

ŞCOALA DOCTORALĂ INTERDISCIPLINARĂ
Facultatea: INGINERIE MECANICĂ

Ing. Mihai-Constantin CLINCIU

**CERCETĂRI PRIVIND CORELAȚIA DINTRE VITEZA
DE DEPLASARE A AUTOVEHICULELOR ȘI
LIMITELE BIOMECHANICE ALE CORPULUI UMAN**

**RESEARCH ON CORRELATION BETWEEN
VEHICLE SPEED AND BIOMECHANICAL LIMITS OF
HUMAN BODY**

REZUMAT / ABSTRACT

Conducător științific

Prof.dr.ing. Anghel CHIRU

BRAȘOV, 2019

D-lui (D-nei)

.....

COMPONENȚA

Comisiei de doctorat

Numită prin ordinul Rectorului Universității Transilvania din Braşov

Nr. din

PREȘEDINTE:	Prof. dr. ing. Ioan Călin ROȘCA
CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:	Prof.dr.ing. Anghel CHIRU
REFERENȚI:	Prof.dr.ing. Eugen Mihai NEGRUȘ
	Prof.dr.ing. Eugen Victor Cristian RUSU
	Prof.dr.ing. Adrian ȘOICA

Data, ora și locul susținerii publice a tezei de doctorat: 12.09.2019,
ora 11⁰⁰, sala NP7

Eventualele aprecieri sau observații asupra conținutului lucrării vor fi transmise electronic, în timp util, pe adresa mihai.clinciu@unitbv.ro

Totodată, vă invităm să luați parte la ședința publică de susținere a tezei de doctorat.

Vă mulțumim.

CUPRINS

	Pg. teza	Pg. rezumat
LISTA DE NOTAȚII.....	vi	-
LISTA DE ABREVIERI.....	xi	-
LISTA FIGURILOR.....	xiv	-
LISTA TABELELOR.....	xviii	-
PREFAȚĂ.....	xix	11
INTRODUCERE.....	3	13
1. Stadiul actual al cercetărilor teoretice.....	11	17
1.1 Standardele de siguranță ale autovehiculelor.....	11	17
1.2 Siguranța traficului rutier.....	12	17
1.2.1 Siguranța pasivă.....	14	18
1.2.2 Măsuri de siguranță.....	19	20
1.3 Criterii de vătămare.....	22	21
1.3.1 Biomecanica.....	22	21
1.3.2 Moduri de evaluare a gravității vătămarilor.....	24	22
1.3.3 Criterii de vătămare.....	30	23
1.3.3.1 Criteriul masei concentrate libere.....	32	23
1.3.3.2 Indicele de severitate al accelerației (ASI).....	33	24
1.3.3.3 Criteriul variației vitezei (Δv).....	35	24
1.3.3.4 Indicele de vătămare Gadd (GSI).....	37	26
1.3.3.5 Criteriul de vătămare al capului.....	38	26
1.3.3.6 Criteriul de toleranță al capului.....	40	26
1.3.3.7 Criteriul de performanță al capului.....	40	26
1.3.3.8 Durata de contact a capului.....	41	27
1.3.3.9 Criteriul momentului total al condilului occipital.....	41	27
1.3.3.10 Criteriul momentului total.....	42	27
1.3.3.11 Criteriul vătămării gâtului.....	42	27
1.3.3.12 Criteriul vâsco-elastic de vătămare a toracelui.....	44	27
1.3.3.13 Criteriul de deformare al coastei.....	45	28
1.3.3.14 Criteriul de performanță al toracelui.....	45	28
1.3.3.15 Indicele de traumatizare a toracelui.....	46	28
1.3.3.16 Criteriul de acceptabilitate al toracelui.....	46	28

1.3.3.17 Criteriul comprimării toracelui	46	28
1.3.3.18 Rata de comprimare a toracelui	46	28
1.3.3.19 Valoarea limită a forţei abdominale	47	29
1.3.3.20 Forţa maximă la nivelul simfizei pubiene	47	29
1.3.3.21 Criteriul forţei la nivelul femurului	47	29
1.3.3.22 Indexul tibiei	48	30
1.3.3.23 Criteriul forţei de comprimare a tibiei	48	30
1.4 Manechine pentru încercări experimentale	48	30
1.5 Obiectivele lucrării	66	31
1.6 Concluzii	68	33
2. Evaluarea energiei de deformare	69	34
2.1 Studiul coliziunilor	69	34
2.1.1 Variaţia impulsului	75	37
2.1.2 Coliziunea cu acoperire parţială	86	40
2.2 Modelarea coliziunii, modelul forţă-deformaţie, masă-elasticitate	88	42
2.3 Analiza deformaţiilor	94	45
2.4 Ciocnirea în condiţii experimentale	95	45
2.5 Determinarea modelului coeficienţilor Campbell	96	46
2.5.1 Determinarea rigidităţilor	97	47
2.5.2 Volumul zonei deformate	97	47
2.6 Energia de deformare	101	48
2.7 Durata şi complexitatea coliziunii	103	48
2.8 Corecţia forţei de impact la ciocnirea sub un anumit unghi	103	49
2.9 Identificarea şi descrierea avariilor autovehiculelor	105	49
2.10 Concluzii	107	51
3. Analiza coliziunii laterale sub un anumit unghi	119	53
3.1 Modelarea - simularea impactului lateral	119	53
3.2 Modele utilizate pentru simularea virtuală	121	55
3.3 Modelarea cinematică a sistemului osos uman	122	56
3.4 Modelul analitic Newton - Euler	124	58
3.5 Analiza comportamentului dinamic al ocupantului	127	63
3.6 Concluzii	135	69
4. Metodica şi aparatura utilizate pentru experimente	137	71
4.1 Generalităţi	137	71

4.2 Analiza tehnică experimentală	141	72
4.3 Forme de prezentare a datelor experimentale.....	142	73
4.4 Lanțuri de măsurare și transmiterea datelor.....	143	74
4.5 Incidența naturii semnalului.....	145	75
4.6 Transmiterea datelor.....	145	75
4.7 Sisteme microelectromecanice.....	146	76
4.8 Traductoare.....	150	79
4.8.1 Caracteristicile principale ale traductoarelor.....	150	79
4.8.2 Traductoare pentru mărimi geometrice.....	152	79
4.8.3 Traductoare de accelerație.....	153	80
4.9 Etalonarea aparaturii și calculul erorilor.....	160	81
4.10 Prelucrarea datelor măsurate.....	164	83
4.11 Tipuri de încercări experimentale.....	167	83
4.12 Încercări experimentale pentru probele de poligon.....	181	86
4.12.1 Condiții impuse probelor de poligon.....	185	88
4.12.2 Pregătirea autovehiculelor pentru încercările experimentale..	189	89
4.12.3 Sistemul de propulsie.....	191	90
4.12.4 Aparatura pentru achiziția și stocarea datelor utilizate în cadrul încercărilor experimentale.....	192	91
4.12.5 Sistemul de calcul utilizat pentru prelucrarea și interpretarea datelor.....	194	92
4.12.6 Tehnica de măsurare și înregistrări video.....	194	92
4.13 Concluzii.....	197	93
5. Analiza numerică a datelor.....	199	94
5.1 Analiza datelor teoretice ale coliziunii.....	199	94
5.1.1 Solicitarea manechinului la nivelul capului.....	199	94
5.1.2 Solicitarea manechinului la nivelul toracelui.....	202	97
5.1.3 Solicitarea manechinului la nivelul bazinului.....	204	99
5.1.4 Solicitarea manechinului la nivelul genunchiului.....	205	101
5.1.5 Solicitarea manechinului la nivelul gleznei.....	207	102
5.2 Analiza datelor experimentale ale coliziunii.....	208	103
5.2.1 Solicitarea manechinului la nivelul capului.....	208	103
5.2.2 Solicitarea manechinului la nivelul toracelui.....	210	105
5.2.3 Solicitarea manechinului la nivelul bazinului.....	212	107



5.2.4 Solicitarea manechinului la nivelul genunchiului	213	109
5.2.5 Solicitarea manechinului la nivelul gleznei.....	215	110
5.3 Concluzii	216	111
6. Concluzii finale. Contribuții originale. Diseminarea rezultatelor.		
Direcții viitoare de cercetare	217	112
Bibliografie	229	118
Scurt rezumat (română /engleză)		
CV		

CONTENT

	Pg. teza	Pg. rezumat
LIST OF NOTES.....	vi	-
LIST OF ABBREVIATIONS.....	xi	-
LIST OF FIGURES.....	xiv	-
LIST OF TABLES.....	xviii	-
PREFACE.....	xix	11
INTRODUCTION.....	3	13
1. Current stage of theoretical research.....	11	17
1.1 Safety standards for motor vehicles.....	11	17
1.2 Safety of road traffic.....	12	17
1.2.1 Passive safety.....	14	18
1.2.2 Safety measures.....	19	20
1.3 Injury criteria.....	22	21
1.3.1 Biomechanics.....	22	21
1.3.2 Modes of evaluation the injury severity.....	24	22
1.3.3 Injury criteria.....	30	23
1.3.3.1 Flail space model.....	32	23
1.3.3.2 Acceleration severity index (ASI).....	33	24
1.3.3.3 Speed variation criterion (Δv).....	35	24
1.3.3.4 Gadd severity index (GSI).....	37	26
1.3.3.5 Head injury criterion.....	38	26
1.3.3.6 Head acceptability criterion.....	40	26
1.3.3.7 Head performance criterion.....	40	26
1.3.3.8 Head contact duration.....	41	27
1.3.3.9 Total moment about occipital condyle.....	41	27
1.3.3.10 Total moment.....	42	27
1.3.3.11 Neck injury criterion.....	42	27
1.3.3.12 Thorax viscous criterion.....	44	27
1.3.3.13 Rib deflection criterion.....	45	28
1.3.3.14 Thorax performance criterion.....	45	28
1.3.3.15 Thoracic trauma index.....	46	28
1.3.3.16 Thorax acceptability criterion.....	46	28

1.3.3.17 Thoracic compression criterion	46	28
1.3.3.18 Chest Compression Rate	46	28
1.3.3.19 Abdominal peak force	47	29
1.3.3.20 Pubis symphysis peak force	47	29
1.3.3.21 Femur force criterion	47	29
1.3.3.22 Tibia index	48	30
1.3.3.23 Tibia compression force criterion	48	30
1.4 Anthropometric test device	48	30
1.5 Objectives of the paper	66	31
1.6 Conclusions	68	33
2. Evaluation of deformation energy	69	34
2.1 Collision study	69	34
2.1.1 Impulse variation	75	37
2.1.2 Offset collinear collision	86	40
2.2 Collision modeling, force-deformation model, mass-elasticity	88	42
2.3 Deformation analysis	94	45
2.4 Crash under experimental conditions	95	45
2.5 Determining the model of Campbell coefficients	96	46
2.5.1 Stiffness determination	97	47
2.5.2 The volume of the deformed area	97	47
2.6 Deformation energy	101	48
2.7 Duration and complexity of the collision	103	48
2.8 Correction of crash impact force under a certain angle	103	49
2.9 Identification and description of vehicle damage	105	49
2.10 Conclusions	107	51
3. Side collision analysis under a certain angle	119	53
3.1 Modeling - side impact simulation	119	53
3.2 Models used for virtual simulation	121	55
3.3 Kinematic modeling of the human bone system	122	56
3.4 Analytical model Newton - Euler	124	58
3.5 Analysis of the occupant's dynamic behavior	127	63
3.6 Conclusions	135	69
4. Methodology and equipment used for experiments	137	71
4.1 Overview	137	71



4.2 Experimental technical analysis.....	141	72
4.3 Forms of experimental data presentation.....	142	73
4.4 Measurement chains and data transmission.....	143	74
4.5 The incidence of the nature of the signal.....	145	75
4.6 Data transmission.....	145	75
4.7 Microelectromechanical systems.....	146	76
4.8 transducers.....	150	79
4.8.1 The main features of the transducers.....	150	79
4.8.2 Transducers for geometric sizes.....	152	79
4.8.3 Acceleration transducers.....	153	80
4.9 Calibration of equipment and error calculation.....	160	81
4.10 Processing of measured data.....	164	83
4.11 Types of experimental tests.....	167	83
4.12 Experimental tests for polygon probes.....	181	86
4.12.1 Conditions imposed on polygon probes.....	185	88
4.12.2 Preparing vehicles for experimental tests.....	189	89
4.12.3 Propulsion system.....	191	90
4.12.4 Equipment for the acquisition and storage of data used in the experimental tests.....	192	91
4.12.5 The computing system used for processing and interpreting data.....	194	92
4.12.6 Measurement and video recording technique.....	194	92
4.13 Conclusions.....	197	93
5. Numerical analysis of data.....	199	94
5.1 Analysis of theoretical collision data.....	199	94
5.1.1 Load at the head dummy.....	199	94
5.1.2 Load at the thoracic dummy.....	202	97
5.1.3 Load the pelvis dummy.....	204	99
5.1.4 Load at the knee dummy.....	205	101
5.1.5 Load at the ankle dummy.....	207	102
5.2 Analysis of experimental collision data.....	208	103
5.2.1 Load at the head dummy.....	208	103
5.2.2 Load at the thoracic dummy.....	210	105
5.2.3 Load the pelvis dummy.....	212	107



5.2.4 Load at the knee dummy.....	213	109
5.2.5 Load at the ankle dummy.....	215	110
5.3 Conclusions.....	216	111
6. Final conclusions. Original contributions. Dissemination of results. Future research directions.....	217	112
Bibliography.....	229	118
Scurt rezumat (romană /engleză)		
CV		

Știința puțină îi face pe oameni pretențioși, în timp ce știința multă îi face modești.

Leonardo da Vinci

Știința, matematica și ingineria vă pot da puterea de a deveni nu simpli spectatori sau consumatori, ci exploratori activi, factori de decizie și autori care vor ajuta la invențiile viitoare.

Susan Hockfield

Ingineria este practica aplicărilor sigure și economice ale legilor științifice care guvernează forțele și materialele din natură prin intermediul organizării, proiectării și construcției, pentru folosul general al umanității.

S.E. Lindsay

Prefață

Lucrarea de față prezintă rezultatele cercetărilor referitoare la comportamentul dinamic al ocupanților autovehiculelor în timpul ciocnirilor, în general, și analizează influența vitezei de impact asupra vătămărilor, precum și solicitările la care sunt supuși aceștia.

Prin conținut, informații, modele matematice și determinări experimentale autorul a adus contribuții la aprofundarea cunoștințelor legate de modul în care evenimentele rutiere pot fi evaluate mai bine, care în general sunt mai greu de modelat și controlat.

Fără consilierea și asistența oferită de specialiștii din UTBV, realizarea acestei lucrări nu ar fi fost posibilă. Pe parcursul elaborării ei m-am bucurat de sprijinul unor specialiști de excepție, cărora vreau să le mulțumesc.

*Lucrarea a fost elaborată, de către autor, sub conducerea științifică a distinșilor domni **Vasile CÂMPIAN**, prof.dr.ing. și **Anghel CHIRU**, prof.dr.ing., cărora le transmit cele mai alese gânduri de recunoștință și mulțumire, din inimă, pentru îndrumările și observațiile utile, materialul bibliografic pus la dispoziție, pentru sprijinul constant în obținerea și verificarea datelor prezentate în această lucrare, în încercarea eliminării a cât mai multor neconcordanțe, pentru orientarea și exigența științifică manifestate pe întreaga perioadă a pregătirii respectiv*

realizării tezei de doctorat, dar mai ales pentru susţinerea şi încurajarea de care am beneficiat.

*Totodată aduc, cu această ocazie, transmit mulţumiri domnilor: prof. dr. ing. **Walter Wilhelm THIERHEIMER**, prof. dr. ing. Nicolae SEITZ, prof. dr. ing. Nicolae ISPAS, prof. dr. ing. Adrian ŞOICA, prof. dr. fiz. Sorin ZAMFIRA, de al căror sprijin şi colaborare am beneficiat pe tot parcursul realizării tezei.*

Mulţumesc cadrelor universitare din colectioul Departamentului de Autovehicule şi Transporturi a Universităţii Transilvania din Braşov care mi-au făcut observaţii utile pe tot parcursul realizării lucrării, pentru sfaturile şi îndrumările acordate.

Mulţumesc personalului de specialitate de la: B.M.C. Puchheim-Munchen, ICA Ghimbav, pentru sprijinul tehnic, ştiinţific, material şi moral acordat în această perioadă de timp.

Nu în ultimul rând întreaga mea recunoştinţă se adresează părinţilor mei care mi-au fost alături, pentru efortul direct şi indirect depus, pentru înţelegerea şi răbdarea de care au dat dovadă în toată perioada studiilor doctorale.

Autorul
CLINCIU Mihai-Constantin

INTRODUCERE

Activitatea industriei de autovehicule a cunoscut o evoluție spectaculoasă într-un timp relativ scurt, autovehiculele fiind perfecționate continuu, astfel ajungându-se la soluții deosebit de ingenioase care conferă o fiabilitate ridicată, o protecție satisfăcătoare ocupanților și o bună siguranță traficului rutier. Totuși această evoluție a condus la o creștere proporțională a numărului de evenimente rutiere de-a lungul timpului, ele producându-se din cauza dezvoltării mai lente a procesului de modernizare a infrastructurii rutiere, comportamentului participanților la trafic, intensificării traficului rutier respectiv a măririi parcurilor de autovehicule cât și al performanțelor acestora cu privire la viteza de deplasare.

Evenimentele rutiere continuă să fie principala cauză de decese și vătămări atât la nivel național cât și internațional. Anual, la nivel mondial, un număr important de participanți la trafic sunt uciși sau vătămați grav, ceea ce reprezintă, din punct de vedere economic, pierderi de miliarde euro fără a cuantifica medicația traumelor victimelor. Pentru contracararea lipsei de conștientizare a participanților la trafic este necesară optimizarea rețelelor unităților medicale post accidente și a sistemelor de monitorizare a traficului cu implementarea tuturor strategiilor de alertă și prevenire a evenimentelor rutiere.

Astăzi, mai mult ca oricând, siguranța rutieră constituie un factor important în alegerea unui autovehicul. Aceasta se realizează prin tehnologii adecvate în construcția autovehiculelor și a infrastructurii rutiere precum și prin măsuri organizatorice întreprinse la diferite nivele ale factorilor de răspundere în domeniul traficului rutier. De aceea se consideră esențială cunoașterea și compararea informațiilor cu privire la siguranța ocupanților oferită de fiecare autovehicul în parte.

Legislația prevede ca toate modelele noi de autovehicule să fie supuse testelor de siguranță înainte de a fi scoase pe piață. Aceasta, legislația, stabilește, însă, numai un minim de siguranță care trebuie să fie îndeplinit, astfel încât se recomandă ca la alegerea unui anumit autovehicul să fie luate în considerare performanțele de siguranță ale acestuia. Totuși, unii constructori de autovehicule oferă cu mult mai mult decât minimumul necesar în privința siguranței rutiere.

Pentru construcția de autovehicule, trebuie luați în considerare parametrii constructivi, funcționali și de fiabilitate, dar și influența acestora asupra ocupanților. Siguranța activă și pasivă, pe care o oferă autovehiculul, determină confortul deplasării. Sistemele și subsistemele tehnice care contribuie la prevenirea condițiilor de producere a evenimentelor rutiere se includ în siguranța activă, iar cele care reduc consecințele acestora sunt atribuite siguranței pasive a autovehiculului. Siguranța pasivă trebuie să fie asigurată de diferitele nivele ale factorilor responsabili pentru traficul rutier prin implementarea tehnologiilor performante în construcția autovehiculelor și a căilor rutiere. Ea este exprimată prin concepția adecvată a unor structuri de rezistență a

autovehiculelor (*elemente de ranforsare ale caroseriilor, lonjeroane cu deformare progresivă*), concepția unor sisteme optime pentru atenuarea mișcărilor necontrolate ale ocupanților (sisteme de limitare a mișcării - centuri, sisteme airbag, scaune împreună cu tetiere), măsuri de protecție pentru ceilalți participanți la trafic (motocicliștii, bicicliștii și pietoni loviți), precum și măsuri de siguranță pentru etapa de după producerea evenimentului rutier (post-coliziune). Aceasta însemnând că o bună protecție a ocupanților, care este atribuită siguranței pasive, contribuie la reducerea numărului de victime datorate atât factorului tehnic cât și a factorului uman. Reducerea riscului de producere a traumelor, prin îmbunătățirea siguranței pasive, constituie un obiectiv major pentru constructorii de autovehicule.

Procedurile de investigare a evenimentelor rutiere implică energia de deformare, obținută cu ajutorul măsurătorilor directe asupra deformațiilor autovehiculului, în vederea stabilirii vitezei de deplasare. Folosind calculul de mână se pot obține estimări sensibil apropiate de realitate, însă acestea sunt ample, laborioase și necesită cunoștințe vaste multidisciplinare.

Obiectivele cercetării evenimentelor rutiere vizează aspecte ce privesc determinarea vitezelor inițiale ale autovehiculelor și a poziției acestora în momentul ciocnirii, descrierea dinamicii evenimentului rutier și analiza posibilităților de evitare a acestuia. În cadrul lucrării se urmărește și corelarea deformațiilor cu severitatea vătămărilor ocupanților.

Pentru cercetarea evenimentelor rutiere se utilizează, de regulă, metoda reconstituirii retrospective, care are la bază datele primare prelevate de la locul consumării faptei, și cele obținute cu ocazia inspecției autovehiculelor dar și informațiile rezultate din analiza rapoartelor medico-legale privind vătămările sau decesul victimelor. Datele primare se referă la caracteristicile geometrice ale locului declarat, ori stabilit, pentru producerea evenimentului rutier, identificarea urmelor materiale, pozițiile finale ale autovehiculelor și victimelor, avariile și amploarea acestora.

În acest sens utilizarea datelor referitoare la amplitudinea deformațiilor reziduale (remanente) și a severității vătămărilor, în procesul de reconstituire a coliziunii, contribuie în mod substanțial la atingerea obiectivelor cercetării evenimentelor rutiere.

Astfel, cercetările efectuate pun la dispoziția experților informații care conduc la o înțelegere mai bună a sarcinilor de solicitare ce acționează în timpul producerii impactului cât și modul de transformare a acestora în energie de deformare a structurii autovehiculului. Lucrarea constituie un material de referință valoros experților tehnici în activitatea de reconstituire a evenimentelor rutiere.

Tehnicile utilizate sunt prezentate în această lucrare alături de concluziile și recomandările pentru viitor.

Având în vedere aceste considerente lucrarea este structurată în șase capitole.

Capitolul unu, numit *Stadiul actual al cercetării siguranței pasive*, prezintă noțiuni de siguranța traficului rutier, cu standardele de siguranță ale autovehiculelor, și principalele soluții constructive ale manechinelor destinate încercărilor experimentale de ciocnire respectiv cerințele impuse construcției acestora din punct de vedere al

siguranței pasive, arătând avantajele și dezavantajele lor. Totodată sunt analizate criteriile de vătămare și mecanismul producerii vătămarilor.

În capitolul doi - *Analiza consumului energetic*, sunt prezentate principalele considerații privind tipul și modul coliziunii, variația impulsului și coeficientul de restituire. Studiul coliziunii are la bază legea conservării impulsului, mișcarea comună a vehiculelor în timpul coliziunii, legea conservării energiei cât și energia consumată în timpul coliziunii sub diferite forme. Tot în acest capitol este prezentat modul de identificare și dimensionare a zonei avariate.

Analiza coliziunii laterale sub un unghi oarecare, constituie capitolul trei și prezintă modelele analitice utilizate pentru studiul teoretic al impactului lateral și comportamentul dinamic al ocupantului. Au fost considerate două modele pentru simularea virtuală a sistemului ocupant-scaun-dispozitiv pentru limitarea mișcării, cu suportul pachetului de programe *LS-Dyna*, cât și un model dinamic generalizat. Acest model poate fi supus acțiunii factorilor perturbatori exteriori, ce provin din condițiile de desfășurare a ciocnirii, și interiori, induși de contactul dintre victimă și elementele interioare ale celulei pasagerilor.

Capitolul patru - *Metodica și aparatura utilizate pentru încercările experimentale*, sunt prezentate programul și metodica de cercetare, aparatura și instalația de măsurare, achiziție, prelucrare și interpretare a datelor și etalonarea lanțurilor de măsurare. Astfel, sunt prezentate succint categoriile de sisteme de măsurare asistate de calculator folosite, evidențiind principalele tipuri de componente ale acestor sisteme, funcțiunile și performanțele acestora. Utilizarea calculatoarelor, fiind implicit legată de existența unui software, descrie funcțiile de principalele programe utilizate în cadrul sistemelor de măsurare asistate de calculator. Se remarcă sistemul de achiziție, prelucrare și interpretare a datelor model *MC-32S*, *traductoare de accelerație*, *senzor de cursă*, *Xsens* și *DSD PicDAQ*, având la bază un calculator numeric de tip *PC* cu microprocesor *Intel(R) Core (TM) i7 CPU 950* cu frecvența de tact de *3.07 Ghz*, memoria *RAM* de *12.0 GB DDR3*, hard disc de *1 TB*, unitate de discuri flexibil *3.5"*, unitate *DVD* și monitor *LED*.

În capitolul cinci - *Analiza numerică și simularea ciocnirii laterale sub un unghi oarecare*, prezintă metodele de integrare a sistemelor de ecuații diferențiale de mișcare ale autoturismului și ocupanților acestuia în timpul evenimentului rutier. S-au avut în vedere posibilitățile de integrare analitică și numerică aproximativă, cu utilizarea calculatoarelor numerice de tip *PC*. De asemenea sunt prezentate și o serie de rezultate determinate pe cale teoretică, prin calcul. Aceste rezultate constau în curbele de variație funcție de timp a parametrilor de mișcare ai sistemului. Tot în acest capitol se realizează o analiză comparativă a rezultatelor cercetărilor teoretice și experimentale prezentând curbele de variație în funcție de timp a unor parametri de mișcare măsurați și înregistrați cu aparatura de tip *Xsens MTi - IMU - Enschede Technologies BV* și *DSD PicDAQ*. O parte importantă a acestui capitol prezintă rezultatele obținute prin prelucrarea datelor experimentale și se subliniază dependența dintre amplitudinea deformațiilor, severitatea vătămarilor și variația vitezei în timpul evenimentului rutier Δv . La stabilirea acestor dependențe s-a ținut seama de rezultatele obținute pe cale

teoretică, prin calcul, dar și de cele obținute pe cale experimentală. Comparând rezultatele teoretice cu cele experimentale se constată că modelele analitice corespund studiului evenimentelor rutiere.

Concluziile reflectă contribuțiile originale ale lucrării și recomandările de aplicare ale rezultatelor cercetărilor întreprinse. La baza elaborării lucrării a stat o vastă bibliografie, care constă din titluri de cărți, articole, standarde și prospecte.

CAPITOLUL 1

STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR TEORETICE

1.1 Standardele de siguranță ale autovehiculelor

În Uniunea Europeană conducătorului auto îi revine o responsabilitate însemnată ținând seama de importanța măsurilor impuse de legiuitor, care au un caracter de prevenire a evenimentelor rutiere, comparativ cu Statele Unite ale Americii SUA - *United States of America* unde participanții la trafic, în special conducătorii auto, sunt constrânși legislativ doar într-o măsură mică, ceea ce înseamnă că acestora trebuie să li se asigure protecție în timpul evenimentelor rutiere prin soluții constructive adecvate.

Datorită diferențelor majore dintre reglementările Comisiei Economice pentru Europa ECE - *Economic Commission for Europe* și FMVSS, cu privire la încercările de ciocnire frontală și laterală, urmează ca acestea să fie analizate mai atent. Diferențele constau atât în ordinea încercărilor cât și în condițiile impuse care trebuie respectate.

Unele coduri rutiere conțin articole referitoare la construcția și dotările autovehiculelor. Pentru siguranța pasivă sunt formulate prevederi și cerințe generale, astfel încât producătorului de autovehicule i se oferă o mare libertate constructivă fără a implica răspunderi personale.

Recomandările ECE intrate în vigoare în anul 1991, trebuie percepute ca o eliminare a piedicilor comerciale și realizarea unei politici rutiere comune, deoarece autovehiculul este pe de o parte o marfă care urmează a fi vândută, iar pe de altă parte, însă, trebuie să asigure în timpul transportului securitatea persoanelor și/sau a mărfurilor. Pentru îndeplinirea acestor obiective de regulă se aplică, pentru autovehicule și remorci, *prevederi* sau *directive*. Prevederile au efecte nemijlocite și înlocuiesc normele naționale cu legislația comunitară. Directivele în schimb, nu sunt aplicate nemijlocit și de aceea trebuie însușite de toate țările membre prin intermediul unui act normativ național.

1.2 Siguranța traficului rutier

Accidentul de circulație este definit ca un eveniment rutier ce întrunește cumulativ următoarele condiții: 1 - trebuie să se desfășoare pe un drum deschis circulației publice ori își are originea într-un asemenea loc; 2 - să aibe drept consecințe pagube materiale sau decesul ori vătămarea a cel puțin unui participant; 3 - să fie provocat de cel puțin un vehicul aflat în mișcare. Evenimentul rutier se produce atunci când autovehiculul, în timpul deplasării sale, interacționează (intră în contact) cu un corp fix sau mobil ori cu elemente din mediul înconjurător. Gravitatea unui eveniment rutier [42] constă în amploarea consecințelor: numărul victimelor decedate sau vătămăte, și cuantumul pagubelor materiale. Prelevarea și interpretarea informațiilor

caracteristice, cu privire la deformațiile caroseriei și severitatea vătămarilor respectiv mecanismul de producere a lor, pot furniza informații despre viteza și traiectoria autovehiculului în etapele desfășurării evenimentului rutier, ceea ce contribuie, în mod hotărâtor, la stabilirea cauzelor producerii acestuia.

Siguranța circulației se realizează prin intermediul tehnologiilor noi din construcția autovehiculelor și a rețelei de drumuri precum și prin măsuri organizatorice întreprinse la diferite niveluri de factori decizionali din domeniul transporturilor. Aceasta urmărește identificarea, cunoașterea și modelarea factorilor care concură la evitarea producerii evenimentelor de trafic rutier cât și la diminuarea consecințelor acestora.

La buna desfășurare a circulației rutiere concură toți factorii sistemului autovehicul - cale de rulare - operator uman (conducătorii auto, bicicliștii, pietonii) - mediu înconjurător [8, 33, 34]. Cunoașterea și modelarea acestor factori, prin prisma securității rutiere, se rezolvă de către constructor și unitățile service ale autovehiculelor, întreprinderile constructoare și cele de întreținere ale drumurilor, instituțiile și factorii răspunzători cu pregătirea conducătorilor auto, factorii cu atribuții pe linia educației rutiere, precum și instituțiile de stat care răspund de coordonarea și controlul circulației rutiere.

Siguranța circulației rutiere se realizează prin implementarea tehnologiilor adecvate în construcția autovehiculelor și a drumurilor rutiere precum și prin măsuri organizatorice întreprinse la diferite nivele de factori de răspundere pentru traficul general.

Traficul cuprinde în aceeași măsură operatorul uman, ca participant, independent de calitatea în care se regăsește (conducător, pasager, pieton), cât și vehiculele respectiv spațiul de circulație rutieră. Astfel siguranța traficului este orientată în aceeași măsură asupra participanților, mijloacelor și asupra platformei drumurilor, cu imperfecțiunile acestora, figura 1.1.

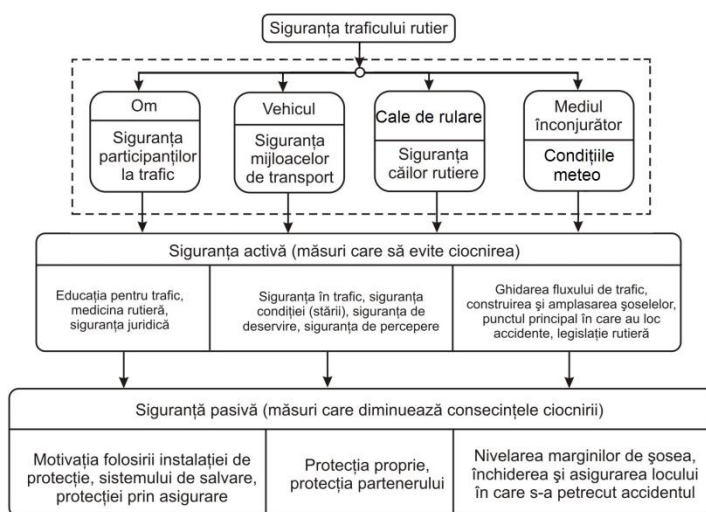


Fig. 1.1 Elementele și măsurile siguranței în trafic

1.2.1 Siguranța pasivă

Îmbunătățirea siguranței pasive [4, 33, 34, 53, 111] a ocupat în ultimele decenii un loc important în dezvoltarea autoturismelor, ea s-a situat, însă, deopotrivă în centrul atenției specialiștilor cât și a utilizatorilor. Pentru îmbunătățirea continuă a performanțelor, în ultima perioadă de timp, s-au luat măsuri de siguranță la ciocnirile laterale, în special prin introducerea în producția de serie a sistemului airbag lateral pentru nivelul capului și toracelui. Aceste măsuri sunt impuse și de dezvoltarea continuă a regulamentelor și standardelor.

