat atunci când se îndeplineşte condiţia $\zeta < 1$. Valoarea fracţiunii din amortizarea critică se determină pe cale experimentală.

Se consideră că forţa de deformare este proporţională cu rigiditatea arcului, astfel că simularea deformării autovehiculului se realizează prin intermediul unui element elastic, acesta asigurând rigiditatea k_1 dintre partea frontală deformabilă a autovehiculului şi bariera rigidă. Ocupantul este reţinut în scaun cu ajutorul unei centuri de siguranţă, reprezentată printr-un resort elastic cu rigiditatea k_2 . Articulaţia gâtului este simulată cu ajutorul elementului elastic dintre cap şi torace, acesta având rigiditatea k_3 . Utilizând legea lui Hooke se pot calcula valorile rigidităţilor celor trei arcuri, prin raportul dintre forţa aplicată F_A şi deformarea rezultată x :

$$k = \frac{F_A}{x} \quad (3.3)$$

Modelul este caracterizat de trei grade de libertate aferente celor trei mase care execută translaţii pe axa x . Sunt permise deplasările x_1 , x_2 şi x_3 corespunzătoare autovehiculului, toracelui, respectiv capului ocupantului. Mărimile deplasărilor satisfac condiţia $x_3 > x_2 > x_1$.

Ecuatiile de mişcare ale sistemului se determină prin trasarea diagramei deplasării corpului liber corespunzătoare fiecărei mase, urmând ca prin aplicarea principiului al II-lea al mecanicii, forţa = masa * acceleraţie (pe axa X), să se obţină sistemul de ecuaţii diferenţiale.

Modelul matematic are următoarele limite:

- Permite doar translaţiile pe axa X . Modelul este caracterizat de trei grade de libertate.
- Modelul calculează doar parametrii cinematici ai capului şi toracelui ocupantului.

3.1.5 Elaborarea schemei logice de calcul

În Figura 3.1 este prezentată schema logică de calcul, ilustrând etapele esenţiale ale dezvoltării modelului matematic.

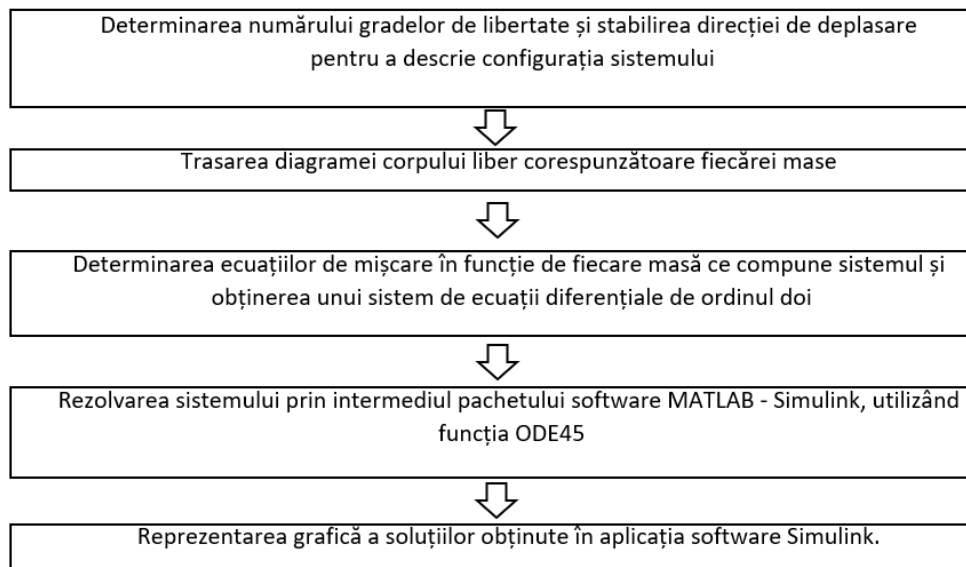


Figura 3.1 Schema logică de calcul

3.1.6 Reprezentarea grafică a modelului matematic

Pentru elaborarea modelului matematic, necesar simulării numerice a dinamicii vehiculului şi a ocupantului, în cazul unui impact frontal cu o barieră rigidă, a fost realizată o schemă a sistemului masă-resort-amortizor cu trei grade de libertate (Figura 3.2).

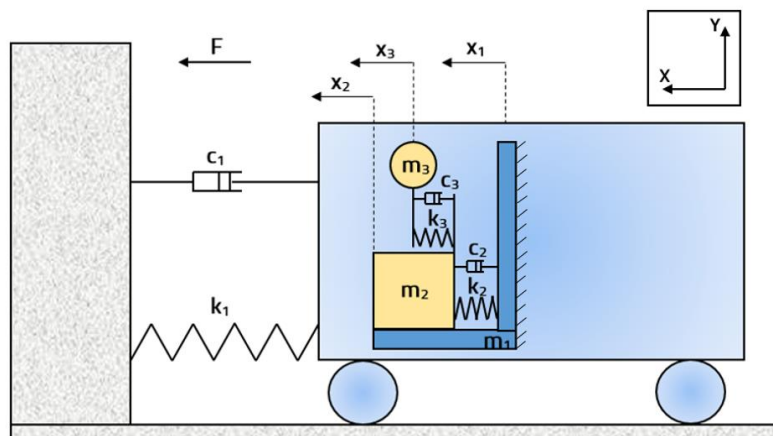


Figura 3.2 Sistemul masă-resort-amortizor cu trei grade de libertate

3.1.7 Determinarea și implementarea ecuațiilor în schema de calcul

Sistemul este caracterizat de trei grade de libertate și prin urmare se vor determina trei ecuații de mișcare corespunzătoare deplasărilor celor trei corpuri pe axa X.

Știind că pentru sistemele cu mișcare de translație, suma forțelor externe care acționează asupra unui corp într-o direcție dată este egală cu produsul dintre masa acestuia și accelerația în acea direcție, relațiile de calcul pentru ecuațiile de mișcare se vor stabili prin aplicarea principiului al doilea al mecanicii. Sensul pozitiv ($\leftarrow$) se alege în funcție de direcția de deplasare, urmând să se determine ecuațiile ce descriu mișcarea corpurilor ce compun sistemul.

Pentru corpul m_1 :

$$F - c_1\dot{x}_1 - c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1x_1 - k_2(x_1 - x_2) = \ddot{m}_1x_1 \quad (3.4)$$

Pentru corpul m_2 :

$$-c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - k_2(x_2 - x_1) - k_3(x_2 - x_3) = \ddot{m}_2x_2 \quad (3.5)$$

Pentru corpul m_3 :

$$-c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - k_3(x_3 - x_2) = \ddot{m}_3x_3 \quad (3.6)$$

Sistemul de trei ecuații diferențiale de ordinul doi se poate rezolva în MATLAB-Simulink.

3.1.8 Interfața pachetului software MATLAB-Simulink

Aplicația software MATLAB este utilizată într-o varietate de domenii ingineresti, precum și în diverse aplicații de calcul științific. Pachetul MATLAB dispune de un modul denumit Simulink, aceasta fiind o aplicație de programare grafică integrată. Simulink este utilizat pentru modelarea, analiza și simularea sistemelor dinamice, precum și în cazul algoritmilor de control. Modulul Simulink dispune de o bibliotecă proprie de blocuri și subsisteme, existând posibilitatea de a combina sistemele discrete cu cele continue.

Tipurile blocurilor pot varia, în funcție de preferințele utilizatorului în ceea ce privește modelarea matematică în accidentologie. Astfel, forțele sunt introduse prin intermediul blocurilor „Constant”. Pentru operațiile aritmetice se folosesc blocurile „Add”, pentru înmulțirea cu o valoare constantă se folosesc blocurile „Gain”, pentru integrarea unui semnal de intrare în raport cu timpul având rezultatul ca semnal de ieșire se utilizează blocurile „Integrator”, iar pentru reprezentarea grafică a soluțiilor sunt necesare blocurile „Scope”.

Multe probleme de modelare, cu aplicații de inginerie, pot fi formulate folosind ecuații diferențiale obișnuite (ODE). Pachetul Simulink dispune de un modul de calcul predefinit pentru a calcula ODE (ex. ODE45 – Dormand-Prince, ODE15s – stiff/NDS etc) [31-32].

În concluzie, după alegerea modului de calcul, se setează durata simulării și se rulează simularea. Blocul “Scope” afișează semnale din domeniul timpului.

3.1.9 Proceduri de lucru și implementarea modelului

Rezolvarea ecuațiilor de mișcare s-a efectuat prin intermediul pachetului Simulink-MATLAB, iar pentru modelare s-au utilizat blocuri din librăria aplicației.

Astfel, s-au calculat parametrii de intrare pentru un autovehicul cu masa m_1 de 1020 kg, precum și pentru manechinul Hybrid III 50TH masculin cu masa totală de 77.7 kg, acesta având masa toracelui m_2 de 40.23 kg, respectiv a capului m_3 de 4.54 kg. Simularea numerică s-a realizat pentru o viteză inițială a autovehiculului de 16.7 m/s.

Forța de intrare în sistem s-a calculat prin înmulțirea maselor ce compun sistemul cu accelerația. Astfel, s-a considerat valoarea absolută a decelerației maxime a vehiculului de 255 m/s², aceasta fiind preluată din experimentul realizat de autor la Institutul de Cercetare Dezvoltare al Universității Transilvania din Braşov pentru impactul autovehiculului cu o barieră rigidă la viteza de aproximativ 16.7 m/s. Forța a fost calculată pe baza masei totale a sistemului, incluzând atât vehiculul, cât și masa completă a ocupantului. Din același experiment s-a preluat valoarea deformației medii în partea frontală (0.372 m) necesară pentru determinarea rigidității autovehiculului (k_1) [33].

Determinarea rigidităților k_2 , respectiv k_3 s-a realizat prin utilizarea de date experimentale ale deplasărilor din publicații științifice de specialitate [34-35]. Rigiditatea sistemului de reținere s-a calculat pentru o forță aplicată la nivelul toracelui de 7000 N, rezultând o deformare a acestuia de 0.043 m. Rigiditatea gâtului s-a determinat pentru o forță aplicată de 4200 N și o deformare de 0.107 m care reprezintă lungimea medie a gâtului unui om de 0.1 m și deformarea propriu-zisă a acestuia de 0.007 m.

Coeficienții de amortizare [N*s/m] s-au calculat pentru o fracțiune din amortizarea critică de 0.3. Valoarea se determină pe cale experimentală pentru o mai bună acuratețe a rezultatelor.

În Figura 3.3, sunt prezentați parametrii de intrare utilizați pentru modelarea sistemului.

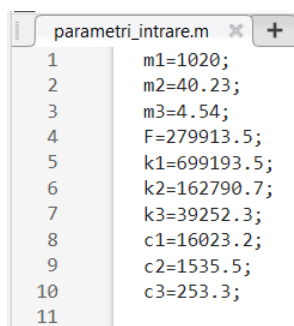


Figura 3.3 Parametrii de intrare pentru modelarea matematică

Cele trei ecuații de mișcare au fost modelate în Simulink prin conectarea blocurilor “Constant” pentru forța sistemului, “Gain” pentru înmulțirea rigidităților și amortizărilor, “Add” pentru stabilirea semnelor de adunare sau scădere (+/-) și “Integrator” pentru integrarea în raport cu timpul. Afișarea rezultatelor s-a realizat prin intermediul blocurilor “Scope”, fiind utilizate două blocuri cu trei intrări fiecare pentru reprezentarea grafică a vitezelor (x_1' , x_2' , x_3') și accelerațiilor (x_1'' , x_2'' , x_3'') sistemului. Modelul este prezentat în Figura 3.4.

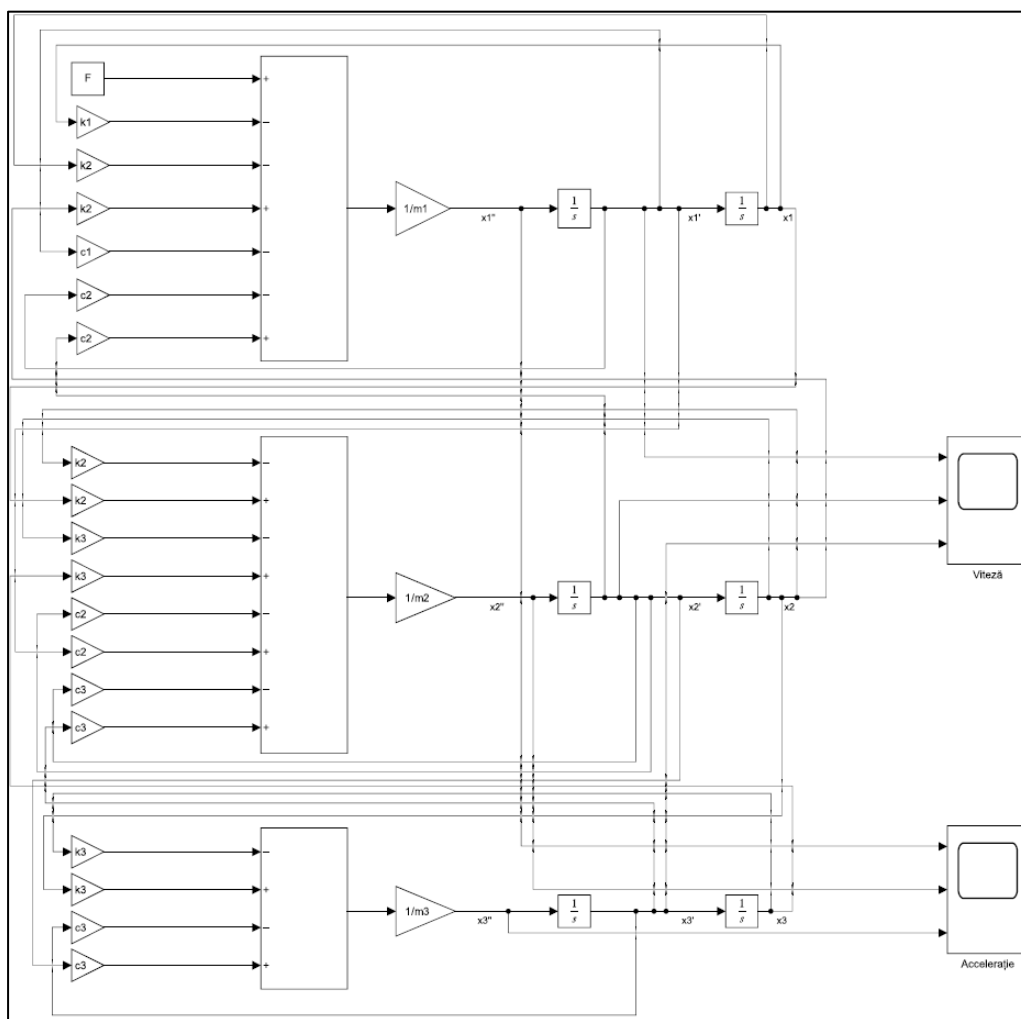


Figura 3.4 Model pentru impactul autovehiculului cu o barieră rigidă

Rezolvarea sistemului s-a realizat cu modulul de calcul ODE45 pentru o durată a simulării de 0.3 secunde (figurile 3.5-3.6).

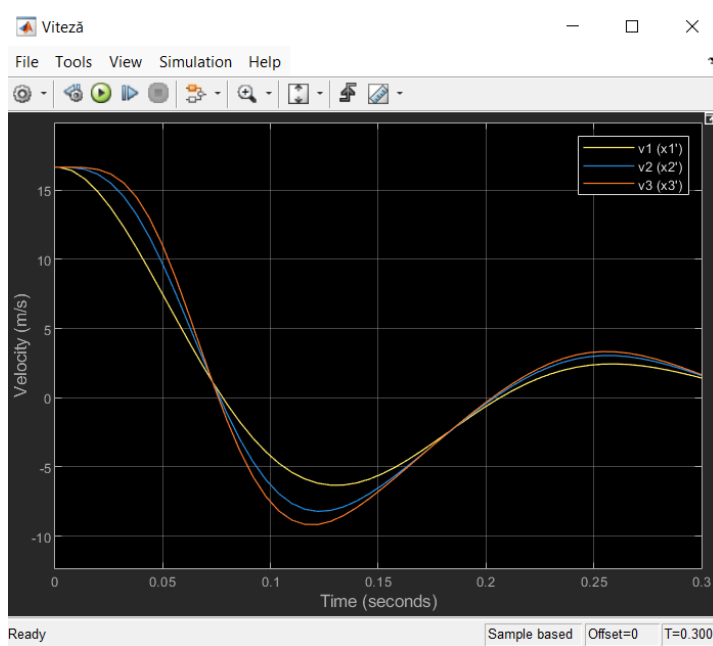


Figura 3.5 Vitezele sistemului

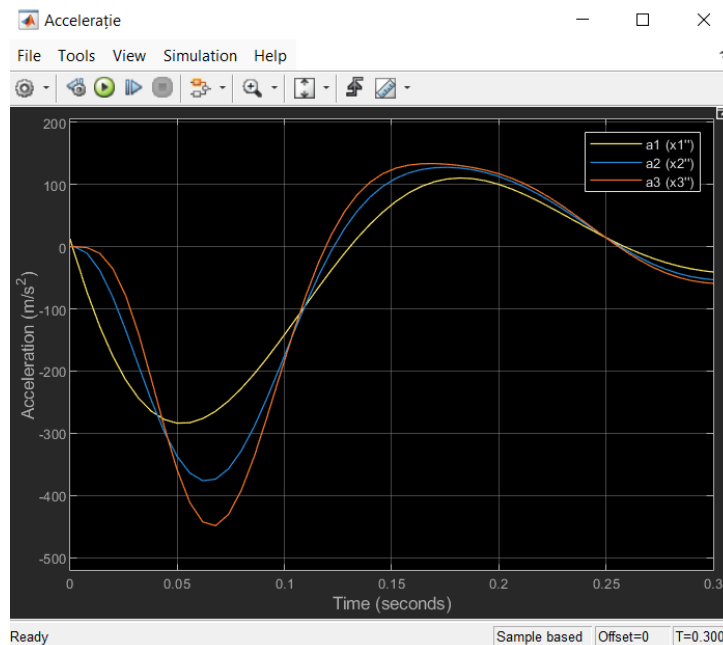


Figura 3.6 Accelațiile sistemului

Înainte de impact, toate cele trei componente ale sistemului (vehicul, torace, cap) au aceeași viteză de 16,7 m/s. Pe durata coliziunii, se observă decelerarea vehiculului, urmată de răspunsurile întârziate ale toracelui și capului ocupantului. Valorile absolute ale decelerației maxime sunt: $|a_1|_{\max}$ - vehicul (283,7 m/s²), $|a_2|_{\max}$ - torace (376,2 m/s²), $|a_3|_{\max}$ - cap (448,6 m/s²).

3.2 Metode analitice avansate pentru extinderea modelării matematice către analiza cu elemente finite

În contextul extinderii modelării matematice anterioare, metoda elementelor finite (MEF) este utilizată pentru a satisface cerințele tot mai stricte ale ingineriei moderne. MEF facilitează trecerea de la abordările simplificate către o descriere detaliată a comportamentului sistemelor cu multiple grade de libertate.

3.2.1 Ecuațiile lui Lagrange

Exprimarea analitică clasică a ecuațiilor lui Lagrange este următoarea:

$$\frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial L}{\partial \dot{\delta}} \right\}_L - \left\{ \frac{\partial L}{\partial \delta} \right\}_L = 0 \quad (3.7)$$

Unde: L – Lagrangianul; δ – coordonatele generalizate; $\dot{\delta}$ - derivata de ordinul întâi a coordonatelor generalizate.

Metoda bazată pe ecuațiile lui Lagrange implică efectuarea a trei diferențieri diferite $\left(\left\{ \frac{\partial L}{\partial \delta} \right\}_L; \frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial L}{\partial \dot{\delta}} \right\}_L; \left\{ \frac{\partial L}{\partial \dot{\delta}} \right\}_L \right)$.

3.2.2 Ecuațiile Gibbs-Appell

În cadrul mecanicii analitice, ecuațiile Gibbs-Appell constituie o metodă alternativă la modelarea matematică cu ecuațiile lui Lagrange. Aplicarea acestei metode necesită cunoașterea energiei accelerațiilor E_a . Expresia care descrie ecuațiile Gibbs-Appell este următoarea:

$$\frac{\partial E_a}{\partial \ddot{q}_j} = Q_j \quad (3.8)$$

Unde: $\ddot{q}_j$ - derivata de ordinul doi a coordonatelor generalizate, iar $j = \overline{1, n}$; Q_j - forţele generalizate, iar $j = \overline{1, n}$.

Spre deosebire de metoda lui Lagrange, metoda Gibbs-Appell implică un număr de diferenţieri mai redus, ceea ce conduce la diminuarea volumului de calcule necesare. Această caracteristică devine esenţială în contextul modelelor cu elemente finite, care presupun un număr semnificativ de grade de libertate şi, implicit, o cantitate mare de operaţiuni. Micşorarea numărului de calcule oferită de metoda Gibbs-Appell poate avea un impact considerabil asupra optimizării timpului de procesare computaţională [36-38].

3.3 Analiza cu elemente finite a impactului autovehicul-barieră rigidă

Modelul cu elemente finite pentru simularea impactului frontal dintre un autovehicul şi o barieră rigidă a fost creat în aplicaţia software Hypermesh din pachetul Altair Hyperworks. Rularea analizei s-a efectuat cu ajutorul rezolvatorului RADIOSS integrat în acelaşi pachet. Partea de postprocesare a datelor s-a făcut cu ajutorul aplicaţiilor Hyperview şi Hypergraph.