Evaluarea siguranței autoturismelor pe baza statisticilor evenimentelor rutiere se realizează retrospectiv prin metode statistice de analiză. Pentru aceasta se evaluează informațiile cu privire la evenimentele rutiere [107], reținute de instituțiile statului (de exemplu statisticile naționale) sau de o agenție de asigurări, care au fost colectate pentru o perioadă suficient de lungă și care sunt stocate în baze de date. Volumul datelor utilizabile, semnificative din punct de vedere statistic, rezultă din frecvența evenimentelor rutiere în perioada analizată. Avantajul acestei evaluări rezidă din gravitatea vătămărilor obținută din rapoarte medicale, care pot fi corelate cu gravitatea vătămărilor obținute prin simularea în laborator a evenimentelor rutiere, stabilindu-se totodată legătura între introducerea măsurilor de siguranță și vătămările [112] care au fost astfel evitate. Dezavantajul acestei proceduri constă în perioada de timp necesară între introducerea noilor măsuri de siguranță și posibilitatea determinării retrospectivă a eventualelor îmbunătățiri ale siguranței, deoarece între momentul comercializării autoturismelor îmbunătățite și momentul când se finalizează culegerea datelor unui număr semnificativ de astfel de autoturisme implicate în evenimente rutiere este necesar a se consuma un anumit interval timp. De aceea modelele noi de autoturisme nu se supun, în principiu, unei astfel de evaluări.

În cadrul culegerii de informații se iau în considerare tipul autoturismului, datele cu privire la pasageri cum ar fi înălțimea, vârsta, vătămările clasificate AIS (*Abbreviated Injury Scale* - Scara abreviată a vătămărilor), datele referitoare la autoturism, raportul masic între autoturismele ciocnite, starea tehnică precum și informații cu privire la utilizarea și natura sistemelor de protecție a pasagerilor. Din totalitatea datelor se pot compara, în vederea evaluării siguranței, valorile specifice ale unui anumit tip de autoturism în raport cu valorile medii ale autoturismelor testate, respectiv valorile medii ale unei categorii anume de autoturisme. Stabilirea coeficientului de risc pentru un tip de autoturism nu se raportează la numărul de înmatriculări dar vor fi reținute toate tipurile de vătămări corporale indiferent de gravitatea acestora. În plus față de definiția indicelui de siguranță se validează riscul vătămărilor letale și grave față de valorile medii, fiind evaluate leziunile părților importante ale corpului.

Normativul pentru evaluarea siguranței la autoturisme SRS - *Safety Rating System* a fost dezvoltat în Marea Britanie, impunând un studiu analitic, în cadrul căruia se împart sistemele autoturismelor cu influență asupra siguranței, în diferite clase constructive funcție de eficiența protecției. Evaluarea se face conform unei teorii care ține seama de nivelul actual al dezvoltării tehnologice. Criteriile pentru evaluare conțin atât elemente de protecție a propriilor ocupanți cât și a partenerului de trafic. Fiecare variabilă poate fi clasificată pe o scară de la 0 - 17 printr-o matrice de criterii distincte. Clasificarea se face prin aspectare optică, cu luarea în considerare a caracteristicilor constructive și a integrității elementelor, de către o echipă de experți.

Siguranța activă și cea pasivă sunt două domenii complementare. Pentru o reprezentare distinctă, se poate utiliza drept indicator al siguranței active vehiculele înmatriculate care au fost implicate în evenimente rutiere.

Siguranța activă crește și este direct proporțională cu diferența dintre totalul vehiculelor înmatriculate și numărul vehiculelor implicate în evenimentele rutiere dacă acesta din urmă este în scădere. Mai putem spune că, siguranța activă crește prin mărirea numărului de vehicule înmatriculate, dacă numărul vehiculelor implicate în evenimentele rutiere rămâne același. O statistică pentru analiza siguranței active și pasive este prezentată în figura 1.2 respectiv 1.3. Celor două caracteristici le sunt alăturate recomandările legale în ceea ce privește siguranța activă și pasivă. Evoluția ascendentă a caracteristicilor se datorează unor măsuri cuprinse în: construcția de șosele și formarea spațiului de vecinătate rutieră (1); reglementările de trafic (2); educația rutieră (3); sistemele tehnice de protecție (4); fabricarea și dotarea vehiculelor (5); sistemul de intervenție medicală (salvare) (6).

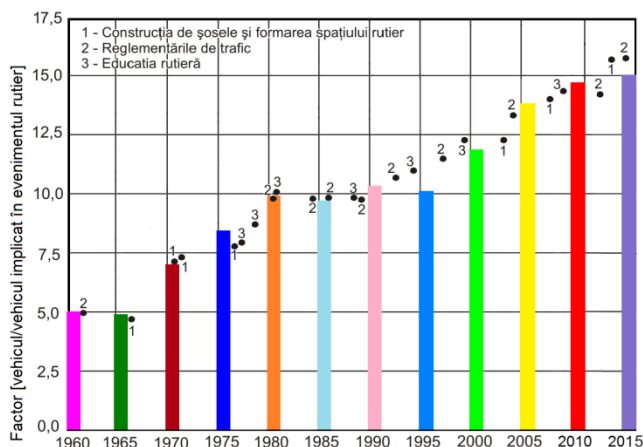


Fig. 1.2 Evoluția siguranței active la nivel european

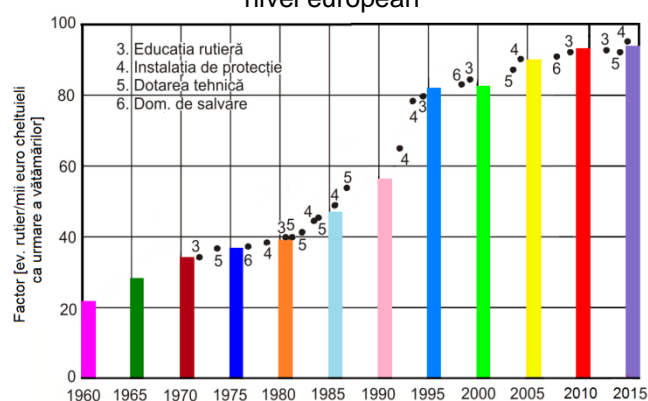


Fig. 1.3 Evoluția siguranței pasive la nivel european

1.2.2 Măsuri de siguranță

Măsurile pentru îmbunătățirea siguranței active, fac parte din așa numita fază *pre-crash*, adică în perioada de dinaintea coliziunii. Figura 1.4 ilustrează fazele derulării evenimentului rutier și domeniul de siguranță. Măsurile de siguranță pasivă fac parte din faza de *crash* (faza coliziunii) sau cea de *post-crash* (după coliziune).

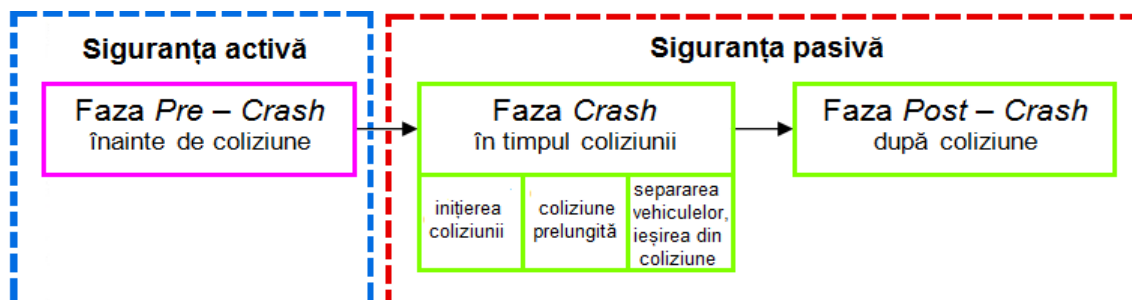


Fig. 1.4 Fazele derulării evenimentului rutier și domeniul de siguranță

După cum s-a menționat, evenimentul rutier, în sens larg, presupune conform definiției sale existența a cel puțin unui autovehicul aflat în mișcare. Astfel, cercetarea acestuia vizează, în general, comportamentul cinematic și dinamic al autovehiculului.

Mișcarea autovehiculului poate fi determinată dacă sunt cunoscute în fiecare moment: traiectoria centrului de masă, poziția axei longitudinale, viteza de translație și unghiul de rotație în jurul axei de simetrie sau transversale de simetrie.

Dacă se descompune procesul complex al evenimentului rutier într-o succesiune de mișcări individuale distanțate în timp, atunci vom avea următoarele faze:

- Faza ante - coliziune, adică perioada de dinaintea producerii coliziunii (nu există contact între autovehicule), este limitată în timp prin momentul declanșării stării de pericol iminent și momentul inițierii impactului. Analiza acestei faze a evenimentului rutier are drept scop identificarea posibilităților de evitare a ciocnirii.

- Faza coliziunii constă în coliziunea propriu-zisă și are loc între momentul inițierii coliziunii dintre autovehicule sau autovehicul-obstacol și momentul separării acestora (inițierea coliziunii - coliziune prelungită - separarea autovehiculelor). Din această fază se poate determina variația vitezei (Δv) a autovehiculelor, amplitudinea deformației, deformarea caroseriei prin transfer energetic, adică o parte din energia cinetică (E_c) se transformă în energie de deformare, și calculul energiei de deformare. Contactul cu autovehiculul/obstacolul are loc în două etape distincte: etapa de comprimare și etapa de separare (restituire).

Faza post - coliziune începe în momentul ieșirii din coliziune a autovehiculului (separarea) și durează până la stabilirea poziției finale a acestuia. Determinarea regimului de mișcare a autovehiculului până la poziția finală și scrierea modelelor analitice constituie elementele de analiză caracteristice fazei.

1.3 Criterii de vătămare

1.3.1 Biomecanica

Biomecanica [6, 7, 33], în siguranța activă a unui autovehicul, și ergonomia, în științele muncii, sunt concentrate asupra factorilor determinanți. În siguranța pasivă biomecanica se ocupă de performanțele corpului uman supus sarcinilor de solicitare din evenimentele rutiere. Aceasta determină mecanismul producerii vătămarilor și pune la dispoziție criterii pentru stabilirea modului de vătămare prin analiza vătămarilor reversibile și/sau ireversibile. Vătămarile sunt leziuni produse printr-o acțiune mecanică externă sau cu legătură de cauzalitate directă cu acestea. Astfel, biomecanica expune comportamentul mecanic al corpului uman și a părților sale componente în mod analitic. Prin urmare, anatomia corpului uman va fi studiată din punct de vedere al solicitărilor mecanice.

Cunoașterea modului de producere a vătămarilor [13, 15, 39, 56] este relevantă pentru determinarea gravității acestora, și totodată pentru propunerea de noi măsuri de siguranță [72]. Perceperea performanțelor de rezistență ale țesuturilor vin în sprijinul procedurilor de tratare și recuperarea medicală a victimelor implicate în evenimentul rutier. Dacă sarcinile de solicitare sunt cunoscute, atunci poate fi stabilit comportamentul biologic al corpului uman și implicit modul de producere al vătămarilor. Astfel studiul criteriilor de vătămare, care fac referire la sarcinile de solicitare ale corpului uman sau numai la unele părți ale acestuia [74, 99], se realizează în sensul

mecanic. Construcţia de autovehicule, care respectă standardele de siguranţă, permite deformarea controlată a structurii de rezistenţă cu scopul de a reduce sarcinile de solicitare ale ocupanţilor, ținând seama de limitele biomecanice.

1.3.2 Moduri de evaluare a gravităţii vătămărilor [19, 62, 76]

Pentru evaluarea generală a gravităţii vătămărilor se utilizează scara abreviată a vătămărilor AIS - *Abbreviated Injury Scale* pentru fiecare victimă în parte [11, 33, 105, 106, 120]. Scara abreviată a vătămării este un sistem de codare anatomic, creat de asociaţia pentru dezvoltarea medicinei în domeniul auto AAAM - *Association for the Advancement of Automotive Medicine* împreună cu societatea inginerilor de automobile SAE - *Society of Automotive Engineers* și asociaţia pentru dezvoltarea ingineriei automobilelor AAAE - *Association for Advancement of Automotive Engineers*, pentru clasificarea și evaluarea generală a gravităţii vătămărilor individuale, specifice fiecărei victime. Aceasta reprezintă mai degrabă gradul de amenințare a vieții, în funcție de tipul vătămării, decât de evaluarea gravităţii fiecărei vătămări în parte. Scara AIS este una dintre cele mai importante clasificări anatomice pentru descrierea și evaluarea vătămărilor. Prima versiune a codificării AIS a fost creată și publicată în anul 1969 de către un grup internațional de specialiști spre a fi utilizată în cercetarea evenimentelor rutiere. Ulterior scara a fost revizuită și îmbunătățită periodic, pentru a veni în sprijinul experților tehnici, din domeniul evenimentelor rutiere, atribuind coduri care reflectă gravitatea vătămărilor rezultate din evenimentele rutiere și totodată a fi mai relevantă în activitatea medicală și cea de cercetare.

Scara AIS este un instrument de cuantificare a gravităţii unei singure vătămări. O modalitate general valabilă pentru codificarea vătămărilor nu a fost încă propusă, deși indicele de severitate al vătămărilor ISS - *Injury Severity Score* și derivatele sale sunt sisteme de codare mult mai expresive decât simplul aspect cu privire la scara maximă abreviată a vătămărilor MAIS - *Maximum Abbreviated Injury Score* (codul AIS maxim), așa cum este ea utilizată de către majoritatea cercetătorilor din domeniul biomecanicii. În cazul optimizării formei autovehiculului și asigurarea protecției ocupanților, MAIS constituie un indicator de comparare al vătămărilor specifice și al gradului de vătămare, arătând faptul că victimele sunt vătămate mai ușor sau mai grav, adică dacă vătămările identificate în cazul autovehiculelor au fost eliminate sau ameliorate în urma îmbunătățirii aduse noilor construcții de autovehicule.

Principalele dezavantaje ale scării AIS sunt: imposibilitatea stabilirii cu exactitate a vătămărilor multiple, concentrate în aceeași regiune a corpului, și corelarea slabă între gradul de vătămare AIS și supraviețuirea victimei. În condițiile date, s-au creat și dezvoltat mai multe sisteme de codare cu privire la gravitatea vătămărilor, pentru a depăși neajunsurile constatate. Aceste sisteme sunt: indicele de severitate al vătămărilor ISS - *Injury Severity Score*, noul indice de severitate al vătămărilor NISS - *New Injury Severity Score*, și profilul anatomic AP - *Anatomic Profile*.

1.3.3 Criteri de vătămare

Comisia Europeană Extinsă pentru Siguranța Autovehiculelor EEVC - *European Enhanced Vehicle Safety Committee* a revizuit criteriile inițiale referitoare la vătămări, presupunând adoptarea unui criteriu de vâscozitate pentru a realiza o mai bună protecție a organelor interne.

Pentru aprecierea cât mai concludentă a performanțelor este necesară îmbunătățirea permanentă a manechinelor de test. Odată cu rezolvarea acestui deziderat trebuie dezvoltate criteriile [65, 83] pentru aprecierea gradului de risc la membrele inferioare, dar și criteriile pentru aprecierea vătămarilor la nivelul abdomenului și genunchilor.

Încercările experimentale trebuie să răspundă obiectivelor cu privire la protecția membrelor inferioare, deoarece acestea sunt supuse unui risc major de vătămare [39].

Criteriile referitoare la gât, sunt considerate importante deoarece asigură identificarea diverselor mecanisme de vătămare. În cazul încercărilor experimentale se recomandă ca: toate criteriile de vătămare să fie îndeplinite; pentru fiecare probă de încercare experimentală, trebuie precizat modul de utilizare a manechinelor, cu observații suplimentare pentru vătămarile extremităților membrelor inferioare; să existe proceduri și aparatură, specifice, atât pentru aprecierea riscului de vătămare la nivelul abdomenului cât și al genunchilor.

Ramura biomecanicii cu privire la mecanismul de producere al vătămarilor în timpul evenimentelor rutiere, descrie efectul sarcinilor de solicitare care acționează asupra organismului uman și modul de apariție a vătămarilor atunci când acestea modifică sistemul biologic dincolo de limita non-letală, figura 1.8. Acest lucru duce la degradarea structurilor anatomice și modificarea rolului normal de funcționare a corpului uman. Pentru a determina gradul de vătămare se utilizează o mărime fizică numită parametru de vătămare sau criteriu de vătămare, în vederea cuantificării nivelului de severitate al vătămării pentru regiunea corpului supusă examinării [21, 33, 44, 57, 63].

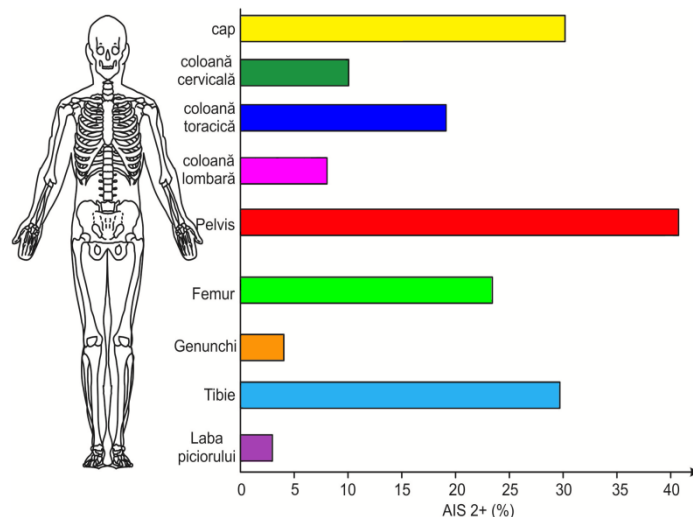


Fig. 1.8 Procentajul vătămarilor

1.3.3.1 Criteriul masei concentrate libere (FSM)

Înainte de apariția criteriului masei concentrate libere FSM - *Flail Space Model* [44, 124], majoritatea criteriilor de vătămare, care determinau gradul de vătămare al ocupanților în evenimentele rutiere cu sistemele laterale de protecție aflate pe marginea drumului (parapete metalice deformabile respectiv din beton), se stabileau doar pe baza

acelerațiilor laterale și longitudinale ale autovehiculului. Criteriul masei concentrate libere presupune că ocupanții care se află în autovehicule și nu au centura de siguranță cuplată pot fi proiectați în interiorul acestora cu o forță mult mai mare decât greutatea proprie, ei comportându-se ca un proiectil (fiind asimilați cu un punct de masă care se deplasează liber în interiorul celei pasagerilor în timpul impactului). Criteriul consideră că severitatea vătămării este dependentă de viteza de impact dintre ocupant și autovehicul respectiv accelerația ocupantului. În momentul producerii impactului deplasarea limită a ocupantului pe direcția longitudinală este de 0.6 m și 0.3 m pe direcția transversală. Determinarea cinematicii autovehiculului și a ocupanților contribuie la calcularea diferenței de viteză dintre habitacul și ocupant în momentul în care ocupantul s-a deplasat 0.3 metri transversal sau 0.6 metri longitudinal. La determinarea criteriului de vătămare, girația, deplasarea pe direcția verticală și mișcarea de rototranslație a autovehiculului sunt ignorate.

1.3.3.2 Indicele de severitate al accelerației (ASI)

Indicele de severitate al accelerației ASI - *Acceleration Severity Index* [85, 124], reprezintă criteriul accelerației maxime, fiind determinat pe baza variației accelerațiilor la nivelul centrului de masă al autovehiculului, și este utilizat cu precădere la evaluarea gradului de vătămare al ocupanților în testele de încercări experimentale. ASI constituie, în general, principalul criteriu pentru determinarea severității impactului și se calculează cu ajutorul valorilor măsurate de către un accelerometru amplasat în centrul de masă al autovehiculului, care înregistrează impactul cu sistemul lateral de protecție rutieră. ASI se determină pe întreaga durată a coliziunii, iar valoarea sa maximă este utilizată pentru evaluarea severității impactului. Odată cu instalarea pe noile generații de autovehiculele a memoratoarelor de date EDR pentru înregistrarea informațiilor cu privire la evenimentele rutiere, acestea prezintă o perspectivă diferită asupra evaluării validității riscului de vătămare al ocupanților bazat pe ASI. De un interes deosebit este abilitatea EDR [59] de a determina decelerarea unui autovehicul în timpul ciocnirii. Memoratorul poate fi utilizat pentru a analiza corelația între valorile limită ASI și potențialul de vătămare al ocupanților în timpul unui eveniment rutier.

Utilizând accelerațiile autovehiculului măsurate în timpul încercărilor experimentale, ASI este calculat astfel:

$$ASI(t) = \text{Max} \left[\left(\frac{\bar{a}_x(t)}{\hat{a}_x} \right)^2 + \left(\frac{\bar{a}_y(t)}{\hat{a}_y} \right)^2 + \left(\frac{\bar{a}_z(t)}{\hat{a}_z} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1.1)$$

1.3.3.3 Criteriul variației vitezei (Δv)

Variația vitezei Δv [45, 46, 86] este un indicator al severității coliziunii, definită ca diferența dintre viteza avută la inițierea ciocnirii și cea de ieșire din ciocnire. Această mărime are o importanță majoră în determinarea vitezei inițiale a autovehiculului respectiv a gradului de vătămare al ocupanților. O valoare mare a variației vitezei este asociată unui grad de vătămare ridicat. Variația vitezei poate fi stabilită pe baza

deformațiilor remanente ale autovehiculelor, și analiza fazei post-coliziune, în cadrul unei investigații tehnice a evenimentelor rutiere.

Este normal ca severitatea coliziunii să fie corelată cu solicitarea autovehiculului și caracterizată prin variația vitezei Δv , a cărei control cade în sarcina sistemelor de siguranță pasivă.

Vătămările grave sunt produse înainte ca autovehiculul să atingă viteza de ieșire din ciocnire. În cazul impactului lateral viteza inițială este mai importantă decât cea din timpul ciocnirii. Astfel, viteza de impact constituie cel mai important parametru pentru caracterizarea severității coliziunii, fiind mai relevantă decât variația vitezei autovehiculului. Dacă în momentul producerii vătămărilor, Δv are valoare mică, atunci masa autovehiculului are o influență mai redusă.

Pentru stabilirea unei corelații între riscul de vătămare al ocupantului IR - *Injury Risk*, în cazul coliziunilor frontale, și variația vitezei autovehiculului, trebuie evidențiată dependența direct proporțională dintre IR, riscul de deces FR - *Fatality Risk* și variația vitezei Δv [40, 53, 99]. O valoare mare a variației vitezei Δv influențează creșterea exponențială a lui IR și FR. Astfel, în urma rezultatelor obținute pe cale experimentală corelate cu datele analizate din statisticile reale ale evenimentelor rutiere s-au stabilit următoarele relații matematice:

$$IR(\Delta v) = \left(\frac{\Delta v}{\Delta v_{0,IR}} \right)^{N_{IR}} \quad \text{pentru } \Delta v < \Delta v_{0,IR} \text{ și } IR = 1 \quad \text{pentru } \Delta v > \Delta v_{0,IR} \quad (1.2)$$

$$N_{IR} = 2.57 \pm 0.17, \quad \Delta v_{0,IR} = 1.6(69.2 \pm 0.60) \frac{km}{h} \quad (1.3)$$

$$FR(\Delta v) = \left(\frac{\Delta v}{\Delta v_{0,FR}} \right)^{N_{FR}} \quad \text{pentru } \Delta v < \Delta v_{0,FR} \text{ și } FR = 1 \quad \text{pentru } \Delta v > \Delta v_{0,FR} \quad (1.4)$$

$$N_{FR} = 4.51 \pm 0.056, \quad \Delta v_{0,FR} = 1.6(70 \pm 0.74) \frac{km}{h} \quad (1.5)$$

Riscul de vătămare al ocupantului, în cazul coliziunilor frontale, se poate exprima prin ecuația (1.2), știind că variația vitezei Δv este proporțională cu energia totală consumată în coliziune. Dependența dintre energia consumată în coliziune și variația vitezei este dată de funcția de regresie neliniară și poate fi scrisă sub forma unei funcții polinomiale de gradul doi după cum urmează:

$$E_{td} = a(\Delta v)^2 + b(\Delta v) + c \quad (1.6)$$

unde a , b , și c sunt coeficienții funcției de regresie polinomială.

Rezolvarea pozitivă a acestei ecuații este:

$$v = \frac{\sqrt{b^2 - 4ac + 4aE_{td}} - b}{2a} \quad (1.7)$$

În cazul coliziunilor frontale riscul de vătămare al ocupantului se poate stabili pe baza energiei totale consumate în coliziune după relația:

$$IR_{E_{td}} = 1.3586 \cdot 10^{-13} \cdot \left(\frac{\sqrt{b^2 - 4ac + 4aE_{td}} - b}{2a} \right)^{N_{IR}}, \text{ cu } E_{td} < E_{0,IR} \text{ și } IR = 1, \text{ cu } E_{td} > E_{0,IR} \quad (1.8)$$

$$E_{0,IR} = 400.526 [KJ] \text{ și } N_{IR} = 2.57 \quad (1.9)$$

$IR_{E_{td}}$ - riscul de vătămare la impact frontal determinat pe baza energiei totale de deformare consumată în coliziune; $E_{0,IR}$ - valoarea critică a energiei de deformare totale.

1.3.3.4 Indicele de vătămare Gadd (GSI)

Indicele poartă numele cercetătorului american Charles Gadd, adică indicele de severitate Gadd GSI - *Gadd Severity Index*, și este cu referire la vătămarile capului, bazat pe condiția curbei toleranței Wayne WSTC - *Wayne State Tolerance Curve*. Astfel, prima cuantificare pe scară largă a toleranței capului, în cazul unui impact, a fost dată de WSTC, care oferă o relație între nivelul accelerației liniare și durata impulsului, unde este exprimată gravitatea vătămării capului la impactul cu elementele interioare ale autovehiculului. Curba toleranței WSTC a fost dezvoltată pe baza unor încercări experimentale de impact ale capului, utilizând animale de laborator și cadavre umane.

1.3.3.5 Criteriul de vătămare al capului

Criteriul *HIC* [1, 17, 33, 47, 74, 101] reprezintă valoarea maximă standardizată a integralei accelerației capului și cuantifică gravitatea vătămării acestuia, rezultată în urma unei ciocniri. Totodată criteriul *HIC* contribuie la stabilirea gradului de siguranță al autovehiculelor, al echipamentelor individuale de protecție, precum și al echipamentului sportiv. Pentru a determina sarcinile de solicitare la nivelul capului victimei, în timpul unui eveniment rutier, se desfășoară teste experimentale cu ajutorul manechinelor. Acestea sunt prevăzute cu un accelerometru, fixat în centrul de masă al capului, care poate măsura accelerația în funcție de timp.

Valoarea *HIC* se calculează cu ajutorul ecuației:

$$HIC = \left[\left(\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right)^{2.5} (t_2 - t_1) \right]_{max} \leq 1000 \quad (1.10)$$

valoarea medie a accelerației $a(t)$ în intervalul de timp (t_1, t_2) este:

$$\bar{a} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \quad (1.11)$$

$$a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} \quad (1.12)$$

1.3.3.6 Criteriul de toleranță al capului

Criteriul de toleranță al capului HAC - *Head Acceptability Criterion* este valoarea maximă a integralei accelerației capului. Acest criteriu nu se regăsește în regulamentul ECE - R80, și este calculat conform relațiilor (1.10), (1.11) respectiv (1.12), la fel ca în cazul *HIC*.

Pentru a specifica valoarea de intrare măsurată a accelerației capului a_x , a_y și a_z sunt filtrate în conformitate cu *CFC600*.

1.3.3.7 Criteriul de performanță al capului

Criteriul de performanță al capului HPC - *Head Performance Criterion* (criteriul pentru mărimea de solicitare a capului) reprezintă valoarea maximă a integralei accelerației

capului, calculată după HPC36, cu ajutorul ecuațiilor (1.10), (1.11) respectiv (1.12), la fel ca în cazul HIC.

1.3.3.8 Durata de contact a capului

Durata de contact a capului HCD - *Head Contact Duration* reprezintă valoarea maximă a integralei accelerației capului, pentru intervalul de timp (t_1, t_2) în care are loc contactul dintre cap și elementele interioare ale autovehiculului.

1.3.3.9 Criteriul momentului total al condilului occipital

Criteriul momentului total al condilului occipital MOC - *Total Moment about Occipital Condyle* determină momentul total în raport cu momentul punctului de măsurare. Occipitalul este un os nepereche median, situat în partea posterioară și inferioară a neurocraniului. El prezintă o gaură, numită gaura occipitală mare, în jurul căreia se grupează părțile constitutive ale osului.

1.3.3.10 Criteriul momentului total

Criteriul momentului total MTO - *Total Moment*, care este aplicat pentru baza gâtului, calculează momentul total în raport cu momentul punctului de măsurare, conform SAE J1733, astfel:

$$M_{TO_x} = M_x - (D_z \cdot F_y) \quad (1.13)$$

$$M_{TO_y} = M_y + (D_z \cdot F_x) + (D_x \cdot F_z) \quad (1.14)$$

$$M_{TO_z} = M_z - (D_x \cdot F_y) \quad (1.15)$$

1.3.3.11 Criteriul vătămării gâtului

Pentru determinarea criteriului vătămării gâtului NIC - *Neck Injury Criterion* [21, 31, 33, 144, 58, 61, 75, 100, 110] cu ajutorul forței axiale de comprimare respectiv tracțiune și a forței de forfecare dintre craniu și vertebra C1 (Atlas), exprimat în $[kN]$, iar timpul în $[ms]$, se realizează teste de încercări experimentale pe manechine (Hybrid III 50% - care reproduce caracteristicile antropometrice a 50% din populația adultă de sex masculin).

Pentru toate semnalele menționate mai sus intervalul de timp se calculează și se compară cu valorile limită.

Valorile măsurate ale forței de tracțiune axiale F_z și forței de forfecare F_x sunt filtrate conform cu CFC1000.

1.3.3.12 Criteriul vâsco - elastic de vătămare a toracelui

Criteriul vâsco - elastic de vătămare a toracelui (viteza de comprimare) VC - *Viscous Criterion*, numit și criteriul țesuturilor moi, este valoarea maximă a

produsului vitezei de deformare efectivă a toracelui și deformarea efectivă a toracelui. Ambele valori sunt determinate prin măsurarea comprimării coastelor la ciocnirea laterală sau comprimării toracelui la ciocnirea frontală.

1.3.3.13 Criteriul de deformare al coastei

Criteriul de deformare al coastei RDC - *Rib Deflection Criterion* reprezintă deformarea acestora măsurată în [mm]. Semnalul măsurat al deformației este filtrat ulterior conform CFC180.

1.3.3.14 Criteriul de performanță al toracelui

Criteriul de performanță al toracelui THPC - *Thorax Performance Criterion* exprimă solicitarea toracelui în cazul ciocnirii laterale. THPC are două componente și anume criteriul de deformare al coastelor și criteriul de vâscozitate (a se vedea VC și RDC).

1.3.3.15 Indicele de traumatizare a toracelui

Indicele de vătămare a toracelui TTI(d) - *Thoracic Trauma Index* este un criteriu de vătămare al toracelui în cazul ciocnirii laterale, și reprezintă media aritmetică a accelerației transversale maxime, măsurată la nivelul vertebrei T₁₂, și maximul accelerației toracelui, măsurată la nivelul coastei superioare (a 4 - a) sau a celei inferioare (a 8 - a).

1.3.3.16 Criteriul de acceptabilitate al toracelui

Criteriul de toleranță al toracelui ThAC - *Thorax Acceptability Criterion* este determinat de valoarea absolută a accelerației exprimată în [g] și durata ei exprimată în [ms]. Valorile măsurate ale accelerației sunt filtrate conform CFC180.