Modelul de vehicul adoptat pentru studiul impactului include un sistem de amortizare frontal. Acest sistem este alcătuit dintr-un set de acumuloare energetice pe bază de apă şi a fost modelat astfel încât să fie echivalent cu cel care va fi folosit în testul experimental. În cadrul analizei cu elemente finite, se utilizează o configuraţie cu 27 de acumuloare energetice, în timp ce în testul experimental, sistemul de amortizare va conţine 45 de acumuloare. Modelul cu elemente finite conţine 117800 noduri şi 123600 elemente (Figura 3.7).

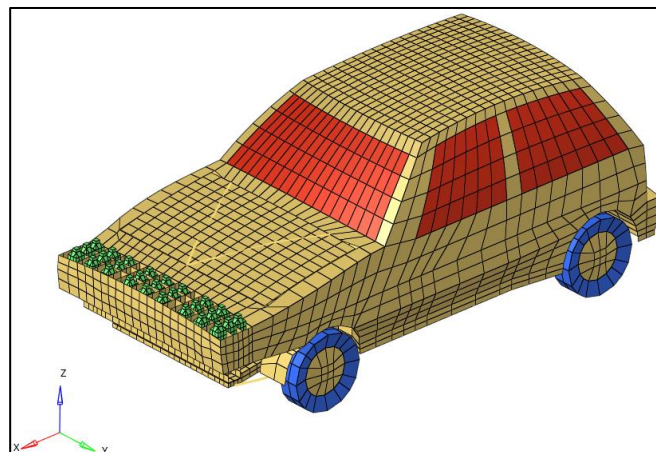


Figura 3.7 Modelul discretizat al vehiculului echipat cu sistem de amortizare în partea frontală

Tipurile de elemente utilizate sunt de tip SHELL cu trei sau patru noduri de colţ, fiecare nod având şase grade de libertate nodală. Codificarea acestor tipuri de elemente în aplicaţia software este: SHELL3N pentru elementele triunghiulare tip SHELL şi SHELL4N pentru elementele patrulatere. Alte tipuri de elemente utilizate au fost cele solide tip HEXA cu opt noduri de colţ, având codificarea HEXA8N. Acestea s-au utilizat pentru discretizarea componentelor motor, radiator şi jantele roţilor. Elemente de tip 1D (uniaxiale) s-au utilizat cu precădere pentru elementele de direcţie şi suspensie, respectiv pentru modelarea simplificată a punţilor faţă şi spate.

În Figura 3.8 sunt prezentate materialele utilizate în analiza impactului, diferenţiate în funcţie de codul de identificare (ID) şi o culoare distinctă:

Materials	ID	Include	Defined	Type	Card Image
windshield	1		☐	ELASTO-PLASTIC	M2_PLAS_JOHNS_ZERIL
rubber	2		☐	ELASTO-PLASTIC	M2_PLAS_JOHNS_ZERIL
steel	3		☐	ELASTO-PLASTIC	M2_PLAS_JOHNS_ZERIL
Plastic_bottle	5		☐	ELASTO-PLASTIC	M27_PLAS_BRIT
water	6		☐	HYDRODYNAMIC	MLAW6

Figura 3.8 Materialele utilizate în analiza cu elemente finite

Proprietăţile materialelor sunt prezentate în teză.

În Figura 3.9 se observă numerotarea punctelor pe structura frontală în care s-au citit parametrii cinematici (deplasare şi viteză) pe direcţia impactului.

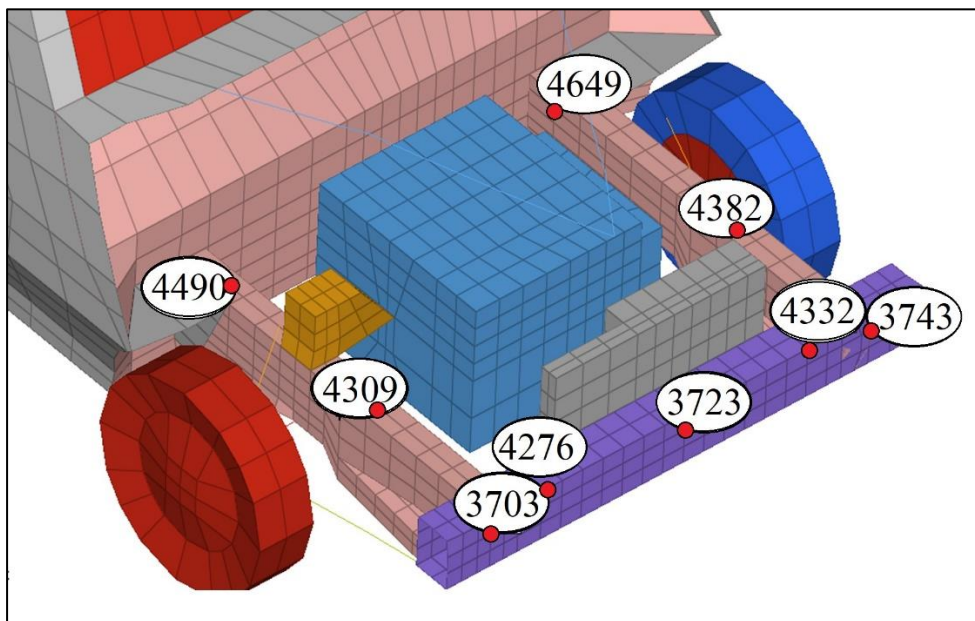


Figura 3.9 Numerotarea punctelor pe structura frontală pentru citirea parametrilor cinematici

Simularea s-a efectuat în domeniu tranzitoriu, considerând că scenariul de impact se desfășoară pe un interval de timp foarte scurt de aproximativ 60 ms. Viteza de impact utilizată în scenariul de analiză, a fost considerată ca fiind viteza inițială egală ca valoare cu cea care va fi utilizată în experiment (42 km/h). Elementul de care vehiculul s-a ciocnit a fost considerat rigid, fără proprietăți de elasticitate. Analiza este teoretică și nu reprezintă un caz real.

În baza analizelor efectuate s-au obținut următoarele rezultate care sunt prezentate sub formă de grafice. În Figura 3.10 este ilustrată evoluția în timp a energiei de deformare și a energiei cinetice pe durata impactului frontal.

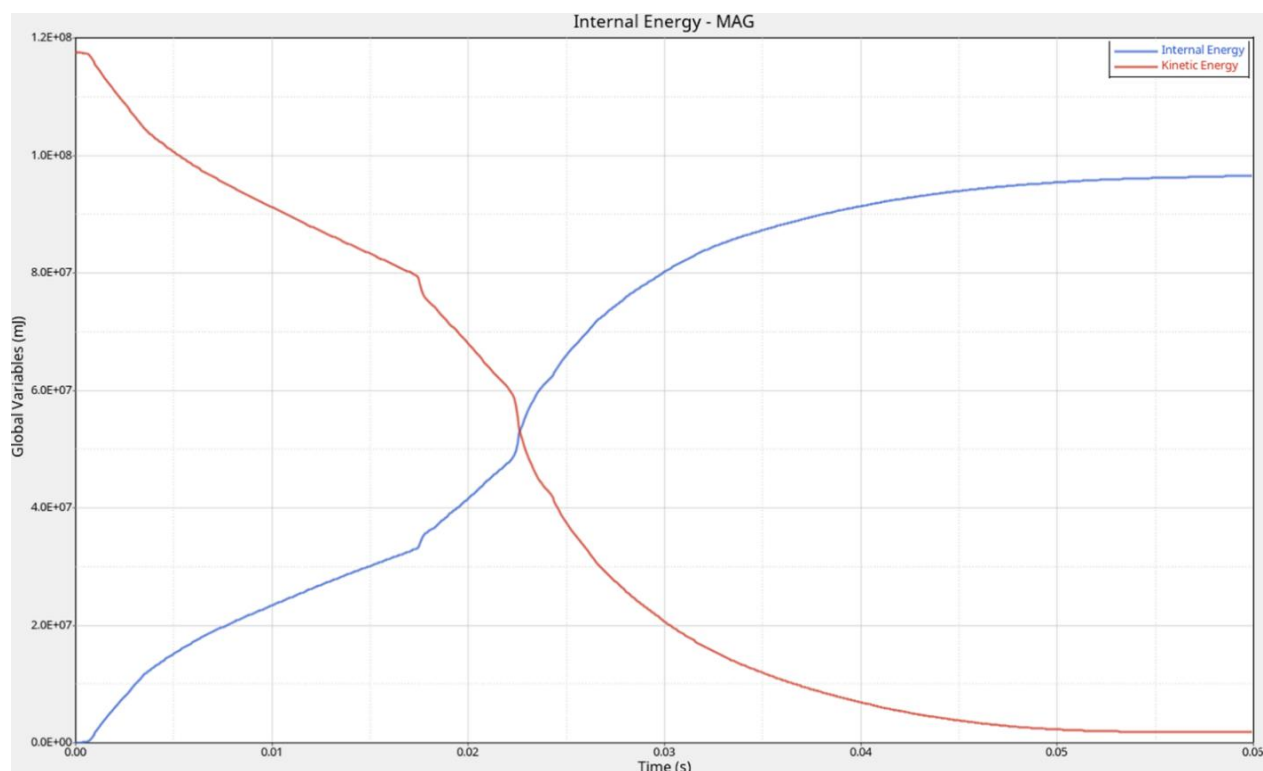


Figura 3.10 Evoluția în timp a energiei de deformare și a energiei cinetice

În graficele din Figurile 3.11-3.12 se observă evoluția deplasării, respectiv variația vitezei în punctele alese pe structura frontală.

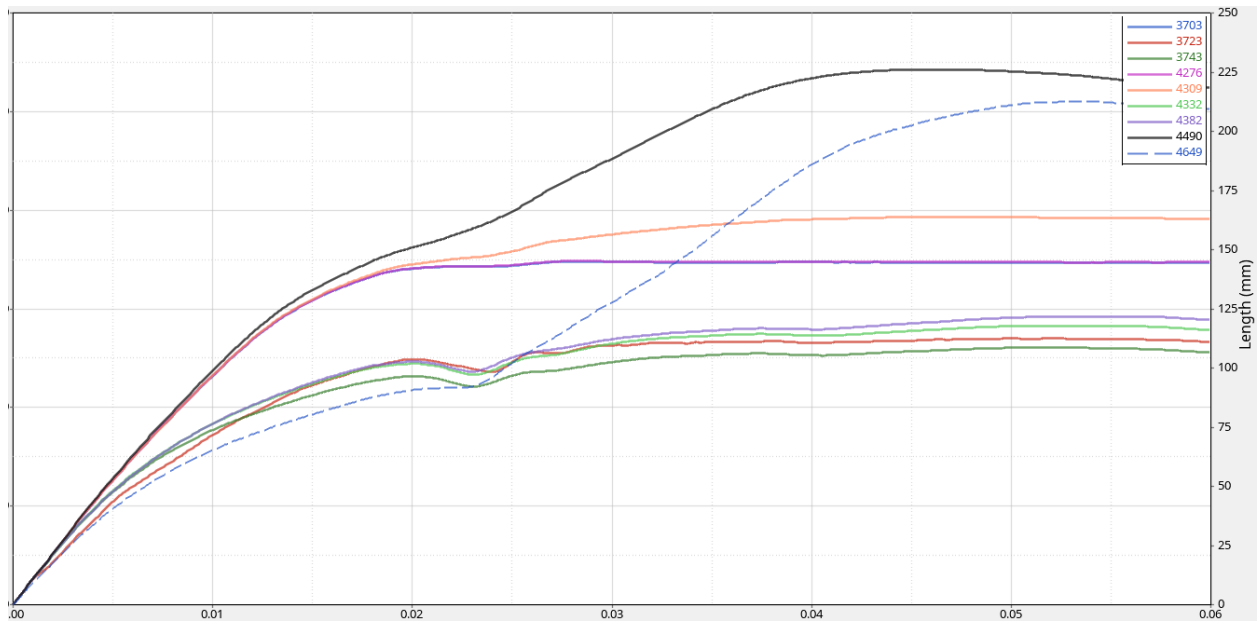


Figura 3.11 Modificarea deplasării în timp pentru nodurile selectate

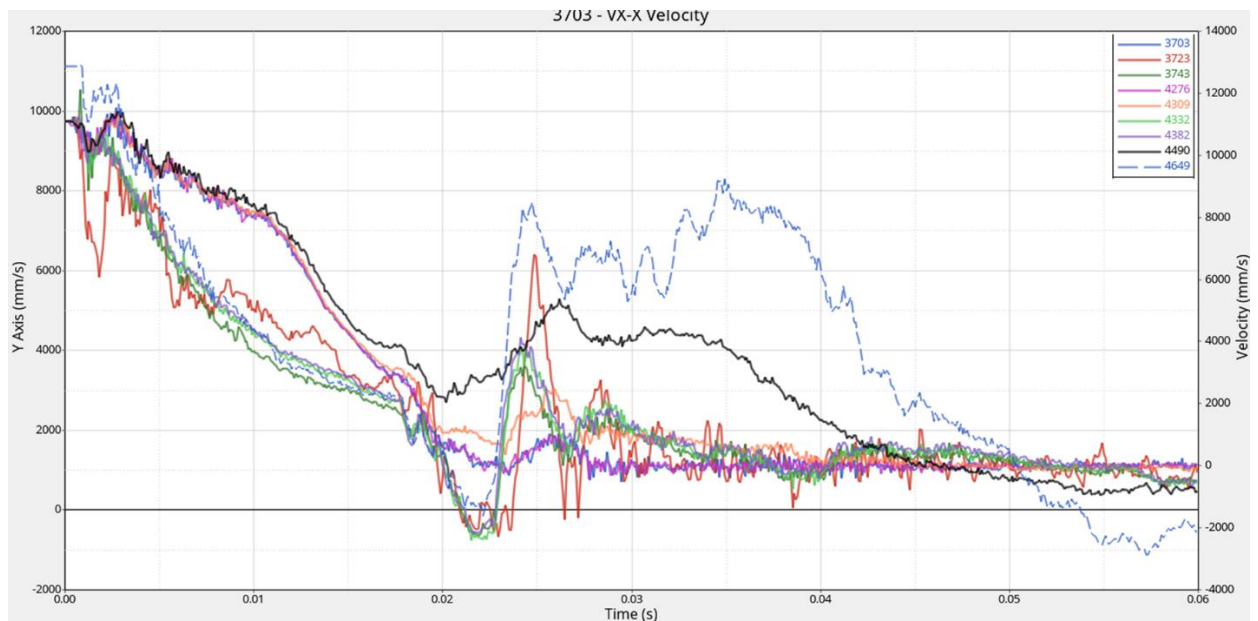


Figura 3.12 Variația vitezei în funcție de timp pentru nodurile selectate

3.4 Evaluarea erorilor de predicție ale modelelor matematice

MAPE (În limba engleză "Mean Absolute Percentage Error") este o metodă utilizată frecvent pentru a evalua acuratețea unui model matematic prin compararea valorilor simulate cu cele măsurate. Aceasta exprimă eroarea sub forma unui procent, oferind o măsură intuitivă și comparabilă a deviației medii între rezultatele simulate și datele experimentale. Formula de calcul pentru MAPE este:

$$MAPE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{y_{măsurat,i} - y_{simulat,i}}{y_{măsurat,i}} \right| \cdot 100 \quad (3.9)$$

Unde: $y_{măsurat}$ - reprezintă valorile experimentale; $y_{simulat}$ - sunt valorile calculate; n - este numărul total de puncte.

Această metodă va fi folosită pentru validarea modelului matematic.

3.5 Concluzii

În acest capitol s-au prezentat modelele matematice de referință, folosite pentru studiul impactului dintre un autovehicul și o barieră rigidă.

Modelele matematice de bază au fost adaptate în vederea dezvoltării unui model al impactului frontal dintre autovehicul și barieră rigidă, atunci când se ia în considerare și ocupantul. Pentru realizarea modelului s-a utilizat un sistem de mase, arcuri și amortizoare, iar pentru dezvoltarea acestuia s-au stabilit parametrii de intrare și de ieșire, precum și ipotezele de lucru. Configurația modelului nu a inclus un sistem de absorbție a energiei impactului pentru vehicul. În continuare, pe baza unei scheme logice de calcul, s-au determinat și implementat ecuațiile ce pot fi rezolvate în aplicații software specifice. Sistemul de ecuații a fost rezolvat cu ajutorul pachetului Matlab-Simulink, utilizând modulul de calcul ODE45. Simularea impactului a fost de la viteza de 60 km/h. Rezultatele afișate de Simulink sunt ilustrate prin intermediul unor grafice reprezentative ale deplasărilor, vitezelor și accelerațiilor autovehiculului, precum și ale ocupantului. Toate componentele (vehicul, torace, cap) au avut o viteză inițială de 16,7 m/s. Pe durata coliziunii, au fost înregistrate decelerațiile maxime: $-283,7 \text{ m/s}^2$ pentru vehicul, $-376,2 \text{ m/s}^2$ pentru torace și $-448,6 \text{ m/s}^2$ pentru cap. Evoluția în timp a curbelor parametrilor cinematici evidențiază un răspuns întârziat al componentelor ocupantului (cap, torace), comparativ cu cel al vehiculului, ca efect al transmiterii progresive a forțelor de impact.

Modelul matematic va fi validat ulterior, într-un capitol separat, prin intermediul metodei MAPE.

Metodele analitice avansate au fost studiate cu scopul de a extinde modelarea matematică către analiza cu elemente finite. Energia accelerațiilor stă la baza formulărilor analitice moderne, precum metoda Gibbs-Appell. Integrarea acestei mărimi în descrierea dinamicii sistemelor multicorp (MBS), oferă o perspectivă distinctă în comparație cu abordările tradiționale, cum ar fi ecuațiile Lagrange.

Comparativ cu ecuațiile Lagrange, metoda Gibbs-Appell se distinge prin numărul redus de diferențieri necesare, ceea ce conduce la o scădere semnificativă a volumului de calcule. Această caracteristică devine deosebit de importantă în contextul problemelor complexe, unde eficiența procesării computaționale este esențială.

Ambele metode, Lagrange și Gibbs-Appell, își găsesc aplicabilitatea în contexte specifice. Ecuațiile lui Lagrange sunt mai familiare și utilizate pe scară largă datorită formulării intuitive bazate pe energia cinetică și energia potențială. În schimb, metoda Gibbs-Appell, deși mai puțin utilizată, oferă avantaje în problemele care necesită un volum mare de calcule datorită formulării sale mai compacte.

Metodele analitice studiate contribuie la extinderea modelului matematic inițial, facilitând tranziția către metode de analiză avansată, cum ar fi analiza cu elemente finite. Pentru aceasta, a fost modelat vehiculul echipat cu sistem de amortizare (27 acumulate energii), dar fără a include ocupantul. Simularea impactului vehicul – barieră rigidă a fost de la viteza de 42 km/h. Analiza cu elemente finite a impactului a demonstrat că structura vehiculului este capabilă să disipeze energia coliziunii prin deformări controlate, în special în zona frontală. Energia cinetică inițială a sistemului a fost de $1.18 \times 10^8 \text{ MJ}$, iar pe durata coliziunii s-a observat o reducere a acesteia, corelată cu o creștere a energiei de deformare. După 0,022 s, valorile celor două forme de energie au devenit egale, iar la 0,06 s energia de deformare a atins valoarea maximă de $0,97 \times 10^8 \text{ MJ}$, în timp ce energia cinetică a devenit neglijabilă. Deformarea maximă înregistrată în zona frontală a fost de 415,5 mm. În nodurile selectate, deplasările au variat între 105 mm și 227 mm. Viteza maximă înregistrată a fost de 11,1 m/s, iar cea minimă absolută de 2,8 m/s, în același nod. Rezultatele obținute pot fi utilizate pentru îmbunătățirea comportamentului structural, cu accent pe optimizarea componentelor de absorbție a energiei. Astfel, studiul contribuie la fundamentarea unor soluții tehnice mai eficiente pentru creșterea siguranței în cazul coliziunilor frontale.

4 APLICAȚII SOFTWARE, ECHIPAMENTE ȘI PROCEDURI UTILIZATE PENTRU ACHIZIȚIA ȘI PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE

Capitolul prezintă echipamentele, aplicațiile software și procedurile utilizate pentru achiziția și prelucrarea datelor, destinate experimentelor ce vor fi realizate. Parametrii cinematici măsurați sunt viteza și accelerația pentru vehicul și manechine (cap și torace). Alegerea instrumentelor, împreună cu procedurile folosite, permite valorificarea datelor pentru realizarea obiectivelor propuse.

4.1 Echipamente utilizate pentru achiziția datelor experimentale

Echipamentele care vor fi folosite în cercetările experimentale:

1. PicDAQ4 – platformă de achiziție date pentru măsurarea accelerației vehiculelor;
2. PicDAQ5 – platformă de achiziție date pentru măsurarea accelerației manechinelor la nivelul capului și toracelui.

4.1.1 Masurarea vitezei de deplasare prin intermediul sistemelor GPS

Viteza vehiculului poate fi evaluată prin intermediul sistemului GPS. Componentele hardware care compun sistemul GPS sunt un dispozitiv GPS Venus, antena ANT-555 și un laptop.

Sistemul GPS oferă date precise de poziție și viteză. Poate fi utilizat pentru sistemele de navigație ale vehiculelor, sistemele automate de localizare sau pentru diverse interacțiuni cu alte tipuri de echipamente. Receptorul GPS (Venus 638FLPx-L) folosește antena ANT-555, iar unitatea electronică transformă semnalul electric preluat de la antenă în date (binare sau text). Datele primite de la sistemul GPS sunt reprezentate sub formă de coduri NMEA [39].

4.1.2 Masurarea accelerațiilor la nivelul autovehiculului și ocupantului –PicDAQ, CDL

Sistemele PicDAQ sunt platforme de achiziție de date utilizate pentru înregistrarea datelor dinamice, prin intermediul cărora se pot măsura accelerațiile și vitezele unghiulare. Platformele sunt dezvoltate de compania austriacă DSD și sunt destinate testelor de impact, frânare sau maniabilitate.

În Figura 4.1 este prezentată platforma de achiziție date PicDAQ 5. Ea poate fi folosită pentru a înregistra accelerațiile capului și toracelui manechinului.



Figura 4.1 Platforma de achiziție date – PicDAQ 5

Canalele multiple de intrare analogice sunt necesare pentru a acoperi o gamă largă de utilizări, cum ar fi măsurarea unghiului volanului, turației roților etc. Caracteristicile testelor care simulează coliziunea, precum și cele de frânare sunt evaluate prin intermediul a două accelerometre tri-axiale (în domeniile $\pm 1,5 \text{ g} \approx \pm 14.7 \text{ m/s}^2$ și $\pm 200 \text{ g} \approx \pm 1962 \text{ m/s}^2$), iar mișcările de ruluu, tangaj și girație sunt măsurate cu ajutorul unui senzor de viteză unghiulară tri-axială (în domeniul $\pm 300 \text{ grade/secundă}$). În Figura 4.2 este prezentat sistemul PicDAQ 5 montat în interiorul toracelui manechinului.



Figura 4.2 Locul de amplasare al sistemului PicDAQ 5

O altă platformă de achiziție a datelor include accelerometrul PicDAQ 4 (Figura 4.3). Ea poate fi utilizată pentru a înregistra accelerațiile vehiculului.

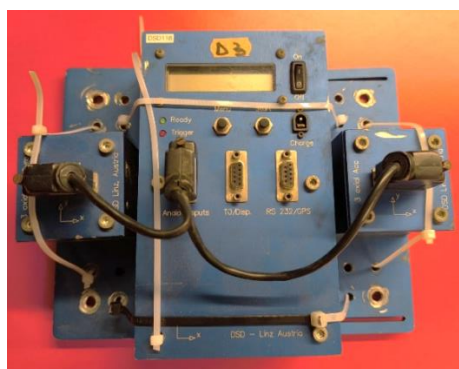


Figura 4.3 Platforma de achiziție date – PicDAQ 4

Echipamentul este format din unitatea principală de control și două blocuri cu senzori. În unitatea principală sunt disponibile butoanele de control, afișajul și conectorii. Unul dintre blocuri include trei senzori axiali de accelerație utilizați pentru domeniul de 5 g (49.1 m/s^2), precum și trei senzori de viteză unghiulară ($150^\circ/\text{secundă}$). Celălalt bloc include trei senzori axiali de accelerație pentru valori mari de până la 50 g (490.5 m/s^2). În cazul testelor de maniabilitate și frânare, se folosesc senzorii de viteză unghiulară, respectiv senzorii de accelerație cu domeniul de 5 g (49.1 m/s^2), iar pentru testele de impact se folosesc senzorii cu limita până la 50 g (490.5 m/s^2). În Figura 4.4 se prezintă montajul accelerometrului PicDAQ 4 în interiorul vehiculului.



Figura 4.4 Locul de amplasare al sistemului PicDAQ 4

Calibrarea și verificarea accelerometrelor presupune compararea valorilor înregistrate cu accelerația gravitațională g. Această metodă presupune măsurarea accelerației la unghiurile 0° și 180° , pentru valori

de 1g şi respectiv -1g. De asemenea, se realizează şi conversia din g în m/s^2 . Măsurătorile trebuie efectuate pe toate cele trei axe (X, Y şi Z) pentru a asigura o calibrare completă.

Platformele de înregistrare a datelor nu necesită alimentare suplimentară, astfel încât accelerometrele nu au cabluri suplimentare. Ambele platforme de achiziţie dispun de o aplicaţie software dedicată denumită PocketDAQAnalyzer prin care datele obţinute pot fi achiziţionate, analizate şi prelucrate [40].

Sistemul CDL a fost realizat pe baza accelerometrelor MEMS, fiind utilizat pentru achiziţia de date în domeniul accidentologiei.

Sistemul CDL dispune de senzorul ADXL 337 pentru a măsura acceleraţiile ($-3 \text{ g} \approx -29.4 \text{ m/s}^2$ şi $+3 \text{ g} \approx +29.4 \text{ m/s}^2$), respectiv senzorul ADXL 377 pentru a măsura acceleraţiile mari ($-200 \text{ g} \approx -1962 \text{ m/s}^2$ şi $+200 \text{ g} \approx +1962 \text{ m/s}^2$). Cei doi senzori sunt analogici, fiind dezvoltaţi de Analog Devices, iar înregistrarea datelor se poate realiza pe axele X, Y şi Z [41].

4.2 Aplicaţii software pentru prelucrarea datelor experimentale

Aplicaţiile software pentru prelucrarea datelor, ce vor fi utilizate în cercetările experimentale, sunt următoarele:

1. Tracker – parametrii de viteză pentru vehicule şi manechine (cap, torace);
2. PocketDaqAnalyzer - acceleraţiile vehiculelor şi ale manechinelor (cap, torace).

4.2.1 Prelucrarea parametrilor de viteză

Prelucrarea parametrilor de viteză obţinuţi cu sistemul GPS, se realizează prin intermediul aplicaţiei software DS-5. Utilizarea aplicaţiei se bazează pe achiziţia de date sub formă de fişiere ASCII (text). Secvenţele sunt interpretate de utilizator care colectează informaţiile necesare precum longitudinea, latitudinea, viteza, data, navigând către secţiunea în care sunt afişate datele înregistrate sau direct din secvenţa NMEA. Înregistrând longitudinea şi latitudinea la diferite intervale de timp (distanţa parcursă), viteza poate fi calculată [39].

Pentru afişarea şi prelucrarea parametrilor de viteză pe baza secvenţelor NMEA se poate utiliza aplicaţia software GPS-NMEA Processor.

4.2.2 Prelucrarea datelor privind acceleraţia

Fişierele înregistrate cu sistemele PicDAQ sunt procesate cu aplicaţia software PocketDaqAnalyzer.

După selectarea modului de încărcare a datelor (automat), se alege opţiunea corespunzătoare platformei şi orientării senzorilor. În continuare, se activează “CRASHTEST” pentru teste de accidentologie. În fereastra grafică a aplicaţiei, există şi opţiunea “BRAKETEST”, aceasta reprezentând testele de frânare. Specific acestor două opţiuni este că pentru prima se folosesc accelerometrele care măsoară acceleraţii mari, pe când a doua opţiune foloseşte accelerometre cu care se măsoară acceleraţii mici. Pentru asigurarea acurateţii datelor, este setată o perioadă pentru a efectua corectarea automată a deviaţiei (bias) dintre semnalul de ieşire al senzorului şi valoarea de referinţă (media valorilor măsurate).

Datele privind acceleraţia capului manechinului, poziţionat în locul conducătorului auto, au fost înregistrate cu sistemul PicDAQ 5. Experimentul a fost realizat de autor la Institutul de Cercetare Dezvoltare al Universităţii Transilvania din Braşov, pentru a simula impactul frontal al unui autovehicul cu o barieră rigidă de la viteza de 31 km/h.

Canalele utilizate pentru înregistrarea acceleraţiilor au fost Aux1, Aux2 şi Aux 3 corespunzătoare celor trei axe (X, Y şi Z). CFC (În limba engleză “Channel Frequency Class”) este un parametru utilizat în procesarea semnalului pentru a filtra datele înregistrate de accelerometre. În cazul capului manechinului, la

achiziţionarea datelor de acceleraţie, filtrul aplicat este CFC1000. Alegerea filtrului se realizează conform standardului SAE J211.

În Figura 4.5 este afişat un exemplu de grafic obţinut în urma achiziţiei datelor de către senzor. Pentru o vizualizare detaliată, graficul acceleraţiei (măsurată în g) este tăiat într-un interval de interes. După prelucrări succesive, rezultă graficul dependenţei.

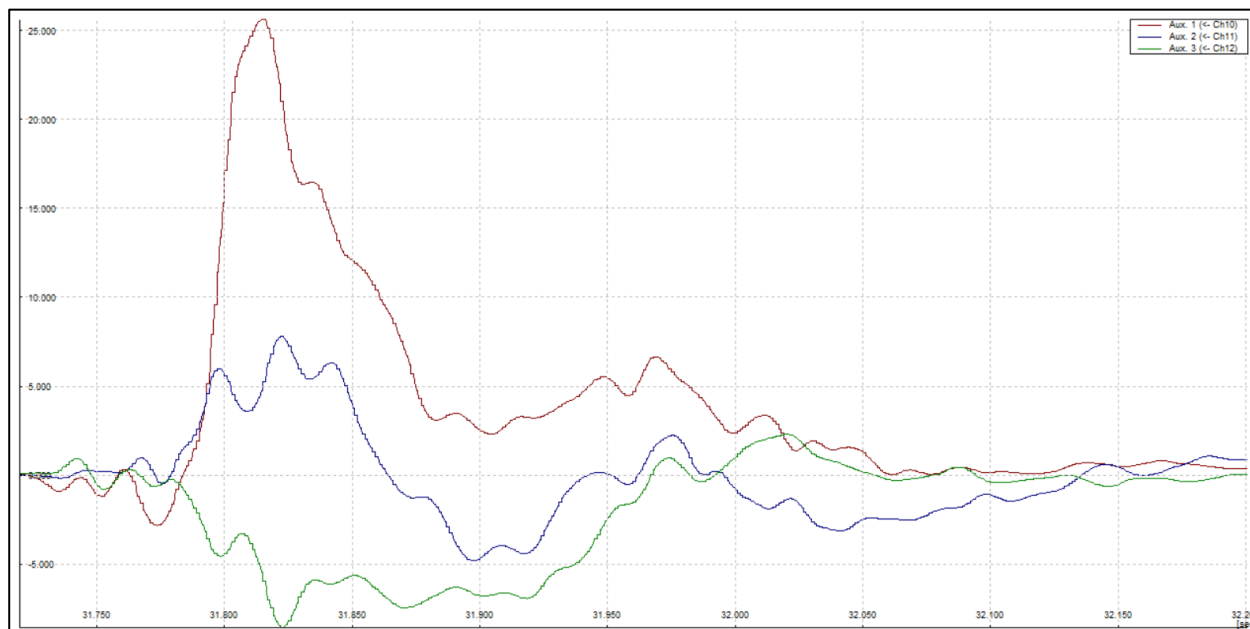


Figura 4.5 Vedere mărită a secţiunii graficului decupat.

Acceleraţia maximă pe axa X este 25.6 g (251.1 m/s^2), indicând direcţia principală a impactului. Pe axa Y, acceleraţia maximă este de 7.8 g (76.5 m/s^2), iar pe axa Z, valoarea absolută a deceleraţiei maxime este 8.5 g (83.4 m/s^2). Datele prelucrate cu PocketDAQAnalyzer pot fi exportate şi reprezentate grafic, ulterior, în aplicaţia Microsoft Excel.

Pentru vizualizarea şi prelucrarea preliminară a datelor se poate utiliza şi aplicaţia software Accele. Aplicaţia este dezvoltată pentru a citi şi procesa datele înregistrate de accelerometrul CDL.

4.2.3 Procesarea probelor video – Tracker

Tracker este un instrument gratuit de analiză video dezvoltat pe platforma Java Open Source Physics [42].

Procesarea probelor video şi afişarea parametrilor cinematici (deplasare, viteză şi acceleraţie) se pot face prin intermediul aplicaţiei software Tracker. Sunt folosite probe video care au fost filmate cu o cameră de mare viteză.

O probă video (600 de cadre pe secundă) urmează a fi procesată pentru determinarea parametrului de viteză la nivelul capului manechinului, instalat în autovehicul. Experimentul, realizat de autor la Institutul de Cercetare Dezvoltare al Universităţii Transilvania din Braşov, a constatat în simularea impactului frontal al unui autovehicul cu o barieră rigidă.

După alegerea intervalului în care aplicaţia va colecta datele, se stabilesc sistemul de axe şi lungimea riglei de calibrare pentru măsurătorile care trebuie făcute faţă de un sistem global. Măsurătorile se efectuează cu ajutorul punctelor de masă ale corpurilor analizate. Punctele de masă se referă la conceptul unei mase ca fiind concentrată într-un singur punct. Acestea vor fi fixate pe reperele aplicate corpurilor înainte de efectuarea experimentului. Atunci când corpurile se vor deplasa, punctele vor urmări mişcarea marcajelor aplicate vehiculului, toracelui şi capului ocupantului.

În final, parametrii (deplasare, viteză, accelerație) vor fi obținuți după efectuarea analizei video. În Figura 4.6 este prezentat un exemplu pentru graficul parametrului de viteză al capului ocupantului, pe axa X, care este afișat în Tracker:

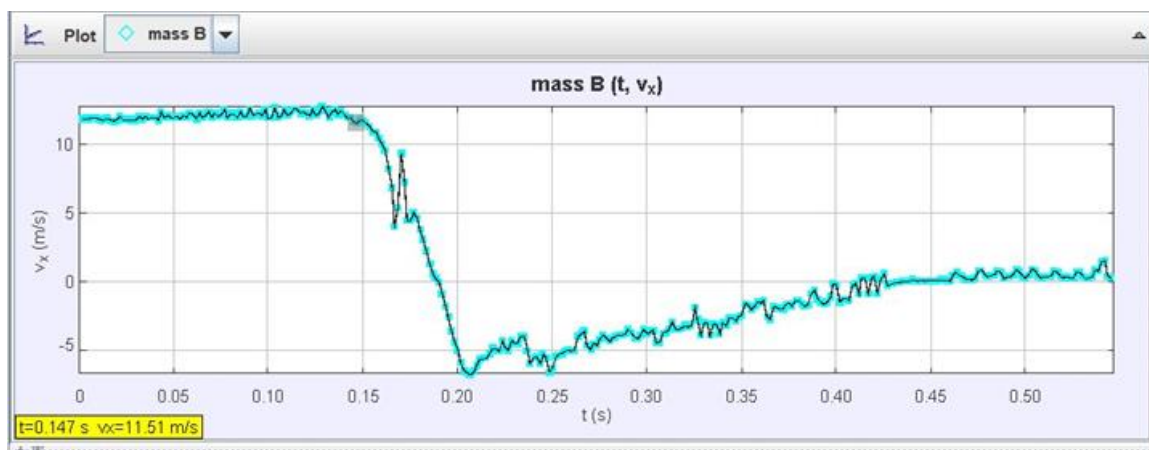


Figura 4.6 Graficul parametrului de viteză

Datele obținute pentru toți parametrii (x - deplasare; v - viteză, a - accelerație) sunt afișate în Tracker în formă tabelară. Datele privind viteza capului ocupantului vor fi filtrate pentru a îmbunătăți claritatea. Procedura va fi prezentată în subcapitolul 4.3.2.

4.3 Proceduri de prelucrare a datelor

În cercetările experimentale, aplicarea unor proceduri adecvate de prelucrare a datelor este esențială pentru asigurarea acurateței analizelor. Erorile de măsurare influențează parametrii înregistrați, ceea ce poate duce la date care nu reflectă realitatea. Pentru a spori claritatea datelor și a facilita interpretarea acestora, se aplică metode de filtrare.

4.3.1 Erori de măsurare

Parametrii înregistrați pentru un accident rutier pot fi influențați de mai mulți factori care determină erori ce pot duce la date neconforme cu realitatea, cum ar fi: starea vremii, starea drumului, caracteristicile vehiculului, precum și înregistrarea greșită a datelor datorate factorului uman [43].

Erorile de măsurare sunt de două tipuri: erori cauzate de achiziția incompletă a datelor experimentale, precum și cele generate de lipsa de precizie în colectarea datelor [44].

O acuratețe scăzută poate fi cauzată de precizia instrumentelor de măsurare sau de modul în care se efectuează măsurarea; de exemplu dacă dispozitivul radar este situat în locuri sau la distanțe diferite față de vehicul pentru cele două măsurători (de exemplu, plasat în puncte precum începutul și sfârșitul pistei). De asemenea, intervalul de timp dintre cele două măsurători este important.

Prin urmare, pentru a cuantifica incertitudinile se poate determina biasul sau eroarea sistematică. Pe baza următoarei relații analitice:

$$b = B \pm \Delta b \quad (4.1)$$

Unde:

b - valoarea calculată sau măsurată; B - valoarea de referință; Δb - variația valorii b; $b - B$ = bias sau eroare sistematică [45].

În cazul accelerațiilor măsurate, corectarea biasului, descrisă în subcapitolul 4.2.2, este implementată automat în aplicația software PocketDAQAnalyzer.

4.3.2 Metode de filtrare a datelor

Origin este o aplicație software de analiză și procesare a datelor utilizată pe scară largă în domeniile științifice și de inginerie. În special, s-a dovedit eficient pentru filtrarea datelor brute din testele de impact. Un semnal obținut experimental, prin măsurare, trebuie ajustat în timpul procesării acestuia deoarece filtrarea îmbunătățește claritatea. Acest lucru este esențial pentru identificarea unor evenimente sau caracteristici specifice din datele testului de impact, cum ar fi momentul exact al impactului, valorile maxime ale vitezelor sau accelerațiilor. Graficele de date netezite sunt mai ușor de citit și interpretat, ceea ce este esențial pentru comunicarea rezultatelor părților interesate. Origin oferă mai multe metode care pot fi folosite la netezirea datelor experimentale brute [46]. Pentru filtrarea datelor obținute în domeniul accidentologiei se poate folosi un filtru care utilizează FFT.

Pentru experimentul descris în subcapitolul 4.2.3, s-au filtrat datele brute privind viteza capului ocupantului. A fost utilizat un filtru FFT reglat la 15 puncte de fereastră.

Pentru determinarea vitezei în momentul impactului, datele se pot introduce în Microsoft Excel. Viteza capului ocupantului a fost de 12.36 m/s (Figura 4.7).

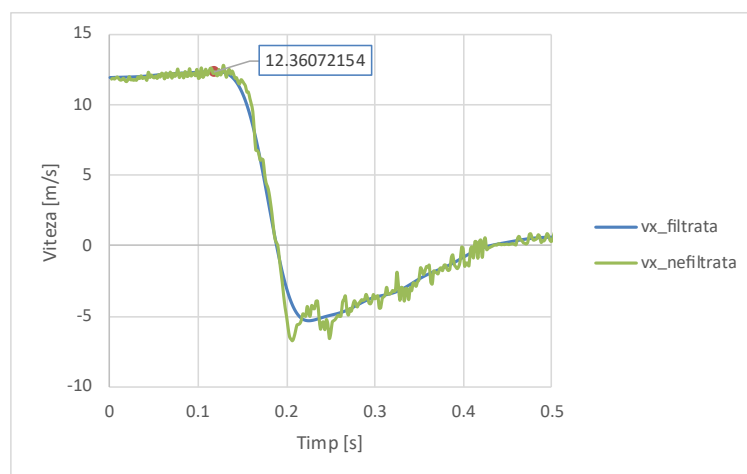


Figura 4.7 Grafic cu datele brute și netezite

4.4 Concluzii

În structura capitolului au fost prezentate echipamentele și aplicațiile software utilizate în testele experimentale de accidentologie. Parametrii precum viteza vehiculului pot fi achiziționați cu sistemul GPS, iar accelerațiile acestuia și ale ocupantului pot fi înregistrate cu sistemele PicDAQ. Parametrii cinematici (deplasare, viteză, accelerație) ai vehiculului și ai ocupanților pot fi determinați cu aplicația Tracker folosind probe video.

Prezentarea aplicațiilor a fost realizată în urma cercetărilor experimentale și a simulărilor. În prezentare au fost evidențiate diverse aspecte ale aplicațiilor software, cum ar fi: interfețele grafice ale aplicațiilor utilizate, precum și metodologiile de lucru pentru utilizarea corectă a acestora. În plus, au fost analizate erorile de măsurare, precum și metodele de filtrare după achiziționarea datelor.

În concluzie, utilizarea echipamentelor și aplicațiilor software prezentate contribuie la analiza accidentelor rutiere, oferind instrumente eficiente pentru achiziția și interpretarea datelor experimentale. Integrarea metodologiilor descrise facilitează nu doar înțelegerea fenomenelor ce apar în timpul impactului, ci și dezvoltarea unor soluții de siguranță rutieră, bazate pe analize detaliate. Prin aplicarea corectă a procedurilor și utilizarea instrumentelor de filtrare, se asigură reducerea erorilor de măsurare și obținerea unor rezultate cât mai fidele realității.