Indexul toracic combinat CTI - *Combined Thoracic Index* reprezintă criteriul de vătămare al cutiei toracice în cazul ciocnirii frontale. CTI reprezintă valoarea de 3 ms dintre rezultanta accelerației măduvei spinării și deformarea toracelui.

1.3.3.17 Criteriul comprimării toracelui

Criteriul comprimării toracelui ThCC (TCC) - *Thoracic Compression Criterion* reprezintă distanța dintre stern și coloana vertebrală, exprimată în [mm].

Valoarea măsurată a comprimării este filtrată conform CFC180.

1.3.3.18 Rata de comprimare a toracelui

Rata de comprimare a toracelui CDR - *Chest Deflection (Compression) Rate* este criteriul vitezei de comprimare a toracelui care se poate determina în două moduri:

- prin derivarea comprimării sternului sau a coastelor în raport cu timpul;
- prin integrarea diferenţei dintre acceleraţia sternului sau a coastelor şi coloana vertebrală.

Determinarea comprimării toracelui în funcţie de timp se realizează astfel:

- se stabileşte momentul impactului (timpul t_0) - momentul în care manechinul intră în contact cu airbag-ul;
- se determină momentul maxim al deformării M_{maxd} ;
- variaţia acceleraţiei în funcţie de timp este $ad(t)$;
- dacă $t \geq t_0$ atunci $ad(t) = 0$, noua funcţie fiind $ad_0(t)$;
- definim N ca numărul de intervale de timp între t_{maxd} şi t_0 , rezultând $dt = (t_{maxd} - t_0)/N$ creşterea duratei de timp în secunde;
- se integrează variaţia acceleraţiei $a_{d_0(t)}$ pentru a se obţine rata de comprimare $CR(t)$, unitatea de măsură fiind $[m/s]$, în funcţie de timp $[s]$.

$$CR(t_m) = S \left(\frac{ad_0(ti) + ad_0(ti-1)}{2} \right) \Delta t \quad (1.16)$$

unde: $i = 1, 2, \dots, n$ $[m]$; m - număr întreg din intervalul $[1, N]$;

$CR(t_m) = 0$ pentru $m = 0$;

$CR(t_N)$ dacă $m = N$, $CR(t_N)$ este valoarea ratei de comprimare.

Mărimea deformaţiei măsurată la torace şi/sau coaste cât şi mărimea deplasării sternului respectiv a coloanei vertebrale sunt filtrate conform *CFC600*.

1.3.3.19 Valoarea limită a forţei abdominale

Valoarea limită a forţei abdominale APF - *Abdominal Peak Force* este mărimea maximă a sarcinii de solicitare laterală abdominală, fiind calculată prin însumarea a trei forţe măsurate în timpul unei ciocniri laterale.

$$APF = \max |F_{yFa\breve{a}} + F_{yLateral} + F_{ySpate}| \quad (1.17)$$

Mărimea sarcinii de solicitare laterală măsurată este filtrată conform *CFC600*.

1.3.3.20 Forţa maximă la nivelul simfizei pubiene

Forţa maximă la nivelul simfizei pubiene PSPF - *Public Symphysis Peak Force* este criteriul pentru solicitarea pelvisului în timpul ciocnirii laterale şi este determinată de sarcina de solicitare maximă a simfizei pubiene, exprimată în $[kN]$. Valoarea măsurată pentru sarcina de solicitare la nivelul pelvisului este filtrată conform *CFC600*.

1.3.3.21 Criteriul forţei la nivelul femurului

Criteriul forţei la nivelul femurului FFC - *Femur Force Criterion* conform ECE este criteriul forţei care acţionează asupra femurului $F_z(-)$ şi este determinat de comprimarea axială pentru fiecare femur al manechinului de test, exprimată în $[kN]$ şi de durata acţiunii forţei de comprimare, exprimată în $[ms]$. Mărimile măsurate ale forţei de comprimare sunt filtrate conform *CFC600*, şi pot atinge valoarea limită $FFC = 7.5$ $[kN]$, într-o perioadă de timp de 10 ms (a se vedea criteriul sarcinii de solicitare în funcţie de timp).

1.3.3.22 Indexul tibiei

Indexul tibiei TI - *Tibia Index* este un criteriu de vătămare pentru extremitatea membrului inferior, care depinde de momentul de încovoiere al tibiei în raport cu axele x și y , precum și de forța de comprimare axială F_z , concentrată la partea superioară sau inferioară a tibiei.

1.3.3.23 Criteriul forței de comprimare a tibiei

Criteriul forței de comprimare a tibiei TCFC - *Tibia Compression Force Criterion* este criteriul pentru sarcina de solicitare a tibiei determinată de forța de comprimare F_z , exprimată în [kN].

Valoarea măsurată a forței de comprimare este filtrată conform CFC600.

1.4 Manechine pentru încercări experimentale

De-a lungul timpului au fost dezvoltate mai multe tehnici pentru estimarea vătămarilor, printre care și încercările experimentale cu ajutorul subiecților umani. Voluntarii au fost supuși testelor de ciocnire după ce în prealabil li s-a montat senzorică pentru măsurare. Vătămarile, sau lipsa acestora, au fost corelate cu valorile variabilelor măsurate. Pentru a evita sau limita vătămarea subiecților umani, încercările experimentale s-au efectuat numai până la limita producerii acestora. Informațiile despre forțele care produc vătămări severe nu pot fi obținute prin teste cu subiecții umani. Această tehnică prezintă unele dezavantaje datorate echipamentelor protectoare folosite de către subiecți, care generează astfel rezultate neconcludente. Diferențele individuale dintre subiecți crează dificultăți în stabilirea limitei de producere a vătămarilor pentru majoritatea tipă - dimensională a populației. În același timp efectele rigidității musculare și a reacțiilor involuntare sunt de asemenea greu de determinat.

Utilizarea animalelor surogat reprezintă o altă tehnică pentru analiza comportamentul dinamic al victimei în timpul ciocnirii. Astfel s-au folosit primare (maimuțe) și porcine pentru studiul mecanismului de producere al vătămarilor în timpul evenimentelor rutiere. Dezavantajul principal al acestei tehnici îl constituie modul de interpretare al anatomiei animalelor și vătămarile acestora în raport cu posibilitatea de a fi produse la om. Totuși, folosind animale anesteziate s-au obținut informații despre modul în care leziunile și semnele vitale pot fi comparate cu cele umane.

O nouă tehnică pentru stabilirea criteriilor de vătămare constă în reconstituirea evenimentelor rutiere prin experimente tehnice. Acest procedeu este mult mai util la determinarea valorilor de referință ale protecției, deși unele toleranțe sunt necesare pentru determinarea cauzelor. Dacă condițiile de producere a evenimentelor rutiere sunt corect documentate și vătămarile victimelor cuantificate, atunci evenimentele rutiere pot fi reconstituite folosind pentru măsurători sisteme antropomorfe destinate încercărilor experimentale. Măsurătorile efectuate cu ajutorul manechinelor sunt comparabile cu cele obținute pe subiecți umani. Încercările experimentale pentru reproducerea unui eveniment rutier sunt un proces subiectiv într-o anumită proporție. O altă problemă

constă în faptul că manechinele nu sunt identice din punct de vedere biologic, și pot fi folosite doar pentru a aproxima comportamentul real al subiectului uman. Deoarece manechinele au un grad diferit de fidelitate biologică (biofidelitate), valorile de referință ale protecției, determinate prin reconstituire, nu pot fi aplicate subiecților umani.

Unele metode de realizare a experimentelor tehnice utilizează modele virtuale informatice în locul manechinelor, pentru a reproduce cât mai fidel comportamentul acestora în timpul încercărilor experimentale. Gradul de încredere în această tehnică este limitat de performanța softului cu privire la reproducerea caracteristicilor subiectului uman. Deși din punct de vedere tehnic modelele umane sunt perfecționate permanent, ele prezintă, de altfel, carențe datorate informațiilor biomecanice insuficient definite pentru realizarea simulărilor computerizate. Avantajul utilizării modelelor virtuale, în locul manechinelor pentru încercări experimentale, constă în faptul că pot fi approximate cu mai mare precizie caracteristicile fizice ale victimelor și nu se degradează fizic.

Combinarea acestor tehnici au condus la dezvoltarea criteriilor de vătămare la adulți și a valorilor de referință în ceea ce privește protecția determinată cu ajutorul unui manechin. Majoritatea cercetărilor sunt de acord cu faptul că o bază de date solidă poate redefini unele valori de referință pentru protecție, deja stabilite. Stabilirea criteriilor de vătămare la copii și valorile de referință ale protecției, utilizând manechinele aferente, necesită tehnici de cercetare ample. Din diferite motive, subiecții copii nu sunt și nu trebuie să fie folosiți în testele experimentale.

În mod tradițional, manechinele, numite și dispozitive antropometrice pentru teste ATD - *Anthropometric Test Device* [49, 50, 66, 115, 123], sunt utilizate în procesele de încercări experimentale jucând un rol important în îmbunătățirea siguranței pasive a autovehiculelor. Este necesară îmbunătățirea manechinelor în ceea ce privește sensibilitatea răspunsului acestora raportat la răspunsul corpului uman cât și capacitatea de reproducere a vătămarilor pentru a fi cuantificate. Încercările experimentale realizate cu ajutorul manechinelor reprezintă o simulare a unei interacțiuni fizice apriori cunoscute, între un subiect uman și mediul din vecinătatea lui, în urma căreia apare o vătămare mecanică sau traumă. Putem reține că simularea unui eveniment real are scenarii cu trei componente de bază (victimă, mediu și dinamica interacțiunii), respectiv există suficiente surse în urma cărora pot să apară diferențe între evenimentul real și cel simulat.

1.5 Obiectivele lucrării

Deoarece siguranța pasivă presupune protecția ocupanților în timpul consumării evenimentului rutier, aceasta trebuie să asigure în permanență un spațiu non-letal pentru ocupant. În aceste condiții trebuie determinată energia de deformare cu modul de deformare al elementelor de caroserie (amplitudinea deformațiilor) în raport cu viteza de impact și direcția forței principale de ciocnire, variația vitezei Δv , și rigiditatea zonei avariate a autovehiculului.

Pentru identificarea sarcinilor de solicitare a victimelor în timpul ciocnirii, este necesară prezentarea condițiilor fundamentale ale mecanismelor de vătămare,

cuantificarea severităţii vătămărilor, energiile consumate în evenimentele rutiere, coliziunile laterale şi nu în ultimul rând sisteme tehnice, lanţuri de măsurare pentru sarcinile de solicitare ce acţionează asupra victimelor respectiv autovehiculului cu stabilitatea longitudinală şi transversală a acestuia şi determinarea comportamentului victimelor în diferitele situaţii posibile de ciocnire laterală.

În lucrare se va încerca, introducerea unor modele analitice care îmbină comportamentul cinematic şi dinamic al victimei cu cel al autovehiculului având posibilitatea izolării erorilor. Apariţia unor erori în rularea modelelor, necesită realizarea unei bucle de evitare a riscului.

Trebuie de reţinut că variabilele de interes sunt măsurate numai în limitele scenariilor de ciocnire propuse pentru fiecare încercare experimentală distinct.

Obiectivul principal al lucrării este axat pe analiza criteriilor de vătămare, determinarea vitezei de impact şi amplitudinea deformaţiilor astfel încât să poată fi stabilită oricare din aceste variabile şi implicit dependenţa între acestea.

Astfel trebuiesc furnizate informaţii în scopul identificării celor mai potrivite teste pentru punerea în evidenţă a severităţii leziunilor, gravităţii ciocnirii respectiv a vitezei de impact dar şi a influenţei uneia dintre ele asupra celorlalte două componente.

Totodată trebuie identificate, cunoscute şi izolate toate erorile proprii ale sistemului de măsurare care pot influenţa procesul de determinare a traiectoriei ocupanţilor.

Cercetarea experimentală urmăreşte influenţa variaţiei vitezei asupra severităţii leziunilor şi în mod deosebit dependenţa dintre viteza de impact şi mecanismul producerii vătămărilor, permiţând totodată dezvoltarea unei metodologii pentru determinarea vitezei de intrare în impact funcţie de variaţia vitezei şi leziunile victimelor.

Pentru realizarea acestor obiective se vor urmări:

1. Realizarea studiului numeric de sinteză a coliziunii laterale pe modelele matematice privind influenţa caracteristicilor geometrice ale interiorului celei pasagerilor asupra spaţiului non-letal şi implicit asupra gradului de supravieţuire a victimelor pentru determinarea unor configuraţii dimensionale şi geometrice optime;

2. Elaborarea unor modele matematice originale, pentru a putea simula o ciocnire laterală oarecare şi a celei centrice în condiţii de laborator pe stand, respectiv în condiţii reale de poligon; Astfel se vor urmări simulări prin modele de calcul a condiţiilor variate de ciocnire laterală cu un obstacol cilindric rigid şi fix;

3. Stabilirea unui ciclu de încercare specific care să permită studiul deformaţiilor, coeficientului de restituire, defalcate pe diferite zone şi elemente de caroserie; Efectuarea de încercări experimentale de ciocnire în condiţii reale şi de reproductibilitate cât mai bune, fără ca factorii de mediu (temperatura, presiunea atmosferică, umiditatea relativă a aerului) să influenţeze rezultatele încercărilor experimentale; Determinarea şi compararea caracteristicilor de rigiditate şi a amplitudinilor de deformare pentru mai multe autoturisme;

4. Conceperea unui sistem de măsurare integrat pentru determinarea poziţiei autovehiculului şi a pasagerului, împreună cu un set de algoritmi de filtrare şi extragerea celor mai reprezentative date care să permită reproducerea grafică a cinematicii

descrise de autoturism și ocupant; Analiza posibilităților de folosire a unui sistem de navigație inerțial pentru efectuarea de măsurători care să ofere precizie ridicată;

5. Descrierea comportării sistemului ocupant-autovehicul la încercări experimentale de ciocnire cu viteze de impact diferite, unghiuri de impact diferite, la o poziție oarecare în raport cu partea laterală, și indicarea problematicii de cercetare defectuoasă, precum și determinarea unor măsuri structurale care să permită reducerea erorilor;

6. Validarea rezultatelor cercetărilor teoretice prin compararea cu rezultatele obținute pe cale experimentală și determinarea indicilor de corelare aferenți dar și stabilirea de concluzii și recomandări utile.

1.6 Concluzii

În cadrul acestui capitol sunt prezentate aspectele referitoare la stadiul actual al cercetărilor și al tehnologiei în domeniul studiului evenimentelor rutiere în general și al siguranței pasive în special. Prima parte face o descriere a standardelor de siguranță cu privire la sistemul om-vehicul-cale de rulare-mediu înconjurător care la ora actuală este studiat în orice laborator pentru siguranța traficului rutier în vederea identificării condițiilor de inițiere, producere și finalizare a unui eveniment rutier.

Sunt prezentate de asemenea criteriile de vătămare și mecanismul de producere al vătămarilor plecând de la cercetări în domeniul biomecanicii care stau la baza cunoașterii corpului uman ce oferă astfel instrumente eficiente pentru cuantificarea riscului de vătămare.

CAPITOLUL 2

EVALUAREA ENERGIEI DE DEFORMARE

2.1 Studiul coliziunilor

Coliziunea este un fenomen, în general, de scurtă durată, care reprezintă acțiunea reciprocă dintre două sau mai multe corpuri ori particule, în urma căreia se modifică vitezele și direcțiile de mișcare ale acestora (schimbă între ele impuls și energie). Într-un astfel de fenomen, impulsul total se conservă.

În domeniul auto coliziunea [5, 23, 24, 26, 34, 78] este un proces de condiționare reciprocă între două sau mai multe autovehicule ori între un vehicul și un obstacol, care se desfășoară într-un timp finit, astfel încât această interacțiune nu se regăsește nici înainte și nici după ciocnire. Durata de contact reciproc este limitată și se numește timp de coliziune. Acesta este mult mai mic decât timpul de observație al altor stări de mișcare care variază în limite foarte largi. Ca urmare a contactului corpurile se decelerează reciproc, brusc, și implicit se deformează [27]. Energia cinetică [64] a unui corp în mișcare relativă față de altul se transformă în principal în energie potențială de deformare și în alte forme de energie (căldură). În acest moment se finalizează deformarea maximă a elementelor de caroserie și începe separarea autovehiculelor, sau a autovehiculului de către obstacol, iar viteza relativă dintre acestea va crește din nou. Procesul coliziunii poate fi descompus în etapa de *comprimare* și etapa de *restituire (până la separarea completă)*.

Comprimarea începe în momentul contactului corpurilor, când viteza relativă dintre ele scade de la valoarea inițială la zero, timp în care deformația ajunge la amplitudine maximă.

Restituirea începe în momentul în care deformarea este maximă și se sfârșește în momentul în care corpurile nu mai sunt în contact.

Timpii de realizare a celor două etape, comprimarea și restituirea, sunt diferiți, dar suma lor este egală cu timpul de coliziune. Într-o coliziune reală nu toată energia cinetică se transformă în energie de deformare, o parte a acesteia se transformă în alte forme de energie. În timpul coliziunii apar forțe interne mari care, însă, nu modifică impulsul total al sistemului. Deoarece timpul de coliziune este foarte mic, impulsul forțelor de interacțiune este practic nul, adică nu poate schimba impulsul total al sistemului. Prin urmare, în perioada coliziunii impulsul total al sistemului se conservă, sau suma vectorială a impulsurilor corpurilor înainte de ciocnire este egală cu suma vectorială a impulsurilor corpurilor după ciocnire:

$$\vec{p} = \vec{p}_1 + \vec{p}_2 + \dots + \vec{p}_n = \vec{p}' = \vec{p}'_1 + \vec{p}'_2 + \dots + \vec{p}'_n \quad (2.1)$$

Legea de conservare a impulsului - dacă punctul material este complet izolat sau dacă forța rezultantă aplicată punctului material este zero, $\vec{F} = 0$, atunci $\vec{F}\Delta t = 0$, rezultă $\Delta\vec{p} = 0$, cu $\vec{p}' = \vec{p} = ct.$, adică punctul material își păstrează impulsul constant

dacă asupra sa nu acţionează nici o forţă sau dacă rezultanta forţelor este zero. Când forţa \vec{F} nu este constantă atunci teorema de variaţie a impulsului pentru un punct material se scrie astfel:

$$\int_{t_1}^{t_2} F dt = \Delta p = p' - p \quad (2.2)$$

Legea a treia a lui Newton spune că în cazul ciocnirii dintre două corpuri (autovehicule), forţa unuia este egală şi de sens contrar cu a celuilalt.

$$F_1 = -F_2 \Rightarrow F_1 \Delta t = -F_2 \Delta t \quad (2.3)$$

$$-m_1(v_1 - v_1') = m_2(v_2 - v_2') \quad (2.4)$$

de unde se obţine ecuaţia generală a conservării impulsului:

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

cu: m_1 şi m_2 - masa aferentă celor două autovehicule; v_1 şi v_1' - viteza iniţială respectiv finală a primului autovehicul; v_2 şi v_2' - viteza iniţială respectiv finală a celui de-al doilea autovehicul.

Ciocnirea poate fi elastică, plastică sau cvasi - plastică. La ciocnirile elastice, după deformare, corpurile se desprind şi îşi recapătă forma iniţială. În general practica evenimentelor rutiere nu prezintă ciocnire perfect elastică, dar există situaţii de coliziune care pot fi considerate elastice.

Dacă înainte de ciocnirea dintre două autovehicule, cât şi după ciocnirea lor, ele se mişcă pe una şi aceeaşi traiectorie, din conservarea impulsului şi a energiei cinetice rezultă:

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

$$0.5 m_1 v_1^2 + 0.5 m_2 v_2^2 = 0.5 m_1 v_1'^2 + 0.5 m_2 v_2'^2 \quad (2.7)$$

sau,

$$m_1(v_1 - v_1') = m_2(v_2' - v_2) \quad (2.8)$$

$$m_1(v_1^2 - v_1'^2) = m_2(v_2'^2 - v_2^2) \quad (2.9)$$

În momentul deformaţiilor maxime (*finalizarea coliziunii*), vitezele autovehiculelor sunt egale:

$$v_1' = v_2' = v_d = v_s \quad (2.10)$$

$$m_1 v_1' + m_2 v_2' = (m_1 + m_2) \cdot v_d = (m_1 + m_2) \cdot v_s \quad (2.11)$$

în care v_d şi v_s reprezintă viteza tandemului de autovehicule la finalul perioadei de deformare (*comprimare*), respectiv viteza tandemului de autovehicule la începutul perioadei de separare (*restituire*).

Etapa de comprimare este delimitată în timp de momentul iniţierii contactului dintre autovehicule şi momentul în care deformaţiile caroseriilor ating amplitudinile maxime, iar vitezele sunt egale, şi este caracterizată de transformarea unei părţi din energia cinetică în energie de deformare.

Prin substituirea lui v_1' şi v_2' cu v_d în (2.8), variaţia impulsului corespunzătoare etapei de comprimare este:

$$P_d = -m_1(v_d - v_1) = m_2(v_d - v_2) \quad (2.12)$$

Etapa de restituire începe în momentul atingerii amplitudinii maxime a deformaţiei şi durează până la separarea autovehiculelor (*pierderea contactului dintre autovehicule*). Caracteristic structurilor elasto-plastice, o parte din energia de deformare

acumulată în timpul comprimării se restituie iar elementele tind spre forma inițială, amplitudinea deformațiilor variază de la valoarea maximă până la nivelul deformațiilor reziduale (*remanente*).

Variația impulsului corespunzătoare etapei de separare este:

$$P_s = -m_1(v_1' - v_s) = m_2(v_2' - v_s) \quad (2.13)$$

Relațiile (2.12), (2.13) permit determinarea variației vitezei Δv pentru ambele autovehicule. Impulsul total în faza de comprimare este calculat funcție de masele respectiv momentele de inerție ale autovehiculelor, dar și în funcție de poziția deformațiilor maxime raportate la centrele de masă.

Deoarece în faza coliziunii deformațiile ating o amplitudine maximă, aceasta poate fi determinată cu ajutorul deformațiilor reziduale.

Coliziunea frontală cu acoperire totală (*centrică*) are loc atunci când vectorii vitezelor de impact, ai celor două autovehicule, sunt coliniari, iar direcția forței rezultante a ciocnirii trece prin centrele de masă. Dacă la ciocnirea a două corpuri (autovehicule) unul dintre ele se află în stare de repaus, adică vectorul vitezei este zero, atunci acest corp implicat în ciocnire nu este întotdeauna un autovehicul. Ca urmare a coliziunii frontale centrice plastice este de așteptat ca cele două autovehicule implicate să se deplaseze în continuare, comportându-se ca un corp rigid, cu o singură masă, și implicit o viteză comună. Forțele ce acționează asupra autovehiculelor în timpul coliziunilor centrice, de obicei, nu produc momente de girație, dar în unele situații etapa de separare a autovehiculelor poate prezenta o mișcare de rotație sau roto-translație până la stabilirea poziției finale (*atingerea stării de repaus*).

Coliziunea frontală cu acoperire parțială (*necentrică - offset*) este o coliziune în care vectorii vitezelor de impact sunt paraleli, iar direcția forței rezultante a ciocnirii nu trece prin niciunul dintre centrele de masă. În cazul ciocnirilor necentrice, plastice, în etapa separării autovehiculele nu au vitezele egale și pot prezenta o mișcare de girație sau roto - translație. Se consideră că și după impact vectorii vitezelor autovehiculelor rămân paraleli.

Coliziunea laterală centrică prezintă vectorii vitezelor fiecărui autovehicul dispuși sub un unghi de 90° între ei. Ciocnirile au loc de obicei la intersecțiile în formă de cruce sau „T”, când nu se respectă normele legale cu privire la prioritatea de trecere. În acest tip de ciocnire direcția forței rezultante a ciocnirii trece prin centrul de masă al fiecărui autovehicul, iar după impact vor avea aceeași direcție și viteză de deplasare, fără girația autovehiculelor în faza post-coliziune. Există, însă, posibilitatea ca autovehiculele să se separe în faza post -coliziune, dar vor avea aceeași direcție.

Deși unii specialiști în domeniu consideră acest tip de ciocnire ca fiind unul sub un unghi oarecare, această ipoteză nu poate fi demonstrată analitic.

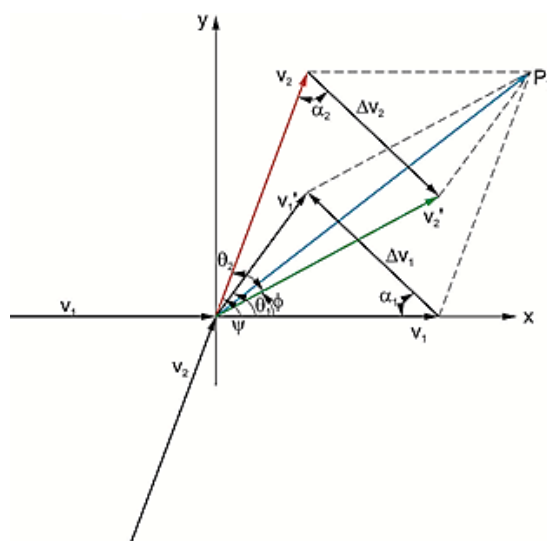


Fig. 2.1 Coliziune laterală sub un unghi - diagramă vectorială

Coliziunea laterală necentrică, sub un unghi oarecare, nu are vectorii vitezelor coliniari, iar direcția forței rezultante a ciocnirii, a cel puțin unuia dintre autovehicule, nu trece prin centrul de masă. Astfel, ciocnirea fiind cvasi - plastică, autovehiculul a cărui PDOF este dezaxată nu trece prin centrul de masă, va descrie o mișcare de rotație, și totodată nu există nicio condiție care să impună ca viteza post-coliziune a autovehiculelor să fie egală ori să aibe aceeași direcție.

Pentru ciocnirile laterale sub un unghi, figura 2.1, vectorii momentelor post - impact ai celor două autovehicule se pot scrie astfel:

$$p'_1 = m_1 v'_1$$

$$v_1 = v'_1 \cos \theta_1 + \frac{m_2 v'_2 \cos \theta_2 - m_2 v_2 \cos \theta_2}{m_1} \quad (2.14)$$

$$p'_2 = m_2 v'_2$$

$$v_2 = \frac{m_1 v'_1 \sin \theta_1}{m_2 \sin \psi} + \frac{v_2 \sin \theta_2}{\sin \psi} \quad (2.15)$$

$$P_T = p'_1 + p'_2 = m_1 v'_1 + m_2 v'_2 \quad (2.16)$$

unde P_T reprezintă impulsul total al sistemului. Dacă impulsul se conservă, atunci P_T este impulsul total al sistemului.

Când există diferențe mari de masă sau elementele probatorii sunt insuficiente, simpla aplicare a legii conservării impulsului devine lipsită de efect.

2.1.1 Variația impulsului

Dacă în situația în care două autovehicule se ciocnesc frontal, amândouă fiind în mișcare, nu sunt suficiente informații pentru determinarea vectorului v_1 , se va recurge la determinarea Δv_1 . În aceste condiții, aplicînd teorema cosinusurilor putem determina vectorul v_1 , cunoscute fiind mărimea și direcția lui v'_1 respectiv Δv_1 . Direcția vectorului v_1 și v'_1 rezultă din probele prelevate de la locul producerii evenimentului rutier. Traectoria vectorului forței rezultante a ciocnirii este stabilită de către expertul tehnic în urma inspectării configurației spațiale a deformațiilor autovehiculului și a estimării Δv_1 . Pentru determinarea Δv_1 trebuie cunoscute amplitudinea medie a deformației și lucrul mecanic consumat la producerea acesteia.

Energia cinetică sau energia de mișcare a unui corp de masă m , scos din repaus, este acea energie datorată mișcării de translație cu viteza v în raport cu un sistem de referință inerțial. Ea este o mărime scalară egală cu lucrul mecanic necesar pentru a modifica viteza corpului din starea de repaus la viteza de regim v , și totodată este egală cu semiproductul dintre masa punctului material și pătratul vitezei lui.

$$E_c = \frac{mv^2}{2} \quad (2.17)$$

Conform formulei vitezei lui Galilei se poate scrie relația dintre viteza inițială v , viteza finală v' , accelerație a și distanța parcursă S , astfel:

$$v'^2 = v^2 + 2aS \quad (2.18)$$

$$\text{dacă înmulțim toată relația cu } \frac{1}{2}m \text{ obținem: } \frac{mv'^2}{2} = \frac{mv^2}{2} + maS \quad (2.19)$$

dar $F = ma$, prin urmare: $0.5 \cdot mv'^2 - 0.5 \cdot mv^2 = F \cdot S = L_T$ (2.20)

Dacă forţa rezultantă care acţionează asupra sistemului este variabilă, atunci:

$$L_T = \int_x^{x'} F(x)dx = \int_x^{x'} m \cdot a(x) dx = m \int_x^{x'} a(x)dx \quad (2.21)$$

dacă: $a(x) = \frac{dv}{dt}$ şi $v = \frac{dx}{dt}$ (2.22)

atunci: $L_T = m \int_x^{x'} \frac{dv}{dt} dx = m \int_v^{v'} v dv = m \left(\frac{v^2}{2} \right) \Big|_v^{v'} = \frac{mv'^2 - mv^2}{2}$, (2.23)

adică aceeaşi formulare ca şi în cazul forţei constante.

Viteza autovehiculului este proporţională cu forţa F şi intervalul de timp dt , în care este aplicată forţa, $a = F/m$ cu $m = ct$:

$$v = \int a dt = \int \frac{F}{m} dt \quad (2.24)$$

În figura 2.2 este prezentată coliziunea frontală centrică, dintre două autoturisme, în care zonele de contact se vor deforma cu o viteză comună. Impactului se realizează fără recul, iar în faza post - coliziune autoturismele se mişcă în tandem, după aceeaşi direcţie, comportându-se ca un singur corp, figura 2.2 c.

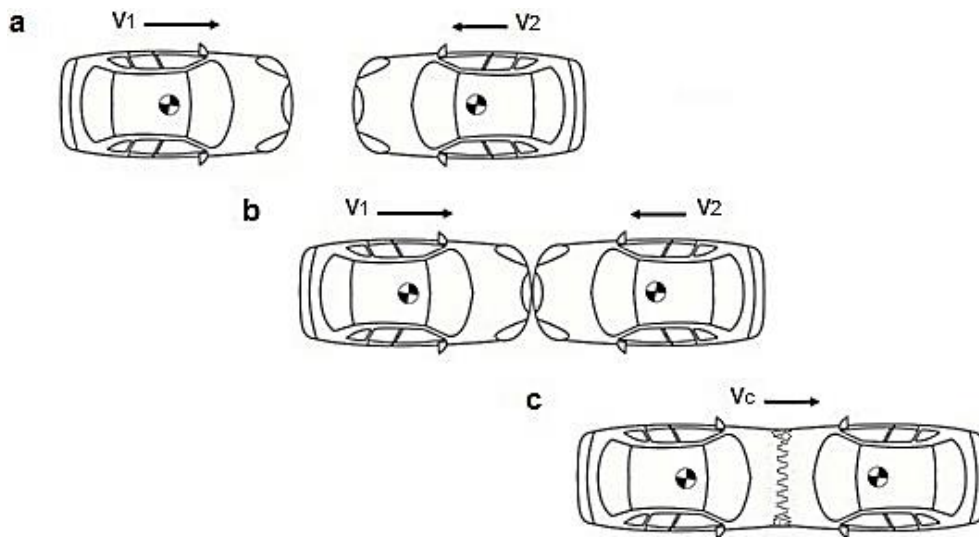


Fig.2.2 Fazele ciocnirii frontale centrice

Din relaţia (2.13) rezultă că fiecare autovehicul exercită aceeaşi forţă în timpul coliziunii, figura 2.3, în care:

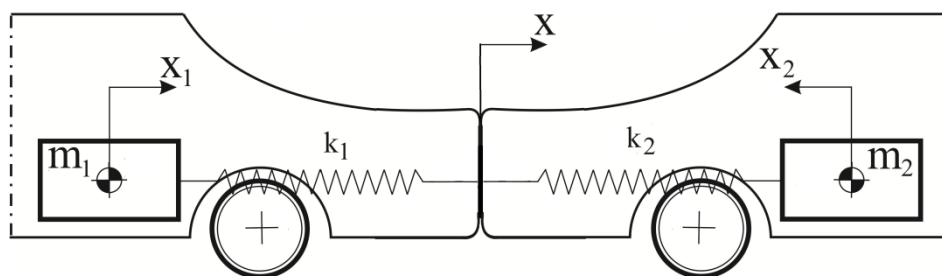


Fig. 2.3 Ciocnire frontală centrică, model matematic

- m_1 și m_2 sunt masele autovehiculelor [kg]; - k_1, k_2 constantele elastice [N/m];
- x_1, x_2 deplasările centrelor de masă aferente autovehiculelor în timpul ciocnirii [m];
- x deplasarea totală a sistemului celor două autovehicule în timpul ciocnirii [m].

Forța exercitată de fiecare dintre autovehicule este stabilită de legea lui Hooke:

$$F = kx \quad (2.25)$$

Dacă partea frontală a autovehiculelor se deformează cu mărimea Δx_1 respectiv Δx_2 , atunci lucrul mecanic total consumat va fi:

$$L_T = E_{c1} + E_{c2} = \frac{1}{2}k_1(\Delta x_1)^2 + \frac{1}{2}k_2(\Delta x_2)^2 \quad (2.26)$$

care este de fapt energia totală de deformare a autovehiculelor.

$$E_{td} = E_{c1} + E_{c2} = 0.5 \cdot m(EES)^2 = L_T \quad (2.27)$$

Neglijând forțele din suprafața de contact a ciocnirii, putem scrie pentru conservarea impulsului:

$$m_1v_1 + m_2v_2 = (m_1 + m_2)v_c \quad (2.28)$$

unde v_c reprezintă viteza comună post-coliziune a celor două autovehicule. În această situație autovehiculele rămân unite până la stabilirea poziției finale a lor, și nu există restituire.

Prima lege a termodinamicii enunță că întreaga energie trebuie să fie conservată. Ea definește relația dintre lucrul mecanic și energia cinetică, astfel încât energia inițială este egală cu energia finală plus lucrul mecanic efectuat pentru producerea deformațiilor, adică:

$$E_T = E_{c1} + E_{c2} = E_{cf} + L_T(E_{td}) \quad (2.29)$$

$$E_T = 0.5m_1v_1^2 + 0.5m_2v_2^2 = 0.5(m_1 + m_2)v_c^2 + L_T(E_{td}) \quad (2.30)$$

Coeficientul de restituire

Pentru modelarea analitică a variației vitezei autovehiculelor este introdus un parametru ce caracterizează energia consumată în coliziune, numit coeficient de restituire [9, 69].

Acesta este definit ca raportul dintre viteza relativă, redusă la centrele de masă a autovehiculelor, în etapa post - impact, și viteza relativă avută la inițierea impactului, sau mai poate fi scris, pentru impactul cu acoperire totală, și ca rădăcina pătrată a raportului dintre energia cinetică avută de autovehicul după ciocnire și energia cinetică înainte de ciocnire, ori ca raportul dintre variația impulsului corespunzătoare perioadei de separare și variația impulsului corespunzătoare perioadei de comprimare:

$$C_R = \frac{v'}{v} = \frac{v_2' - v_1'}{v_1 - v_2} = \sqrt{\frac{E_c'}{E_c}} = \frac{P_s}{P_d} \quad (2.31)$$

Figura 2.4 reprezintă o coliziune din spate, centrică, între două autoturisme, unde zonele deformate descriu o viteză comună v_c . În faza coliziunii autoturismele se mișcă în tandem, cu viteza comună, comportându-se ca un singur corp, și având aceeași direcție până la separare.

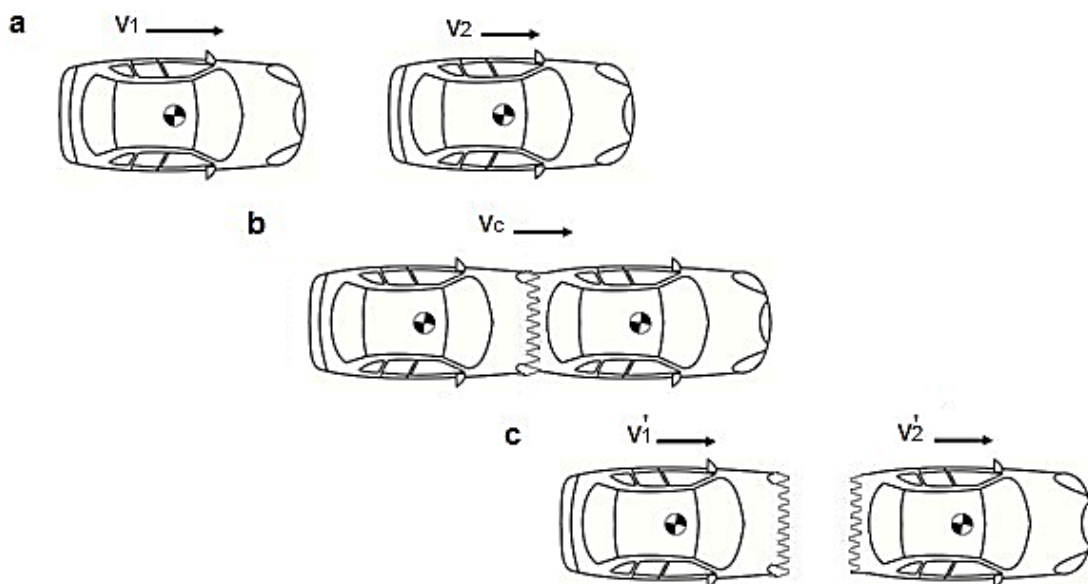


Fig. 2.4 Fazele ciocnirii din spate

Viteza comună v_c , a celor două autovehicule, poate fi scrisă sub forma:

$$v_c = v_1 - v_2 \quad (2.32)$$

din relația (2.31) și (2.32) obținem pe v'_2 ca:

$$v'_2 = v_c c_R + v'_1 \quad (2.33)$$

dacă înlocuim pe v'_2 în legea conservării impulsului, rezultă:

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 = m_1 v'_1 + m_2 (v_c c_R + v'_1) \quad (2.34)$$

$$m_1 v_1 - m_1 v'_1 = m_2 (v_c c_R + v'_1) - m_2 v_2 \quad (2.35)$$

$$m_1 (v_1 - v'_1) = m_2 v_c c_R + m_2 v'_1 - m_2 v_2 \quad (2.36)$$

adăugăm $m_2 v_1$ în ambele părți:

$$m_1 (v_1 - v'_1) + m_2 v_1 = m_2 v_c c_R + m_2 v'_1 - m_2 v_2 + m_2 v_1 \quad (2.37)$$

$$m_1 (v_1 - v'_1) + m_2 (v_1 - v'_1) = m_2 (v_c c_R + v_1 - v_2) \quad (2.38)$$

cum $v_1 - v'_1 = \Delta v_1$, avem:

$$m_1 \Delta v_1 + m_2 \Delta v_1 = m_2 (v_c c_R + v_c) \quad (2.39)$$

$$v_c = \frac{\Delta v_1 (m_1 + m_2)}{m_2 (c_R + 1)} \quad (2.40)$$

În mod identic se va determina v_c în funcție de Δv_2 dacă-l scriem pe $v'_1 = v'_2 - v_c c_R$, de unde rezultă:

$$v_c = \frac{\Delta v_2 (m_1 + m_2)}{m_1 (-c_R - 1)} \quad (2.41)$$

2.1.2 Coliziunea cu acoperire parțială

În figura 2.5 este prezentat, schematic, un model oarecare de coliziune necentrică, unde mărimea accelerației fiecărui centru de masă, al celor două autovehicule, este diferită una față de cealaltă, ceea ce înseamnă că autovehiculele vor avea tendința de a se roti în planul carosabilului la ieșirea din coliziune. Astfel, accelerația elementelor din zonele deformate este mai mare decât accelerația centrului de masă al fiecărui autovehicul.

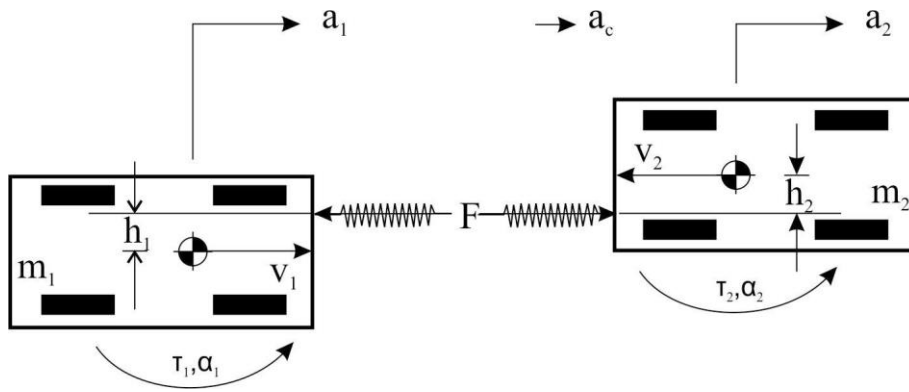


Fig. 2.5 Ciocnire necentrică, model matematic

unde: m_1 și m_2 sunt masele celor două autovehicule [kg]; F - forța totală a coliziunii [N]; a_1 și a_2 - accelerațiile centrelor de masă ale celor două autovehicule [m/s^2]; a_c - accelerația comună a zonei deformată [m/s^2]; h_1 și h_2 - distanțe la care acționează forța în timpul coliziunii [m]; τ_1 și τ_2 - momente de rotație [Nm]; α_1 și α_2 - accelerațiile unghiulare de rotație [rad/s^2].

Direcția vectorilor viteză, \vec{v}_1 respectiv \vec{v}_2 , a celor două centre de masă trece cel puțin printr-unul dintre autovehicule și sunt paralele între ele.

pentru mișcarea giratorie, din a doua lege a lui Newton, avem:

$$\tau_1 = I_{\psi_1} \alpha_1 \quad (2.42)$$

$$I_{\psi_1} = \text{momentul de inerție} = m_1 r_{g1}^2, \quad r_{g1}^2 = \frac{I_{\psi_1}}{m}$$

pentru autovehicule momentul de inerție este: $I_{\psi} = 3,079 \cdot m - 1635$

cu r_g - raza pentru rotație;

de unde rezultă:

$$\tau_1 = m_1 r_{g1}^2 \alpha_1 \quad (2.43)$$

sau momentul se mai poate scrie astfel:

$$\tau_1 = F_1 h_1 \quad (2.44)$$

dacă:

$$a_c = a_1 + h_1 \alpha_1$$

$$\alpha_1 = \frac{a_c - a_1}{h_1} \quad (2.45)$$

atunci:

$$F_1 h_1 = m_1 r_{g1}^2 \alpha_1 \quad (2.46)$$

$$F_1 h_1 = m_1 r_{g1}^2 \left(\frac{a_c - a_1}{h_1} \right) \quad (2.47)$$

$$\frac{F_1}{m_1} h_1^2 = r_{g1}^2 (a_c - a_1) \quad (2.48)$$

știind că $F_1 = m_1 a_1$ sau $a_1 = \frac{F_1}{m_1}$, rezultă:

$$a_1 h_1^2 = r_{g1}^2 (a_c - a_1) \quad (2.49)$$

$$a_1 = \left(\frac{r_{g1}^2}{r_{g1}^2 + h_1^2} \right) a_c \quad (2.50)$$

Vom defini raportul dinamic ca fiind $\gamma = \frac{r_g^2}{r_g^2 + h^2}$. Substituind $\frac{r_g^2}{r_g^2 + h^2}$ cu γ în (2.50) se obține accelerația centrului de masă a autovehiculului, care este egală cu proporția γ_1 din accelerația componentelor aflate în zona deformată: $a_1 = \gamma_1 a_c$ (2.51)

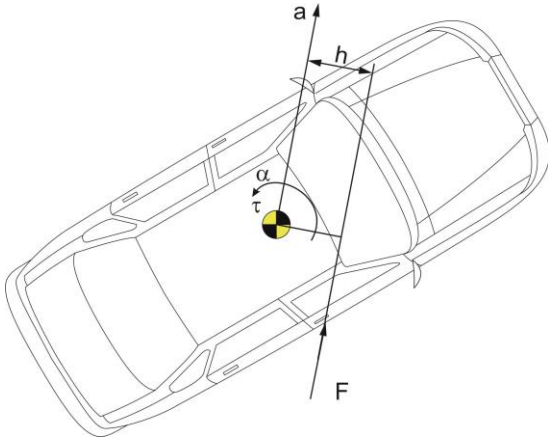


Fig. 2.6 Mișcarea de rotație descrisă de autovehicul

Raportul dinamic va fi întotdeauna subunitar sau cel mult egal cu 1 în cazul unei coliziuni centrice, fără mișcare de rotație. Accelerația a_2 se va determina în mod identic.

Ca urmare, autovehiculul se va deplasa după direcția forței rezultante, care acționează asupra lui descriind o mișcare de rotație în jurul centrului său de masă, figura 2.6 în care: F este forța de impact [N]; a - accelerația centrului de masă [m/s^2], care se suprapune cu direcția forței rezultante a ciocnirii; h - distanța normală la traiectoria forței de coliziune [m]; τ - momentul de rotație [Nm], fiind produsul dintre

F și h ; α - accelerația unghiulară de rotație [rad/s^2].

Pentru corelarea raportului dinamic γ cu variația vitezei Δv putem spune că:

$$\Delta v_1 = a_1 \cdot \Delta t \text{ sau } a_1 = \frac{\Delta v_1}{\Delta t}, \text{ și implicit: } a_c = \frac{\Delta v_c}{\Delta t}$$

astfel, din (2.51) rezultă:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta v_1}{\Delta t} &= \gamma_1 \frac{\Delta v_c}{\Delta t} \\ \Delta v_1 &= \gamma_1 \Delta v_c \end{aligned} \quad (2.52)$$

În coliziunile necentrice, accelerația a_c și variația vitezei Δv_c ale elementelor volumului deformat vor prezenta valori mai mari decât cele ale centrului de masă.

Cunoscut este faptul că la coliziunile centrice direcția forței rezultante a ciocnirii trece prin centrul de masă al autovehiculului și prin centrul de masă al volumului deformat, ceea ce permite determinarea lui Δv_1 , deci, centrul de masă al volumului deformat și centrul de masă al autovehiculului vor avea aceeași variație a vitezei. Dacă substituim Δv_1 cu Δv_c și pe m_1 cu $\gamma_1 m_1$ respectiv m_2 cu $\gamma_2 m_2$ obținem:

$$\Delta v_c = \sqrt{\frac{2E_d}{\gamma_1 m_1 \left[1 + \frac{\gamma_1 m_1}{\gamma_2 m_2}\right]}} \quad (2.53)$$

Înlocuind Δv_c în (2.52) vom obține pentru ciocnirile necentrice:

$$\Delta v_1 = \gamma_1 \sqrt{\frac{2E_d}{\gamma_1 m_1 \left[1 + \frac{\gamma_1 m_1}{\gamma_2 m_2}\right]}} = \sqrt{\gamma_1^2 \frac{2E_d}{\gamma_1 m_1 \left[1 + \frac{\gamma_1 m_1}{\gamma_2 m_2}\right]}} = \sqrt{\frac{2\gamma_1 E_d}{m_1 \left(1 + \frac{\gamma_1 m_1}{\gamma_1 m_1}\right)}} \quad (2.54)$$

2.2 Modelarea coliziunii, modelul forță - deformație, masă - elasticitate

Un obiectiv important al investigării evenimentelor rutiere constă în determinarea vitezei post - coliziune a autovehiculelor.

Determinările care folosesc datele cu privire la gravitatea avariilor presupun

utilizarea unor modele analitice care să exprime corelația dintre normala forței de coliziune pe unitatea de lățime a zonei avariate și amplitudinea deformațiilor. Modelele analitice care iau în considerare deformațiile pot fi *statice* sau *dinamice*.

Modelele statice arată relația dintre forța ciocnirii și deformația reziduală, plastică a autovehiculului, iar modelele dinamice evidențiază relația dintre forța ciocnirii și deformația totală a autovehiculului, asimilând această dependență ca fiind liniară. Modelarea fazei coliziunii va ține seama de energia consumată la deformarea elementelor de caroserie. Pentru a calcula variația vitezei Δv , în funcție de deformațiile reziduale, autovehiculul va fi asemuit cu un resort elastic.

Dependența liniară dintre forța de impact și mărimea deformației reziduale permite determinarea coeficienților de rigiditate. Cea mai uzuală metodă, pentru determinarea energiei de deformare, este introdusă de Kenneth L. Campbell [64], fiind utilizată și în algoritmul modelării ciocnirilor al programelor informatice din familia CRASH [71, 113]. Aceste modele conțin unele ipoteze simplificatoare precum: - deformațiile reziduale și coeficienții de rigiditate ai autovehiculelor sunt obținute în urma testelor experimentale de coliziune la viteze de impact cuprinse între 45 - 55 km/h, păstrând ipoteza liniarității forță - deformație; - energia cinetică pierdută este transformată în lucru mecanic consumat la deformarea caroseriei.

Deoarece, în studiul ciocnirilor, pentru determinarea variației vitezei autovehiculului Δv este utilizată energia consumată la deformarea caroseriei, luând în considerare deformațiile reziduale, modul de deformare al autovehiculului va fi

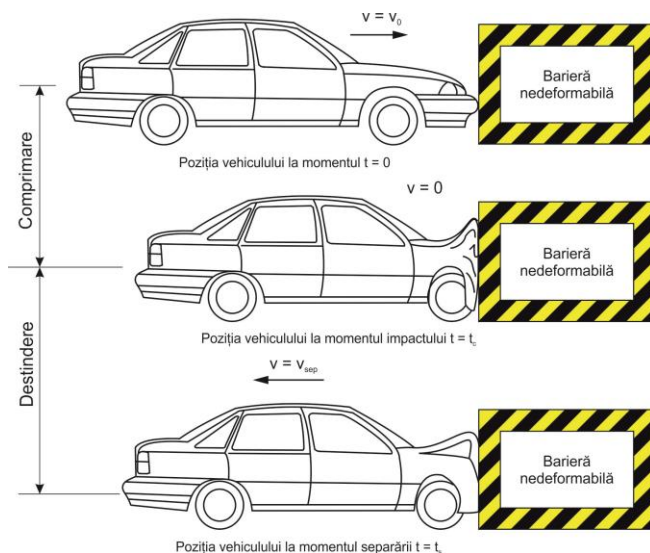


Fig. 2.7 Ciocnire frontală cu barieră fixă nedeformabilă

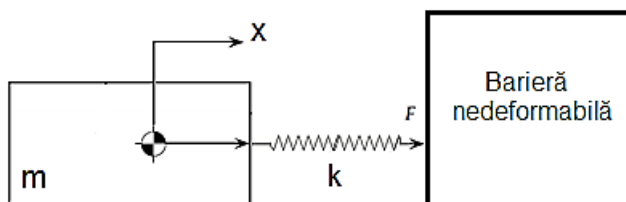


Fig. 2.8 Modelul ciocnirii masă deformabilă - barieră nedeformabilă

asemănat cu deformarea unui element elastic elicoidal. Puținele informații și datele destul de limitate despre încercările experimentale de ciocnire impun efectuarea unor extrapolări pentru analiza acestora. Modelul pentru determinarea deformațiilor, este realizat de către Raymond R. McHenry [80, 81, 82], Richard I. Emori [208], Kenneth L. Campbell [64] respectiv R. P. Mason & D. Whitcomb [79], și rulat în programul CRASH3 [113].

În figura 2.7 este prezentată ciocnirea frontală cu acoperire totală, într-o barieră fixă nedeformabilă, ce nu absoarbe energie în timpul ciocnirii.

Ținând seama de cele mai sus prezentate, pentru cuantificarea energiei disipate în ciocnire, se adoptă modelul masă - resort - barieră nedeformabilă, figura 2.8.

Presupunem, totodată, că energia cinetică pierdută în timpul ciocnirii este transformată în lucru mecanic consumat pentru avarierea autovehiculului. Suprafaţa triunghiului reprezintă lucrul mecanic consumat în domeniul deformaţiei plastice.

În această situaţie comprimarea resortului începe din 0, având o creştere liniară din momentul acţiunii forţei asupra corpului.

Dacă ciocnirea autovehiculului se realizează la viteze mici, în majoritatea cazurilor nu vor exista deformaţii reziduale. Amplitudinea deformaţiei reziduale este măsurată pe unitatea de lăţime a suprafeţei de contact. Deformaţia totală reprezintă suma dintre deformaţia reziduală şi deformaţia produsă în domeniul elastic, figura 2.9.

În cazul amplitudinilor semnificative ale deformaţiei reziduale, deformaţia elastică are valori mici, neglijabile.

Urmare a celor prezentate rezultă că pentru determinarea energiei de deformaţie trebuie cunoscută caracteristica forţei. Caracteristica ideală forţă - deformaţie exprimă dependenţa dintre forţa pe unitatea de lăţime a suprafeţei deformate şi amplitudinea medie a deformaţiei. Mărimea A_F soliciată structura autovehiculului, la limita domeniului elastic, fără a induce, însă, deformaţii reziduale. Dacă se depăşeşte limita sarcinii de solicitare A_F , comprimarea devine reziduală iar autovehiculul se deformează cu constanta B .

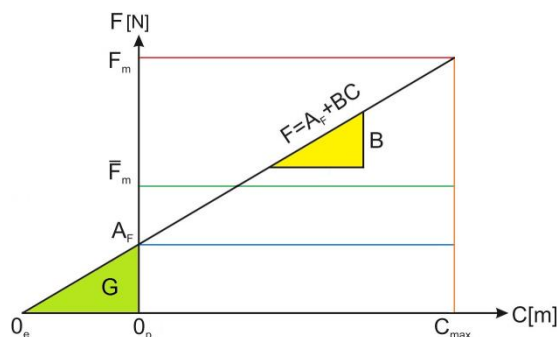


Fig. 2.9 Caracteristica liniară a deformaţiei în funcţie de mărimea forţei

$$F = A_F + BC \quad (2.55)$$

unde A_F este coeficientul de rigiditate [N/m], care asigură preluarea unei sarcini de solicitare maximă fără ca zona de contact să se deformeze rezidual; B - coeficient de rigiditate [N/m^2], care reprezintă raportul dintre forţa maximă pe lăţimea unitară a suprafeţei deformate şi amplitudinea deformaţiei; C - amplitudinea deformaţiei reziduale [m].

Forţa de impact pe unitatea de lăţime este liniară, iar aria triunghiului mare reprezintă lucrul mecanic care produce deformaţia totală a autovehiculului. Aria haşurată a triunghiului mic reprezintă lucrul mecanic pentru deformarea autovehiculului, care este restituit în totalitate la încetarea sarcinilor de solicitare.

Lucrul mecanic necesar pentru deformarea autovehiculului este:

$$L_T = E_c = A_F C + \frac{BC^2}{2} + \frac{A_F^2}{2B} \quad (2.56)$$

Energia cinetică pierdută în coliziune poate fi exprimată şi prin dubla integrare a relaţiei (2.55), astfel:

$$E_c = \int_0^{L_z} \int_0^C (A_F + BC) dc dl$$

$$E_c = \int_0^{L_z} \left(A_F C + \frac{BC^2}{2} + \frac{A_F^2}{2B} \right) dl \quad (2.57)$$

2.3 Analiza deformațiilor

Subcapitolul precedent analizează caracteristicile tipurilor de ciocnire precum variația impulsului, energia de deformare în funcție de configurația avariilor, și coeficientul de restituire. În continuare se va determina energia necesară producerii unei deformații oarecare utilizând modelul $F = A_F + BC$ și forța maximă medie de coliziune. Astfel, se va analiza influența forței rezultante a ciocnirii, dispuse sub un unghi oarecare în raport cu planul ciocnirii, asupra modelului.

Modelul general al energiei

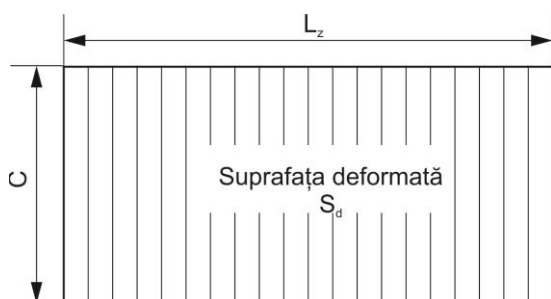


Fig. 2.10 Deformație în formă de patrulater amintite în 2.3.

Figura 2.10 prezintă o deformație în formă de patrulater, care este segmentată în dreptunghiuri mai mici (unitate de lățime).

Fiecare dintre aceste dreptunghiuri are lungimea C . În aceste condiții noi vom defini coeficienții de rigiditate A_F și B pentru oricare unitate de lățime cu unitățile de măsură

Pentru stabilirea energiei totale de deformare se va amplifica energia unui dreptunghi cu lățimea totală a deformației L_z :

$$E_T = E_c \cdot L_z = A_F \cdot C \cdot L_z + \frac{BC^2}{2} L_z + \frac{A_F^2}{2B} L_z \quad (2.58)$$

notând produsul dintre C și L_z cu A_T , care reprezintă aria întregii zone deformate, obținem:

$$E_T = A_F(A_T) + \frac{BC}{2}(A_T) + \frac{A_F^2}{2B} L_z \quad (2.59)$$

dacă se dă factor comun A_F și notăm $\frac{C}{2}$ cu \bar{C} , care este și centru de masă al dreptunghiului segmentat, vom avea:

$$E_T = A_T(A_F + B\bar{C}) + \frac{A_F^2}{2B} L_z \quad (2.60)$$

sau exprimat funcție de G , care este $\frac{A_F^2}{2B}$:

$$E_T = A_T(A_F + B\bar{C}) + G \cdot L_z \quad (2.61)$$

Pentru determinarea energiei totale de deformare trebuie cunoscute următoarele caracteristici: zona avariată A_T , adică configurația suprafeței deformate, exprimată în metri pătrați; coeficienții de rigiditate A_F , B , și G exprimați în $[N/m]$, $[N/m^2]$ respectiv $[N]$, ce pot fi obținuți din baze de date ale încercărilor experimentale de ciocniri și poziția centrului de masă al zonei avariate, care este dată de mărimea \bar{C} .

2.4 Ciocnirea în condiții experimentale

Cele mai frecvente teste de ciocnire sunt realizate cu barieră fixă nedeformabilă la viteza de 56 km/h . Există, însă, și alte proceduri de încercare experimentală, cum ar fi: ciocnirea frontală cu barieră fixă nedeformabilă sub un anumit unghi, ciocnirea cu

barieră mobilă (deformabilă sau nedeformabilă), ciocnire laterală cu un obstacol de formă cilindrică, vertical, rigid, fix (stâlp, copac), și ciocnirea laterală cu barieră deformabilă, mobilă. Din toate încercările experimentale enumerate primează datele obținute ca urmare a probelor de ciocnire cu barieră fixă nedeformabilă.

Măsurarea avariilor permite stabilirea deformației medii a autovehiculului (C_m) supus încercărilor experimentale [54, 55].

Rezultatele testelor de încercări experimentale trebuie să conțină următoarele variabile de interes: - viteza inițială a autovehiculului v , în $[km/h]$; - masa autovehiculului m , în $[kg]$; - adâncimea deformației măsurată în 1 până la 12 locuri egal depărtate $C_1 \dots C_{12}$, în $[m]$; - lățimea totală a profilului deformației L_z , în $[m]$.

2.5 Determinarea modelului coeficienților Campbell

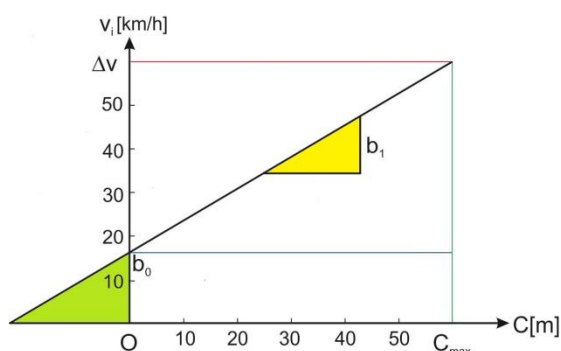


Fig. 2.11 Caracteristica viteză - deformație C - deformația reziduală; b_0 - viteza maximă la care nu se produc deformații reziduale; b_1 - panta (raportul dintre viteza de impact și amplitudinea medie a deformațiilor).

La ciocnirea unor obstacole autovehiculul pierde energie. Majoritatea energiei pierdută este transformată în deformare plastică (permanentă) a autovehiculului și/sau a obstacolului implicat în ciocnire. Cuantificarea acestei energii este dificil de realizat deoarece există variate posibilități de disipare a energiei. Totuși există posibilitatea aproximării cantității de energie disipată cu ajutorul modelului asociat încercărilor experimentale de ciocnire. Acest principiu poartă denumirea de model empiric pentru că se bazează pe observații și nu pe principii fizice.

Panta dreptei care intersectează axa y în b_0 și coordonatele caracteristice ciocnirii (C_{max} , Δv) este chiar mărimea b_1 , figura 2.11:

$$b_1 = \frac{\Delta v - b_0}{C_{max}} \quad (2.63)$$

Ecuția (2.134) presupune că amplitudinea deformației este constantă pe lățime. Autovehiculele cu profilul deformației în V , U , sau altă formă, necesită modele analitice diferite pentru determinarea profunzimii medii a acestora. În lucrarea [25] este propus un model pentru determinarea coeficienților de rigiditate care ține seama de forma profilului deformației.

2.5.1 Determinarea rigidităţilor

Odată stabilite b_1 respectiv b_0 și implicit panta, se pot determina coeficienții de rigiditate A_F , B , și G . Modelul Campbell viteză de impact - deformare, ecuația (2.63), transformat în forță - deformare ecuația (2.55), permite determinarea:

- coeficientului de rigiditate A_F :

$$A_F = \frac{m_T b_0 b_1}{L_z} \quad (2.64)$$

unde m_T este masa totală a autovehiculului.

- coeficientului de rigiditate B :

$$B = \frac{m_T b_1^2}{L_z} \quad (2.65)$$

- mărimii G din tringhiul mare:

$$G = \frac{A_F^2}{2B} = \frac{\left(\frac{m_T b_0 b_1}{L_z}\right)^2}{2 \frac{m_T b_1^2}{L_z}} = \frac{m_T b_0^2}{2L_z} \quad (2.66)$$

2.5.2 Volumul zonei deformate

Procedura pentru determinarea profilului variabil al deformației constă în divizarea zonei avariate în suprafețe echidistante. Astfel, fiecare suprafață obținută are forma unui trapez, delimitat la un capăt de limita deformației iar la celălalt capăt de conturul autovehiculului nedeformat. Bazele trapezelor coincid cu fiecare mărime măsurată C_n a deformației. Profunzimea deformației poate fi măsurată în 2, 4, 6 sau cel mult 12 locuri echidistante. În cazul măsurării

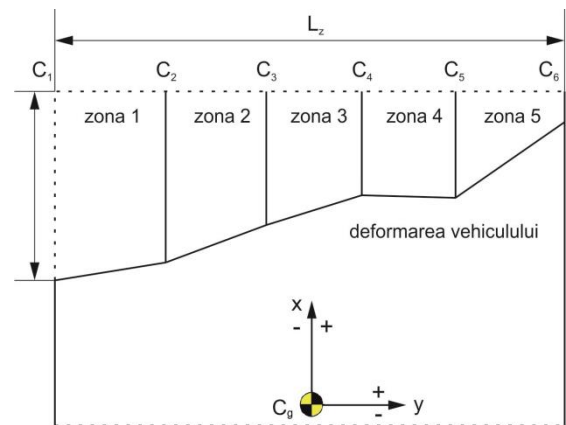


Fig. 2.12 Măsurarea zonei deformate

deformației în două locuri se obține suprafața unui singur trapez, iar în cazul măsurării în 6 sau 12 locuri rezultă 5 respectiv 11 suprafețe trapezoidale, figura 2.12.

Configurația de ansamblu a zonei avariate A_{T_n} va fi dată de suma tuturor suprafețelor trapezoidale:

$$A_{T_n} = \sum_{i=1}^n A_n \quad (2.67)$$

cu n - nr. de suprafețe (1, 3, 5 .. 11)

Suprafața fiecărui trapez se calculează după cum urmează:

$$A_n = \frac{1}{2} b (h_n + h_{n+1}) \quad (2.68)$$

unde b este baza trapezului iar h_n și h_{n+1} sunt înălțimile trapezului, adică adâncimea măsurată a deformației, C_n respectiv C_{n+1} .