5 METODICA CERCETĂRII EXPERIMENTALE

5.1 Stabilirea obiectivelor testării experimentale

Experimentele vizează evaluarea capacităţii unei soluţii tehnice de a reduce riscul şi severitatea leziunilor ocupanţilor în cazul coliziunii frontale dintre un autovehicul şi o barieră rigidă. În acest sens, au fost stabilite etape care includ proiectarea şi construcţia soluţiei tehnice, simulări ale impactului, măsurători şi analize ale comportamentului vehiculelor şi ocupanţilor; urmate de calculul criteriilor de vătămare, pe baza cărora se realizează determinarea severităţii şi a probabilităţii de producere a leziunilor. Ulterior, se formulează concluzii privind eficienţa soluţiei tehnice.

5.1.1 Importanţa stabilirii obiectivelor cercetărilor experimentale

Obiectivele oferă un cadru pentru structurarea experimentelor. Prin definirea scopurilor clare, este asigurată o bună planificare a experimentelor. Astfel, se oferă o bază pentru învăţarea adaptivă, unde cercetătorii pot repeta experimentele pe baza constatărilor iniţiale. Acest proces iterativ ajută la rafinarea obiectivelor şi la îmbunătăţirea metodologiilor.

5.1.2 Obiectivele experimentelor

Obiectivul principal al testării experimentale este acela de a evalua capacitatea unei soluţii tehnice care poate reduce eficient riscul şi severitatea leziunilor ocupanţilor.

În vederea îndeplinirii obiectivului, a fost conceput următorul programul de lucru:

1. Proiectarea şi construcţia unui sistem de amortizare destinat protecţiei ocupanţilor;
2. Simularea impactului dintre un autovehicul şi o barieră rigidă;
3. Simularea impactului dintre un autovehicul echipat cu un sistem de amortizare a impactului şi o barieră rigidă;
4. Evaluarea parametrilor cinematici (viteză, acceleraţie) corespunzători vehiculelor şi ocupanţilor implicaţi în coliziune;
5. Determinarea parametrilor cinematici obţinuţi din timpul impactului;
6. Calcularea criteriilor de vătămare la nivelul capului şi toracelui;
7. Stabilirea severităţii leziunilor ocupanţilor şi probabilitatea de producere a leziunilor;
8. Concluzii.

5.2 Stabilirea scenariilor de testare

Stabilirea scenariilor de testare reprezintă un demers esenţial în evaluarea comportamentului vehiculelor şi al ocupanţilor în condiţii de impact frontal. Pentru aceasta, au fost identificate echipamentele necesare şi s-a elaborat un program de testare, structurat în procedura preliminară şi cea de testare. Acesta a inclus pregătirea poligonului, a vehiculelor de testare, a dispozitivelor antropomorfe şi a aparaturii necesare, asigurând astfel condiţiile optime pentru desfăşurarea experimentelor. Scenariile propuse au vizat coliziuni frontale între un autovehicul şi o barieră rigidă, cu şi fără utilizarea unui sistem de amortizare.

5.2.1 Echipamente şi condiţii de testare

1. Poligon de încercări: Zonă special amenajată pentru teste de impact din cadrul Institutului de Cercetare şi Dezvoltare al Universităţii Transilvania din Braşov (Figura 5.1);

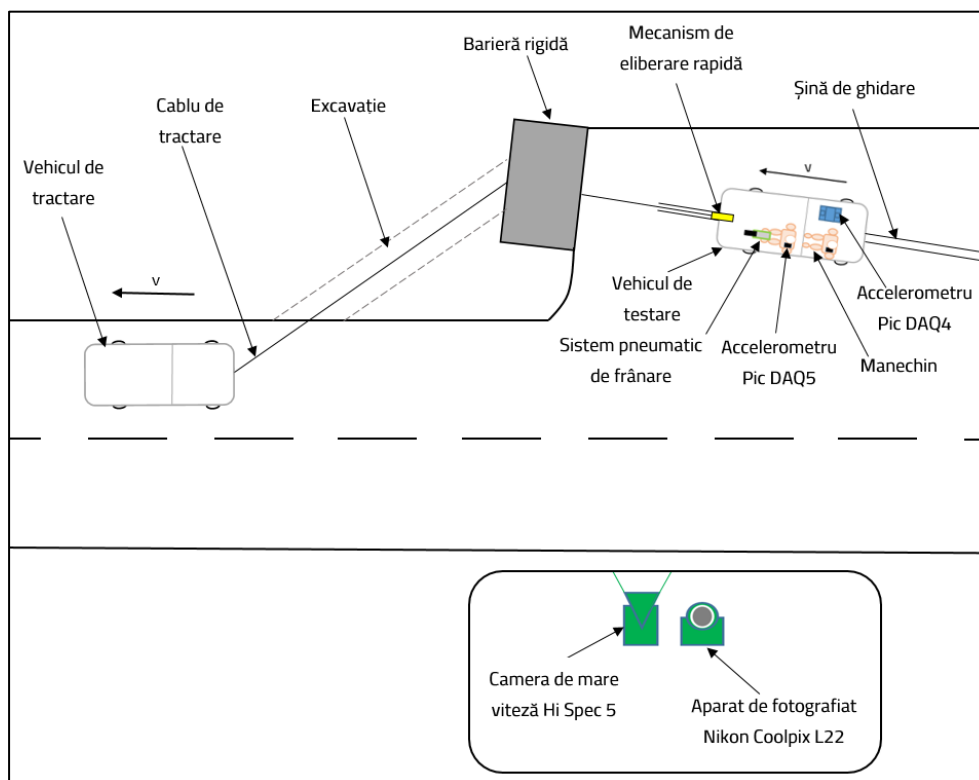


Figura 5.1 Poligon de încercări

În cadrul poligonului a fost amplasată o barieră fixă nedeformabilă din beton cu dimensiunile: $L=185$ cm; $l=185$ cm; $h=115$ cm.

2. Mecanism de eliberare rapidă: Dispozitiv pentru eliberarea sub sarcină a vehiculului de testare înainte de impact;

3. Cablul de tractare (85 m);

4. Şină de ghidare: Şina este utilizată pentru a asigura o traiectorie rectilinie a autovehiculului în timpul tractării;

5. Vehicul de tractare: Vehiculul utilizat pentru tractarea automobilului de testare;

6. Două vehicule de testare (Figura 5.2);



Figura 5.2 Vehicule de testare

7. Sistem de achiziție date (PicDAQ 4): Dispozitiv pentru înregistrarea accelerației autovehiculului în timpul impactului;

8. Sistem de achiziție date (PicDAQ 5): Dispozitiv pentru înregistrarea accelerației manechinului în timpul impactului;

9. Sistem pneumatic de frânare, comandat electronic, compus din:

- Butelie cu aer comprimat (8 bar) şi cilindru pneumatic FESTO pentru acţionarea frânei;
- Modul electronic de comandă, electrovalve pneumatice, furtune de legătură şi suport de fixare;

Sistemul pneumatic de frânare este utilizat ca sistem de protecţie în cazul detectării unor anomalii şi poate opri autovehiculul în timpul derulării probei. Frânarea se declanşează printr-o telecomandă de la o distanţă de maxim 250 m.

10. Cameră de mare viteză Hi Spec 5: Camera este utilizată pentru înregistrarea probelor video din timpul testelor experimentale. Aceasta dispune de o memorie de 4 GB, fiind capabilă să filmeze cu mai mult de 1400 de cadre pe secundă. Dispozitivul oferă imagini cu rezoluţie înaltă de 1696 x 1710 pixeli [47];

11. Aparat de fotografiat Nikon Coolpix L22: Camera foto-video digitală a fost utilizată, în poligonul de încercări, pentru fotografiile efectuate pe durata pregătirilor, desfăşurării testelor şi după efectuarea experimentelor;

12. Dronă DJI Phantom 3 Standard: Drona a fost folosită pentru capturarea imaginilor panoramice. Aceasta are o masă de 1216 g, o viteză maximă la decolare de 5 m/s, iar viteza la aterizare este de 3 m/s. Drona poate opera la o temperatură cuprinsă între 0 şi 40°C [48];

13. Două dispozitive antropomorfe de testare DD1 Prototype: Manechinele au fost dezvoltate pentru a studia cinematica mişcării corpului în testele experimentale. Dispozitivul din Figura 5.3 are o masă totală de 84,12 kg, repartiza fiind următoarea: cap 4.7 kg, gât 1.4 kg, trunchi superior 20 kg, trunchi inferior 12.6 kg, restul masei este distribuită la nivelul membrelor inferioare.



Figura 5.3 Manechin (DD1 Prototype)

14. Sistem de amortizare: Sistemul este alcătuit dintr-un cadru din plastic (Figura 5.4 a) cu dimensiunile 1231 mm lăţime, 241 mm adâncime, 160 mm înălţime şi 45 de recipiente din plastic cu apă (acumulatoare energetice). Dopurile (capacele) au fost găurite. Echipamentul a fost conceput pentru a reduce efectele coliziunii autovehiculului cu un obstacol rigid (Figura 5.4 b).

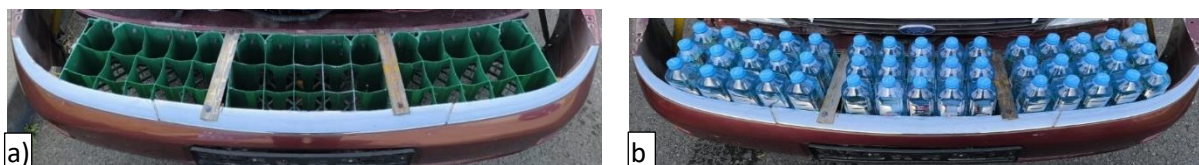


Figura 5.4 a) Cadrul din plastic al sistemului de amortizare; b) Sistem de amortizare

5.2.2 Stabilirea programului de testare

Programul a inclus etape de pregătire şi execuţie pentru a garanta că testele vor fi efectuate în mod riguros şi sigur.

Proceduri preliminare:

1. Verificare şi calibrare:

- Vehicule: Verificarea stării tehnice a vehiculelor;
- Manechine: Asigurarea că manechinele corespund scopului cercetării;
- Echipamente de măsurare: Calibrarea şi verificarea funcţionării corecte a dispozitivelor de achiziţie a datelor.

2. Teste:

- Sincronizare echipamente şi operatori: Asigurarea funcţionării coordonate şi sigure a tuturor echipamentelor şi implicarea corespunzătoare a cercetătorilor.

Procedura de testare:

a) Pregătirea poligonului de testare;

b) Pregătirea vehiculului de testare:

- Inspecţie tehnică: Verificarea completă a vehiculului pentru a confirma starea de funcţionare;
- Montarea dispozitivelor de măsurare: Instalarea echipamentelor necesare pentru înregistrarea datelor;
- Alinierea pe şina de tractare: Poziţionarea vehiculului pe şina de ghidare pentru a asigura o traiectorie dreaptă către bariera fixă nedeformabilă.

c) Pregătirea dispozitivelor antropomorfe:

- Inspecţie tehnică: Verificarea completă a manechinelor în vederea stabilirii stării de funcţionare;
- Instalarea sistemelor de achiziţie date: Montarea echipamentelor necesare pentru înregistrarea datelor;
- Aşezarea manechinelor: Plasarea manechinelor în poziţia corectă pentru a simula ocupanţii reali ai vehiculului.

d) Pregătirea aparaturii utilizate pentru experimente;

e) Efectuarea testelor experimentale.

5.2.3 Descrierea scenariilor de testare

Primul scenariu de testare a constat în impactul frontal, dintre un autovehicul şi o barieră rigidă, la viteza de 42 km/h. Scenariul este prezentat în Figura 5.5.

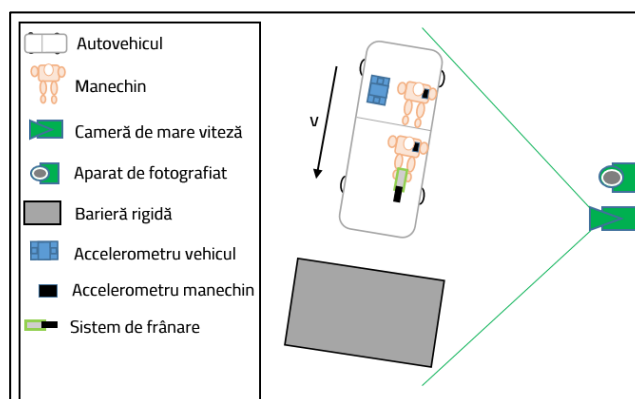


Figura 5.5 Scenariu de coliziune fără amortizare

Al doilea scenariu de testare a constat în impactul frontal, dintre un autovehicul echipat cu un sistem de amortizare și o barieră rigidă, la viteza de 42 km/h. Scenariul este prezentat în Figura 5.6.

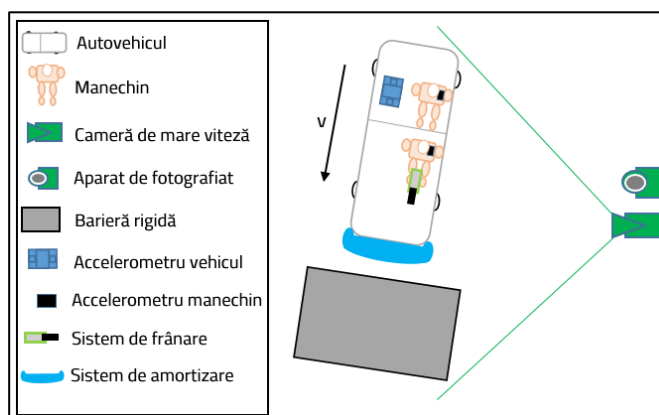


Figura 5.6 Scenariu de coliziune cu amortizare

5.3 Pregătirea testării experimentale

A fost amenajat poligonul de încercări prin delimitarea perimetrului, pregătirea sistemului de tractare, precum și asigurarea obstacolului rigid și a spațiului de oprire în siguranță. În privința autovehiculelor, pregătirea a inclus verificarea stării tehnice, montarea sistemului de amortizare a șocului impactului, aplicarea marcajelor necesare analizei parametrilor cinematici și instalarea echipamentelor de achiziție a datelor. Manechinele de testare au fost verificate, echipate cu senzori pentru monitorizarea parametrilor cinematici și amplasate corespunzător în interiorul autovehiculelor. Aparatura de înregistrare a datelor a fost activată înainte de inițierea experimentelor.

5.3.1 Pregătirea poligonului de încercări

Testele experimentale s-au realizat pe pista Institutului de Cercetare-Dezvoltare al Universității Transilvania din Braşov. În vederea pregătirii pentru teste, au fost parcurse următoarele etape:

1. Delimitarea poligonului

-Marcarea și delimitarea perimetrului poligonului.

2. Asigurarea zonei de oprire

-Amenajarea unui spațiu destinat opririi în siguranță a vehiculelor implicate în teste.

3. Pregătirea sistemului de tractare

-Pretensionarea cablului de tractare, cu o lungime de 85 de metri, necesar pentru punerea în mișcare a vehiculelor folosite pentru testele experimentale.

4. Asigurarea barierei (bloc de beton) pentru teste

5. Ghidarea cablului de tractare

Crearea unei excavații pentru a preveni frecarea dintre sol și cablul de tractare, pentru a asigura o funcționare sigură a sistemului.

5.3.2 Pregătirea autovehiculelor

Pentru pregătirea celor două autovehicule au fost parcurse următoarele etape:

-Verificarea sistemelor de frânare și a mecanismelor de direcție;

-Montarea sistemului de amortizare a şocului impactului cu bariera fixă în partea frontală a autovehiculului (Figura 5.7);



Figura 5.7 Montarea sistemului de amortizare

-Marcarea anvelopelor conform modelului Euro NCAP – Marcarea pneurilor este necesară pentru a urmări rularea autovehiculelor în timpul experimentelor şi pentru a depista eventualele blocări ale roţilor;

-Aplicarea marcajelor pe caroseriile autovehiculelor (Figura 5.8) – Benzile aplicate pe capotele autovehiculelor sunt necesare pentru interpretarea deformaţiilor din partea frontală. Acestea sunt aplicate la intervale de 200 mm formând marcaje rectangulare. Pe partea laterală a autovehiculelor s-au aplicat benzi la distanţa de 100 mm, în vederea stabilirii reperelor pentru analiza video. De asemenea, pe caroserie, s-au aplicat şi marcaje circulare pentru urmărirea reperelor în timpul procesării probelor video.



Figura 5.8 Aplicarea marcajelor

-Verificarea presiunii în anvelope;

-Pe ambele autovehicule s-a montat accelerometrul PicDAQ 4 (Figura 5.9). Acesta a fost utilizat pentru achiziţia acceleraţiei din timpul testelor experimentale. Sistemul de achiziţie date a fost montat longitudinal pe podeaua din spate a autovehiculelor;



Figura 5.9 Zona de instalare a accelerometrului PicDAQ 4

- A urmat montarea sistemului de acţionare a frânei;
- Şina de ghidare a cablului s-a montat perpendicular cu partea frontală a barierei de beton. Ulterior, autovehiculele au fost plasate, succesiv, pe şina de ghidare în poziţia iniţială de testare.

5.3.3 Pregătirea manechinelor de testare

Pregătirea manechinelor a constat în verificarea gâtului şi a articulaţiilor la nivelul membrelor.

Pentru achiziţia acceleraţiei ocupanţilor s-a folosit platforma de achiziţie a datelor PicDAQ 5. Accelerometrul s-a montat în interiorul toracelui (Figura 5.10).



Figura 5.10 Instalarea accelerometrului PicDAQ 5 în interiorul toracelui manechinului

După verificarea ambelor manechine, acestea au fost poziţionate în autovehicule (Figura 5.11). Ambele dispozitive antropomorfe de testare au fost echipate cu centură de siguranţă.



Figura 5.11 Poziţionarea manechinelor în autovehicule: a) vehicul standard b) vehicul echipat cu sistem de amortizare a şocului impactului

5.3.4 Pregătirea aparaturii

Înainte de iniţierea testelor s-a efectuat o evaluare a stării de încărcare a bateriilor platformelor de achiziţie a datelor, a aparatelor de fotografiat şi filmat, precum şi a dronei. Ultima etapă în pregătirea echipamentelor a constat în activarea platformelor de achiziţie a datelor (PicDAQ 4 corespunzător autovehiculului şi PicDAQ 5 corespunzător dispozitivului antropomorfic de testare).

5.4 Desfăşurarea testelor experimentale

S-a efectuat o testare preliminară pentru a se observa dacă autovehiculele urmează o traiectorie rectilinie, precisă, către bariera rigidă. Succesiv, cele două autovehicule au fost conectate la un sistem de tractare şi propulsate înainte. La finalul verificării, sistemul de frânare a fost activat pentru a opri autovehiculele înainte de a ajunge la bariera rigidă.

5.4.1 Desfăşurarea experimentului autovehicul – barieră rigidă

Coordonatele testului experimental: data / ora: 26-iunie-2024 / 17.00; în autovehiculul antrenat şi deplasat, cu două manechine instalate, pe scaunul conducătorului auto, respectiv pe scaunul pasagerului

din spate; manechinele au fost fixate cu centuri de siguranță în trei puncte, iar autovehiculul a fost dotat cu airbag în volan; impact frontal; viteza în momentul coliziunii cu bariera: 42 km/h. Vehiculul a fost lansat prin sistemul de tractare. Cinematica impactului este prezentată în figurile 5.12-5.14.



Figura 5.12 Cinematica impactului la momentul $t=0$ s



Figura 5.13 Cinematica impactului la momentul $t=0.1$ s



Figura 5.14 Cinematica impactului la momentul $t=0.2$ s

5.4.2 Desfășurarea testului experimental autovehicul echipat cu amortizor pentru preluarea energiei impactului – barieră rigidă

Coordonatele testului experimental: data / ora: 20-iunie-2024 / 19.00; în automobilul antrenat și deplasat, cu două manechine instalate, pe scaunul conducătorului auto, respectiv pe scaunul pasagerului din spate; manechinele au fost fixate cu centuri de siguranță în trei puncte, iar autovehiculul a fost dotat cu airbag în volan; impact frontal; viteza în momentul impactului cu bariera: 42 km/h. Vehiculul a fost propulsat utilizând sistemul de tractare. Cinematica impactului este prezentată în figurile 5.15-5.17.



Figura 5.15 Cinematica impactului ($t=0$ s)



Figura 5.16 Cinematica impactului ($t=0.1$ s)



Figura 5.17 Cinematica impactului ($t=0.2$ s)

După oprirea completă a vehiculelor, s-a realizat dezactivarea echipamentelor de achiziție a datelor.

5.5 Concluzii

În acest capitol s-a detaliat metodologia cercetării experimentale aplicată la pregătirea și desfășurarea testelor de coliziune.

Implementarea adecvată a unui program de testare poate fi asigurată prin scenarii reale de impact frontal. Verificarea și calibrarea atentă a echipamentelor, pregătirea meticuloasă a vehiculelor și amplasarea corectă a manechinelor sunt esențiale pentru desfășurarea experimentelor cu grad de încredere ridicat. Rezultatele acestor teste contribuie la dezvoltarea soluțiilor tehnice pentru sistemele de protecție, având un impact direct asupra creșterii siguranței rutiere pentru participanții la trafic.

Experimentul de accidentologie prezentat oferă o înțelegere detaliată și precisă a comportamentului vehiculelor și ocupanților în timpul unei coliziuni. Procedurile riguroase de pregătire, inclusiv verificarea traiectoriei rectilinii a autovehiculului testat și utilizarea sistemului de frânare în testul preliminar, au asigurat condiții de testare controlate și reproductibile.

În cadrul metodologiei de cercetare experimentală, procedurile au fost esențiale pentru eliminarea variabilelor necontrolate și reducerea riscului de erori. Crearea unor condiții de testare controlate și reproductibile este fundamentul pe care se vor baza analizele ulterioare. Măsurătorile preliminare au asigurat că experimentul se poate desfășura conform planificării, permițând obținerea de date utile pentru înțelegerea detaliată a fenomenelor studiate.

6 PRELUCRAREA ŞI ANALIZA DATELOR

6.1 Determinarea parametrilor impactului

În funcţie de configuraţia de testare, datele privind viteza autovehiculului, respectiv ale capului şi toracelui ocupantului, au fost determinate, prin procesarea probelor video, cu aplicaţia software Tracker. Accelaţiunile au fost înregistrate cu platformele de achiziţie date PicDAQ 4, respectiv PicDAQ 5. Măsurătorile au fost ulterior comparate pentru a evalua influenţa sistemului de amortizare.

6.1.1 Determinarea parametrilor cinematici ai autovehiculului şi ocupanţilor din testul experimental autovehicul – barieră rigidă

Vitezele autovehiculului, respectiv ale capului şi toracelui ocupantului au fost determinate cu aplicaţia software Tracker. Aceasta a constat în introducerea probei video înregistrate cu camera de mare viteză. Parametrul viteză calculat a fost prelucrat prin intermediul aplicaţiei Origin. Valorile vitezei corespunzătoare după axa X sunt importante, de aceea viteza autovehiculului, după axa Y a fost neglijată. Datele brute au fost filtrate cu ajutorul unui filtru FFT, gradul de netezire fiind reglat la 35 de puncte de fereastră. La fel ca în cazul vehiculului, s-a considerat că viteza relevantă pentru analiza cinematicii ocupanţilor este cea după axa X, deoarece aceasta corespunde direcţiei mişcării şi oferă o reprezentare fidelă a deplasării manechinelor în raport cu traiectoria coliziunii.

Accelaţia autovehiculului a fost achiziţionată prin intermediul accelerometrului PicDAQ4. Datele colectate au fost filtrate cu un filtru CFC 60, conform standardului SAE J211/1. Accelaţiunile conducătorului auto şi pasagerului au fost înregistrate cu echipamentul PicDAQ5 şi filtrate cu un filtru CFC 1000 pentru accelaţiunile capului, respectiv CFC 180 pentru accelaţiunile toracelui, conform standardului SAE J211/1. Datele au fost procesate ulterior în Microsoft Excel.

6.1.2 Determinarea parametrilor cinematici ai autovehiculului şi ocupanţilor din testul experimental autovehicul cu sistem de amortizare a impactului – barieră rigidă

În mod similar procedurii descrise în subcapitolul 6.1.1, au fost determinate vitezele şi accelaţiunile autovehiculului şi ale ocupanţilor.

6.1.3 Analiza comparativă a parametrilor cinematici

În urma efectuării celor două teste de impact, s-au comparat valorile vitezelor şi accelaţiilor care acţionează asupra vehiculelor, capului şi toracelui ocupanţilor. Accentul a fost pus pe compararea accelaţiilor minime şi maxime rezultate în urma impactului şi pe evaluarea gradului de protecţie oferit de vehicul şi de sistemul de amortizare montat pe unul dintre autovehicule.

Pentru a permite o evaluare detaliată, parametrii viteză şi accelaţie, pentru fiecare dintre cele două teste, au fost sistematizaţi într-un tabel comparativ (Tabelul 6.1).

Tabelul 6.1 Valorile parametrilor cinematici obţinuţi în urma testelor

			Test 1 (Vehicul-barieră rigidă)	Test 2 (Vehicul cu sistem de amortizare a şocului-barieră rigidă)
Vehicul	Viteza [m/s] în momentul impactului		11.67	11.74
	ax [m/s ²]	Min	-283.31	-259.21

		Max	7.36	41.51
		Min	-17.09	-69.27
	ay [m/s ²]	Max	22.32	26.26
	az [m/s ²]	Min	-124.65	-149.05
		Max	103.11	131.28
Capul conducătorului auto	Viteza [m/s] în momentul impactului		11.28	11.45
	ax [m/s ²]	Min	-278.62	-267.86
		Max	0.92	10.91
	ay [m/s ²]	Min	-48.29	-47.41
		Max	45.48	48.69
	az [m/s ²]	Min	-306.32	-264.63
		Max	7.56	10.70
Toracele conducătorului auto	Viteza [m/s] în momentul impactului		11.44	11.46
	ax [m/s ²]	Min	-316.39	-294.696
		Max	37.76	10.68
	ay [m/s ²]	Min	-164.92	-96.87
		Max	24.26	27.68
	az [m/s ²]	Min	-127.10	-77.15
		Max	21.90	27.13
Capul pasagerului	Viteza [m/s] în momentul impactului		11.04	10.85
	ax [m/s ²]	Min	-475.32	-340.31
		Max	9.42	7.52
	ay [m/s ²]	Min	-68.46	-77.44
		Max	23.91	11.73
	az [m/s ²]	Min	-242.09	-174.36
		Max	4.22	5.40
Toracele pasagerului	Viteza [m/s] în momentul impactului		11.33	11.26
	ax [m/s ²]	Min	-408.76	-301.66

		Max	93.995	1.89
		Min	-176.02	-141.03
	ay [m/s ²]	Max	50.81	42.89
	az [m/s ²]	Min	-59.93	-46.82
		Max	83.56	45.85

Pentru a ilustra vizual diferențele dintre cele două teste, au fost realizate grafice pentru fiecare entitate (vehicul, cap, torace) în parte. Fiecare grafic prezintă variația vitezelor și a accelerațiilor înregistrate în timpul impactului.

Se observă ca în cazul vehiculului echipat cu un dispozitiv absorbant de energie degajată în momentul impactului, evoluția vitezei, după axa X, este mai lentă în comparație cu cea a autovehiculului fără sistem de amortizare (Figura 6.1). Se constată că timpul după care se anulează viteza este cu $\Delta t=0.013$ secunde mai mare în cazul 2, ceea ce conduce la concluzia că accelerația autovehiculului se reduce. Graficul comparativ al accelerației celor două vehicule pe axa X arată că decelerația maximă a autovehiculului se obține cu întârziere de cca. 0.013 s, în cazul 2, iar solicitările dinamice sunt mai reduse. În cazul accelerației și decelerației pe axele Y, respectiv Z, măsurătorile indică o creștere a acestora pentru vehiculul dotat cu sistem de amortizare. Acest fenomen este datorat redistribuirii forțelor verticale din cauza expulzării apei din recipientii ce alcătuiesc sistemul de amortizare.

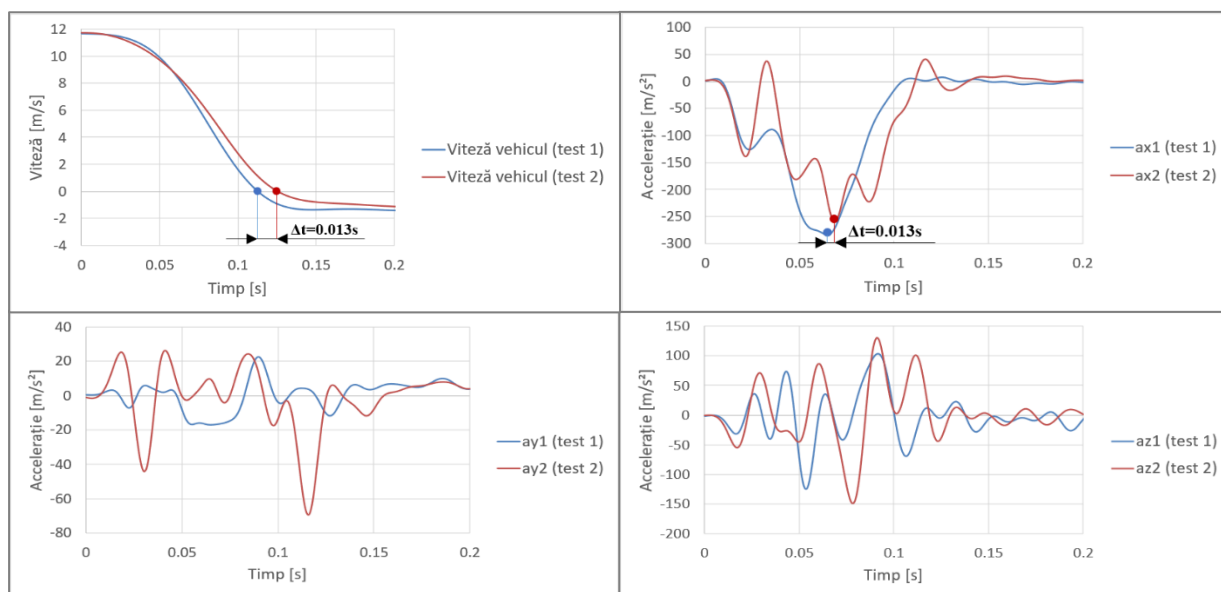


Figura 6.1 Vitezele și accelerațiile celor două vehicule

Graficul variației vitezei pe axa X (Figura 6.2), la nivelul capului manechinului poziționat pe scaunul conducătorului auto, indică faptul că, deși viteza înainte de impact este similară în ambele configurații de testare, la fel ca în cazul vehiculului, în testul 2 se observă o întârziere ($\Delta t=0.021$ s) atunci când viteza are valoarea de 0 m/s. Analiza accelerației înregistrată la nivelul capului manechinului poziționat pe scaunul conducătorului auto evidențiază diferențe între cele două configurații constructive de bară parașoc. În testul 2, cu un decalaj de cca. 0.021 s, decelerația maximă este diminuată pe axa X. Pentru accelerația pe axa Y a capului manechinului, se observă cum valoarea minimă a acesteia este redusă. Graficul comparativ al accelerației, la nivelul capului, pe axa Z, indică faptul că ocupantul autovehiculului echipat cu dispozitiv absorbant de energie a impactului a suportat accelerații minime mai mici comparativ cu accelerațiile resimțite de ocupantul autovehiculului fără sistem de amortizare.

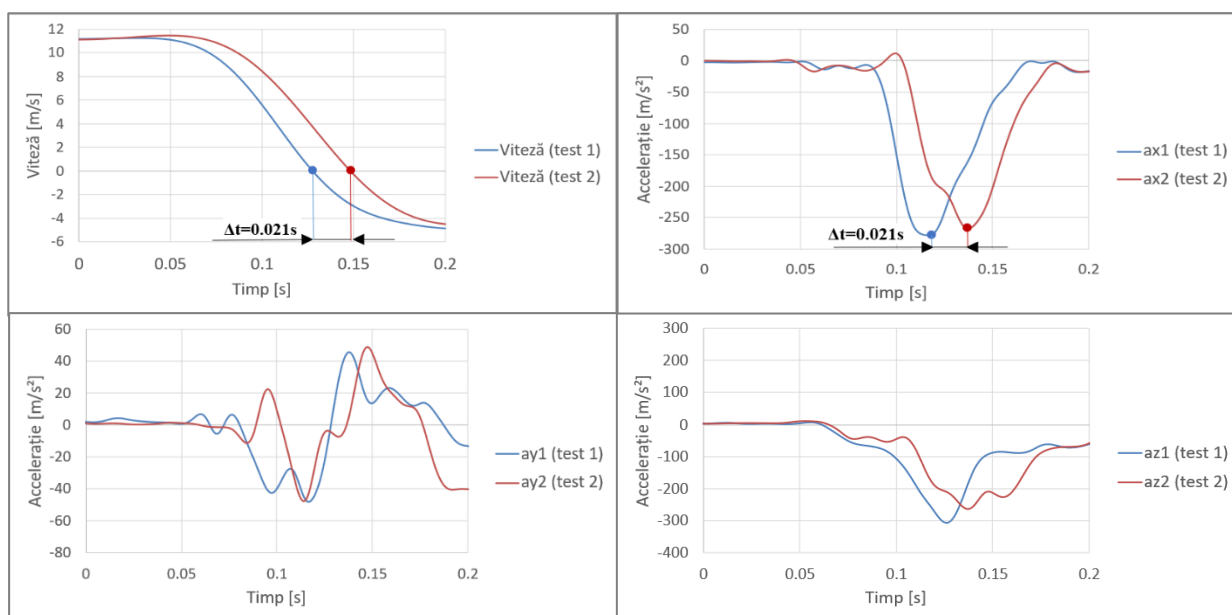


Figura 6.2 Vitezele și accelerațiile la nivelul capului manechinului poziționat pe scaunul conducătorului auto

Analiza vitezei, înregistrată pe axa X, la nivelul toracelui manechinului poziționat pe scaunul conducătorului auto arată că, în ambele configurații, viteza toracelui înainte de coliziune este identică, însă în cazul vehiculului cu sistem de amortizare, viteza se anulează după 0.018 s (Figura 6.3). Graficele comparative ale accelerației la nivelul toracelui manechinului pe axele X,Y, Z indică o reducere clară a accelerației minime suportate de ocupant pe cele trei axe, atunci când vehiculul a fost echipat cu un sistem suplimentar de atenuare a șocului în momentul impactului, ceea ce indică o atenuare eficientă a energiei de impact. În testul 2, decelerația maximă, pe axa X, s-a obținut cu un decalaj de cca. 0.018 s.

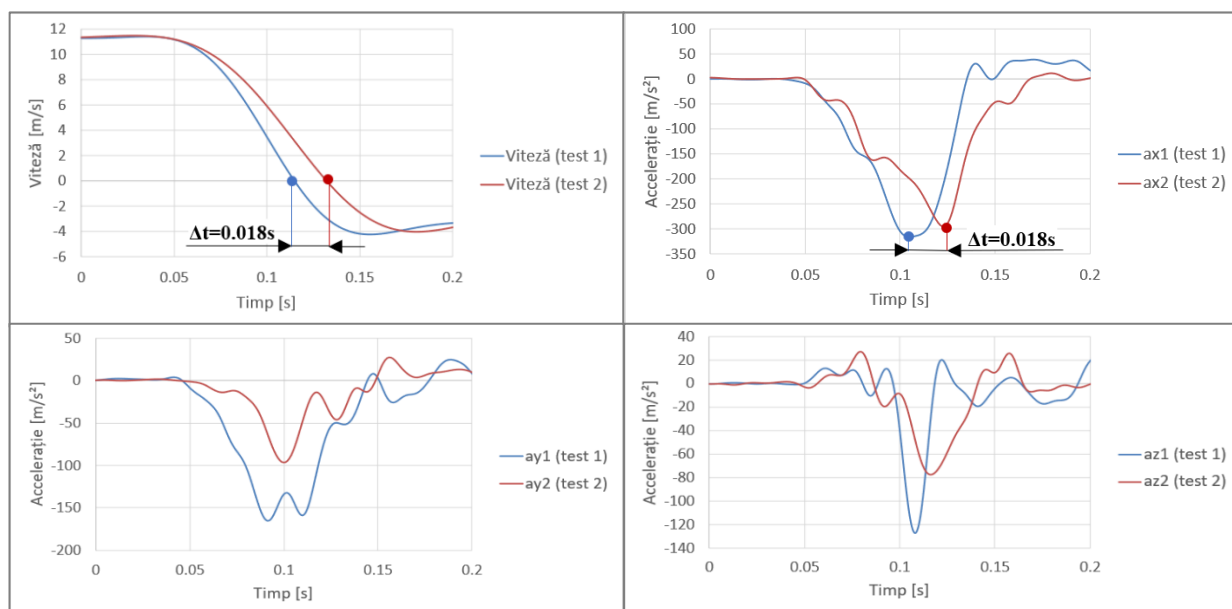


Figura 6.3 Grafice comparative ale vitezei și accelerației la nivelul toracelui manechinului poziționat pe scaunul conducătorului auto

Analiza vitezei, pe axa X, înregistrată la nivelul capului manechinului aflat pe locul pasagerului din spate evidențiază că înainte de impact, aceasta este comparabilă pentru ambele configurații de vehicul (Figura 6.4). Totuși, în cazul vehiculului echipat cu dispozitiv absorbant de energie, anularea vitezei se produce cu întârzierea $\Delta t=0.022s$. Graficele comparative ale accelerației la nivelul capului pe axele X,Y și Z indică o

reducere a valorii maxime pe axa Y în cazul pasagerului vehiculului 2, respectiv o diminuare a acceleraţiei minime pe axele Z , respectiv X (în acest caz, întârzierea a fost de cca. 0.022s).

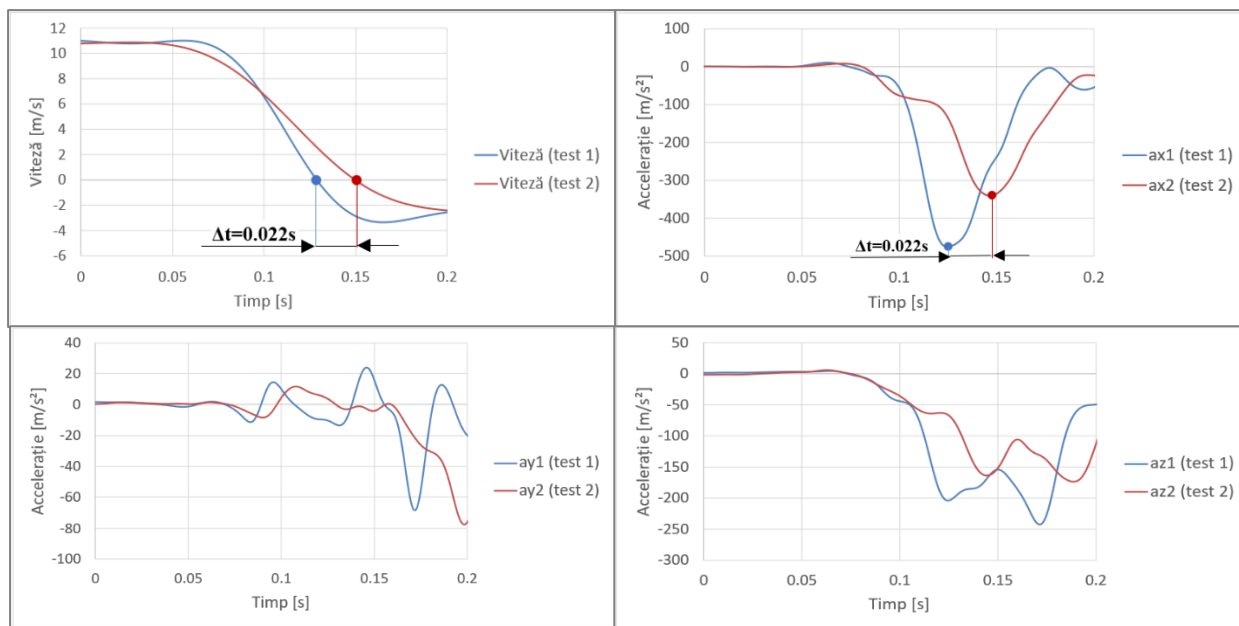


Figura 6.4 Grafice comparative ale vitezei şi acceleraţiei la nivelul capului pasagerului

În graficul din Figura 6.5, analiza vitezei toracelui manechinului poziţionat pe locul pasagerului din spate arată că pe direcţia X, atunci când aceasta a avut valoarea de 0 m/s, a existat un decalaj de 0.019 s, în cazul testului 2, ceea ce indică o reducere a deceleraţiei. Compararea acceleraţiei înregistrate la nivelul toracelui pasagerului arată că atât acceleraţia minimă, cât şi cea maximă au fost reduse pe toate axele în cazul pasagerului din vehiculul dotat cu sistem de amortizare. Pentru testul 2, pe axa X, timpul în care se obţine acceleraţia minimă se majorează cu cca. 0.019 s.