Deoarece deformația este măsurată la distanțe egale, figura 2.12, baza pentru fiecare trapez este $b = L_z/n_t$, n_t este numărul total de suprafețe, iar suprafața acestuia se va calcula astfel:

$$\begin{aligned}
 A_1 &= \frac{1}{2} \left(\frac{L_Z}{5} \right) (C_1 + C_2) \quad \text{sau} \quad A_1 = \frac{L_Z}{5} \left(\frac{C_1 + C_2}{2} \right) \\
 A_2 &= \frac{L_Z}{5} \left(\frac{C_2 + C_3}{2} \right) \\
 A_3 &= \frac{L_Z}{5} \left(\frac{C_3 + C_4}{2} \right) \\
 A_4 &= \frac{L_Z}{5} \left(\frac{C_4 + C_5}{2} \right) \\
 A_5 &= \frac{L_Z}{5} \left(\frac{C_5 + C_6}{2} \right)
 \end{aligned} \tag{2.69}$$

$$A_{T_n} = A_{T_5} = \frac{L_Z}{5} \left(\frac{C_1 + C_2}{2} \right) + \frac{L_Z}{5} \left(\frac{C_2 + C_3}{2} \right) + \frac{L_Z}{5} \left(\frac{C_3 + C_4}{2} \right) + \frac{L_Z}{5} \left(\frac{C_4 + C_5}{2} \right) + \frac{L_Z}{5} \left(\frac{C_5 + C_6}{2} \right) = \frac{L_Z}{10} (C_1 + 2C_2 + 2C_3 + 2C_4 + 2C_5 + C_6) \tag{2.70}$$

2.6 Energia de deformare

Cunoscute fiind suprafața deformată respectiv profunzimea centrului de masă al zonei avariate, și înlocuirea acestora în relația (2.60), rezultă:

- pentru o zonă avariata, cu o suprafață deformată măsurată în două locuri, obținem:

$$\begin{aligned}
 E_{T_2} &= \left[A_F + B \left(\frac{C_1^2 + C_1 C_2 + C_2^2}{3(C_1 + C_2)} \right) \right] \frac{L_Z}{2} (C_1 + C_2) + \frac{A_F^2 L_Z}{2B} = L_Z \left[\frac{A_F}{2} (C_1 + C_2) + \right. \\
 &\left. + \frac{B}{6} (C_1^2 + C_1 C_2 + C_2^2) + \frac{A_F^2}{2B} \right] \tag{2.71}
 \end{aligned}$$

- pentru o zonă avariata, măsurată în patru locuri, cu trei suprafețe deformate:

$$\begin{aligned}
 E_{T_4} &= \frac{L_Z}{3} \left[\frac{A_F}{2} (C_1 + 2C_2 + 2C_3 + C_4) + \frac{B}{6} (C_1^2 + 2C_2^2 + 2C_3^2 + C_4^2 + C_1 C_2 + \right. \\
 &\left. C_2 C_3 + C_3 C_4) + \frac{3A_F^2}{2B} \right] \tag{2.72}
 \end{aligned}$$

- pentru o zonă avariata, măsurată în șase locuri, cu cinci suprafețe deformate:

$$\begin{aligned}
 E_{T_6} &= \frac{L_Z}{5} \left[\frac{A_F}{2} (C_1 + 2C_2 + 2C_3 + 2C_4 + 2C_5 + C_6) + \frac{B}{6} (C_1^2 + 2C_2^2 + 2C_3^2 + 2C_4^2 + \right. \\
 &\left. + 2C_5^2 + C_6^2 + C_1 C_2 + C_2 C_3 + C_3 C_4 + C_4 C_5 + C_5 C_6) + \frac{5A_F^2}{2B} \right] \tag{2.73}
 \end{aligned}$$

Cum $G = \frac{A_F^2}{2B}$, putem scrie aceste ecuații și în funcție de G .

2.7 Durata și complexitatea coliziunii

Cunoscând forța maximă de impact F_m și forța medie de impact \bar{F}_m , se poate calcula durata în care autovehiculele sunt în contact. Astfel, durata și configurația spațială a deformației contribuie la determinarea tipului sarcinilor de solicitare a ocupanților și totodată mișcarea de rotație ce rezultă în urma impactului.

Trasând o dreaptă paralelă la abscisă prin punctul forței medii \bar{F}_m și formând un dreptunghi observăm că aria acestuia este egală cu aria triunghiului, figura 2.9.

În aceste condiții, \bar{F}_m este jumătate din valoarea lui F_m .

2.8 Corecţia forţei de impact la ciocnirea sub un anumit unghi

Pentru determinarea mărimii forţei rezultante a ciocnirii şi a lui Δv , la coliziunea sub un anumit unghi, se va aplica un factor de corecţie (factorul McHenry) [67, 68, 69, 70, 80, 81, 82]. În baza modelului din figura 2.13 se va stabili factorul de corecţie.

Forţa de impact aplicată autovehiculului sub unghiul α deformează autovehiculul după direcţia dreptei F . F_c este forţa normală care acţionează asupra părţii frontale producând deformaţia autovehiculului şi efectul de *recul* (*respingere*). Observăm că $F_c = F \cdot \cos\alpha$, adică:

$$F = \frac{F_c}{\cos\alpha} \quad (2.74)$$

Deci, forţa F acţionează pe distanţa $C = \frac{C_n}{\cos\alpha}$, unde C_n este profunzimea măsurată a deformaţiei. Lucrul mecanic dat pe unitatea de lăţime, după direcţia forţei F , va fi:

$$L_L = F \cdot C = \frac{F_c}{\cos\alpha} \cdot \frac{C_n}{\cos\alpha} = F_c \cdot C_n \cdot \frac{1}{\cos^2\alpha} \quad (2.75)$$

Produsul $F_c \cdot C_n$ reprezintă lucrul mecanic total L_T necesar deformării ireversibile a autovehiculului şi producerii efectului de respingere. Trigonometric $\frac{1}{\cos^2\alpha} = \sec^2\alpha$ şi implicit $\sec^2\alpha = 1 + \tan^2\alpha$, astfel rezultă:

$$L_L = L_T \cdot (1 + \tan^2\alpha) \quad (2.76)$$

În aceste condiţii energia disipată în ciocnire se obţine prin înmulţirea lucrului mecanic dat pe unitatea de lăţime L_L cu mărimea zonei avariate L_z :

$$E_T = L_z \cdot L_L \quad (2.77)$$

$$E_T = L_z \cdot [L_T \cdot (1 + \tan^2\alpha)] \quad (2.78)$$

prin urmare:

$$L_T = E_T = A_F C + \frac{BC^2}{2} + \frac{A_F^2}{2} \quad (2.79)$$

2.9 Identificarea şi descrierea avariilor autovehiculelor

S-a demonstrat că lucrul mecanic consumat la deformarea autovehiculului şi cantitatea echivalentă de energie cinetică pierdută pot fi determinate din profunzimea deformaţiilor. Pentru stabilirea profunzimii deformaţiilor trebuie realizate măsurători exacte ale zonei avariate.

Măsurând profunzimea deformaţiilor putem determina şi amploarea coliziunii autovehiculului (abaterea de la forma iniţială). Rezultatele măsurătorilor sunt utilizate în modelele analitice, calculând cantitatea de energie cinetică pierdută prin producerea deformaţiilor, şi parametrii Δv respectiv EBS .

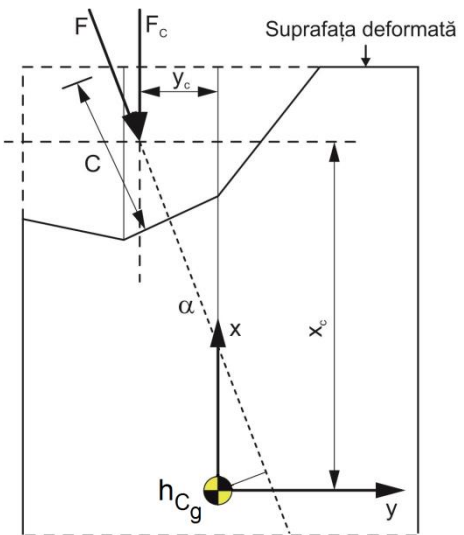


Fig. 2.13 Model matematic pentru stabilirea factorului de corecţie

Dacă măsurările sunt viciate, atunci pe cale de consecință mărimile Δv și EBS vor conține erori. În aceste condiții, pentru a nu fi denaturate rezultatele măsurătorilor asupra diverselor zone avariate, există tehnici de măsurare adecvate, utilizate cu precădere în practica expertizei tehnice din domeniul auto, care vor fi prezentate în continuare.

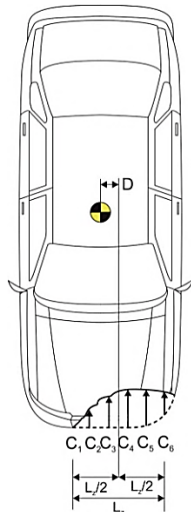
Calcularea energiei de deformare, cu ajutorul deformațiilor reziduale, presupune măsurarea constantelor zonei avariate.

Măsurătorile se realizează prin tehnici specifice pentru fiecare zonă a autovehiculului ce poate fi deformată.

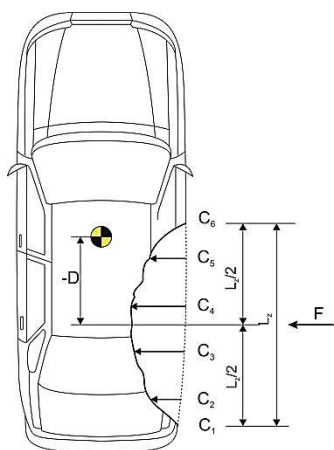
Procedura de măsurare a deformațiilor consideră că profunzimea lor este uniformă în plan vertical. În situația coliziunilor de tip autovehicul - autovehicul, însă, această ipoteză nu este adevărată întotdeauna, având în vedere incompatibilitatea autovehiculelor (diferențele de masă și rigiditate ale caroseriilor), dar acest fapt are o influență nesemnificativă asupra determinării variației vitezei deoarece, în calcule, se utilizează doar energia totală de deformare care caracterizează coliziunea în ansamblu.

Măsurarea profunzimii deformațiilor se realizează după tactica procedurală standard, figura 2.14.

Pentru măsurarea profilului zonei avariate a autovehiculului, atât în plan transversal cât și în plan longitudinal, este utilizat un ansamblu de tije metalice gradate. Fiecare tijă delimitează în prealabil baza de cotare și lățimea suprafeței deformate. Măsurarea va fi etichetată cu " C_n ", unde n este numărul locurilor de măsurare și poate fi egal cu 2, 4, 6, 8, 10, 12, fiind numerotate de la 1 la 2, 1-4, ..., 1-n. Locurile de măsurare sunt egal distanțate pe toată lățimea zonei avariate, iar datele măsurate sunt exprimate în [m]. Măsurătorile C_n sunt numerotate începând cu C_1 dinspre spate spre față pentru avariile laterale, figura 2.14 b, și dinspre stânga spre dreapta pentru avariile situate la partea din spate sau față, pe întreaga lățime a zonei avariate, figura 2.14 a. După măsurarea zonei avariate se vor realiza măsurători, în aceleași puncte, asupra unui autovehicul nedeformat (identic, marcă și model). Mărimile deformațiilor pentru locurile măsurate se determină prin diferența dintre cele două seturi de măsurători.



a



b

Fig. 2.14 Procedura de măsurare a profunzimii deformațiilor

Măsurarea deformațiilor laterale

La ciocnirile laterale pot exista diferențe de profunzime în plan vertical, ale deformațiilor. În general, portiera se deformează mai mult spre interiorul habitacului decât pragul acesteia, existând, însă, situații când pragul prezintă deformații mai profunde decât portiera. După identificarea zonelor avariate trebuie stabilit dacă integritatea elementelor, precum: încuietorile și balamalele portierelor, stâlpii respectiv pragul nu compromit rigiditatea părții laterale, ca urmare a deteriorării efective a acestora, prezentând fisurare sau rupere.

Dacă partea laterală avariata nu este compromisă, atunci măsurătorile sunt efectuate în două planuri orizontale, și anume la nivelul profunzimii maxime a deformației portierei respectiv la nivelul pragului. Zona deformată, de deasupra pragului, pe care se realizează măsurătorile C_n , este comparată cu măsurătorile realizate la nivelul pragului.

Dacă portiera prezintă deformații, în oricare loc de măsurare, mai mari sau egale cu 12 cm față de cele măsurate în același loc dar la nivelul pragului, atunci valoarea reală a deformației se va considera ca fiind media dintre cele două măsurători. Acest principiu de stabilire a amplitudinii deformației trebuie aplicat și în situația pragului nedeformat.

2.10 Concluzii

Pe parcursul acestui capitol sunt prezentate într-o primă fază metodele și algoritmi de studiu ai coliziunilor și modalitatea de dimensionare a amplitudinilor deformației cu exemplificarea tipurilor acestora. Metoda utilizată permite integrarea algoritmilor în medii matematice și pot fi utilizate independent sau chiar integrate în programe de studiu al evenimentelor rutiere. Modalitatea de studiu dezvoltată aduce un aport important modelării coliziunii modelului forță-deformație, masă-elasticitate.

În partea a doua a capitolului sunt prezentați algoritmi pentru determinarea energiei de deformare, durata și complexitatea coliziunii, corecția forței de impact la ciocnirea sub un anumit unghi. Putem concluziona astfel că modelele dezvoltate pentru evaluarea deformațiilor prin segmentarea suprafeței avariate și stabilirea direcției forței rezultante a ciocnirii influențează în mod pozitiv mărimea variabilelor de interes. Modul de stabilire al mărimilor deformațiilor, pentru un anumit tip de ciocnire, reprezintă o abordare originală iar valorile obținute sunt folosite la calculul variației vitezei, a cantității de energie cinetică pierdută la producerea deformațiilor. Se poate spune că modelele analitice au un caracter inovativ iar prin modul în care conlucrează, aduc o contribuție însemnată în stabilirea mărimilor volumelor dislocate prin deformare.

CAPITOLUL 3

ANALIZA COLIZIUNII LATERALE SUB UN ANUMIT UNGHII

3.1 Modelarea - simularea impactului lateral

În lucrare s-a realizat și studiat comportamentul cinematic și dinamic al conducătorului auto în toate fazele evenimentului rutier. Au fost considerate mai multe scenarii de ciocnire, plecând de la ciocnirea frontală, laterală și din spate cu un alt autovehicul, urmată de ciocnirea cu un obstacol cilindric vertical rigid fix (trunchi de copac), urmărindu-se performanțele sistemelor de limitare a mișcării ocupantului.

Astfel s-a modelat cinematic și dinamic comportamentul manechinului bărbat 50% conținut în modelele subrutinelor *LS - Dyna*, pentru impactul lateral.

În cadrul simulărilor s-a considerat un impact lateral între două autoturisme, figura 3.1 a, sau între un autoturism și un trunchi de copac, figura 3.1 b, cu direcția forței rezultante a ciocnirii (*PDOF*) perpendiculară pe suprafața laterală și cu acoperire parțială.

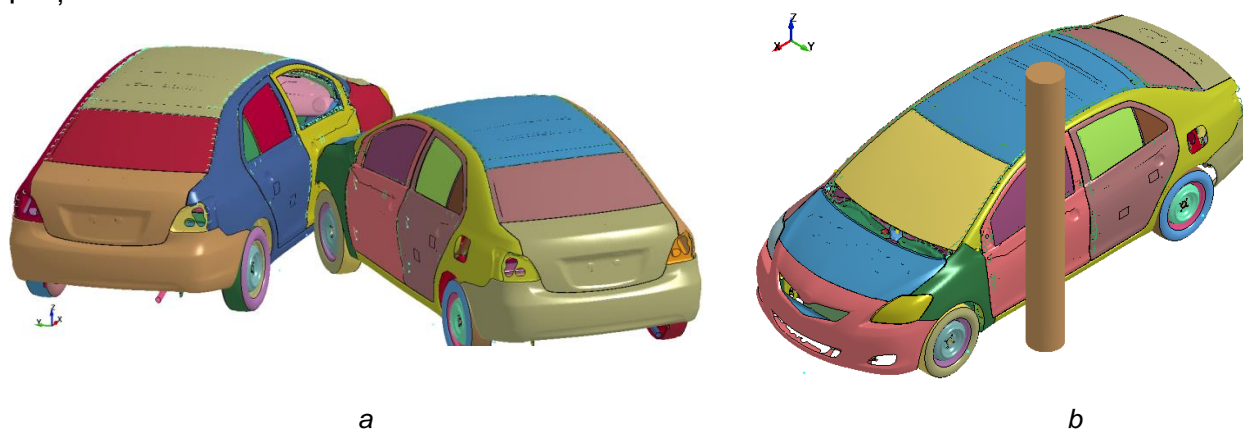


Fig. 3.1 Coliziunea laterală autoturism - autoturism a) și coliziune cu un obstacol cilindric vertical rigid fix b)

Vitezele inițiale de impact ale autovehiculului împingător (impactor) au fost diferite, iar distanța dintre autovehicule sau dintre autovehicul și obstacolul cilindric vertical rigid fix a fost de aproximativ 0.350 m.

Prin intermediul opțiunii de creare a diagramei viteză - timp, se poate urmări variația vitezei înainte și după impactul lateral, figura 3.2, fiind considerate ca reprezentative valorile vitezei în intervalul de timp 0 - 0.1 s.

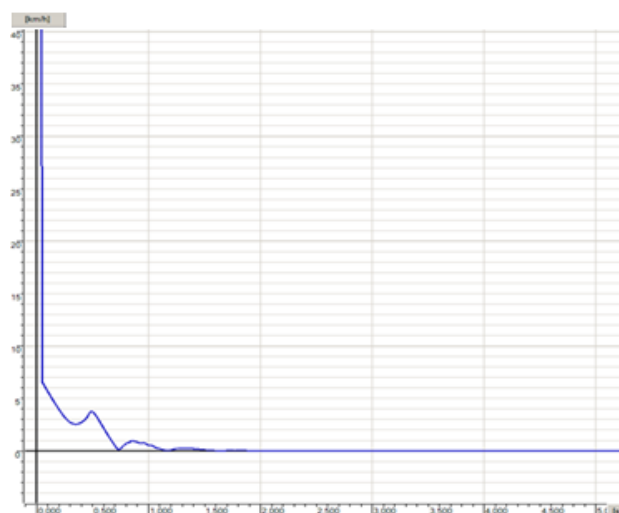


Fig.3.2 Diagrama de variație viteză - timp

Tabelul 3.1 Variația timp/viteză

Timp [ms]	Viteza [mm/ms]
0	0.014
10	1.131
20	2.476
30	3.722
40	4.967
50	5.948
60	6.911
70	8.032
80	9.005
90	10.194
100	11.111

În vederea determinării variațiilor vitezei, în intervalul de timp dorit, au fost utilizate valorile vitezei de pe toată perioada simulării ciocnirii (2 s). După care valorile au fost introduse într-o secvență de calcul a programului *Maple*, realizându-se și transformările unităților de măsură din s în ms respectiv din km/h în mm/ms.

În tabelul 3.1 sunt expuse rezultatele obținute din secvența de calcul din *Maple*, pentru intervalul de timp

0 - 0.1 s.

Pentru a obține diagrama de variație în timp a vitezei, necesară procesului de simulare cu pachetul de programe *LS - Dyna*, am dezvoltat o interfață care permite transferul bazei de date din mediul *Maple* în *LS - Dyna*.

Astfel, s-a considerat un interval de timp $t_f = 100$ [ms], la finele căruia viteza a atins valoarea maximă $v_{max} = 11.11$ [mm/ms], cu pornire din poziția oprit $v = 0$, figura 3.3.

În cadrul studiului dinamic al impactului lateral s-a utilizat un model analitic pentru simularea virtuală a sistemului autovehicul - manechin - dispozitiv de siguranță.

Modelarea - simularea virtuală a acestui sistem dinamic are drept obiectiv comportamentul dinamic al manechinului, dar și al unor

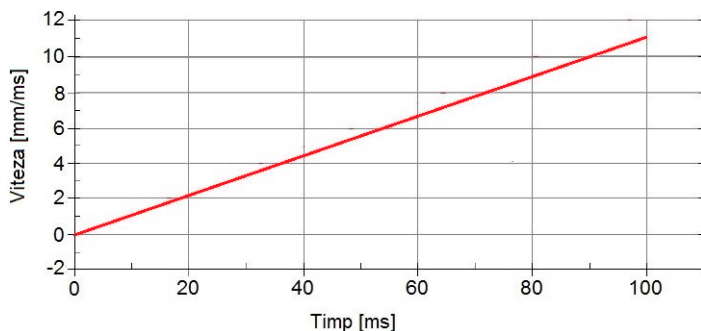


Fig. 3.3 Curba de variație a vitezei pentru mișcarea autovehiculului

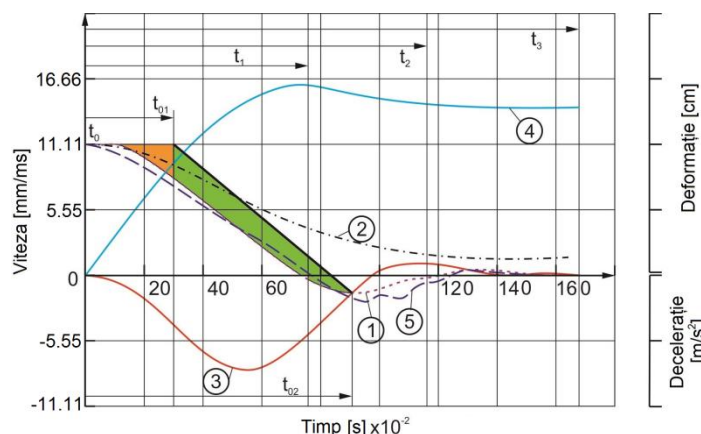


Fig. 3.4 Diagrama de variație viteză - timp

componente ale autovehiculului, pentru ciocnirea laterală.

Astfel, s-au elaborat modelele *CAD*, modelele cinematice și dinamice având ca date de intrare mărimile caracteristice mișcării autoturismului, caracteristicile geometrice, masice, de inerție, încărcările active și proprietățile materialelor.

Cu ajutorul opțiunii disponibile în *LS - DYNA* se realizează diagrama de variație a vitezei în funcție de timp, prin intermediul căreia se urmărește variația vitezei înainte și după impactul lateral, figura 3.4, unde curba 1 reprezintă ciocnirea centrică, curba 2 - ciocnirea necentrică, curba 3 - accelerația, curba 4 - deplasarea și curba 5 - viteza [52, 53, 55, 54, 57].

Pentru analiza comportamentului cinematic și dinamic al manechinului se consideră reprezentative valorile vitezei în intervalul de timp 0 - 150 ms din diagrama de variație a vitezei în funcție de timp. Pe parcursul acestui interval viteza a variat de la

valoarea inițială de $11.11 [mm/ms]$ ce reprezintă și valoarea maximă, până la $v_f = 0 [mm/ms]$ la momentul final $t_f = 150 ms$.

3.2 Modele utilizate pentru simularea virtuală

Sistemul ocupant - scaun - dispozitiv pentru limitarea mișcării

Modelarea - simularea determină solicitările și mișcările efectuate de un ocupant al locului din față, în timpul unei ciocniri laterale, fiind construit un model cinematic și dinamic pentru studiul analitic respectiv un stand pentru încercări experimentale de laborator ce include următoarele elemente: manechin, scaun, planșă bord, volan și coloana volan respectiv pedalier, figura 3.5. Elementele au fost introduse în construcția modelului experimental pentru a poziționa manechinul în concordanță cu modul real de așezare al conducătorului auto.

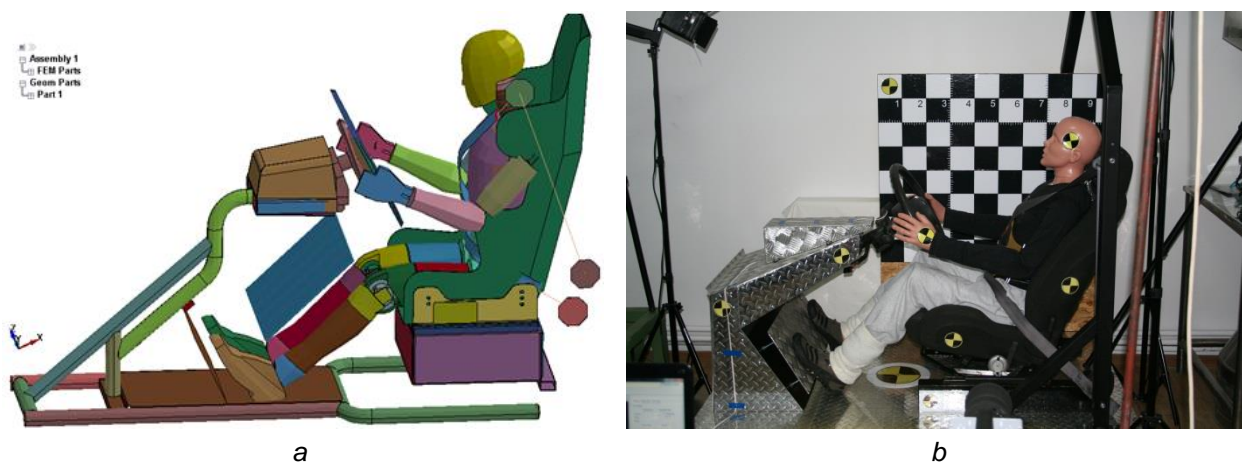


Fig. 3.5 Ansamblul manechin - scaun - volan - planșă bord - pedalier

Aceste elemente permit și studiul interacțiunii lor cu victima, timp în care se pot produce vătămări ale ocupantului.

Ca dispozitiv pentru limitarea mișcării a fost modelată centura de siguranță în trei puncte, figura 3.6.

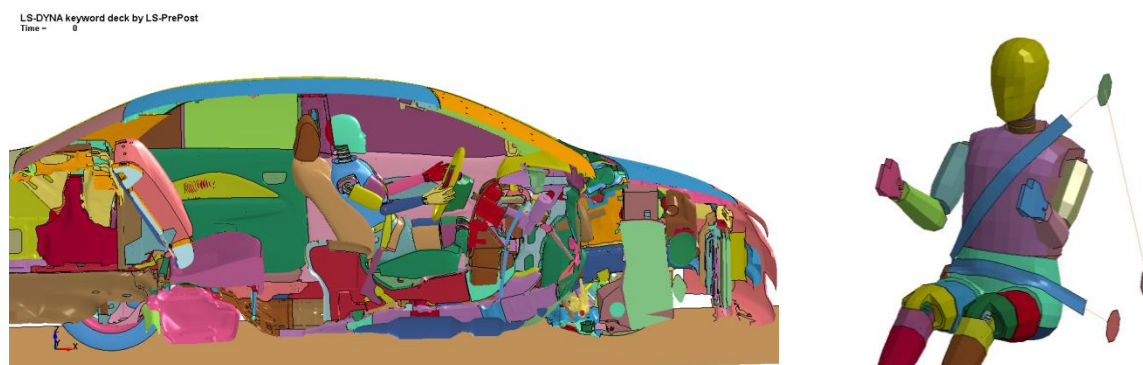


Fig. 3.6 Sistem autovehicul - manechin - centura de siguranță

Elementele de siguranță pasivă introduse în model sunt compatibile cu cele existente pe autovehiculele de serie implicate, centura de siguranță în trei puncte și airbag-urile pentru ocupanții locurilor din față.

3.3 Modelarea cinematică a sistemului osos uman

În scopul obținerii modelului matematic s-a utilizat un lanț cinematic format din n solide rigide legate între ele prin $n-1$ perechi cinematice [114], figura 3.7.

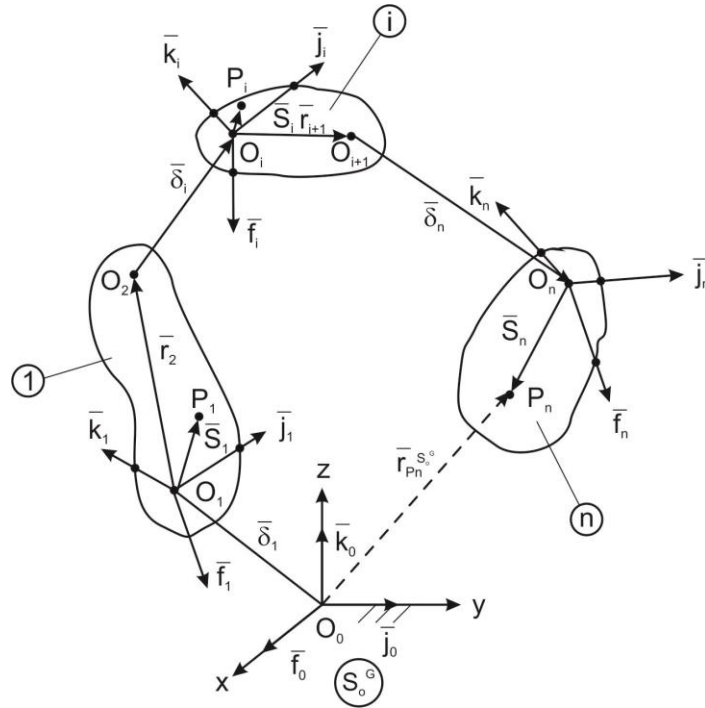


Fig. 3.7 Lanț cinematic realizat din n solide rigide conectate între ele prin $n-1$ cuple cinematice

cu: - $S_0^G(x_0, y_0, z_0)$ - sistemul global de referință cu baza de versori $\bar{O}_0(f_0, j_0, k_0)$;
 - $S_i^R(x_i, y_i, z_i)$ - sistemul de referință atașat elementului i , cu baza de versori $\bar{O}_i(f_i, j_i, k_i)$, $i = \overline{1, n}$;

- $\bar{\delta}_i$ - vectorul de translație relativă între elementele $i-1$ și i , în raport cu S_{i-1}^R , dacă există o cuplă de translație între elementele $i-1$ și i ; ($i = \overline{1, n}$).

- \bar{r}_i - vectorul de poziție în raport de sistemul de referință S_{i-1}^R , față de punctul O_{i-1} , de la care începe translația relativă ($i = \overline{1, n}$);

- \bar{S}_i - vectorul de poziție al lui P_i în raport cu S_i^R , atașat elementului i .

Vectorul de poziție al punctului P_n în raport cu sistemul global de referință este dat de relația (3.1):

$$\bar{r}_{P_n}^{S_0^G} = \bar{O}_0 P_n = \sum_{i=1}^n (\bar{r}_i + \bar{\delta}_i) + \bar{S}_n \quad (3.1)$$

unde:
$$\bar{r}_i = (r_i^x, r_i^y, r_i^z)_{i-1} = (\bar{r}_i)^{S_0^G} \cdot (\bar{O}_{i-1}) \quad (3.2)$$

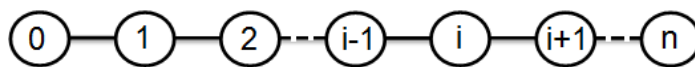
$$\bar{\delta}_i = (\delta_i^x, \delta_i^y, \delta_i^z)_{i-1} = (\bar{\delta}_i)^{S_0^G} \cdot (\bar{O}_{i-1}) \quad (3.3)$$

$$\bar{S}_n = (S_n^x, S_n^y, S_n^z)_{i-1} = (\bar{S}_n)^{S_0^G} \cdot (\bar{O}_n) \quad (3.4)$$

matricea de transformare a coordonatelor trece de la un sistem de referință la altul:

$$(\bar{O}_{i-1}) = (A_{0,i-1}) \cdot (\bar{O}_0) \quad (3.5)$$

$A_{0,i}$ - matrice ortogonală (formată din cosinuşii directori);
ordinea de conectare reprezentată grafic va fi următoarea:



din (3.2) - (3.4) obținem:

$$\bar{r}_i = (\bar{r}_i)^{S_0^G} (\bar{O}_{i-1}) = (\bar{r}_i)^{S_0^G} (A_{0,i-1}) \cdot (\bar{O}_0) \quad (3.6)$$

$$\bar{\delta}_i = (\bar{\delta}_i)^{S_0^G} (\bar{O}_{i-1}) = (\bar{\delta}_i)^{S_0^G} (A_{0,i-1}) \cdot (\bar{O}_0) \quad (3.7)$$

$$\bar{S}_n = (\bar{S}_n)^{S_0^G} (\bar{O}_{i-1}) = (\bar{S}_n)^{S_0^G} (A_{0,n}) \cdot (\bar{O}_0) \quad (3.8)$$

și introduse în (3.1), vom avea:

$$\bar{r}_{P_n}^{S_0^G} = \overline{O_0 P_n} = \left\{ \sum_{i=1}^n \left[(\bar{r}_i)^{S_0^G} + \left[(\bar{\delta}_i)^{S_0^G} (A_{0,i-1}) \right] \right] + (\bar{S}_n)^{S_0^G} (A_{0,n}) \right\} (\bar{O}_0) \quad (3.9)$$

Dacă derivăm relația (3.9) în funcție de timp vom obține viteza. Avînd în vedere că matricea de transformare de coordonate este pătratică, (3.9) va deveni:

$$(A_{0,i}) \cdot (A_{0,i})^{S_0^G} = (I) \quad (3.10)$$

I - matricea unitate.

identic ca la (3.9) vom deriva (3.10) în funcție de timp:

$$(\dot{A}_{0,i}) \cdot (A_{0,i})^{S_0^G} + (A_{0,i}) \cdot (\dot{A}_{0,i})^{S_0^G} = 0 \quad (3.11)$$

$$(\dot{A}_{0,i}) \cdot (A_{0,i})^{S_0^G} = (A_{0,i}) \cdot (\dot{A}_{0,i})^{S_0^G} = -(\dot{A}_{0,i}) \cdot (A_{0,i})^{S_0^G} \quad (3.12)$$

deoarece $(\dot{A}_{0,i}) \cdot (A_{0,i})^{S_0^G}$ este o matrice antisimetrică, atunci rezultă:

$$(\tilde{w}_{0,i}) = (\dot{A}_{0,i}) \cdot (A_{0,i})^{S_0^G} \quad (3.13)$$

înmulțind (3.13) cu $(A_{0,i})$, se va obține:

$$(\tilde{w}_{0,i}) \cdot (A_{0,i}) = (\dot{A}_{0,i})^{S_0^G} \quad (3.14)$$

derivând relația (3.9) în funcție de timp, vom obține:

$$\begin{aligned} \dot{\bar{r}}_{P_n}^{S_0^G} = & \left\{ \sum_{i=1}^n \left[(\bar{r}_i)^{S_0^G} [\tilde{w}_{0,i-1}] [A_{0,i-1}] + (\dot{\bar{\delta}}_i)^{S_0^G} [A_{0,i-1}] + \right. \right. \\ & \left. \left. + (\bar{\delta}_i)^{S_0^G} [\tilde{w}_{0,i-1}] [A_{0,i-1}] + (\bar{S}_n)^{S_0^G} [\tilde{w}_{0,n}] [A_{0,n}] \right] \right\} \cdot (\bar{O}_0) \end{aligned} \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} \dot{\bar{r}}_{P_n}^{S_0^G} = & \left\{ \sum_{i=1}^n \left[(\bar{r}_i)^{S_0^G} (\tilde{w}_{0,i-1}) + (\dot{\bar{\delta}}_i)^{S_0^G} + (\bar{\delta}_i)^{S_0^G} (\tilde{w}_{0,i-1}) (A_{0,i-1}) \right] + \right. \\ & \left. + (\bar{S}_n)^{S_0^G} (\tilde{w}_{0,n}) (A_{0,n}) \right\} \cdot (\bar{O}_0) \end{aligned} \quad (3.16)$$

Avem următoarea matrice antisimetrică:

$$[\tilde{w}_{0,p}] = \begin{bmatrix} 0 & w_{0,p}^z & -w_{0,p}^y \\ -w_{0,p}^z & 0 & w_{0,p}^x \\ w_{0,p}^y & -w_{0,p}^x & 0 \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

unde: $\bar{w}_{0,p} = w_{0,p}^x \bar{f} + w_{0,p}^y \bar{j} + w_{0,p}^z \bar{k}$ (3.18)

fiecărui vector $\bar{\delta}_i$, \bar{r}_i și \bar{S}_i , ($i = \overline{1, n}$), i se alătură o matrice antisimetrică, așa cum este cea din relația (3.17). Termenii utilizați în relația (3.16) pot fi scriși:

$$(\bar{r}_i)^{S_0^G}(\tilde{w}_{0,i-1}) = (w_{0,i-1})^{S_0^G}(\tilde{r}_i) \quad (3.19)$$

$$(\bar{\delta}_i)^{S_0^G}(\tilde{w}_{0,i-1}) = (w_{0,i-1})^{S_0^G}(\tilde{\delta}_i) \quad (3.20)$$

$$(\bar{S}_n)^{S_0^G}(\tilde{w}_{0,n}) = (w_{0,n})^{S_0^G}(\tilde{S}_n) \quad (3.21)$$

$$(w_{0,p}) = (w_{0,p}^x, w_{0,p}^y, w_{0,p}^z)^{S_0^G} \quad (3.22)$$

astfel, (3.16) devine:

$$\begin{aligned} \bar{v}_{P_n}^{S_0^G} &= \left\{ \sum_{i=1}^n \left[(w_{0,i-1})^{S_0^G}(\tilde{r}_i) + (w_{0,i-1})^{S_0^G}(\tilde{\delta}_i) \right] (\mathbb{A}_{0,i-1}) + \sum_{i=1}^n \left[(\mathbb{A}_{0,i-1})^{S_0^G}(\dot{\tilde{\delta}}_i) + \right. \right. \\ & \left. \left. (w_{0,n})^{S_0^G}(\tilde{S}_n)(\mathbb{A}_{0,n}) \right] \right\} \cdot (\bar{O}_0) = \left\{ \sum_{i=1}^n \left[(w_{0,i-1})^{S_0^G}(\tilde{r}_i)(\mathbb{A}_{0,i-1}) \right] + \sum_{i=1}^n \left[(\dot{\tilde{\delta}}_i)^{S_0^G}(\mathbb{A}_{0,i-1}) \right] + \right. \\ & \left. + \sum_{i=1}^n \left[(w_{0,i-1})^{S_0^G}(\tilde{\delta}_i)(\mathbb{A}_{0,i-1}) + (w_{0,n})^{S_0^G}(\tilde{S}_n)(\mathbb{A}_{0,n}) \right] \right\} \cdot (\bar{O}_0) \quad (3.23) \end{aligned}$$

Accelerația se obține derivând relația (3.23) în raport cu timpul:

$$\begin{aligned} \bar{a}_{P_n}^{S_0^G} &= \sum_{i=1}^n (\bar{r}_i)^{S_0^G}(\dot{\tilde{w}}_{0,i-1})(\mathbb{A}_{0,i-1})(\bar{O}_0) + \sum_{i=1}^n (\bar{r}_i)^{S_0^G}(\tilde{w}_{0,i-1})(\dot{\tilde{w}}_{0,i-1})(\mathbb{A}_{0,i-1})(\bar{O}_0) + \\ & \quad + \sum_{i=1}^n (\dot{\tilde{\delta}}_i)^{S_0^G}(\mathbb{A}_{0,i-1})(\bar{O}_0) + 2 \sum_{i=1}^n (\dot{\tilde{\delta}}_i)^{S_0^G}(\tilde{w}_{0,i-1})(\mathbb{A}_{0,i-1})(\bar{O}_0) + \\ & \quad + \left[\sum_{i=1}^n (\bar{\delta}_i)^{S_0^G}(\dot{\tilde{w}}_{0,i-1})(\mathbb{A}_{0,i-1}) + (\tilde{w}_{0,i-1})(\dot{\tilde{w}}_{0,i-1})(\mathbb{A}_{0,i-1}) \right] (\bar{O}_0) + \left[(\bar{S}_n)^{S_0^G}(\dot{\tilde{w}}_{0,n})(\mathbb{A}_{0,n}) + \right. \\ & \quad \left. + (\bar{S}_n)^{S_0^G}(\tilde{w}_{0,n})(\dot{\tilde{w}}_{0,n})(\mathbb{A}_{0,n}) \right] (\bar{O}_0) \quad (3.24) \end{aligned}$$

3.4 Modelul analitic Newton - Euler

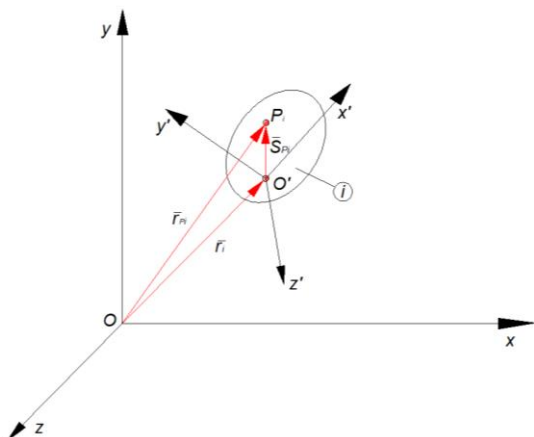


Fig. 3.8 Sisteme de referință

În figura 3.8 avem un element cinematic i și două sisteme: $S_0^G(x_0, y_0, z_0)$ - sistemul global de referință respectiv $S_i^R(x_i, y_i, z_i)$ - sistemul de referință atașat elementului i .

Poziția unui punct P de pe elementul i în sistemul de referință S_0^G , este:

$$\bar{r}_{P_i} = \bar{r}_i + S_{P_i} = \bar{r}_i + \mathbb{A}_{0,i} \cdot S'_{P_i} \quad (3.25)$$

Deplasarea virtuală a punctului P_i este:

$$\delta \bar{r}_{P_i} = \delta \bar{r}_i + \delta(\mathbb{A}_{0,i} \cdot S'_{P_i}) \quad (3.26)$$

$$\delta(\mathbb{A}_{0,i} \cdot S'_{P_i}) = \delta \bar{\mathbb{A}}_{0,i} \cdot S'_{P_i} \quad (3.27)$$

$$\mathbb{A}_{O,i} \cdot \mathbb{A}_{O_i}^{S_0^G} = \mathbb{I} \quad (3.28)$$

Înmulțind cu $\bar{\delta}$ vom avea:

$$\bar{\delta} \mathbb{A}_{O,i} \cdot \mathbb{A}_{O_i}^{S_0^G} + \mathbb{A}_{O,i} \cdot \bar{\delta} \mathbb{A}_{O_i}^{S_0^G} = 0$$

sau:
$$\mathbb{A}_{O,i} \cdot \bar{\delta} \mathbb{A}_{O_i}^{S_0^G} + \bar{\delta} \mathbb{A}_{O,i} \cdot \mathbb{A}_{O_i}^{S_0^G} = 0 \quad (3.29)$$

$$\left(\bar{\delta} \mathbb{A}_{O,i} \cdot \mathbb{A}_{O_i}^{S_0^G} \right)^{S_0^G} = \mathbb{A}_{O,i} \cdot \bar{\delta} \mathbb{A}_{O_i}^{S_0^G} = - \bar{\delta} \mathbb{A}_{O,i} \cdot \mathbb{A}_{O_i}^{S_0^G} \quad (3.30)$$

Remarcăm că produsul $\bar{\delta} \mathbb{A}_{O,i} \cdot \mathbb{A}_{O_i}^{S_0^G} \equiv \bar{\delta} \bar{\varphi}_i \equiv \mathbb{R}$ (3.31) este o matrice antisimetrică, sau matricea rotațiilor virtuale.

relația (3.26) devine:

$$\bar{\delta} \bar{r}_{P_i} = \bar{\delta} \bar{r}_i + \bar{\delta} \mathbb{A}_{O,i} \cdot S'_{P_i} \quad (3.32)$$

Înmulțind (3.31) cu $\mathbb{A}_{O,i}$, obținem:

$$\bar{\delta} \mathbb{A}_{O,i} \cdot \mathbb{A}_{O_i}^{S_0^G} \cdot \mathbb{A}_{O,i} = \mathbb{R} \cdot \mathbb{A}_{O,i}, \text{ adică } \bar{\delta} \mathbb{A}_{O,i} = \mathbb{R} \cdot \mathbb{A}_{O,i} \quad (3.33)$$

dacă introducem (3.32) în (3.33), vom avea:

$$\bar{\delta} \bar{r}_{P_i} = \bar{\delta} \bar{r}_i + \mathbb{R} \cdot \mathbb{A}_{O,i} \cdot S'_{P_i} \quad (3.34)$$

$$S'_{P_i} = \mathbb{A}_{O_i}^{S_0^G} \cdot S_{P_i} \quad (3.35)$$

$$\bar{\delta} \bar{r}_{P_i} = \bar{\delta} \bar{r}_i + \mathbb{R} \cdot S_{P_i} \quad (3.36)$$

$$\mathbb{R} = A_{O,i} \mathbb{R}' \quad (3.37)$$

Trecerea de la $S_0^G (x_0, y_0, z_0)$ la $S_i^R (x_i, y_i, z_i)$ este dată de (3.7).

\bar{a}_1 și \bar{a}_2 sunt doi vectori în sistemul de axe $S_0^G (x_0, y_0, z_0)$ și \bar{a}_{1i} , \bar{a}_{2i} doi vectori în sistemul de axe $S_i^R (x_i, y_i, z_i)$.

$$\bar{a}_1 \bar{a}_2 = \mathbb{A}(\bar{a}_{1i} \bar{a}_{2i}) \quad (3.38)$$

\mathbb{A} - matricea de transformare a coordonatelor la trecerea de la sistemul de axe $S_0^G (x_0, y_0, z_0)$ la sistemul $S_i^R (x_i, y_i, z_i)$;

$$\bar{a}_1 \mathbb{A} = \mathbb{A} \bar{a}_{1i} / \cdot \mathbb{A}^{S_0^G} \quad (3.39)$$

$$\bar{a}_1 = \mathbb{A} \bar{a}_{1i} \mathbb{A}^{S_0^G} \text{ sau } \bar{a}_{1i} = \mathbb{A}^{S_0^G} \bar{a}_1 \mathbb{A} \quad (3.40)$$

\bar{a}_1, \bar{a}_{1i} - matrici antisimetrice asociate vectorilor \bar{a}_1 și \bar{a}_{1i}

\bar{a}_2, \bar{a}_{2i} - matrici antisimetrice asociate vectorilor \bar{a}_2 și \bar{a}_{2i}

Înglobând (3.37) și (3.40) în (3.33), vom avea:

$$\bar{\delta} \mathbb{A}_{O,i} = \mathbb{A}_{O,i} \cdot \mathbb{R}' \quad (3.42)$$

$$\mathbb{R}' = \mathbb{A}_{O_i}^{S_0^G} \cdot \bar{\delta} \mathbb{A}_{O,i} \quad (3.43)$$

$$\bar{\delta} \mathbb{A}_{O,i} = \mathbb{A}_{O,i} \cdot \mathbb{R}' \cdot A_{O_i}^{S_0^G} \cdot A_{O,i}; \quad \mathbb{R} = A_{O,i} \cdot \mathbb{R}' \cdot A_{O_i}^{S_0^G} \quad (3.44)$$

astfel, relația (3.34) devine:

$$\bar{\delta} \bar{r}_{P_i} = \bar{\delta} \bar{r}_i + \mathbb{A}_{O,i} \cdot \mathbb{R}' \cdot S'_{P_i} \quad (3.45)$$

Vectorul S'_{P_i} este fixat de sistemul $S_i^R (x_i, y_i, z_i)$, deci constant.

$$\bar{\delta} S_{P_i} = \bar{\delta} \mathbb{A}_{O,i} \cdot S'_{P_i} = \mathbb{A}_{O,i} \cdot \mathbb{R}' \cdot S'_{P_i} \quad (3.46)$$

Modelul Newton - Euler și multiplicatorii Lagrange

(3.25) se va deriva funcție de timp, astfel:

$$\dot{\vec{r}}_{p_i} = \dot{\vec{r}}_i + \dot{\mathbb{A}}_{0,i} \cdot S'_{P_i} = \dot{\vec{r}}_i + \mathbb{A}_{0,i} \cdot \tilde{\omega}'_{0,i} \cdot S'_{P_i} \quad (3.47)$$

$$\dot{\mathbb{A}}_{0,i} = \tilde{\omega}_{0,i} \cdot \mathbb{A}_{0,i} = \mathbb{A}_{0,i} \cdot \tilde{\omega}'_{0,i} \quad (3.48)$$

$$\tilde{\omega}'_{0,i} = \mathbb{A}_{0,i}^{S_0^G} \cdot \dot{\mathbb{A}}_{0,i} \text{ - viteza unghiulară absolută a elementului } i \quad (3.49)$$

la fel și (3.47):

$$\ddot{\vec{r}}_{p_i} = \ddot{\vec{r}}_i + \ddot{\mathbb{A}}_{0,i} \cdot S'_{P_i} \quad (3.50)$$

$$\ddot{\mathbb{A}}_{0,i} = \ddot{\tilde{\omega}}_{0,i} \cdot \mathbb{A}_{0,i} + \tilde{\omega}_{0,i} \cdot \dot{\tilde{\omega}}_{0,i} \cdot \mathbb{A}_{0,i} \quad (3.51)$$

$$\ddot{\mathbb{A}}_{0,i} = \mathbb{A}_{0,i} \cdot \ddot{\tilde{\omega}}'_{0,i} + \mathbb{A}_{0,i} \cdot \dot{\tilde{\omega}}'_{0,i} \cdot \tilde{\omega}'_{0,i} \quad (3.52)$$

unde $\tilde{\omega}'_{0,i}$ este viteza unghiulară în raport cu sistemul de referință mobil $S_i^R(x_i, y_i, z_i)$.

Vectorul coordonatelor generalizate pentru un element i este:

$$\bar{q}_i = \begin{bmatrix} \bar{r}_i \\ \bar{\varphi}_i \end{bmatrix}, i = \overline{1, n} \quad (3.53)$$

unde: \bar{r}_i este vectorul de poziție al originii sistemului $S_i^R(x_i, y_i, z_i)$ în raport cu S_0^G ;

$\bar{\varphi}_i$ este orientarea sistemului S_i^R în raport cu S_0^G .

Setul de coordonate generalizate pentru un sistem mecanic mobil cu n elemente este:

$$\bar{q} = [\bar{q}_1, \bar{q}_2, \dots, \bar{q}_n]^{S_0^G} \quad (3.54)$$

Ecuatiile de mișcare Newton - Euler, completat cu metoda multiplicatorilor

Lagrange, sunt de forma:
$$\begin{cases} \mathbb{M}\ddot{\vec{r}} + \mathbb{J}_r^{S_0^G} \lambda = \mathbb{F}^a \\ \mathbb{J}' \omega' + \mathbb{J}_{\varphi'}^{S_0^G} \lambda = \mathbb{m}' - \tilde{\omega}' \mathbb{J}' \omega' \end{cases} \quad (3.55)$$

unde: $\mathbb{M} = \text{diag}[\mathbb{m}_1 \mathbb{I}_3, \mathbb{m}_2 \mathbb{I}_3, \dots, \mathbb{m}_n \mathbb{I}_3]$ - matricea maselor;

$\mathbb{F}^a = [\mathbb{F}_1, \mathbb{F}_2, \dots, \mathbb{F}_n]^{S_0^G}$ - matricea forțelor active;

$\mathbb{J}' = \text{diag}[\mathbb{J}'_1, \mathbb{J}'_2, \dots, \mathbb{J}'_n]$ - matricea momentelor de inerție;

$\omega = [\omega'_1, \omega'_2, \dots, \omega'_n]^{S_0^G}$ - matricea vitezelor unghiulare în sistemul de axe

$S_i^R(x_i, y_i, z_i)$;

$\mathbb{m}' = [m'_1, m'_2, \dots, m'_n]^{S_0^G}$ - matricea momentelor active în sistemul de axe

$S_i^R(x_i, y_i, z_i)$;

$\tilde{\omega}' = \text{diag}[\tilde{\omega}'_1, \tilde{\omega}'_2, \dots, \tilde{\omega}'_n]$ - matricea antisimetrică a vitezelor unghiulare în

sistemul de axe $S_i^R(x_i, y_i, z_i)$.

$$\text{Sistemul de ecuații de constrângere cinematică este } \phi(\bar{q}, t) = 0 \quad (3.57)$$

(3.57) se derivează în raport cu timpul:

$$\begin{aligned} \dot{\phi}(\bar{q}, t) &= \mathbb{J}_q \cdot \dot{\bar{q}} + \frac{d\phi}{dt} = 0 \\ \mathbb{J}_q \cdot \dot{\bar{q}} &= -\frac{d\phi}{dt} = \bar{v} \end{aligned} \quad (3.58)$$

Corespunzător coordonatelor generalizate din relațiile (3.53), Jacobianul are două componente \mathbb{J}_r și $\mathbb{J}_{\varphi'}$:

$$\mathbb{J}_r \cdot \dot{\vec{r}} + \mathbb{J}_{\varphi'} \cdot \omega' = -\frac{d\phi}{dt} = \bar{v} \quad (3.59)$$

La fel și relația vitezei se va deriva în raport cu timpul:

$$\ddot{\phi}(\bar{q}, t) = \mathbb{J}_q \cdot \ddot{\bar{q}} + \mathbb{J}[\mathbb{J}_q \cdot \dot{\bar{q}}] \dot{\bar{q}} + 2 \frac{d^2\phi_i}{dt \partial q_j} + \frac{d^2\phi_i}{dt^2} \quad (3.60)$$

$i = \overline{1, n_c}$, n_c - numărul ecuațiilor de constrângere cinematică;

$j = \overline{1, n}$, n - numărul coordonatelor generalizate.

Pentru accelerație avem:

$$\mathbb{J}_q \cdot \ddot{\bar{q}} = \mathbb{J}[\mathbb{J}_q \cdot \dot{\bar{q}}] - 2 \frac{d^2 \phi_i}{dt d\bar{q}_j} - \frac{d^2 \phi_i}{dt^2} \equiv \bar{a} \quad (3.61)$$

Se introduce notația:

$$\mathbb{J}_r \cdot \ddot{\bar{r}} + \mathbb{J}_{\varphi'} \cdot \dot{\omega}' = \bar{a} \quad (3.62)$$

Ecuațiile de mișcare asamblate sunt de forma:

$$\begin{bmatrix} \mathbb{M} & 0 & \mathbb{J}_r^{S_0^G} \\ 0 & \mathbb{J}' & \mathbb{J}_{\varphi'}^{S_0^G} \\ \mathbb{J}_r & \mathbb{J}_{\varphi'} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\bar{r}} \\ \dot{\omega}' \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbb{F}^a \\ \mathbb{m}' - \omega' \mathbb{J}' \omega' \\ \bar{a} \end{bmatrix} \quad (3.63)$$

Ecuațiile de mișcare pentru coordonatele generalizate \bar{q} :

$$\begin{bmatrix} \mathbb{M} & \mathbb{J}_q^{S_0^G} \\ \mathbb{J}_q & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\bar{q}} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q \\ \bar{a} \end{bmatrix} \quad (3.64)$$

Forța generalizată este:

$$F_G = [\mathbb{F}^a, \mathbb{m}']^{S_0^G} \quad (3.65)$$

Din (3.64) putem scrie:

$$\mathbb{M} \cdot \ddot{\bar{q}} + \mathbb{J}_q^{S_0^G} \lambda = F_G \quad (3.66)$$

Pentru rezolvarea lui (3.64), revenim la ecuația de constrângere cinematică:

$$\phi(\bar{q}, t) = 0 \quad (3.67)$$

cu viteza:

$$\mathbb{J}_q \cdot \dot{\bar{q}} = \bar{v} = \frac{d\phi}{dt} \quad (3.68)$$

condiția inițială la momentul $t = 0$ este:

$$\phi_1[\bar{q}(t_0), t_0] = 0 \quad (3.69)$$

la care numărul de ecuații este egal cu numărul gradelor de libertate; (3.67) și (3.69) permit determinarea poziției inițiale $\bar{q}(t_0)$.

$$C_1 \cdot \dot{\bar{q}}(t_0) = \bar{v}_1 \quad (3.70)$$

la care numărul de ecuații este egal cu numărul gradelor de libertate ale sistemului; (3.68) și (3.70) permit determinarea vitezei inițiale $\dot{\bar{q}}(t_0)$.

Matricile din sistemul de ecuații (3.66) sunt nesingulare, așa că pot fi inversate.

Putem afla:

$$\ddot{\bar{q}} = f(\bar{q}, \dot{\bar{q}}, t) \quad (3.71)$$

$$\lambda = f(\bar{q}, \dot{\bar{q}}, t) \quad (3.72)$$

Pot exista două variante de analiză, astfel: analiza dinamică directă (când cunoaștem caracteristicile inerțiale și geometrice ale sistemului, respectiv forțele care acționează în sistem și se determină accelerațiile, vitezele și pozițiile unor puncte de interes din sistem), figura 3.9, iar a doua analiza dinamică inversă (care presupune determinarea accelerațiilor unor puncte de pe mecanism și determinarea forțelor de legătură din cuplurile cinematice ale mecanismului), figura 3.10.

Se consideră următoarele sisteme de referință:

S'_i, S'_j - sisteme de referință solidare cu elementele i , respectiv j ;

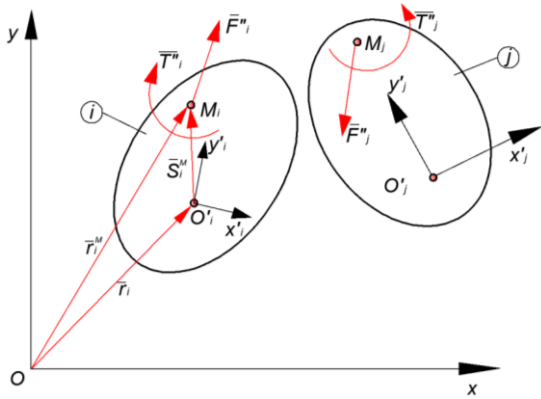


Fig. 3.9. Cupla cinematică generală

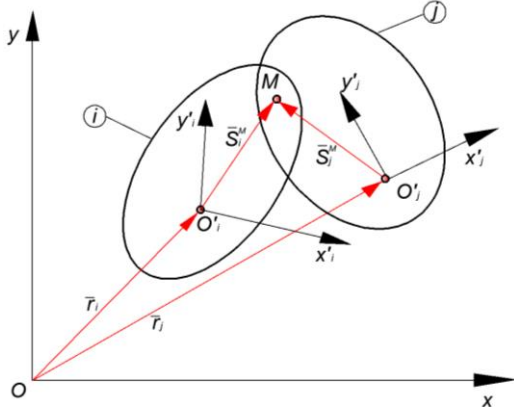


Fig. 3.10 Cupla cinematică de rotație

S_i'', S_j'' - sisteme de referință solidare cu elementele i , respectiv j centrate în cupla cinematică k .

Componentele forțelor de legătură, calculate în regim dinamic în raport cu sistemul S_i'' .

$$\begin{cases} F_i''^k = -[\mathbb{R}_{i',i''}]^{S_0^G} \cdot \mathbb{A}_{0,i}^{S_0^G} \cdot \mathbb{J}_{r_i}^{kS_0^G} \cdot \lambda^k \\ S_i''^k = ([S_i'^P]^{S_0^G} \cdot \mathbb{M}_{0,i}^{S_0^G} \cdot \mathbb{J}_{r_i}^{kS_0^G} - \mathbb{J}_{\varphi_i}^{kS_0^G}) \cdot \lambda^k \end{cases} \quad (3.73)$$

Forțele de legătură pentru cupla cinematică de rotație în P sunt suprapuse două puncte M_i și M_j : $M \equiv M_i \equiv M_j$. Notăm: $\bar{\delta}_{i,j} = \bar{r}_i + S_i^P - \bar{r}_j - S_j^P = 0$ ca distanța dintre punctele M_i și M_j , după care introducem matricile de transformare a coordonatelor la trecerea de la S_i' la S_0^G , respectiv de la S_j' la S_0^G .

$$\bar{\delta}_{i,j} = \bar{r}_i + \mathbb{A}_{0,i} S_i'^P - \bar{r}_j - \mathbb{A}_{0,j} S_j'^P = 0 \quad (3.74)$$

$$\begin{bmatrix} x_i \\ y_i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \bar{\varphi}_i & -\sin \bar{\varphi}_i \\ \sin \bar{\varphi}_i & \cos \bar{\varphi}_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_i'^P \\ y_i'^P \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} x_j \\ y_j \end{bmatrix} -$$

$$\begin{bmatrix} \cos \bar{\varphi}_j & -\sin \bar{\varphi}_j \\ \sin \bar{\varphi}_j & \cos \bar{\varphi}_j \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_j'^P \\ y_j'^P \end{bmatrix} \quad (3.75)$$

$$\begin{cases} x_i + \cos \bar{\varphi}_i \cdot x_i'^P - \sin \bar{\varphi}_i \cdot y_i'^P - x_j - \cos \bar{\varphi}_j \cdot x_j'^P + \sin \bar{\varphi}_j \cdot y_j'^P = 0 \\ y_i + \sin \bar{\varphi}_i \cdot x_i'^P + \cos \bar{\varphi}_i \cdot y_i'^P - y_j - \sin \bar{\varphi}_j \cdot x_j'^P - \cos \bar{\varphi}_j \cdot y_j'^P = 0 \end{cases} \quad (3.76)$$

$\Phi_q^{r(i,j)} = 0$ - condițiile de existență cinematică a cuplei de rotație.