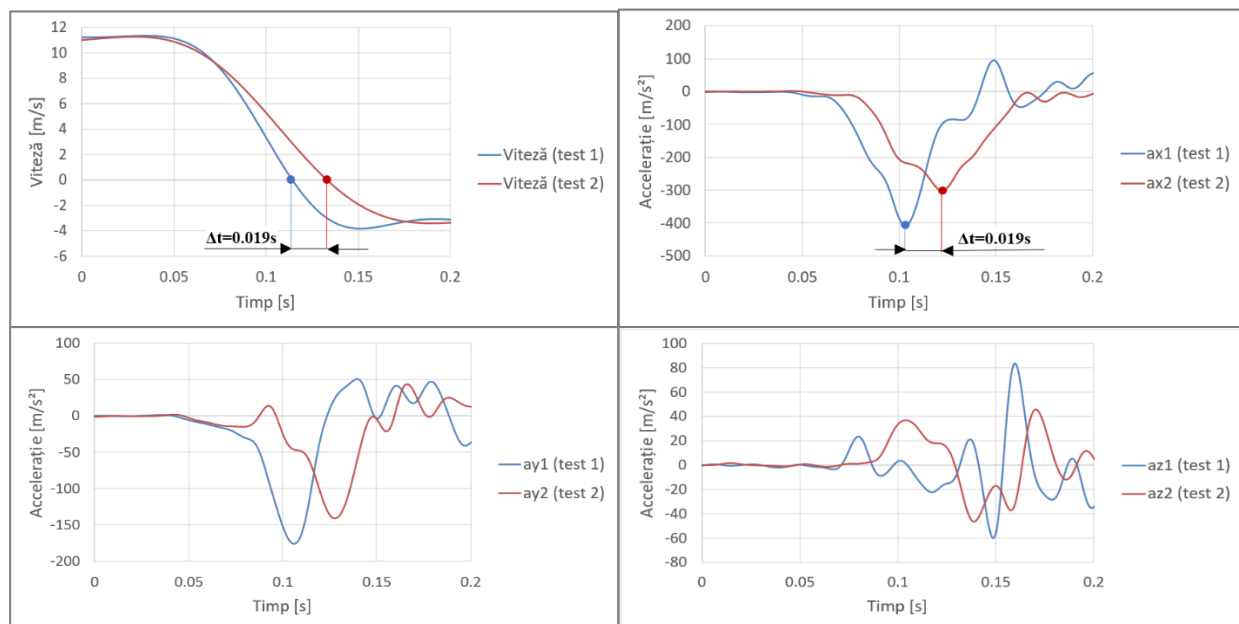


Figura 6.5 Viteza şi acceleraţia la nivelul toracelui manechinului poziţionat pe scaunul pasagerului din spate

6.2 Calculul criteriilor de vătămare

În Figura 6.6 (a), sunt ilustrate variaţiile acceleraţiei măsurate la nivelul capului conducătorului auto pentru cele două teste experimentale (max 40.03 g $\approx$ 392.7 m/s² pentru testul 1 şi 38.34 g $\approx$ 376.1 m/s²

pentru testul 2), care nu depăşesc limita de 80 g (784.8 m/s^2) pe o durată de 3 ms conform UNECE R94. Domeniul de 36 ms este marcat pe diagrame. În Figura 6.6 (b), este reprezentată evoluţia HIC 36 în funcţie de timp pentru manechinul poziţionat pe scaunul conducătorului auto. Valorile maxime obţinute (256.66 pentru testul 1 şi 232.78 pentru testul 2) respectă atât cerinţele UNECE R80 ($\text{HIC} < 500$), cât şi limitele superioare impuse de UNECE R94 şi FMVSS 208 ($\text{HIC} \leq 1000$).

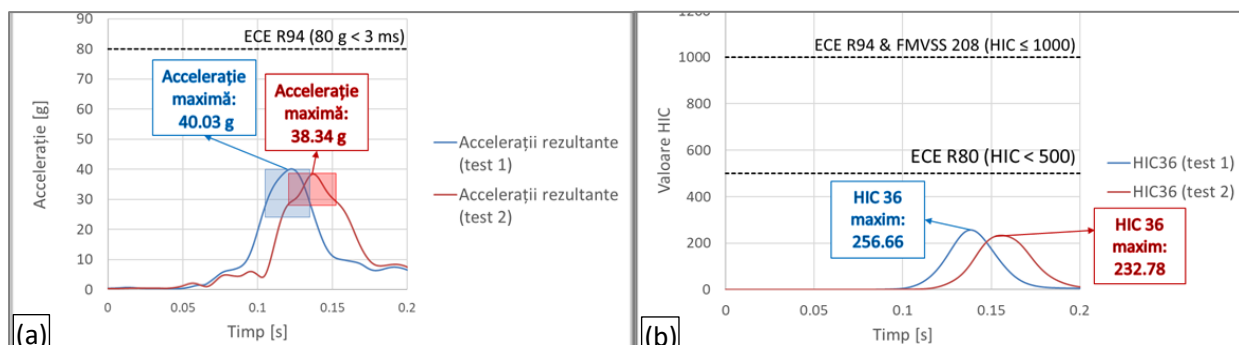


Figura 6.6 (a) Accelaţia rezultantă la nivelul capului conducătorului auto cu marcarea domeniului de 36 ms pentru care se determină HIC maxim; (b) Evoluţia HIC 36 în funcţie de timp pentru conducătorul auto

În Figura 6.7 (a), acceleraţiile rezultate la nivelul capului manechinului (pasager) sunt prezentate, incluzând valorile maxime de 52.72 g (517.2 m/s^2) pentru testul 1 şi 38.45 g (377.2 m/s^2) pentru testul 2. Acestea sunt sub limita de 80 g (784.8 m/s^2) specificată de UNECE R94. Domeniul temporal de 36 ms, relevant pentru calcularea HIC, este evidenţiat în acelaşi grafic. În cazul pasagerului, graficul evoluţiei HIC 36, prezentat în Figura 6.7 (b), evidenţiază valorile maxime ale criteriului HIC (493.39 pentru testul 1 şi 229.14 pentru testul 2). Se confirmă respectarea limitelor biomecanice prin faptul că valorile calculate se situează sub 500 conform UNECE R80 şi nu depăşesc 1000, în concordanţă cu UNECE R94 şi FMVSS 208.

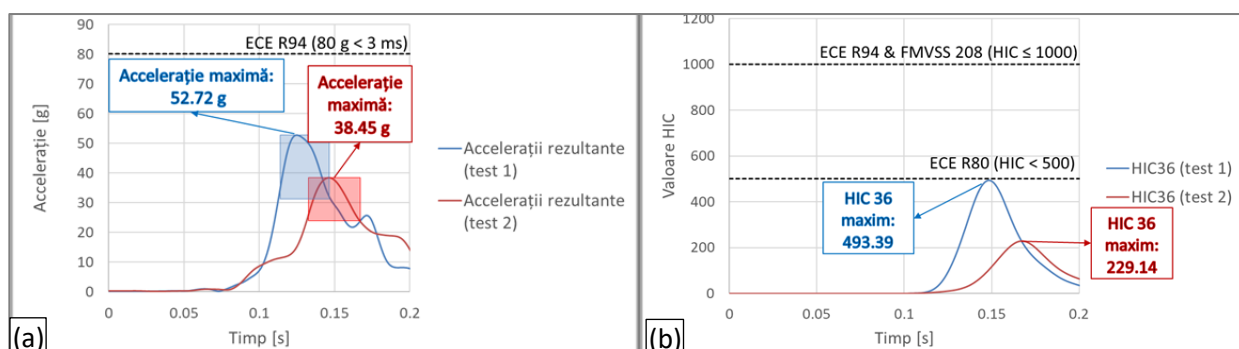


Figura 6.7 (a) Accelaţia rezultantă la nivelul capului manechinului (pasager) cu marcarea domeniului de 36 ms pentru care se determină HIC maxim; (b) Evoluţia HIC 36 în funcţie de timp pentru pasager

În cazul conducătorului auto, valorile obţinute în ambele teste experimentale sunt corelate cu un indice cuprins între 0 şi 1 pe scara AIS, care este asociat cu un risc inexistent sau o severitate scăzută a leziunilor. Pentru pasagerul, poziţionat pe bancheta din spate, în primul test valoarea HIC poate fi corelată cu un indice între 1 şi 2, ceea ce reprezintă o severitate scăzută spre moderată a leziunilor, iar în al doilea test atenuarea leziunilor datorită sistemului de amortizare este semnificativă; valoarea HIC este corelată cu un indice cuprins între 0 şi 1 pe scara AIS.

În Figura 6.8 (a), sunt prezentate variaţiile acceleraţiei în funcţie de timp la nivelul toracelui manechinului poziţionat pe scaunul conducătorului auto. Pe grafic sunt marcate valorile ThAC max ($38.02 \text{ g} \approx 373 \text{ m/s}^2$ pentru testul 1 şi $30.92 \text{ g} \approx 303.3 \text{ m/s}^2$ pentru testul 2), corespunzătoare acceleraţiei maxime la nivelul toracelui şi domeniile critice în care acceleraţia rezultantă depăşeşte limita de 30 g (294.3 m/s^2). Durata depăşirii este de 24 ms pentru testul 1 şi 6 ms pentru testul 2. Valorile ThAC calculate nu satisfac cerinţele UNECE R80, care limitează durata depăşirii peste pragul de 30 g (294.3 m/s^2) la 3 ms. Acestea, se încadrează în limitele impuse de FMVSS 208, unde este permisă o acceleraţie de până la 60 g (588.6 m/s^2)

pentru o durată de maximum 3 ms. În Figura 6.8 (b), la fel ca în cazul conducătorului auto, acceleraţia înregistrată la nivelul toracelui manechinului (pasager) este reprezentată în funcţie de timp. Sunt marcate valorile ThAC max ($45.14 \text{ g} \approx 442.8 \text{ m/s}^2$ pentru testul 1 şi $33.33 \text{ g} \approx 327 \text{ m/s}^2$ pentru testul 2), corespunzătoare acceleraţiei toracice maxime, precum şi domeniul de timp în care acceleraţia depăşeşte pragul de 30 g (294.3 m/s^2). În acest caz, durata depăşirii este de 19 ms pentru testul 1 şi 11 ms pentru testul 2.

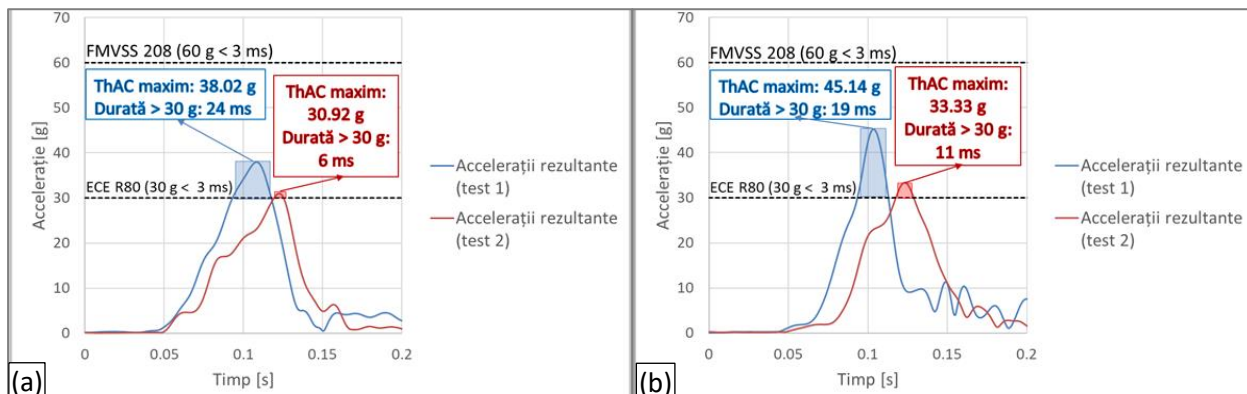


Figura 6.8 Acceleraţia rezultantă la nivelul toracelui conducătorului auto (a), respectiv al pasagerului (b), cu evidenţierea valorii ThAC

Rezultatele obţinute pentru ambele teste arată că acceleraţiile mai mari de 30 g (294.3 m/s^2) depăşesc durata maximă admisă de 3 ms specificată în UNECE R80, dar respectă cerinţele din FMVSS 208, care permit acceleraţii de până la 60 g (588.6 m/s^2) pe durate mai mici de 3 ms .

6.3 Analiză comparativă şi validarea modelului matematic

Pentru validarea modelului matematic elaborat în subcapitolul 3.1, se prezintă comparativ rezultatele obţinute din testele experimentale cu cele generate prin simulare. Parametrii de intrare sunt stabiliţi pe baza datelor provenite din experimente. Astfel, se evaluează capacitatea modelului de a reproduce fenomenul analizat.

6.3.1 Parametrii de intrare pentru simulări

Validarea modelului matematic implică introducerea mai multor parametri stabiliţi pe baza datelor obţinute din testele experimentale. Pentru aceasta, s-a realizat o analiză a deformaţiilor din zona frontală a celor două vehicule testate. Au fost folosite fotografiile scalate. Amplitudinea zonei deformată a fost (918.2 mm) pentru ambele autovehicule. Pentru autovehiculul din testul 1, analiza detaliată a distribuţiei deformaţiilor în diferitele suprafeţe ale carosajului, a asigurat determinarea deformării medii a zonei afectate (324.5125 mm). Pentru vehiculul echipat cu sistem de amortizare (testul 2), deformarea a fost determinată ca fiind de $478.4125 \text{ mm} = 237.4125 \text{ mm} + 241 \text{ mm}$. Aceasta include atât deformarea structurală a părţii frontale (237.4125 mm), cât şi pe cea a sistemului de amortizare cu grosimea de 241 mm . Comparativ cu vehiculul fără sistem de amortizare, partea frontală a vehiculului a suferit o deformare mai redusă. Acest aspect sugerează o disipare mai eficientă a energiei de impact prin intermediul sistemului de amortizare. El contribuie la reducerea deformării structurale directe prin extinderea zonei de deformare în ansamblu.

Pentru calcule, s-au determinat parametrii de intrare necesari. Astfel, s-a considerat o viteză iniţială de 42 km/h ($\approx 11.7 \text{ m/s}$) pentru ambele scenarii analizate, respectiv cu şi fără sistem de amortizare. Masa determinată a vehiculului fără sistem de amortizare a fost de 1204 kg , iar cea a vehiculului cu sistem de amortizare a fost de $1255 \text{ kg} = 1205 \text{ kg}$ (masa proprie a vehiculului) + 50 kg (masa sistemului). Pentru ocupant, s-au utilizat aceleaşi valori ca în experiment: masa toracelui a fost de $32,6 \text{ kg}$, iar cea a capului de $4,7 \text{ kg}$. În plus, greutatea gâtului, estimată la $1,4 \text{ kg}$, a fost distribuită proporţional, câte $0,7 \text{ kg}$ fiind

adăugate atât la torace, cât şi la cap, pentru a reflecta fidel distribuţia greutatei. Această abordare asigură o coerenţă între parametrii folosiţi în simulare şi cei specifici testului experimental.

Pentru cele două vehicule analizate, forţa de intrare în sistem „ F ” a fost calculată pe baza acceleraţiei înregistrate în timpul impactului, pe axa X, şi a sumei dintre masa vehiculului şi greutatea ocupantului:

$$\text{Vehicul (test 1): } F = (1204 \text{ kg} + 84.12 \text{ kg}) \cdot 283.31 \text{ m/s}^2 \cong 364,937.3 \text{ N}$$

$$\text{Vehicul (test 2): } F = (1255 \text{ kg} + 84.12 \text{ kg}) \cdot 259.21 \text{ m/s}^2 \cong 347,113.3 \text{ N}$$

Deceleraţia maximă, utilizată în modelul matematic, fiind determinată pe baza valorii măsurate experimental, este corespunzătoare scenariului în care vehiculul avea doi ocupanţi. În cadrul modelului matematic, însă, s-a considerat un singur ocupant, având în vedere necesitatea simplificării pentru analiza sistemului. Această abordare permite corelarea condiţiilor experimentale cu cele simulate numeric.

Rigidităţile structurale ale părţii frontale, pentru cele două vehicule, au fost calculate prin raportarea forţei rezultate din produsul masei vehiculului şi a deceleraţiei, la mărimea deformaţiei obţinută anterior:

$$\text{Vehicul (test 1): } k_1 = \frac{(1204 \text{ kg} \cdot 283.31 \text{ m/s}^2)}{0.3245125 \text{ m}} \cong 1051131.3 \text{ N/m}$$

$$\text{Vehicul (test 2): } k_1 = \frac{(1255 \text{ kg} \cdot 259.21 \text{ m/s}^2)}{0.4784125 \text{ m}} \cong 679975 \text{ N/m}$$

Rigidităţile corespunzătoare sistemului de reţinere (k_2) şi capului (k_3) au fost preluate din publicaţii de specialitate aşa cum a fost prezentat în subcapitolul 3.1.

6.3.2 Validarea modelului matematic

Validarea modelului matematic se iniţiază prin determinarea fracţiunii optime din amortizarea critică (ζ), care este un parametru pentru calibrarea şi analiza comportamentului dinamic al sistemului.

În cazul testului 1, fracţiunea din amortizarea critică a fost determinată prin simulări numerice realizate în mediul Simulink, utilizând coeficienţi de amortizare calculaţi pentru valori ale acestora cuprinse între 0.1 şi 0.7. Rezultatele indică valori diferite ca fiind optime pentru vehicul (0.2), conducător auto (0.4) şi pasager (0.2). Fracţiunile optime au fost selectate pe baza minimului erorilor procentuale calculate prin MAPE: 2,3% pentru vehicul, 15,3% pentru conducătorul auto şi 9,5% pentru pasager. Pentru vehiculul cu sistem de amortizare (testul 2), rezultatele indică aceeaşi fracţiune optimă (0.3), atât pentru conducătorul auto, cât şi pentru pasager, asociată cu o eroare procentuală minimă de 17,2% pentru conducătorul auto şi 10,1% pentru pasager. În cazul vehiculului, fracţiunea optimă este diferită, fiind 0.1, cu o eroare procentuală minimă de 9,6%. Pentru a asigura o comparaţie coerentă între testul 1 şi testul 2, s-a adoptat o strategie de calibrare utilizând fracţiuni intermediare. Această metodologie oferă o reprezentare echilibrată a dinamicii sistemului, evitând discrepanţele care pot apărea din utilizarea fracţiunilor diferite între teste. Valorile recalibrate sunt 0.15 pentru vehicul, 0.35 pentru conducătorul auto şi 0.25 pentru pasager. Coeficienţii de amortizare corespunzători acestor fracţiuni, au fost calculaţi astfel:

Test 1:

$$\text{Vehicul } (\zeta = 0.15): c_1 = \zeta \cdot 2\sqrt{m_1 \cdot k_1} \cong 10672.4 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}}$$

Test 2:

$$\text{Vehicul } (\zeta = 0.15): c_1 = \zeta \cdot 2\sqrt{m_1 \cdot k_1} \cong 8763.7 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}}$$

Test 1 şi test 2:

$$\text{Toracele conducătorului auto } (\zeta = 0.35): c_2 = \zeta \cdot 2\sqrt{m_2 \cdot k_2} \cong 1629.8 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}}$$

Capul conducătorului auto ($\zeta = 0.35$): $c_3 = \zeta \cdot 2\sqrt{m_3 \cdot k_3} \cong 322.3 \frac{N \cdot s}{m}$

Toracele pasagerului ($\zeta = 0.25$): $c_2 = \zeta \cdot 2\sqrt{m_2 \cdot k_2} \cong 1164.2 \frac{N \cdot s}{m}$

Capul pasagerului ($\zeta = 0.25$): $c_3 = \zeta \cdot 2\sqrt{m_3 \cdot k_3} \cong 230.2 \frac{N \cdot s}{m}$

A fost necesară o etapă suplimentară de calibrare, care a constatat în ajustarea decalajelor temporale dintre răspunsurile simulate și cele experimentale. Astfel, modelul a fost ajustat pentru a reproduce mai precis succesiunea temporală a evenimentelor dinamice pentru ocupanți, menținând în același timp coerența cu datele reale. În schimb, răspunsul vehiculului a fost confirmat ca fiind reprezentativ încă din etapa inițială, fără a necesita intervenții suplimentare. Decalajele temporale calculate pentru ocupanți au evidențiat răspunsuri mai rapide în simulare comparativ cu cele determinate experimental. În cazul conducătorului auto, toracele a prezentat decalaje de 0.0423 s în testul 1 și 0.0483 s în testul 2, în timp ce capul a avut decalaje de 0.0473 s în testul 1 și 0.0623 s în testul 2. Pentru pasager, decalajele au fost de 0.0343 s pentru torace și 0.0503 s pentru cap în testul 1, respectiv 0.0413 s pentru torace și 0.0663 s pentru cap în testul 2.

Modelul matematic a fost rezolvat numeric pe o durată de 0.2 s utilizând algoritmul ODE45.

Pentru testul 1, figurile 6.9-6.13 prezintă comparativ răspunsurile vehiculului, conducătorului auto (cap și torace) și pasagerului (cap și torace), apreciate prin viteză și accelerație obținute din experiment și simulare.

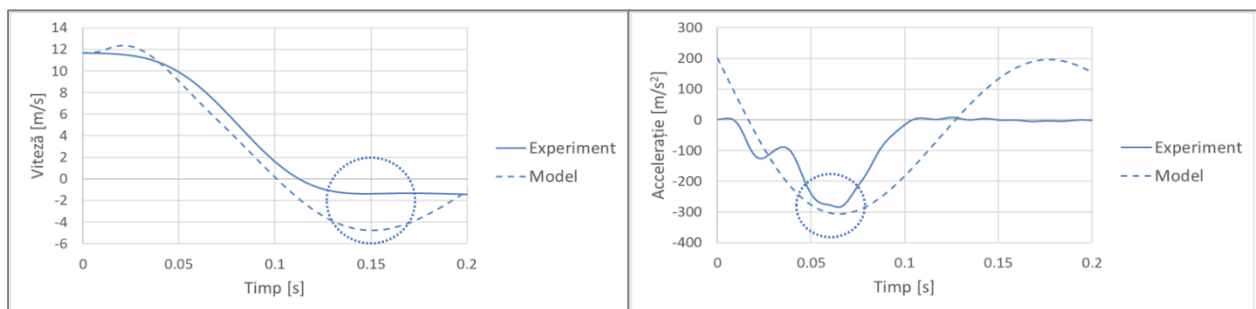


Figura 6.9 Comparația vitezei și accelerației vehiculului: experiment și simulare pentru testul 1

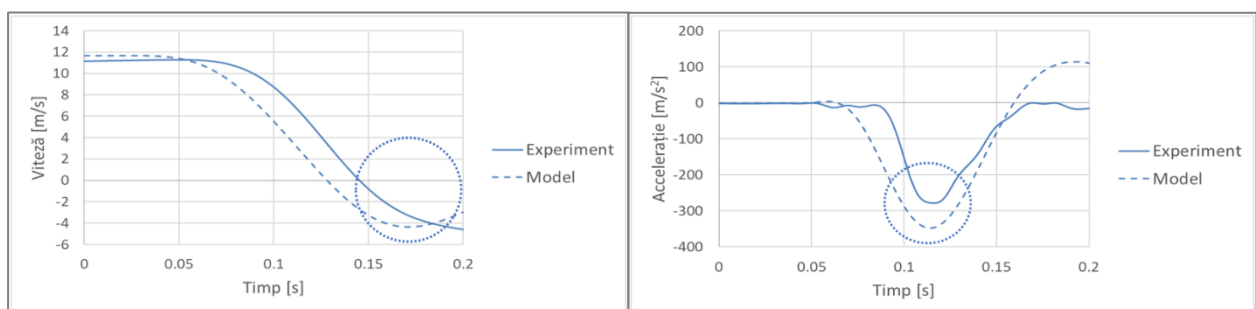


Figura 6.10 Comparația vitezei/accelerației capului conducătorului auto: experiment și simulare (test 1)

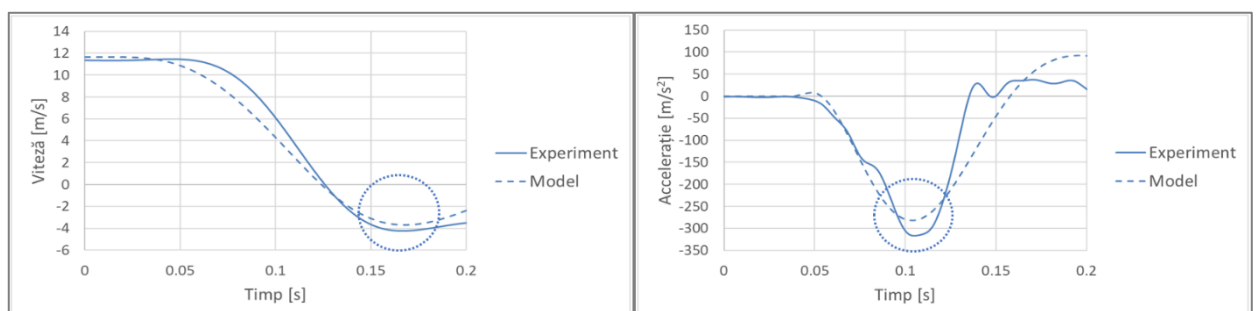


Figura 6.11 Comparația vitezei/accelerației toracelui conducătorului auto: experiment și simulare (test 1)

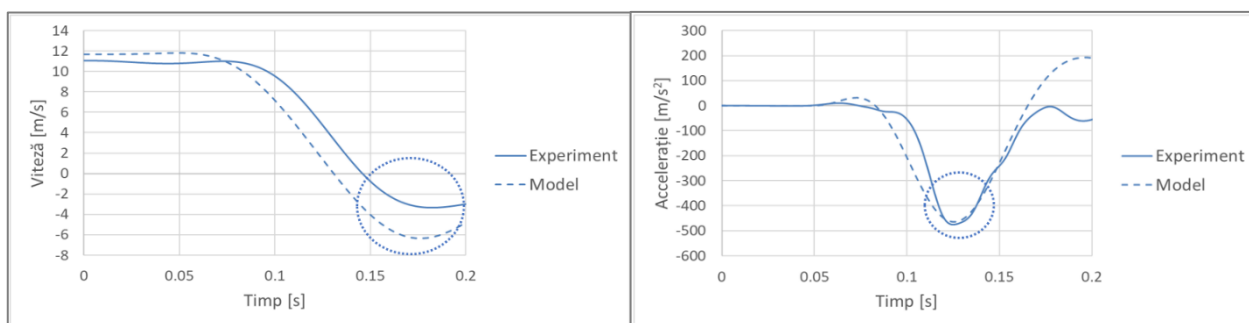


Figura 6.12 Comparația vitezei și accelerației capului pasagerului: experiment și simulare pentru testul 1

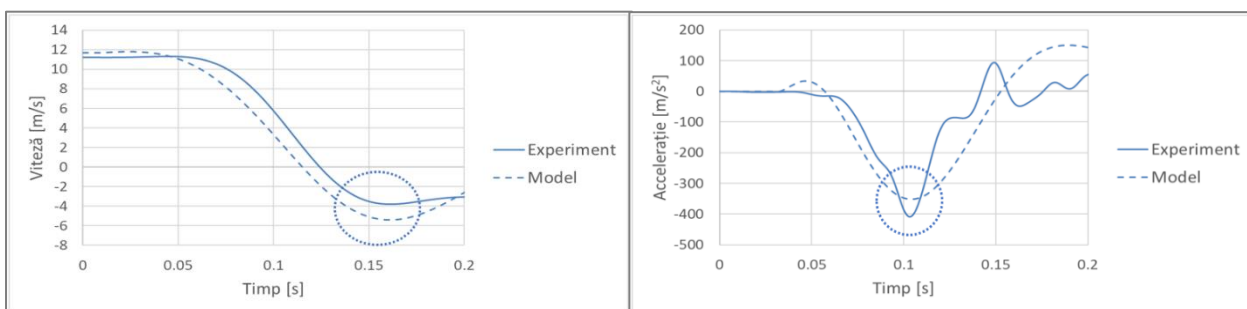


Figura 6.13 Comparația vitezei și accelerației toracelui pasagerului: experiment și simulare (test 1)

Pentru testul 2, figurile 6.14-6.18 ilustrează în mod similar vitezele și accelerațiile vehiculului, conducătorului auto și pasagerului, obținute din experiment și simulare.

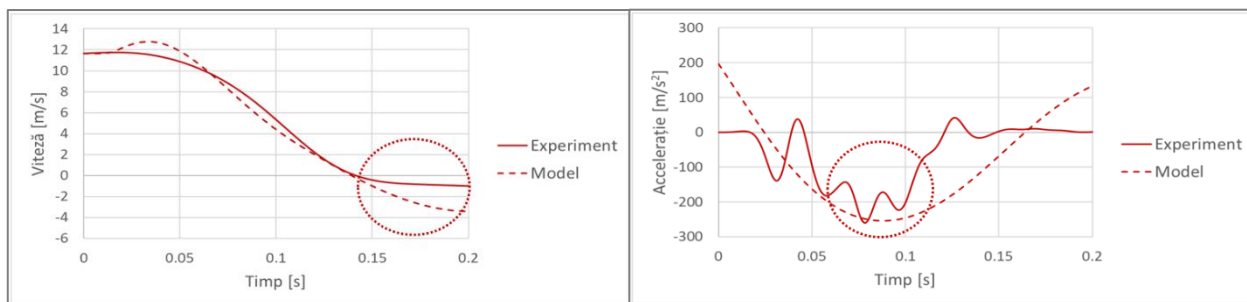


Figura 6.14 Comparația vitezei și accelerației vehiculului: experiment și simulare pentru testul 2

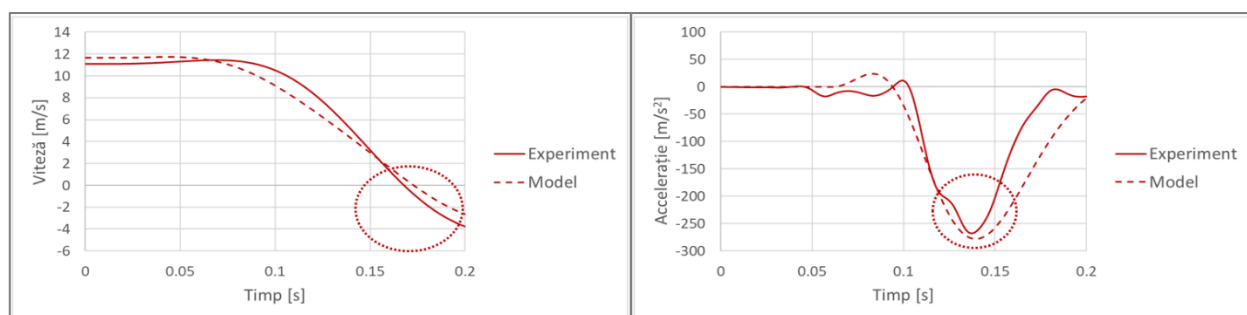


Figura 6.15 Comparația vitezei/accelerației capului conducătorului auto: experiment și simulare (test 2)

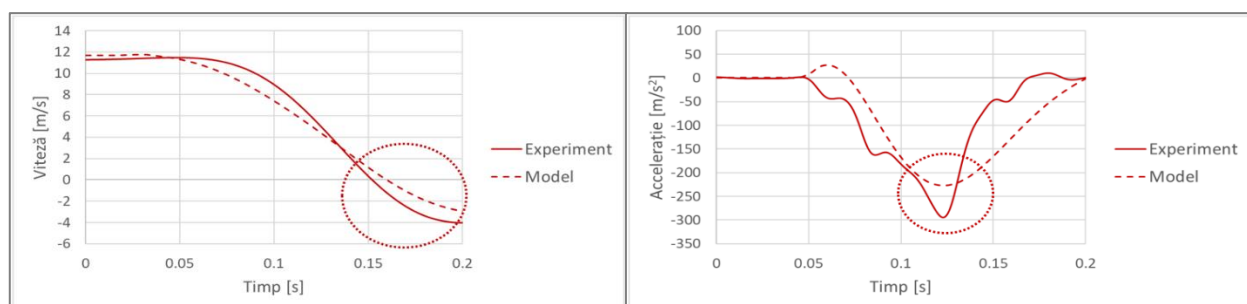


Figura 6.16 Comparația vitezei/accelerației toracelui conducătorului auto: experiment și simulare (test 2)

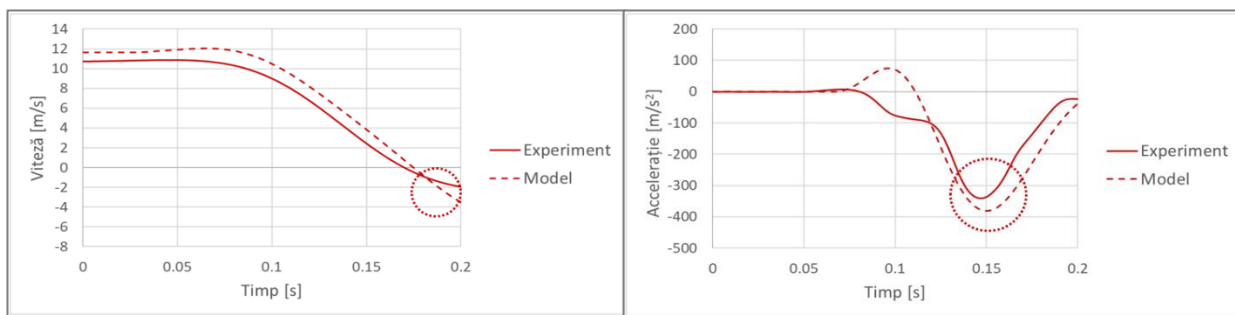


Figura 6.17 Comparația vitezei și accelerației capului pasagerului: experiment și simulare pentru testul 2

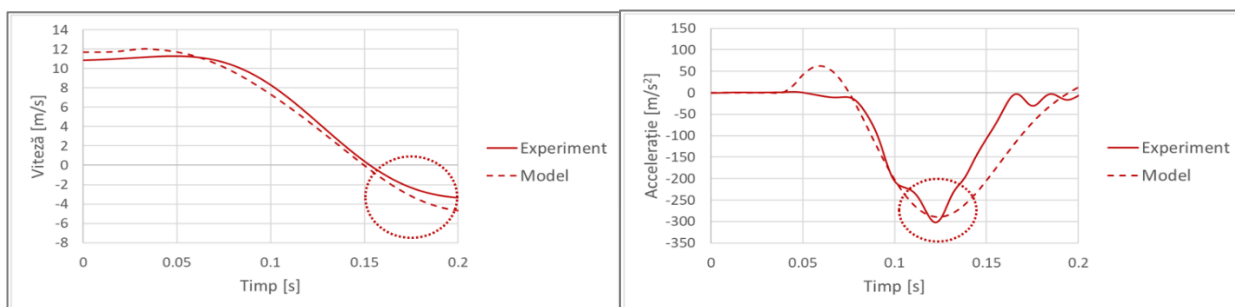


Figura 6.18 Comparația vitezei și accelerației toracelui pasagerului: experiment și simulare (test 2)

Chiar dacă graficele ca aliură generală diferă foarte mult, important este că la valorile extreme, adică valorile care prezintă interes în cercetarea experimentală, există o apropiere mare, chiar suprapunere de curbe.

Calibrarea a consolidat validitatea modelului, oferindu-i o aplicabilitate extinsă pentru predicția comportamentului dinamic al vehiculului și ocupanților în diferite condiții experimentale. Totodată, simulările realizate pe baza unui model cu un singur ocupant s-au dovedit adecvate pentru scenarii experimentale care includ doi ocupanți (conducător auto și pasager). Diferențele dintre fracțiunile determinate în testul 1 reflectă influența poziției ocupanților în vehicul, în timp ce uniformitatea în testul 2 confirmă efectul pozitiv al amortizării asupra distribuției forțelor, atât pentru ocupanți, cât și pentru structura vehiculului.

6.4 Concluzii

Analiza comparativă a accelerației resimțită de ocupanți a evidențiat eficiența sistemului de amortizare în reducerea forțelor de impact pe toate axele (X, Y și Z). În mod particular, pasagerul din spate a fost expus unei accelerații mai reduse în timpul impactului, ceea ce reflectă capacitatea sistemului de a atenua forțele transmise acestuia.

Deși sistemul de amortizare a dus la o majorare a accelerației vehiculului pe axele Y și Z, efectul asupra ambilor ocupanți a fost favorabil. Acest aspect sugerează că, deși vehiculul a fost supus la forțe verticale și laterale mai mari, energia a fost distribuită eficient, protejând ocupanții de șocuri la nivelul capului și toracelui.

Totuși, sistemul de amortizare cu recipienti din plastic umpluți cu apă prezintă mai multe limitări care afectează funcționarea acestuia: apa este incompresibilă, ceea ce reduce capacitatea de absorbție a șocurilor, mai ales în cazul recipientilor complet umpluți; variațiile de temperatură influențează proprietățile apei și pot compromite utilizarea sistemului (ex: apa poate îngheța, ceea ce limitează utilizarea în medii cu temperaturi scăzute).

În momentul coliziunii, presiunea apei din interiorul recipientilor care formează sistemul de absorbție a șocului impactului a depășit rezistența mecanică a materialului PET (40–60 MPa), ceea ce a dus la explozia acestora [49]. Astfel, efectul de amortizare a fost generat prin cedarea pereților.

Analiza criteriilor de vătămare HIC 36 și ThAC pentru manechinele poziționate pe locurile conducătorului auto și pasagerului din spate, a evidențiat beneficiile sistemului de amortizare frontală, cu îmbunătățiri pentru pasager. Rezultatele indică o reducere a valorilor HIC 36, de la 256.66 la 232.78 pentru conducătorul auto și de la 493.39 la 229.14 pentru pasagerul din spate. De asemenea, valorile ThAC au scăzut de la 38.02 g (373 m/s^2) la 30.92 g (303.3 m/s^2) pentru conducătorul auto și de la 45.14 g (442.8 m/s^2) la 33.33 g (327 m/s^2) în cazul pasagerului.

În ceea ce privește probabilitatea de apariție a leziunilor la nivelul capului, aceasta s-a diminuat de la 1.60% la 1.47% pentru conducătorul auto, iar pentru pasager s-a redus considerabil, de la 3.60% la 1.45%. O tendință similară se observă și în cazul leziunilor toracice, unde probabilitatea estimată s-a redus de la 5.14% la 3.21% pentru conducătorul auto și de la 8.15% la 3.77% pentru pasager. Aceste rezultate confirmă eficacitatea sistemului de amortizare în îmbunătățirea siguranței ocupanților.

În absența sistemului de amortizare, deformația medie a zonei afectate a fost de 324.5125 mm, iar în prezența acestuia, valoarea s-a diminuat la 237.4125 mm. Prin extinderea zonei deformate în ansamblu, sistemul reduce solicitarea directă asupra structurii vehiculului și contribuie la o disipare eficientă a energiei de impact.

Validarea modelului matematic a demonstrat că există o concordanță între rezultatele simulate și cele experimentale, atât pentru vehicul, cât și pentru ocupanți (conducător auto și pasager). Ajustările realizate prin utilizarea fracțiunilor din amortizarea critică și prin calibrarea decalajelor temporale au permis o reprezentare fidelă a dinamicii sistemului, evidențiind atât influența poziției ocupanților, cât și a sistemului de amortizare asupra comportamentului vehiculului.

Analiza erorilor procentuale a confirmat o bună corespondență între rezultatele simulate și cele experimentale, demonstrând acuratețea modelului în reprezentarea dinamicii sistemului. Pentru testul 1 (vehicul-barieră rigidă), erorile obținute au fost de 2.3% pentru vehicul, 15.3% pentru conducătorul auto și 9.5% pentru pasager. În testul 2 (vehicul cu sistem de amortizare - barieră rigidă), s-au înregistrat erori de 9.6% pentru vehicul, 17.2% pentru conducătorul auto și 10.1% pentru pasager, păstrând tendința unor valori mai mici pentru pasager.

Fracțiunile intermediare recalibrate au permis o reprezentare echilibrată între cele două teste, păstrând diferențele dinamice observate. Introducerea decalajelor temporale a fost esențială pentru sincronizarea răspunsurilor simulate cu cele experimentale, consolidând validitatea modelului.

În concluzie, modelul matematic s-a dovedit a fi un instrument robust pentru analiza comportamentului vehiculului și al ocupanților în condiții experimentale diverse, oferind o bază solidă pentru predicții și optimizări viitoare.

7 CONCLUZII FINALE. CONTRIBUȚII PERSONALE. DISEMINAREA REZULTATELOR. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

7.1 Concluzii finale

Cercetarea desfășurată în cadrul tezei de doctorat oferă o perspectivă complexă asupra siguranței rutiere, cu accent pe impactul frontal dintre autovehicul și o barieră rigidă. Printr-o abordare integrată, care a combinat analiza teoretică, modelarea matematică, simulările numerice și testele experimentale, s-au obținut rezultate interesante pentru soluțiile tehnice ce pot fi aplicate în scopul îmbunătățirii protecției ocupanților și optimizării structurilor de siguranță ale autovehiculelor.

Analiza stadiului actual al cercetărilor a arătat că siguranța rutieră rămâne o prioritate globală, iar analiza statistică a accidentelor evidențiază progresele realizate și provocările existente. Deși la nivel global s-a înregistrat o scădere a mortalității rutiere, România continuă să aibă o rată ridicată a accidentelor grave sau fatale, ceea ce subliniază necesitatea unor măsuri mai eficiente de prevenire și intervenție. Cercetările experimentale au evoluat considerabil, utilizând manechine avansate, cum ar fi THOR și Hybrid III, precum și tehnologii de testare cu sanie pentru o mai bună evaluare a protecției ocupanților. Integrarea acestor teste cu simulările numerice a asigurat îmbunătățirea acurateței predicțiilor, demonstrând importanța unei abordări multidisciplinare a soluțiilor tehnice destinate reducerii riscurilor asociate accidentelor rutiere.

Studiul teoretic al coliziunilor a subliniat importanța acceptării conservării impulsului și a transformării energiei cinetice în procesele de deformare structurală, pentru analiza soluțiilor tehnice folosite pentru atenuarea leziunilor ocupanților vehiculelor în timpul impactului. Dinamica autovehiculului influențează stabilitatea și capacitatea de control în condiții critice, iar optimizarea aerodinamicii contribuie atât la siguranță, cât și la eficiența energetică. Caracteristicile constructive ale vehiculului și proprietățile materialelor utilizate, precum oțelurile HSLA și UHSLA, oțeluri cu conținut ridicat de mangan, termoplastice reciclabile și compozitele din fibră de carbon, influențează impactul asupra ocupanților. Criteriile biomecanice de vătămare permit stabilirea limitelor pentru forțele exercitate asupra corpului uman, fundamentând dezvoltarea unor sisteme de siguranță eficiente.

Pe baza studiului teoretic realizat, cercetarea a fost orientată către atingerea obiectivelor stabilite, având ca scop dezvoltarea unui sistem de amortizare care să reducă efectele coliziunii asupra ocupanților. A fost elaborat un model matematic care surprinde comportamentul vehiculului și al ocupanților în timpul impactului frontal, iar implementarea acestuia a făcut posibilă rularea unei simulări numerice pentru evaluarea parametrilor cinematici. Ulterior, impactul dintre vehiculul echipat cu sistemul de amortizare și obstacolul rigid a fost simulat folosind metoda elementului finit, fiind determinate valorile energiei cinetice și ale energiei de deformare pe parcursul coliziunii. Soluția tehnică a fost concretizată prin proiectarea și realizarea echipamentului destinat reducerii efectelor coliziunii. Etapa experimentală, desfășurată pe modele fizice, a furnizat datele necesare pentru evaluarea criteriilor de vătămare și validarea modelului matematic.