Diferențiem relațiile (3.76) în raport cu coordonatele generalizate q :

$q_i = [x_i \ y_i \ \varphi_i]^{S_0^G}$ și $q_j = [x_j \ y_j \ \varphi_j]^{S_0^G}$:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin \varphi_i \cdot x_i'^P & -\cos \varphi_i \cdot y_i'^P & -1 & 0 & \sin \varphi_j \cdot x_j'^P & \cos \varphi_j \cdot y_j'^P \\ 0 & 1 & \cos \varphi_i \cdot x_i'^P & -\sin \varphi_i \cdot y_i'^P & 0 & -1 & -\cos \varphi_j \cdot x_j'^P & \sin \varphi_j \cdot y_j'^P \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta x_i \\ \delta y_i \\ \delta \varphi_i \\ \delta x_j \\ \delta y_j \\ \delta \varphi_j \end{bmatrix} = 0 \quad (3.77)$$

Jacobianul corespunzător ecuațiilor de constrângere cinematică, valabil pentru cupla de rotație, este:

$$J_q^{r(i,j)} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin \varphi_i \cdot x_i'^P & -\cos \varphi_i \cdot y_i'^P & -1 & 0 & \sin \varphi_j \cdot x_j'^P & \cos \varphi_j \cdot y_j'^P \\ 0 & 1 & \cos \varphi_i \cdot x_i'^P & -\sin \varphi_i \cdot y_i'^P & 0 & -1 & -\cos \varphi_j \cdot x_j'^P & \sin \varphi_j \cdot y_j'^P \end{bmatrix} \quad (3.78)$$

Jacobianul corespunzător elementului i este:

$$\mathbb{J}_{q_i}^{r(i,j)} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin \varphi_i & -\cos \varphi_i \\ 0 & 1 & \cos \varphi_i & -\sin \varphi_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_i'^P \\ y_i'^P \end{bmatrix} \quad (3.79)$$

$$\frac{d}{d\varphi_i} \mathbb{A}_{0,i} \xrightarrow{\text{not}} \mathbb{M}_{0,i} = \begin{bmatrix} -\sin \varphi_i & -\cos \varphi_i \\ \cos \varphi_i & -\sin \varphi_i \end{bmatrix}$$

$$\mathbb{J}_{q_i}^{r(i,j)} = [\mathbb{I}] \quad [\mathbb{M}_{0,i}] \quad [S_i'^P] \quad (3.80)$$

$$\mathbb{J}_{q_j}^{r(i,j)} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & \sin \varphi_j & \cos \varphi_j \\ 0 & -1 & -\cos \varphi_j & \sin \varphi_j \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_j'^P \\ y_j'^P \end{bmatrix} \quad (3.81)$$

$$\mathbb{J}_{q_j}^{r(i,j)} = [-\mathbb{I}] \quad -[\mathbb{M}_{0,j}] \quad [S_j'^P] \quad (3.82)$$

înglobînd (3.80) și (3.82) în (3.73) vom obține torsorul în raport cu sistemul de axe centrat în cuplă:

$$\begin{cases} \mathbb{F}_i''^k = -[\mathbb{R}_{i',i''}]^{S_0^G} \cdot \mathbb{A}_{0,i}^{S_0^G} \cdot \lambda^{r(i,j)} \\ S_i''^k = ([S_i'^P]^{S_0^G} \cdot \mathbb{M}_{0,i}^{S_0^G} \cdot \mathbb{J}_{r_i}^k - \mathbb{J}_{\varphi_i}^k S_0^G) \cdot \lambda^{r(i,j)} \end{cases} \quad (3.83)$$

3.5 Analiza comportamentului dinamic al ocupantului

Poziții

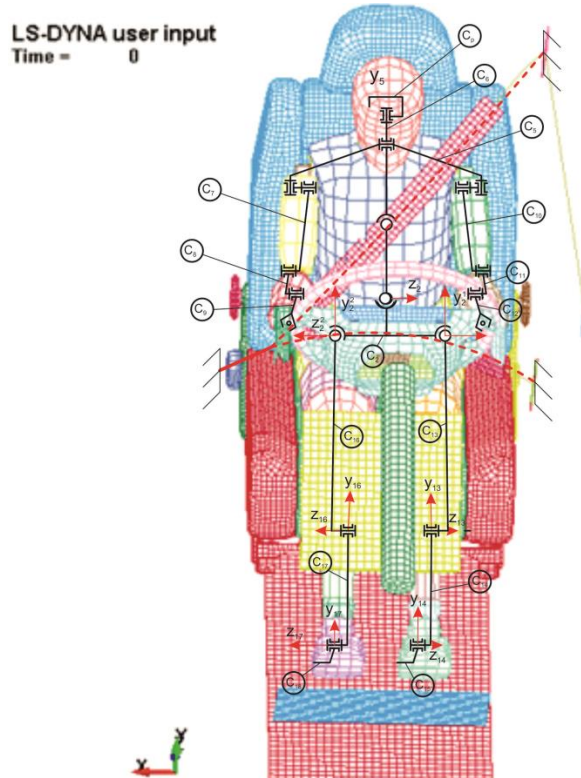


Fig. 3.11 Schema cinematică a manechinului cu sistemele de siguranță

Poziția punctului P_S de pe mâna stînga a manechinului în sistemul de referință S_5^G este:

$$\bar{r}_{M_S}^{S_5^G} = \bar{r}_{10}^1 + \bar{r}_{10}^2 + \bar{r}_{11} + \bar{r}_{12} + \bar{S}_{12} \quad (3.84)$$

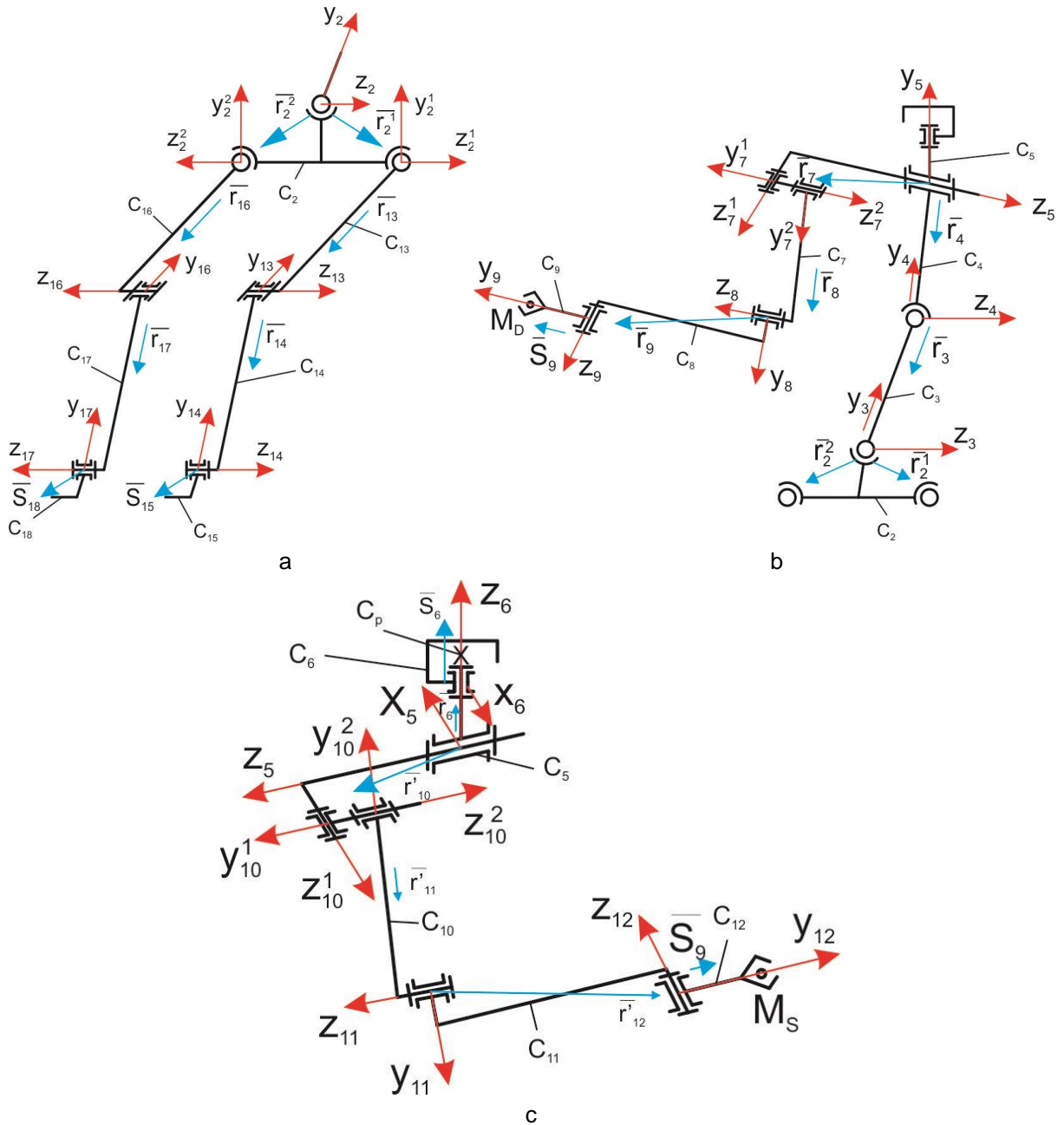


Fig. 3.12 Modelul cinematic al manechinului

$$\bar{r}_{10}^1 = \{r_{10}^{1x} \quad r_{10}^{1y} \quad r_{10}^{1z}\}_{S_0^G} = \{r_{10}^1\}_{S_0^G} \{\bar{O}_5\} \quad (3.85)$$

$$\bar{r}_{10}^2 = \{r_{10}^{2x} \quad r_{10}^{2y} \quad r_{10}^{2z}\}_{S_0^G} = \{r_{10}^2\}_{S_0^G} \{\bar{O}_{10}^1\} \quad (3.86)$$

$$\bar{r}_{11} = \{r_{11}^x \quad r_{11}^y \quad r_{11}^z\}_{S_0^G} = \{r_{11}\}_{S_0^G} \{\bar{O}_{10}^2\} \quad (3.87)$$

$$\bar{r}_{12} = \{r_{12}^x \quad r_{12}^y \quad r_{12}^z\}_{S_0^G} = \{r_{12}\}_{S_0^G} \{\bar{O}_{11}\} \quad (3.88)$$

$$\bar{S}_{12} = \{S_{12}^x \quad S_{12}^y \quad S_{12}^z\}_{S_0^G} = \{S_{12}\}_{S_0^G} \{\bar{O}_{12}\} \quad (3.89)$$

Matricile de transformare a coordonatelor:

$$\{\bar{O}_{10}^1\} = [A_{5,10^1}] \{\bar{O}_5\} \quad (3.90)$$

$$\{\bar{O}_{10}^2\} = [A_{10^1,10^2}] \{\bar{O}_{10}^1\} \quad (3.91)$$

$$\{\bar{O}_{11}\} = [A_{10^2,11}] \{\bar{O}_{10}^2\} \quad (3.92)$$

$$\{\bar{O}_{12}\} = [A_{11,12}]\{\bar{O}_{11}\} \quad (3.93)$$

$$[A_{5,10^1}] = [C_{5,10^1}] \cdot [R_{5,10^1}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos 90^\circ & -\sin 90^\circ \\ 0 & \sin 90^\circ & \cos 90^\circ \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \varphi_{10}^1 & -\sin \varphi_{10}^1 & 0 \\ \sin \varphi_{10}^1 & \cos \varphi_{10}^1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.94)$$

$$[A_{10^1,10^2}] = [C_{10^1,10^2}] \cdot [R_{10^1,10^2}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(-90^\circ) & -\sin(-90^\circ) \\ 0 & \sin(-90^\circ) & \cos(-90^\circ) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \varphi_{10}^2 & -\sin \varphi_{10}^2 & 0 \\ \sin \varphi_{10}^2 & \cos \varphi_{10}^2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.95)$$

$$[A_{10^2,11}] = \begin{bmatrix} \cos \varphi_{11} & -\sin \varphi_{11} & 0 \\ \sin \varphi_{11} & \cos \varphi_{11} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.96)$$

$$[A_{11,12}] = [C_{11,12}] \cdot [R_{11,12}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(-90^\circ) & -\sin(-90^\circ) \\ 0 & \sin(-90^\circ) & \cos(-90^\circ) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \varphi_{12} & -\sin \varphi_{12} & 0 \\ \sin \varphi_{12} & \cos \varphi_{12} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.97)$$

$$\begin{aligned} \bar{r}_{M_S}^{S_5^G} &= \{r_{10}^1\}^{S_5^G} \{\bar{O}_5\} + \{r_{10}^2\}^{S_5^G} [A_{5,10^1}]\{\bar{O}_5\} + \{r_{11}\}^{S_5^G} [A_{5,10^2}]\{\bar{O}_5\} + \{r_{12}\}^{S_5^G} [A_{5,11}]\{\bar{O}_5\} + \\ &+ \{S_{12}\}^{S_5^G} [A_{5,12}]\{\bar{O}_5\} \end{aligned} \quad (3.98)$$

$$[A_{5,10^2}] = [A_{10^1,10^2}][A_{5,10^1}] \quad (3.99)$$

$$[A_{5,11}] = [A_{10^2,11}][A_{5,10^2}] \quad (3.100)$$

$$[A_{5,12}] = [A_{11,12}][A_{5,11}] \quad (3.101)$$

Poziția punctului P_D în raport cu sistemul de referință S_5^G solidar cu toracele:

$$\bar{r}_{P_D}^{S_5^G} = \bar{r}_7^1 + \bar{r}_7^2 + \bar{r}_8 + \bar{r}_9 \quad (3.102)$$

$$\bar{r}_7^1 = \{r_7^1\}^{S_5^G} \{\bar{O}_5\} \quad (3.103)$$

$$\bar{r}_7^2 = \{r_7^2\}^{S_5^G} \{\bar{O}_7^1\} \quad (3.104)$$

$$\bar{r}_8 = \{r_8\}^{S_5^G} \{\bar{O}_7^2\} \quad (3.105)$$

$$\bar{r}_9 = \{r_9\}^{S_5^G} \{\bar{O}_8\} \quad (3.106)$$

Matricile de transformare a coordonatelor:

$$\{\bar{O}_7^1\} = [A_{5,7^1}]\{\bar{O}_5\} \quad (3.107)$$

$$\{\bar{O}_7^2\} = [A_{7^1,7^2}]\{\bar{O}_7^1\} \quad (3.108)$$

$$\{\bar{O}_8\} = [A_{7^2,8}]\{\bar{O}_7^2\} \quad (3.109)$$

$$\bar{r}_{P_D}^{S_5^G} = \{r_7^1\}^{S_5^G} \{\bar{O}_5\} + \{r_7^2\}^{S_5^G} \{\bar{O}_7^1\} + \{r_8\}^{S_5^G} \{\bar{O}_7^2\} + \{r_9\}^{S_5^G} \{\bar{O}_8\} \quad (3.110)$$

$$\begin{aligned} \bar{r}_{M_D}^{S_5^G} &= \{r_7^1\}^{S_5^G} \{\bar{O}_5\} + \{r_7^2\}^{S_5^G} [A_{5,7^1}]\{\bar{O}_5\} + \{r_8\}^{S_5^G} [A_{7^1,7^2}] \cdot \\ &\cdot [A_{5,7^1}]\{\bar{O}_5\} + \{r_9\}^{S_5^G} [A_{7^2,8}][A_{7^1,7^2}][A_{5,7^1}]\{\bar{O}_5\} \end{aligned} \quad (3.111)$$

$$[A_{5,7^2}] = [A_{7^1,7^2}][A_{5,7^1}] \quad (3.112)$$

$$[A_{5,8}] = [A_{7^2,8}][A_{5,7^2}] \quad (3.113)$$

$$\bar{r}_{P_D}^{S_5^G} = \{r_7^1\}^{S_5^G} \{\bar{O}_5\} + \{r_7^2\}^{S_5^G} [A_{5,7^1}]\{\bar{O}_5\} + \{r_8\}^{S_5^G} [A_{5,7^2}]\{\bar{O}_5\} + \{r_9\}^{S_5^G} [A_{5,8}]\{\bar{O}_5\} \quad (3.114)$$

$$[A_{5,7^1}] = [C_{5,7^1}] \cdot [R_{5,7^1}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos 90^\circ & -\sin 90^\circ \\ 0 & \sin 90^\circ & \cos 90^\circ \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \varphi_7^1 & -\sin \varphi_7^1 & 0 \\ \sin \varphi_7^1 & \cos \varphi_7^1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.115)$$

$$[A_{7^1,7^2}] = [C_{7^1,7^2}] \cdot [R_{7^1,7^2}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos 90^\circ & -\sin 90^\circ \\ 0 & \sin 90^\circ & \cos 90^\circ \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \varphi_7^2 & -\sin \varphi_7^2 & 0 \\ \sin \varphi_7^2 & \cos \varphi_7^2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.116)$$

$$[A_{7^2,8}] = \begin{bmatrix} \cos \varphi_8 & -\sin \varphi_8 & 0 \\ \sin \varphi_8 & \cos \varphi_8 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.117)$$

$$\begin{aligned} \bar{r}_{P_D}^{S_5^G} &= \{r_7^1\}^{S_0^G} \{\bar{O}_5\} + \{r_7^2\}^{S_0^G} [A_{5,7^1}] \{\bar{O}_5\} + \{r_8\}^{S_0^G} [A_{5,7^2}] \{\bar{O}_5\} + \\ &+ \{r_9\}^{S_0^G} [A_{5,8}] \{\bar{O}_5\} + \{S_9\}^{S_0^G} [A_{5,9}] \{\bar{O}_5\} \end{aligned} \quad (3.118)$$

$$[A_{5,7^2}] = [A_{7^1,7^2}] [A_{5,7^1}] \quad (3.119)$$

$$[A_{5,8}] = [A_{7^2,8}] [A_{5,7^2}] \quad (3.120)$$

$$[A_{5,9}] = [A_{8,9}] [A_{5,8}] \quad (3.121)$$

$$\begin{aligned} \bar{r}_{P_S}^{S_5^G} &= \{r_4\}^{S_0^G} \{\bar{O}_5\} + \{r_3\}^{S_0^G} [A_{5,4}] \{\bar{O}_5\} + \{r_2^1\}^{S_0^G} [A_{5,3}] \{\bar{O}_5\} + \{r_{13}\}^{S_0^G} [A_{5,12}] \{\bar{O}_5\} + \\ &+ \{r_{14}\}^{S_0^G} [A_{5,13}] \cdot \{\bar{O}_5\} + \{S_{14}\}^{S_0^G} [A_{5,14}] \{\bar{O}_5\} \end{aligned} \quad (3.122)$$

$$[A_{5,3}] = [A_{4,3}] [A_{5,4}] \quad (3.123)$$

$$[A_{5,2^1}] = [A_{3,2^1}] [A_{5,3}] \quad (3.124)$$

$$[A_{5,13}] = [A_{2^1,13}] [A_{5,2^1}] \quad (3.125)$$

$$[A_{5,14}] = [A_{13,14}] [A_{5,13}] \quad (3.126)$$

$$\begin{aligned} \bar{r}_{P_D}^{S_5^G} &= \{r_4\}^{S_0^G} \{\bar{O}_5\} + \{r_3\}^{S_0^G} [A_{5,4}] \{\bar{O}_5\} + \{r_2^2\}^{S_0^G} [A_{5,3}] \{\bar{O}_5\} + \{r_{16}\}^{S_0^G} [A_{5,2^2}] \{\bar{O}_5\} + \\ &+ \{r_{17}\}^{S_0^G} [A_{5,16}] \cdot \{\bar{O}_5\} + \{S_{17}\}^{S_0^G} [A_{5,17}] \{\bar{O}_5\} \end{aligned} \quad (3.127)$$

$$[A_{5,3}] = [A_{4,3}] [A_{5,4}] \quad (3.128)$$

$$[A_{5,2^2}] = [A_{3,2^2}] [A_{5,3}] \quad (3.129)$$

$$[A_{5,16}] = [A_{2^2,16}] [A_{5,2^2}] \quad (3.130)$$

$$[A_{5,17}] = [A_{16,17}] [A_{5,16}] \quad (3.131)$$

Poziția punctului C_P în sistemul de referință S_5^G este:

$$\bar{r}_{C_P}^{S_5^G} = \bar{r}_6 + \bar{S}_6 \quad (3.132)$$

$$\bar{r}_6 = \{r_6\}^{S_0^G} \{\bar{O}_5\} \quad (3.133)$$

$$\bar{S}_6 = \{S_6\}^{S_0^G} [A_{5,6}] \{\bar{O}_5\} \quad (3.134)$$

$$\bar{r}_{C_P}^{S_5^G} = \{r_6\}^{S_0^G} \{\bar{O}_5\} + \{S_6\}^{S_0^G} [A_{5,6}] \{\bar{O}_5\} \quad (3.135)$$

Poziția originii O_5 a sistemului de referință S_5^G în raport cu sistemul de axe global S_0^G este:

$$\bar{r}_{O_5}^{S_0^G} = \bar{r}_{C_V} + \bar{r}_{C_V, O_5} \quad (3.136)$$

$$\bar{r}_{O_5}^{S_0^G} = \{\bar{r}_{C_V}\}^{S_0^G} \{\bar{O}_0\} + \{\bar{r}_{C_V, O_5}\}^{S_0^G} \{\bar{O}_{C_V}\} \quad (3.137)$$

$$\{\bar{O}_{C_V}\} = [A_{O,C_V}]\{\bar{O}_0\} \quad (3.138)$$

$$\bar{r}_{O_5}^{S_0^G} = \{r_{C_V}\}^{S_0^G}\{\bar{O}_0\} + \{\bar{r}_{C_V,O_5}\}^{S_0^G}[A_{O,C_V}]\{\bar{O}_0\} \quad (3.139)$$

Poziția punctului C_P de pe cap în raport cu S_0^G este:

$$\begin{aligned} \bar{r}_{C_P}^{S_0^G} &= \bar{r}_{O_5}^{S_0^G} + \bar{r}_{C_P}^{S_5^G} = \{r_{C_V}\}^{S_0^G}\{\bar{O}_0\} + \{r_{C_V,O_5}\}^{S_0^G}[A_{O,C_V}]\{\bar{O}_0\} + \\ &+ \{r_6\}^{S_0^G}\{\bar{O}_5\} + \{r_6\}^{S_0^G}[A_{5,6}]\{\bar{O}_5\} \end{aligned} \quad (3.140)$$

$$\{\bar{W}_5\} = [A_{C_V,5}]\{\bar{O}_{C_V}\} = [A_{C_V,5}][A_{O,C_V}]\{\bar{O}_0\} \quad (3.141)$$

$$\begin{aligned} \bar{r}_{C_P}^{S_0^G} &= \{r_{C_V}\}^{S_0^G}\{\bar{O}_0\} + \{r_{C_V,O_5}\}^{S_0^G}[A_{O,C_V}]\{\bar{O}_0\} + \{r_6\}^{S_0^G}[A_{C_V,5}][A_{O,C_V}]\{\bar{O}_0\} + \{S_6\}^{S_0^G} \cdot \\ &\cdot [A_{5,6}][A_{C_V,5}] \cdot [A_{O,C_V}]\{\bar{O}_0\} \end{aligned} \quad (3.142)$$

Poziția punctului P_S în raport cu S_0^G este:

$$\bar{r}_{P_S}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_5}^{S_0^G} + \bar{r}_{P_S}^{S_5^G} \quad (3.143)$$

Dacă sistemul de referință global are aceeași orientare ca sistemul de referință al autovehiculului, avem:

$$[A_{O,C_V}] = \begin{bmatrix} \delta_x & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.144)$$

Poziția punctului P_D în raport cu S_0^G este:

$$\bar{r}_{P_D}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_5}^{S_0^G} + \bar{r}_{P_D}^{S_5^G} \quad (3.145)$$

Poziția punctului P_S în raport cu S_0^G este:

$$\bar{r}_{P_S}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_5}^{S_0^G} + \bar{r}_{P_S}^{S_5^G} \quad (3.146)$$

Pozițiile centrelor de masă în raport cu sistemele de referință locale:

- Elementul 5:

$$\bar{r}_{C_5}^{S_5^G} = [0 \quad -L_5/2 \quad 0]^{S_5^G} \quad (3.147)$$

- Elementul 3:

$$\bar{r}_{C_3}^{S_3^G} = [0 \quad L_3/2 \quad 0]^{S_3^G} \quad (3.148)$$

- Elementul 2¹:

$$\bar{r}_{C_{2^1}}^{S_2^G} = \left[0 \quad \frac{-L_{2^1}}{2} \sin \alpha \quad \frac{L_{2^1}}{2} \cos \alpha\right]^{S_2^G} \quad (3.149)$$

- Elementul 2²:

$$\bar{r}_{C_{2^2}}^{S_2^G} = \left[0 \quad \frac{-L_{2^2}}{2} \sin \alpha \quad \frac{L_{2^2}}{2} \cos \alpha\right]^{S_2^G} \quad (3.150)$$

- Elementul 13 - femur stâng:

$$\bar{r}_{C_{13}}^{S_{2^1}^G} = [0 \quad -L_{13}/2 \quad 0]^{S_{2^1}^G} \quad (3.151)$$

- Elementul 14 - tibia stângă:

$$\bar{r}_{C_{14}}^{S_{13}^G} = [0 \quad -L_{14}/2 \quad 0]^{S_{13}^G} \quad (3.152)$$

- Elementul 15 - talpa stângă:

$$\bar{r}_{C_{15}}^{S_{14}^G} = [0 \quad -L_{15}/2 \quad 0]^{S_{14}^G} \quad (3.153)$$

- Elementul 16 - femur drept:

$$\bar{r}_{C_{16}}^{S_{2^2}^G} = [0 \quad -L_{16}/2 \quad 0]^{S_{2^2}^G} \quad (3.154)$$

- Elementul 17 - tibia dreaptă:

$$\bar{r}_{C_{17}}^{S_0^G} = [0 \quad -L_{17}/2 \quad 0]^{S_0^G} \quad (3.155)$$

- Elementul 18 - talpa dreaptă:

$$\bar{r}_{C_{18}}^{S_0^G} = [0 \quad -L_{18}/2 \quad 0]^{S_0^G} \quad (3.156)$$

Pozițiile centrelor de masă în raport cu sistemul de referință global S_0^G :

- Elementul 4:

$$\bar{r}_{C_4}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_5}^{S_0^G} + \bar{r}_{C_4}^{S_5^G} \quad (3.157)$$

$$\bar{r}_{C_4}^{S_5^G} = \{r_{C_4}\}^{S_0^G} \{\bar{O}_5\} = \{r_{C_4}\}^{S_0^G} [A_{0,5}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.158)$$

unde $[A_{0,5}] = [A_{C_V,5}][A_{O,C_V}]$

- Elementul 3:

$$\bar{r}_{C_3}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_4}^{S_0^G} + \bar{r}_{C_3}^{S_4^G} \quad (3.159)$$

$$\bar{r}_{O_4}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_5}^{S_0^G} + \{r_4\}^{S_0^G} \{\bar{O}_5\} = \bar{r}_{O_5}^{S_0^G} + \{r_4\}^{S_0^G} [A_{0,5}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.160)$$

$$\bar{r}_{C_3}^{S_4^G} = \{r_{C_3}\}^{S_0^G} \{\bar{O}_4\} = \{r_{C_3}\}^{S_0^G} [A_{0,4}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.161)$$

cu $[A_{0,4}] = [A_{5,4}][A_{O,5}]$

- Elementul 2¹:

$$\bar{r}_{C_{2^1}}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_3}^{S_0^G} + \bar{r}_{C_{2^1}}^{T_3} \quad (3.162)$$

$$\bar{r}_{O_3}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_4}^{S_0^G} + \{r_3\}^{S_0^G} \{\bar{O}_4\} = \bar{r}_{O_4}^{S_0^G} + \{r_3\}^{S_0^G} [A_{0,4}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.163)$$

$$\bar{r}_{C_{2^1}}^{S_3^G} = \{r_{C_{2^1}}\}^{S_0^G} \{\bar{O}_3\} = \{r_{C_{2^1}}\}^{S_0^G} [A_{0,3}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.164)$$

în care $[A_{0,3}] = [A_{4,3}][A_{O,4}]$

- Elementul 2²:

$$\bar{r}_{C_{2^2}}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_3}^{S_0^G} + \bar{r}_{C_{2^2}}^{S_3^G} \quad (3.165)$$

$$\bar{r}_{O_3}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_4}^{S_0^G} + \{r_3\}^{S_0^G} \{\bar{W}_4\} = \bar{r}_{O_4}^{S_0^G} + \{r_3\}^{S_0^G} [A_{0,4}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.166)$$

$$\bar{r}_{C_{2^2}}^{S_3^G} = \{r_{C_{2^2}}\}^{S_0^G} \{\bar{O}_3\} = \{r_{C_{2^2}}\}^{S_0^G} [A_{0,3}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.167)$$

iar $[A_{0,3}] = [A_{4,3}][A_{O,4}]$

- Elementul 13:

$$\bar{r}_{C_{13}}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_{2^1}}^{S_0^G} + \bar{r}_{C_{13}}^{S_{2^1}^G} \quad (3.168)$$

$$\bar{r}_{O_{2^1}}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_3}^{S_0^G} + \{r_{2^1}\}^{S_0^G} \{\bar{W}_3\} = \bar{r}_{O_3}^{S_0^G} + \{r_{2^1}\}^{S_0^G} [A_{0,3}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.169)$$

$$\bar{r}_{C_{13}}^{S_{2^1}^G} = \{r_{C_{13}}\}^{S_0^G} \{\bar{O}_{2^1}\} = \{r_{C_{13}}\}^{S_0^G} [A_{0,2^1}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.170)$$

astfel $[A_{0,2^1}] = [A_{3,2}][A_{O,3}]$

- Elementul 14:

$$\bar{r}_{C_{14}}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_{13}}^{S_0^G} + \bar{r}_{C_{14}}^{S_{13}^G} \quad (3.171)$$

$$\bar{r}_{O_{13}}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_{2^1}}^{S_0^G} + \{r_{13}\}^{S_0^G} \{\bar{O}_{2^1}\} = \bar{r}_{O_{2^1}}^{S_0^G} + \{r_{13}\}^{S_0^G} [A_{0,2^1}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.172)$$

$$\bar{r}_{C_{14}}^{S_{13}^G} = \{r_{C_{14}}\}^{S_0^G} \{\bar{O}_{13}\} = \{r_{C_{14}}\}^{S_0^G} [A_{0,13}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.173)$$

așadar $[A_{0,13}] = [A_{2^1,13}][A_{O,2^1}]$

- Elementul 15:

$$\bar{r}_{C_{15}}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_{14}}^{S_0^G} + \bar{r}_{C_{15}}^{S_{14}^G} \quad (3.174)$$

$$\bar{r}_{O_{14}}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_{13}}^{S_0^G} + \{r_{14}\}^{S_0^G} \{\bar{O}_{13}\} = \bar{r}_{O_{13}}^{S_0^G} + \{r_{14}\}^{S_0^G} [A_{0,13}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.175)$$

$$\bar{r}_{C_{15}}^{S_{14}^G} = \{r_{C_{15}}\}^{S_0^G} \{\bar{O}_{14}\} = \{r_{C_{15}}\}^{S_0^G} [A_{0,14}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.176)$$

unde $[A_{0,14}] = [A_{13,14}][A_{0,13}]$

- Elementul 16:

$$\bar{r}_{C_{16}}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_{2^2}}^{S_0^G} + \bar{r}_{C_{16}}^{S_{2^2}^G} \quad (3.177)$$

$$\bar{r}_{O_{2^2}}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_3}^{S_0^G} + \{r_{2^2}\}^{S_0^G} \{\bar{O}_3\} = \bar{r}_{O_3}^{S_0^G} + \{r_{2^2}\}^{S_0^G} [A_{0,3}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.178)$$

$$\bar{r}_{C_{16}}^{S_{2^2}^G} = \{r_{C_{16}}\}^{S_0^G} \{\bar{O}_{2^2}\} = \{r_{C_{16}}\}^{S_0^G} [A_{0,2^2}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.179)$$

cu $[A_{0,2^2}] = [A_{3,2^2}][A_{0,3}]$

- Elementul 17:

$$\bar{r}_{C_{17}}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_{16}}^{S_0^G} + \bar{r}_{C_{17}}^{S_{16}^G} \quad (3.180)$$

$$\bar{r}_{O_{16}}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_{2^2}}^{S_0^G} + \{r_{16}\}^{S_0^G} \{\bar{O}_{2^2}\} = \bar{r}_{O_{2^2}}^{S_0^G} + \{r_{16}\}^{S_0^G} [A_{0,2^2}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.181)$$

$$\bar{r}_{C_{17}}^{S_{16}^G} = \{r_{C_{17}}\}^{S_0^G} \{\bar{O}_{16}\} = \{r_{C_{17}}\}^{S_0^G} [A_{0,16}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.182)$$

în care $[A_{0,16}] = [A_{2^2,16}][A_{0,2^2}]$

- Elementul 18:

$$\bar{r}_{C_{18}}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_{17}}^{S_0^G} + \bar{r}_{C_{18}}^{S_{17}^G} \quad (3.183)$$

$$\bar{r}_{O_{17}}^{S_0^G} = \bar{r}_{O_{16}}^{S_0^G} + \{r_{17}\}^{S_0^G} \{\bar{W}_{16}\} = \bar{r}_{O_{16}}^{S_0^G} + \{r_{17}\}^{S_0^G} [A_{0,16}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.184)$$

$$\bar{r}_{C_{18}}^{S_{17}^G} = \{r_{C_{18}}\}^{S_0^G} \{\bar{O}_{17}\} = \{r_{C_{18}}\}^{S_0^G} [A_{0,17}] \{\bar{O}_0\} \quad (3.185)$$

iar $[A_{0,17}] = [A_{16,17}][A_{0,16}]$.

3.5 Concluzii

Pentru analiza comportării dinamice a victimei în cazul coliziunii laterale a autoturismului, sub un anumit unghi, s-au elaborat modelele CAD, modelele cinematice și dinamice. Astfel, în condițiile formalismului Newton - Euler au fost scrise ecuațiile de mișcare fiind luată în considerare și metoda multiplicatorilor Lagrange. Rularea modelelor matematice analitice s-a realizat în mediul de programare Maple. În acest scop a fost conceput un program de tip subrutina într-o structură flexibilă, care permite analiza dinamică, ori analiza dinamică inversă, a manechinului de test realizat de autor, considerând condițiile inițiale și de contur aferente.

În consecință au fost determinate legile de variație temporale pentru forțele de legătură din cuplele cinematice ale manechinului, în regim dinamic, în cazul sistemului de referință global și în cazul sistemului de referință local.

CAPITOLUL 4

APARATURA ŞI METODICA UTILIZATĂ PENTRU EXPERIMENTE

4.1 Generalităţi

Avantajele oferite de modalitatea numerică de transmitere a semnalelor purtătoare de informaţie [102, 103] au condus la utilizarea acestora în cadrul sistemelor de măsurare. Creşterea performanţelor calculatoarelor şi extinderea utilizării acestora au făcut ca sistemele de măsurare ce includ acest tip de componente să formeze nu numai o categorie distinctă, dar şi să fie utilizate cu preponderenţă în raport cu sistemele de măsurare analogice [10, 12, 14, 16].

Cunoscute sub denumiri precum sisteme de măsurare numerice, sisteme de achiziţie de date sau sisteme de măsurare pe bază de microprocesor etc., sistemele de măsurare asistate de calculator sunt caracterizate în primul rând prin faptul că, semnalul electric purtător de informaţie este convertit din formă analogică în formă numerică într-un anumit loc [18, 2, 38].