Studiul modelării matematice a impactului autovehicul-barieră rigidă a demonstrat relevanța formulării corecte a ecuațiilor de mișcare pentru descrierea fenomenului dinamic, utilizând un sistem compus din mase, arcuri și amortizoare. Implementarea modelului în Simulink a permis obținerea rezultatelor privind evoluția, în funcție de timp, a parametrilor cinematici ai vehiculului și ai ocupanților. O simulare preliminară, realizată la o viteză inițială de 60 km/h (16.7 m/s), a avut rolul de a verifica răspunsurile modelului înainte de validarea acestuia pe baza datelor experimentale. Aceasta a evidențiat decelerațiile maxime: -283.7 m/s^2 (vehicul), -376.2 m/s^2 (torace) și -448.6 m/s^2 (cap). În vederea extinderii acestei abordări cu metode de simulare avansate, au fost folosite metode analitice precum ecuațiile lui Lagrange și Gibbs-Appell, care facilitează o reprezentare riguroasă a dinamicii sistemelor multicorp. Aceste tehnici oferă un cadru matematic pentru evaluarea energiei de deformare în structurile de siguranță. În acest scop, vehiculul a fost modelat cu un sistem de amortizare alcătuit din 27 de acumulate energetice, fără

a include ocupantul. Simularea impactului la 42 km/h a indicat o energie cinetică inițială de 1.18×10^8 mJ. Pe parcursul coliziunii, aceasta a scăzut progresiv, în timp ce energia de deformare a crescut, cele două devenind egale după 0.022 s. Energia de deformare a continuat să crească, atingând un maxim de 0.97×10^8 mJ la 0.06 s, moment în care energia cinetică a devenit neglijabilă. În nodurile analizate, deplasările au variat între 105 mm și 227 mm, iar vitezele între 2.8 m/s și 11.1 m/s. Astfel, prin corelarea metodelor analitice cu instrumente de simulare numerică avansată, se creează premisele pentru o înțelegere mai bună a comportamentului sistemelor de protecție și pentru optimizarea acestora.

Achiziția și prelucrarea datelor experimentale constituie o etapă importantă în analiza impactului autovehicul-barieră rigidă, care contribuie la validarea modelelor teoretice și la optimizarea scenariilor de coliziune. În acest context, prin utilizarea unor echipamente și aplicații software dedicate a fost asigurată colectarea de date precise pentru parametrii cinematici ai vehiculului și ai ocupanților. Accelerațiile au fost măsurate utilizând senzorii PicDAQ, în timp ce viteza a fost determinată prin analiza video cu aplicația Tracker. Implementarea unor tehnici avansate de filtrare a datelor experimentale a sporit acuratețea rezultatelor. Prin integrarea echipamentelor cu aplicațiile software și procedurile de prelucrare a datelor experimentale, a fost consolidată rigurozitatea investigațiilor.

Metodologia cercetării experimentale a fost concepută pentru a permite desfășurarea controlată și reproductibilă a testelor de coliziune. Etapele pregătitoare, incluzând calibrarea echipamentelor, verificarea sistemelor de măsurare, pregătirea vehiculului și a manechinelor, precum și stabilirea parametrilor ce urmează a fi evaluați în momentul impactului, au fost importante pentru consistența rezultatelor. Procedurile implementate au permis controlul variabilelor impactului și obținerea unor date experimentale relevante, necesare pentru o analiză detaliată a comportamentului vehiculului și al ocupanților în timpul coliziunii.

Analiza realizată, în urma prelucrării datelor experimentale, a confirmat eficiența sistemului de amortizare în reducerea forțelor transmise ocupanților, aspect evidențiat prin scăderea valorii criteriilor de vătămare la nivelul capului (HIC 36) și al toracelui (ThAC). Astfel, pentru conducătorul auto, valoarea HIC 36 s-a redus de la 256.66 la 232.78 (90.7% din valoarea 256.66, care a fost obținută în urma testării experimentale fără sistem de amortizare), iar valoarea ThAC de la $38.02 \text{ g} \approx 373 \text{ m/s}^2$ la $30.92 \text{ g} \approx 303.3 \text{ m/s}^2$ (81.3 %). În cazul pasagerului din spate, s-a înregistrat o scădere mult mai pronunțată a valorilor, HIC 36 diminuându-se de la 493.39 la 229.14 (46.4 %), iar ThAC de la $45.14 \text{ g} \approx 442.8 \text{ m/s}^2$ la $33.33 \text{ g} \approx 327 \text{ m/s}^2$ (73.8 %). Probabilitatea de apariție a leziunilor, la nivelul capului conducătorului auto, a scăzut de la 1.60% la 1.47% și de la 3.60% la 1.45% pentru capul pasagerului, iar pentru torace, de la 5.14% la 3.21% în primul caz și de la 8.15% la 3.77% în al doilea. Validarea modelului matematic a indicat o corelație bună între rezultatele experimentale și cele simulate. Pentru scenariul cu impact între vehicul și barieră rigidă, erorile au fost de 2,3% (vehicul), 15,3% (conducător auto) și 9,5% (pasager). În cazul testului cu sistem de amortizare montat în bara parașoc a automobilului, s-au înregistrat următoarele erori: 9,6% pentru vehicul, 17,2% pentru conducătorul auto și 10,1% pentru pasager. Utilizarea fracțiunilor intermediare și introducerea decalajelor temporale au permis o adaptare mai echilibrată a modelului, cu răspunsuri sincronizate între experimente și simulări. Astfel, se constată că modelul matematic este un instrument util în analiza impactului autovehicul-barieră rigidă.

Pe baza concluziilor formulate, teza nu doar că oferă o soluție tehnică aplicabilă în reducerea severității leziunilor ocupanților, dar propune și o metodologie riguroasă pentru analiza impactului, contribuind astfel la avansarea cunoștințelor în domeniul siguranței rutiere.

7.2 Contribuții personale

Prezenta teză aduce contribuții originale în domeniul cercetării siguranței vehiculelor în cazul coliziunilor frontale, combinând modelarea matematică, testarea experimentală și analiza datelor obținute pentru a dezvolta soluții inovative de protecție a ocupanților. Principalele contribuții sunt:

1. Elaborarea unui model matematic pentru impactul vehicul-barieră rigidă

A fost elaborat un model matematic cu trei grade de libertate. Modelul a fost realizat pentru a oferi o înțelegere rapidă și precisă a interacțiunii dintre componentele implicate în impact.

2. Aplicarea metodelor analitice avansate în modelarea matematică

Dezvoltarea unui model numeric pentru coliziunea frontală dintre un vehicul echipat cu sistem de amortizare și o barieră rigidă, utilizând metoda elementelor finite. Discretizarea modelului a fost realizată în Hypermesh. Rularea analizei cu rezolvatorul RADIOSS a permis evaluarea detaliată a comportamentului structural în etapa de postprocesare, prin intermediul aplicațiilor software HyperView și HyperGraph.

3. Conceperea și realizarea unui sistem original de amortizare pentru reducerea leziunilor ocupanților

Pentru diminuarea efectelor coliziunii frontale a autovehiculului și protejarea ocupanților, a fost proiectat și construit un sistem tehnic inovator. Sistemul a fost testat experimental pentru a evalua eficiența sa în reducerea accelerațiilor și forțelor transmise către ocupanți.

4. Contribuții la determinarea criteriilor de vătămare în vederea analizei efectelor coliziunilor

Teza a integrat analiza criteriilor de vătămare, pentru a evalua severitatea leziunilor ocupanților în funcție de configurațiile experimentale. Aceste informații sunt esențiale pentru îmbunătățirea măsurilor de siguranță a vehiculelor.

5. Validarea modelului matematic

Modelul matematic a fost validat prin compararea datelor rezultate în urma simulărilor cu cele obținute din testele experimentale.

6. Integrarea simulărilor numerice și a datelor experimentale într-o metodologie unitară

Cercetarea a combinat datele obținute din simulări numerice și testele experimentale pentru a dezvolta o metodologie robustă de analiză a impactului vehicul-barieră rigidă. Această metodologie oferă un cadru pentru evaluarea eficienței sistemelor de atenuare a impactului și poate fi extinsă pentru alte tipuri de coliziuni.

7.3 Diseminarea rezultatelor

Diseminarea rezultatelor obținute în urma cercetărilor a constituit un aspect important în faza de prezentare a contribuțiilor științifice proprii. În acest sens, au fost utilizate canale de comunicare academică și profesională, incluzând publicarea de articole, precum și participarea la conferințe internaționale.

Pe parcursul celor cinci ani de studiu în cadrul Școlii Doctorale a Universității Transilvania din Braşov și de activitate științifică, autorul a elaborat **opt** lucrări în calitate de prim autor, și **cinci** în calitate de coautor, în care au fost prezentate rezultate proprii originale. Șase articole au fost publicate în jurnale cotate ISI. Alte patru articole au fost prezentate în conferințe internaționale și indexate ISI. Ele au contribuit la promovarea cercetărilor și la prezentarea metodologiilor și a concluziilor obținute în urma studiilor. Două lucrări au fost incluse în baze de date bibliografice internaționale (BDI). Un articol a fost inclus în volumul unei conferințe internaționale, asigurând o diseminare extinsă a rezultatelor în comunitatea academică.

7.4 Direcții viitoare de cercetare

Rezultatele și concluziile obținute în cadrul tezei deschid oportunități pentru extinderea cercetărilor în mai multe direcții relevante pentru domeniul siguranței rutiere. Printre acestea se numără:

1. Extinderea aplicabilității modelului matematic pentru alte tipuri de coliziuni

Dezvoltarea şi validarea unor modele matematice similare pentru alte tipuri de impacturi, precum coliziunile laterale sau din spate, pentru a analiza comportamentul structural al vehiculelor şi cinematica ocupanţilor.

2. Analiza influenţei deformărilor asupra protecţiei ocupanţilor

Cercetarea modului în care caroseria absoarbe şi distribuie energia impactului pentru a proteja ocupanţii.

3. Dezvoltarea unor noi metode de cercetare experimentală

Folosirea de echipamente şi metode care să permită măsurarea forţelor aplicate asupra gâtului şi toracelui ocupantului, precum şi înregistrarea deformaţiilor acestora în timpul unui impact. În plus, prin utilizarea tehnologiilor avansate, cum ar fi senzorii de ultimă generaţie, sistemele bazate pe inteligenţă artificială, se poate îmbunătăţi colectarea şi procesarea datelor experimentale.

4. Investigarea unor soluţii alternative de amortizare

Dezvoltarea unor sisteme de amortizare bazate pe materiale şi tehnologii inovatoare, care să combine performanţa cu o greutate redusă şi o fiabilitate sporită. Cercetările viitoare ar putea explora utilizarea fluidelor magnetoreologice sau a materialelor cu proprietăţi de absorbţie de energie îmbunătăţite, oferind soluţii mai sigure şi mai eficiente pentru protecţia ocupanţilor vehiculelor.

5. Optimizarea soluţiei tehnice de amortizare pentru diferite scenarii de impact

Ajustarea şi testarea sistemului de amortizare pentru a asigura performanţe optime, în funcţie de viteza şi tipul coliziunii, precum şi pentru a răspunde cerinţelor specifice.

6. Cercetarea influenţei umplerii parţiale cu lichid a recipientilor pentru realizarea unui sistem evoluat de amortizare a şocului

Faptul că, în cazul recipientilor plini, sistemul este limitat din punct de vedere al amortizării, conduce la orientarea cercetărilor viitoare către soluţii bazate pe umplere parţială progresivă (de exemplu 70%, 80%, 90%). Proprietăţile apei variază semnificativ în funcţie de temperatură, ceea ce influenţează comportamentul general al sistemului de amortizare şi impune o atenţie sporită în alegerea lichidului utilizat. Se va urmări atât utilizarea apei, cât şi testarea unor lichide cu vâscozitate variabilă şi care nu congelează, pentru a asigura funcţionarea eficientă a sistemului în condiţii diverse.

7. Analiza influenţei dimensiunii şi configuraţiei orificiilor recipientilor asupra amortizării şocului în momentul impactului, respectiv a protecţiei ocupanţilor

Cercetarea vizează modul în care dimensiunea şi configuraţia orificiilor recipientilor controlează curgerea lichidului şi contribuie la disiparea energiei impactului, asigurând protecţia ocupanţilor.

BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ

- [1] American National Standards Institute. (2017). Manual on classification of motor vehicle traffic crashes. ANSI D16-2017, pp. 19–20.
- [2] Comisia Europeană (2024). ERSO Country Overview 2024: Romania. European Road Safety Observatory. Disponibil la: <https://road-safety.transport.ec.europa.eu>.
- [3] Organizația Mondială a Sănătății. (2023). Global status report on road safety 2023. Geneva: World Health Organization. Disponibil la: <https://www.who.int/publications/i/item/9789240086517>.
- [4] Insurance Institute for Highway Safety. (2022). Collisions with fixed objects and animals. Disponibil la: <https://www.iihs.org/topics/fatality-statistics/detail/collisions-with-fixed-objects-and-animals>.
- [5] Björnberg, E., Hansson, S. O., Belin, M. Å., & Tingvall, C. (2023). The Vision Zero Handbook. Cham, Switzerland: Springer International Publishing, p. 755.
- [6] Das, S., Geedipally, S. R., Dixon, K., Sun, X., & Ma, C. (2019). Measuring the effectiveness of vehicle inspection regulations in different states of the US. Transportation research record, 2673(5), pp. 208-219.
- [7] Freund, D. M. (2007). Foundations of Commercial Vehicle Safety: Laws, Regulations, and Standards. SAE International, pp. 1-22.
- [8] Blomquist, G. C. (2012). The regulation of motor vehicle and traffic safety. Springer Science & Business Media, p. 11.
- [9] Gonter, M., & Seiffert, U. W. (2013). Integrated automotive safety handbook. SAE international, pp. 6-11.
- [10] Alhaddad, A. Y., Cabibihan, J. J., Hayek, A., & Bonarini, A. (2019). A low-cost test rig for impact experiments on a dummy head. HardwareX, 6, e00068.
- [11] Gu, H., Lou, L., & Jiang, X. (2020). Injury Characteristics of Different Dummies Based on Frontal Impact Test. In Big Data Analytics for Cyber-Physical System in Smart City: BDCPS 2019, 28-29 December 2019, Shenyang, China. Springer Singapore, pp. 1347-1354.
- [12] Untaroiu, C. D., Shin, J., & Lu, Y. C. (2013). Assessment of a dummy model in crash simulations using rating methods. International Journal of Automotive Technology, 14, pp. 395-405.
- [13] Fung, K., Xu, R., Jung, S., & Sobanjo, J. (2019). Development and testing of a simplified dummy for frontal crash. Experimental Techniques, 43, pp. 7-14.
- [14] Summers, S., Hall, I., Parent, D., & Keon, T. (2021). Occupant Response Evaluation in Flat, Full-Frontal Rigid Barrier Impact Testing (No. DOT HS 813 014). United States. Department of Transportation. National Highway Traffic Safety Administration.
- [15] Untaru, M., Stoicescu, A., Poțincu, Gh., Pereș, Gh., & Tabacu, I. (1981). Dinamica autovehiculelor pe roți. Editura Didactică și Pedagogică, pp. 156-160.
- [16] Ogura, A. (2017). Analyzing collisions in classical mechanics using mass–momentum diagrams. European Journal of Physics, 38(5), 055001, p. 2.
- [17] Stronge, W. J. (2018). Impact mechanics. Cambridge university press, pp. 23-24.
- [18] Tang, X. H., Paluszny, A., & Zimmerman, R. W. (2013). Energy conservative property of impulse-based methods for collision resolution. International journal for numerical methods in engineering, 95(6), pp. 529-540.

- [19] Reed, B. C. (2018). A compact general expression for momentum exchange in elastic collisions. *American Journal of Physics*, 86(8), pp. 622-622.
- [20] Rosenthal, F., Bort, R. L., O'Hara, G. J., Clements, E. W., & Skop, R. A. (1972). *The Mechanics of Automobile Collisions*. NRL Memorandum Report, p. 51.
- [21] HeiBing, B., & Ersoy, M. (Eds.). (2010). *Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives*. Springer Science & Business Media, p. 1.
- [22] Şoica, A. (2017). *Caroserii şi sisteme de siguranţă pasivă [Suport de curs]*. Braşov.
- [23] Grzebieta, R. H., Zou, R., Jiang, T., & Carey, A. (2005). Roadside hazard and barrier crashworthiness issues confronting vehicle and barrier manufactures and government regulators. In *Proc. 19th International technical conference on the enhanced safety of vehicles*, Washington, USA.
- [24] Liščák, Š., & Moravčík, Ľ. (2013). Safety requirements for road vehicles. *Perner's Contacts*, 8(4), pp. 49-59.
- [25] Backaitis, S. H., DeLarm, L., & Robbins, D. H. (1982). Occupant kinematics in motor vehicle crashes (No. 820247). *SAE Technical Paper*.
- [26] Karapetkov, S., Uzunov, H., Dechkova, S., & Uzunov, V. (2023). Impact of inertial forces on car occupants in a vehicle-fixed barrier front crash. *Symmetry*, 15(11), 1998.
- [27] Schmitt, K. U., Niederer, P. F., Cronin, D. S., Morrison III, B., Muser, M. H., & Walz, F. (2019). *Trauma biomechanics: an introduction to injury biomechanics*. Springer, p. 24.
- [28] Chell, J., Brandani, C. E., Frascchetti, S., Chakraverty, J., & Camomilla, V. (2019). Limitations of the European barrier crash testing regulation relating to occupant safety. *Accident Analysis & Prevention*, 133, 105239.
- [29] Roque, C., & Cardoso, J. L. (2013). Observations on the relationship between European standards for safety barrier impact severity and the degree of injury sustained. *IATSS research*, 37(1), pp. 21-29.
- [30] Deac, S. C., Perescu, A., Simoiu, D., Nyaguly, E., Crăştiiu, I., & Bereteu, L. (2018). Modeling and simulation of cars in frontal collision. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing, Vol. 294, No. 1.
- [31] Eshkabilov, S. (2019). *Beginning MATLAB and simulink: From novice to professional*. Apress, pp. 1-2, 275-280.
- [32] Eshkabilov, S. L. (2020). *Practical MATLAB Modeling with Simulink*. Apress, Springer.
- [33] Nedelescu, C., Vrabie, P., Garnita, I. A., Trusca, D., & Chiru, A. (2020). Investigation of deformations in the scenario of an impact with a rigid barrier. În *COMAT 2020*, ISSN 2457-8541. Editura Universităţii Transilvania din Braşov.
- [34] Mizuno, K., Nezaki, S., & Ito, D. (2017). Comparison of chest injury measures of hybrid III dummy. *International Journal of Crashworthiness*, 22(1), pp. 38-48.
- [35] Schmidt, A. L., Ortiz-Paparoni, M. A., Shridharani, J. K., Nightingale, R. W., & Bass, C. R. (2018). Time and temperature sensitivity of the Hybrid III neck. *Traffic injury prevention*, 19(6), pp. 657-663.
- [36] Vlase, S., Negrean, I., Marin, M., & Scutaru, M. L. (2020). Energy of accelerations used to obtain the motion equations of a three-dimensional finite element. *Symmetry*, 12(2), 321.
- [37] Ursu-Fisher, N. (2015). *Elements of analytical mechanics*. House of Science Book Press.

- [38] Krauklis, A. E., Gagani, A. I., & Echtermeyer, A. T. (2019). Prediction of orthotropic hygroscopic swelling of fiber-reinforced composites from isotropic swelling of matrix polymer. *Journal of Composites Science*, 3(1), 10.
- [39] Covaciu, D., Preda, I., Ciolan, G., & Câmpian, O. V. (2010). Data acquisition system based on GPS technology, for vehicle dynamics analysis. În CONAT 2010, Universitatea Transilvania din Braşov.
- [40] DSD. (n.d.). PicDAQ – Fişa tehnică. Accesată pe 3 iunie 2024, la: http://www.dsd.at/index.php?option=com_content&view=article&id=16:picdaq&catid=37&Itemid=159&lang=en.
- [41] Dima, D. S., & Covaciu, D. (2017). Solutions for acceleration measurement in vehicle crash tests. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (Vol. 252, No. 1). IOP Publishing.
- [42] Physlets. (n.d.). Tracker Video Analysis and Modeling Tool – Pagina principală. Accesată pe 25 iulie 2024, la: <https://physlets.org/tracker/>.
- [43] Ahmed, A., Sadullah, A. F. M., & Yahya, A. S. (2019). Errors in accident data, its types, causes and methods of rectification-analysis of the literature. *Accident Analysis & Prevention*, 130, pp. 3-21.
- [44] Wang, X., Liu, Q., Guo, F., Xu, X., & Chen, X. (2022). Causation analysis of crashes and near crashes using naturalistic driving data. *Accident Analysis & Prevention*, 177, 106821. Elsevier.
- [45] Brach, M., Mason, J., & Brach, R. M. (2022). Vehicle accident analysis and reconstruction methods. SAE international, pp. 1-3.
- [46] OriginLab. (n.d.). Pagina principală. Accesată pe 3 iunie 2024, la: <https://www.originlab.com/>.
- [47] Fastec Imaging. (n.d.). HiSpec 5 – Fişa tehnică. Accesată pe 20 ianuarie 2025, la: <http://upd.fastecimaging.com/docs/Datasheets/hispec5.pdf>.
- [48] DJI. (n.d.). Phantom 3 Standard – Fişă tehnică. Accesată pe 21 ianuarie 2025, la: <https://www.dji.com/global/support/product/phantom-3-standard>.
- [49] Salama, E. S., & Summers, J. K. (2023). *Advances and Challenges in Microplastics*. IntechOpen.