Prin însăşi natura fizică a unor fenomene urmărite, se impune ca traductoarele utilizate [22, 52] să genereze semnale analogice. Condiţionarea primară a acestor semnale, prin amplificare, autocalibrare, filtrare rămâne încă apanajul circuitelor electronice ce lucrează în domeniul analogic. Astfel, plecând de la condiţionarea semnalului transmiterea acestuia, prelucrarea informaţiei, stocarea acesteia şi până la transmiterea informaţiei către utilizatorul sistemului, toate operaţiile dintr-un sistem de măsurare sunt efectuate de către componente electronice numerice independente sau aflate sub directa comandă a unui calculator numeric.

Sistemele de măsurare cu comunicaţie serială reprezintă una dintre primele categorii de astfel de sisteme. Apărute o dată cu ideea utilizării calculatorului în

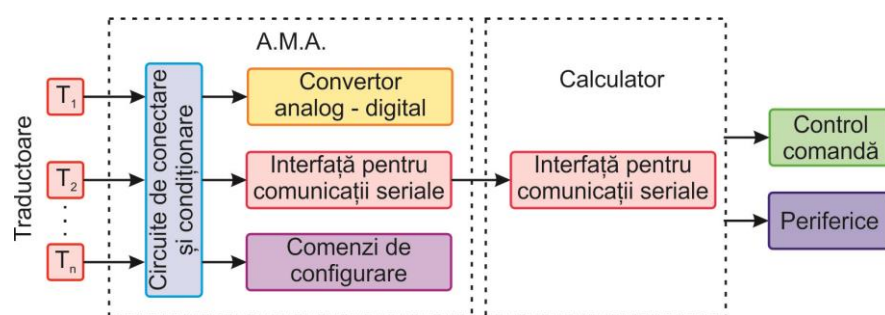


Fig. 4.1 Structura unui sistem de măsurare cu comunicație serială

procesul de măsurare, ele au fost obținute prin dotarea aparatelor de măsură cu convertoare analog - numeric și cu interfețe de comunicație serială, prin intermediul cărora informația privind valorile măsurate să poată fi transmisă unui calculator. Schema care evidențiază principalele componente ale unui sistem de măsurare cu comunicație serială este prezentată în figura 4.1.

Performanțele deosebite ale aparatelor de măsură utilizate în aceste sisteme fac ca, deși aparatele pot fi monitorizate sau configurate de către calculator prin intermediul interfeței de comunicație paralelă, ele să conțină totuși componente de vizualizare și

stocare a semnalului sau componente de configurare de către utilizator. Păstrarea acestor componente face posibilă utilizarea independentă a aparatelor de măsură, în situațiile în care acestea nu sunt conectate la un calculator în cadrul unui sistem de măsurare asistat de calculator.

Sistemele de măsurare cu plăci de achiziție de date se caracterizează în primul rând prin faptul că operația de conversie a semnalului purtător de informație din formă analogică în formă numerică nu mai este efectuată de către aparatul de măsură analogic, ci de către un dispozitiv electronic distinct (placă de achiziție) montat în calculator, figura 4.2.

Sistemele de măsurare cu calculatoare de proces industrial utilizează de asemenea plăci de achiziție de date și elemente de condiționare a semnalelor. Deosebirea de sistemele din categoria anterioară constă în faptul că aceste componente, împreună cu calculatorul de proces sunt realizate sub formă de module ce se montează într-un suport (șasiu, rack) comun, figura 4.3.

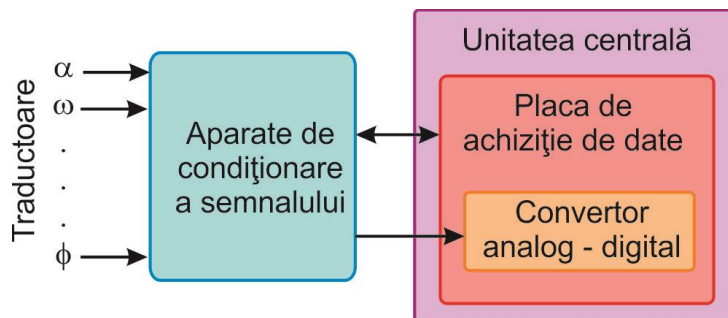


Fig. 4.2 Structura unui sistem de măsurare computerizat cu placă de achiziție de date

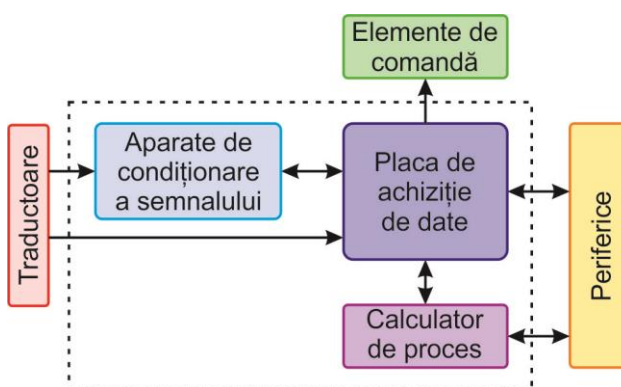


Fig. 4.3 Structura unui sistem de măsurare cu calculator de proces industrial

4.2 Analiza tehnică experimentală

În cercetarea științifică există o legătură permanentă între studiile teoretice ale diferitelor fenomene și cercetarea experimentală a acestora.

Prin intermediul studiilor teoretice, utilizând modele analitice, se stabilesc interdependențe între diferiți parametri caracteristici proceselor tehnice și legi care stau la baza diferitelor fenomene.

Cercetarea experimentală are menirea de a valida modelele utilizate în studiile teoretice. În ultimii ani a cunoscut progrese spectaculoase, beneficiind de progresul în domeniul calculatoarelor, de componente hardware și software pentru achiziția, stocarea, prelucrarea și interpretarea rezultatelor experimentale.

Un tip de aplicație extrem de important pentru instrumentele de măsurare este acela în care acestea sunt părți componente ale sistemelor automate de control. Schema prezentată în figura 4.4 reprezintă un bloc funcțional și ilustrează operațiile desfășurate în cadrul unui astfel de sistem.

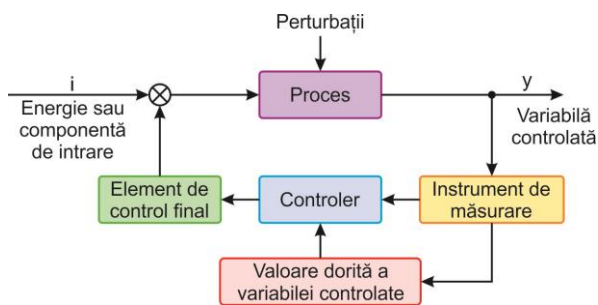


Fig. 4.4 Sistem de control cu reacție inversă "feed back"

Pentru controlul variabilei în cadrul acestei scheme cu buclă de reacție, este absolută nevoie ca această variabilă să fie măsurată în prealabil, ceea ce înseamnă că sistemele de control au încorporat cel puțin un dispozitiv de măsurare.

În rezolvarea problemelor tehnice propuse putem identifica două metode: una teoretică și una experimentală. Problema reclamă aplicarea ambelor metode, relativă

diferență dintre ele depinzând de natura problemei. Problemele ce apar la frontierele cunoașterii necesită foarte des studii experimentale intense, atât timp cât teorii adecvate nu sunt încă disponibile. Astfel, teoria și experimentul coexistă într-un mod complementar, iar inginerul ce acceptă acest lucru va fi mult mai eficient în rezolvarea problemelor, decât cel ce neglijează cele două abordări în ansamblul lor.

O evidențiere a caracteristicilor importante ale celor două metode este realizată în figura 4.5 pentru metoda teoretică și în figura 4.6 pentru cea experimentală.

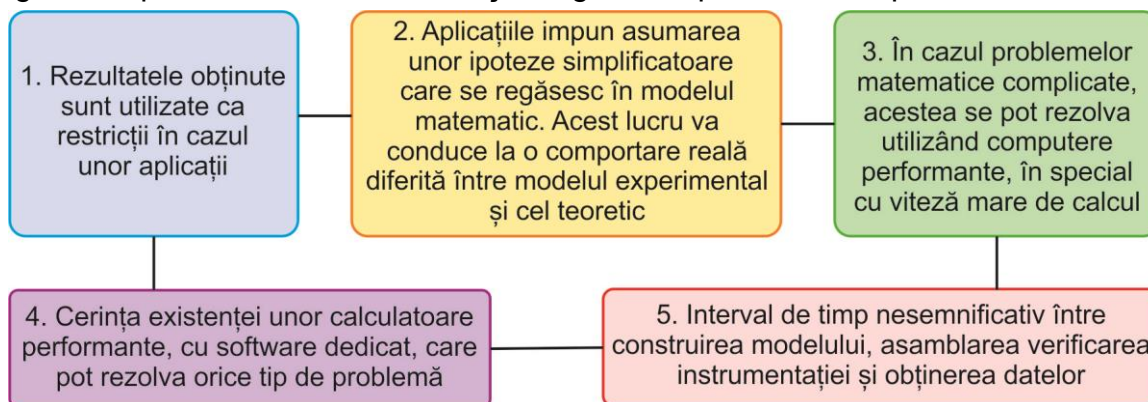


Fig. 4.5 Caracteristici ale metodelor de cercetare teoretice

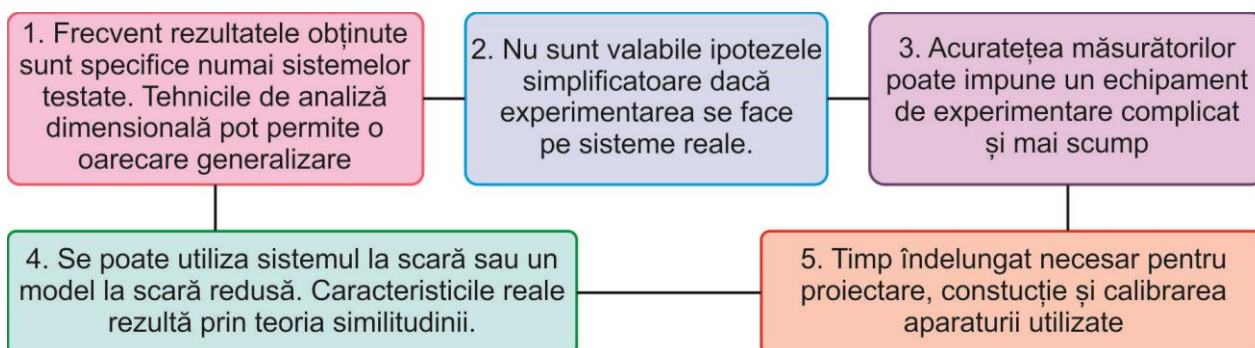


Fig. 4.6 Caracteristici ale metodelor de cercetare experimentală

4.3 Forme de prezentare a datelor experimentale

Procesul de testare utilizează și furnizează, în general, informații sub formă de tabele, grafice sau ecuații. Astfel, datele inițiale sunt mai întâi trecute în tabele prin extragerea lor din bazele de date măsurate, sau din aparatele de înregistrare a acestor

valori. De asemenea, prelucrarea primară a datelor experimentale, în vederea determinării mediei și a erorii pătratice, a eliminării unor valori pe baza criteriilor inițial stabilite etc, se rezolvă mai ușor utilizând calculul tabelar. Apoi, datele sunt reprezentate sub formă de grafice.

Graficele pot fi utilizate pentru reprezentarea datelor nu numai într-o anumită etapă a procesului de prelucrare a rezultatelor obținute pe cale experimentală, dar și pentru redarea finală a acestora.

Reprezentarea grafică a datelor experimentale permite stabilirea maximelor, a punctelor de inflexiune, caracteristicile de periodicitate sau de altă natură. Cu ajutorul graficului se poate determina cercetarea dintre două variabile considerate. De asemenea, se poate deriva sau integra o variabilă în raport cu alta, direct din grafic, fără a se stabili forma matematică.

4.4 Lanțuri de măsurare și transmiterea datelor

Un lanț de măsurare este realizat din totalitatea elementele componente, ce concurează la determinarea valorii măsurate a unei mărimi. Lanțul de măsurare este realizat în general din trei părți distincte, traductorul, partea de transmitere a informației și memorarea. Obiectul măsurătorilor influențează modul de adaptare a traductoarelor, tipul afișajului sau a sistemului de memorare - stocare. La realizarea lanțului de măsurare trebuie luate în considerare următoarele criterii: domeniul de măsurare, sensibilitatea și limitele erorilor [38], frecvența limită superioară și inferioară respectiv distanța dintre variabila de măsură și sistemul de stocare a informației.

Rolul unui lanț de măsurare este de a permite accesul la mărimea fizică de măsurat și transmiterea cu privire la sub o formă utilizabilă. Pentru aceasta, lanțul de măsurare transpune în fiecare moment mărimea măsurată, într-o altă mărime, de natură diferită, mai bine adaptată, reprezentând rezultatul măsurării, ce devine astfel semnal de ieșire [94, 102].

Schematic, funcțiile lanțurilor de măsurare sunt prezentate în figura 4.7.

În timpul transformărilor este posibilă alterarea informației, apărând astfel erori ale măsurandului, erori ce trebuie estimate. Utilizând

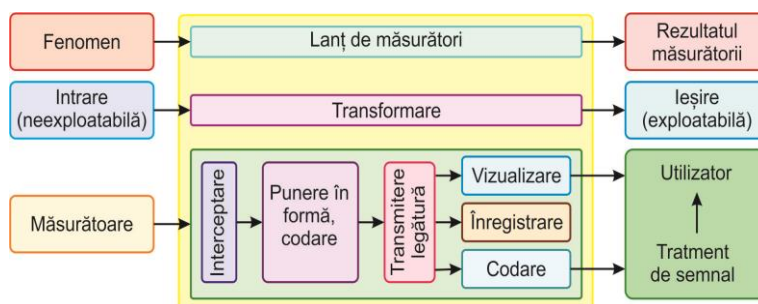


Fig. 4.7 Funcțiile unui lanț de măsurare

sistemele de măsurare IT sunt eliminate în mare parte erorile ce viciează măsurandul, iar informația în format numeric este mai ușor transmisă și prelucrată.

Numai prin definirea precisă a condițiilor de măsurare se poate determina structura lanțului de măsurare și alegerea modului de transmitere a semnalelor.

Trebuie obținut un optim al raportului, număr de măsurări/rezultat, care să permită garantarea validității rezultatelor. Număr concluziilor stabilite în urma măsurărilor nu este proporțional cu creșterea numărului de valori măsurate.

4.5 Incidenţa naturii semnalului

Prin natura semnalului se înţelege ceea ce îl caracterizează din punct de vedere al măsurării, adică frecvenţa şi amplitudinea, de care depind condiţiile măsurării acestuia.

Cele două metode de măsurare, frecvent utilizate sunt metoda de zero sau metoda prin opoziţie (constând dintr-un montaj ce anulează curentul semnalului printr-un curent de semn contrar care se măsoară) şi metoda prin amplificare sau deviaţie directă (constând într-o înregistrare directă a valorii indicate cu un aparat de măsură). Atât prin metodă cât şi cea de-a doua sunt utilizate pentru măsurarea statică dar metoda a doua poate fi utilizată şi pentru măsurarea fenomenelor dinamice, care sunt caracterizate prin semnale periodice sau a căror frecvenţă şi amplitudine variază funcţie de timp.

Incidenţa numărului de parametri

Dacă încercarea experimentală necesită măsurarea continuă a tuturor parametrilor, trebuie să se măsoare toate canalele simultan în mod sincron, figura 4.8.

Deoarece obiectul de măsurat este observat continuu, în general, se poate conecta succesiv aparatul de măsură sau de înregistrare la fiecare dintre lanţurile de măsurare prin multiplexare, figura 4.9.

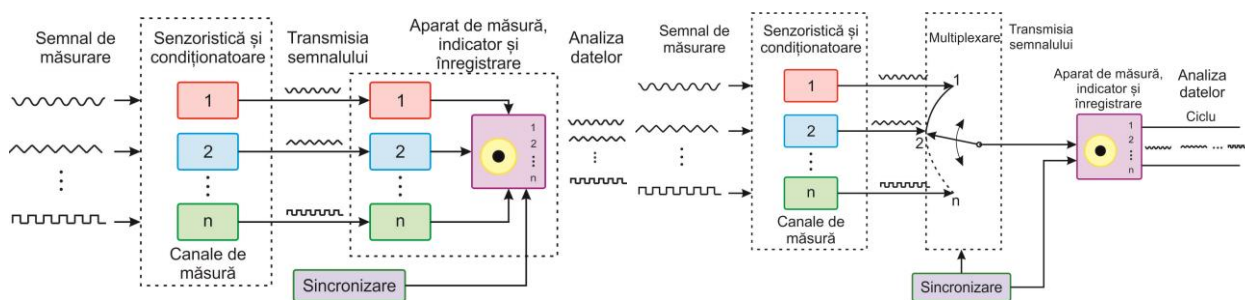


Fig. 4.8 Schema lanţurilor de măsurare pe elemente Fig. 4.9 Principiul comutării canalelor de măsurare (multiplexare)

4.6 Transmiterea datelor

Semnalele numerice de măsură [94] provin fie de la traductoare cu ieşire codată, fie de la traductoare cu ieşire analogică, dar care ulterior este transformat în unul numeric. Conversia analog/numeric se realizează utilizând semnale analogice eşantionate. Fiecare eşantion este convertit într-un semnal binar. Această acţiune reprezintă codarea informaţiei. Există mai multe procedee de conversie şi anume prin aproximări succesive, prin tensiune/frecvenţă, prin integrare cu una, două sau trei trepte. Acest ultim procedeu este utilizat cu precădere în cazul măsurătorilor asupra fenomenelor cu variaţie lentă.

În urma conversia analogic/numeric rezultă semnale binare în fluxuri paralele, adică toți biții sunt prezenți simultan la ieșirea din convertor.

Pentru transmiterea aceluiași semnal sunt utilizate modurile în paralel sau în serie, acestea având influență doar asupra numărului de legături necesare pentru transmitere.

În cazul transmiterii în paralel a datelor, biții din compunerea fiecărui cuvânt se transmit simultan, fiind necesar un traseu distinct pentru fiecare bit. Astfel cablul de transmitere a datelor nu poate depăși câțiva metri sau zeci de metri din motive economice dar și de acuratețe a mesajului transmis. Această modalitate de transmitere a datelor este utilizabilă când numărul de parametri este restrâns.

La transmiterea în serie, biții fiecărui cuvânt sunt transmiși succesiv. Pentru aceasta, se face o conversie paralel/serie cu ajutorul unui registru de decalaj care permite *înșiruirea* biților. Acest mod de legătură introduce o întârziere suplimentară în transmitere a datelor, din cauza conversiei paralel/serie. Momentele de citire a mărimii semnalului trebuie să fie suficient de distanțate și superioare timpului necesar pentru efectuarea celor două conversii succesive analog/numeric, apoi paralel/serie.

Transmiterea în serie are avantajul că reduce numărul de cabluri la o singură legătură, ceea ce înseamnă o transmitere mai economică a semnalelor la mare distanță.

4.7 Sisteme microelectromecanice

La nivel mondial o tehnologie relativ modernă, ce revoluționează construcția și performanța senzorilor inerțiali, o constituie sistemele microelectromecanice care sunt cunoscute sub numele de MEMS - *Microelectromechanical Systems* [37, 41, 43, 87, 88, 121, 122], concepute ca un rezonator acționat electronic și construit într-un singur corp de cuarț (senzori cu cuarț) sau siliciu.

M – *micro*, datorită dimensiunilor și tehnologiei de fabricație (< 1mm).

E – *electro*, sugerează domeniul electric și/sau electronic.

M – *mecanic*, sugerează modificarea spațială a unor elemente componente; transformarea de către senzorii mișcării într-o variație a unei mărimi electrice sau în cazul acționărilor, un semnal electric modifică poziția unei componente.

S – *sisteme* care rezolvă problematica de încapsulare, descompunerea în module, calibrare, raportului semnal - zgomot, stabilitate etc.

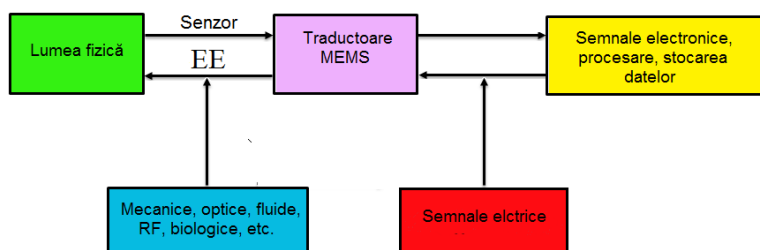


Fig. 4.10 Sistem MEMS

Conceptul de MEMS, actualmente, s-a generalizat cuprinzând dispozitive termice, magnetice, optice și cu fluide.

MEMS-urile presupun elemente electronice sau neelectronice îndeplinind funcții precum achiziții de date, procesarea și afișarea

semnalelor electrice sau reglare automată, figura 4.10, iar mecanismele fizice ce stau la baza funcţionării acestora sunt piezorezistenţa, electromagnetismul, piezoelectricitatea, optica, bariera de potenţial şi capacitatea.

În urma studierii şi testării acestor sisteme s-au desprins următoarele concluzii: datorită dimensiunilor foarte reduse MEMS necesită un spaţiu de amplasare extrem de restrâns; senzorialitatea utilizată oferă o gamă largă de informaţii despre starea internă a modului în care este montată, informaţii care sunt uşor de procesat, deoarece în majoritatea situaţiilor capacitatea de calcul este limitată; consumul de energie electrică este redus. Sistemele micro - electromecanice pot fi utilizate la: măsurarea înclinării; măsurarea unghiului de rotaţie pentru o anumită axă, identificarea stării de mişcare sau repaus, identificarea feţei de sprijin a unui modul respectiv la sesizarea şocurilor şi a stării de cădere liberă. Ele sunt utilizate în industria automobilistică, aerospaţială, marină, militară, având capacitatea de a sesiza acceleraţii liniare, deplasări unghiulare, presiunea atmosferică şi orientarea câmpului magnetic local, într-un sistem propriu de referinţă.



Fig. 4.11 Unitate inerţială de măsurare

Unitatea inerţială de măsurare IMU - *Inertial Measurement Unit*, figura 4.11, cu nouă grade de libertate, este alcătuită din: accelerometru (aceleraţia maximă $\pm 200 g$, sensibilitatea $1000 mV/g$, variaţia sensibilităţii $\leq 5\%$, offset $0 g$, răspuns dinamic $\geq 30 Hz$, zgomot electric măsurat într-o lăţime de bandă de $100 Hz \leq 5 mV_{ms}$), giroscop (capabil să măsoare viteze unghiulare de până la $1200^\circ/sec$), magnetometru şi un montaj electronic cu microprocesor pentru condiţionarea semnalului şi circuit de digitizare, având încorporat un sistem intern de reglare a tensiunii de alimentare electronică de condiţionare a semnalului senzorului de temperatură.

Deoarece, aceste semnale de ieşire ale unităţii inerţiale de măsură sunt sensibile la tensiune, s-a introdus un alimentator de curent continuu de $\pm 15 V$. Unităţile inerţiale de măsurare sunt astfel montate încât axele lor de măsurare să constituie sisteme ortogonale distincte pentru fiecare dintre ele, rezultând şase sau nouă grade de libertate. În general, *IMU*, prin datele măsurate, oferă informaţii cu privire la acceleraţii, rotaţii şi orientări. După ce sunt înregistrate, aceste informaţii trebuie prelucrate matematic şi transformate în format util pentru analizele ulterioare cu privire la poziţie sau comportament dinamic.

Mişcările subiecţilor umani sunt măsurate cu ajutorul sistemului *Xsens MTw* [97, 116, 117, 118, 119, 125, 126], care are două componente fundamentale: sistemul software (MT Manager) şi sistemul hardware.

Xsens-urile sunt stocate în staţie de încărcare (Awinda station), comunicarea, în timpul măsurătorilor, realizându-se printr-un sistem wireless (frecvenţa de $2.4 GHz$ pe o rază de aproximativ $20 - 30 cm$). Alimentarea se realizează cu ajutorul unei baterii LiPo, care are o autonomie de funcţionare de $3 - 4$ ore (în stand-by 90 ore) şi un timp de încărcare de minim o oră în staţia de stocare Awinda.

Senzorul inerţial Xsens utilizat la încercările experimentale este creat de Xsens BEI Technologies BV, are o greutate de 52 g, dimensiuni fizice 58 x 58 x 22 mm, și măsoară/înregistrează: accelerații liniare (pe cele trei direcții ale sistemului de referință propriu) și viteze unghiulare (în raport cu același referențial), variația câmpului magnetic, vederea 3D a orientării senzorului în raport cu reperul terestru respectiv poziția relativă a senzorului (prin unghiurile *Roll*, *Pitch*, *Yaw*). Cu ajutorul software-ului MT Manager datele măsurate și înregistrate pot fi redade sub forma unor grafice, figura 4.12.

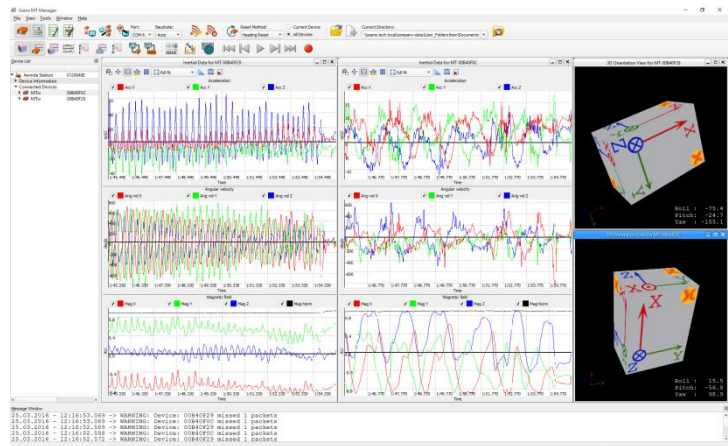


Fig. 4.12 Ecranul softului MT Manager

În tabelul 4.1 sunt expuși parametrii tehnici ai sistemului Xsens.

Tabelul 4.1 Parametrii tehnici ai sistemului Xsens

Parametru	Canale de unghi	Canale de accelerometre
Intervalul standard	± 200 /C	± 200 g
Tensiune de alimentare	± 15 V cc $\pm 10\%$	—
Variația erorii sistematice funcție de temperatură (peste 22 C deviația este maximă)	≤ 1 /sec peste 22 ° C	≤ 100 μ g
Eroarea sistematică	≤ 2 /sec	≤ 1000 μ g
Zgomot de ieșire	≤ 0.01 /sec/ \sqrt{Hz}	≤ 7.0 mV

În afară de senzorul inerţial Xsens, la încercările experimentale a mai fost utilizat sistemul de achiziție a datelor DSD PicDAQ [108, 109]. Sistemul este compus din unitatea principală de comandă, ce constă din butoanele de comandă, ecran cu afișajul digital respectiv porturi, și cele două module de senzori, figura 4.13. Modulul 1 este echipat cu senzori capabili să măsoare viteza unghiulară pe trei direcții de până la 150°/sec și senzori capabili să măsoare accelerația pe trei direcții de până la ± 50 g. Modulul 2 este echipat cu senzori capabili să măsoare accelerația pe trei direcții de până la ± 100 g. Sistemul stochează datele înregistrate pe un card de tip SD, datele de pe card putând fi descărcate pe un PC, analizate respectiv procesate utilizând software-ul de analiză PocketDaq. Memoria acestui card SD este de 128 MB. Alimentarea sistemului se realizează cu ajutorul unei bateri de 1.2 Ah. Durata maximă de înregistrare a datelor este de până la 600 s, acest lucru realizându-se cu ajutorul a șapte canale. În cazul erorilor acestea sunt afișate pe ecranul digital al aparatului.

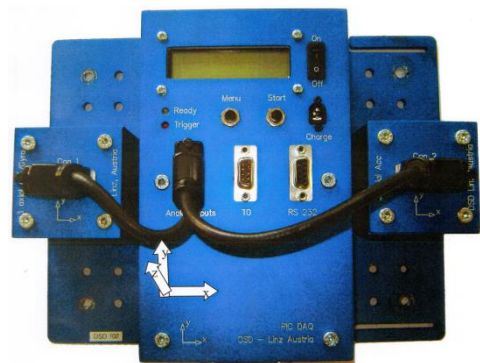


Fig. 4.13 Sistem DSD PicDAQ

Datele tehnice ale sistemului PicDAQ sunt prezentate în tabelele 4.2 - 4.3.

Tabelul 4.2 Sistemul PicDAQ

Canal	Descriere	Sensibilitate
1	Viteza unghiulară pe axa x	5 mV/°/s
2	Viteza unghiulară pe axa y	5 mV/°/s
3	Viteza unghiulară pe axa z	5 mV/°/s
4	Accelerația pe axa x	38 mV/g
5	Accelerația pe axa y	38 mV/g
6	Accelerația pe axa z	38 mV/g

Tabelul 4.3 Tipuri de senzori

Sensibilitatea senzorului		
ADXL105	±5 g	250 mV/g
ADXL150	±50 g	38 mV/g
ADXL190	±100 g	18 mV/g
MMA1250	±5 g	400 mV/g
MMA2202	±50 g	40 mV/g
ADXRS150	±150 °/s	12.5 mV/°/s
ADXRS300	±300 °/s	5 mV/°/s

4.8 Traductoare

4.8.1 Caracteristicile principale ale traductoarelor

Traductorul constituie o parte esențială, specifică, a oricărui sistem de măsură și achiziție de date S.M.A.D, deoarece el realizează interfațarea între lumea semnalelor neelectrice (semnale mecanice, termice, chimice) și partea de prelucrare electronică a S.M.A.D, parte în care informația are ca suport semnale electrice [10, 12, 14, 18, 20, 51].

Pentru a asigura o precizie cât mai ridicată a măsurătorilor, alegerea traductorului trebuie făcută luând în considerație principalii parametri de evaluare a caracteristicilor sale. Aceasta permite stabilirea gradului în care traductorul corespunde măsurării unei anumite mărimi în condiții date.

Uneori, mărimea neelectrică nu poate fi convertită direct într-o mărime electrică, necesitând o convertire prealabilă într-o altă mărime neelectrică.

Asemenea situații sunt frecvente și în cadrul măsurătorilor experimentale care se efectuează în domeniul autovehiculelor.

Astfel, măsurarea spațiului și a vitezei autoturismului se face convertind aceste mărimi în deplasarea și respectiv viteza unghiulară a unei roți auxiliare (de tip Peiseler, roata a 5-a), care sunt, apoi, convertite și măsurate pe cale electrică. Măsurarea forțelor sau a momentelor se face deseori prin convertire în deformații axiale sau unghiulare, măsurate cu ajutorul traductoarelor rezistive.

Calitatea efectivă a unui traductor este determinată, în afara concepției privind principiul de funcționare, de modul în care este realizat constructiv, iar menținerea acestei calități depinde de montarea, exploatarea și întreținerea sa corectă.

Condițiile pe care trebuie să le îndeplinească traductorii sunt: robustețea, capacitatea de supraîncărcare și protecția mediului.

4.8.2. Traductoare pentru mărimi geometrice

Prin deplasare se înțelege o mărime care caracterizează schimbările de poziție ale unui corp sau ale unui punct caracteristic față de un sistem de referință. Poziția reprezintă localizarea spațială a punctului sau a corpului în raport cu sistemul de referință. Separarea spațială dintre două puncte reprezintă distanța dintre cele două

puncte. Deplasările pot fi liniare, când punctul caracteristic efectuează o mişcare de translaţie şi sunt reprezentate de un vector a cărui direcţie rămâne aceeaşi pe tot timpul mişcării, sau unghiulare, când punctul se roteşte şi sunt reprezentate de unghiul dintre doi vectori coplanari, dintre care unul de regulă reprezintă referinţa.

De aceea, dată fiind şi diversitatea elementelor sensibile, este rezonabil ca traductoarele de deplasare să fie grupate în funcţie de domeniul de măsură.

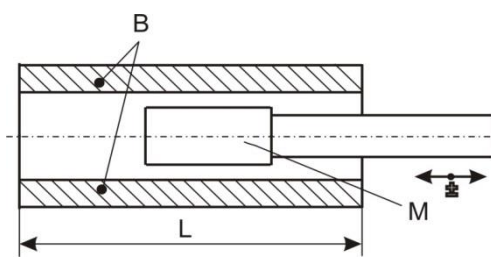
Traductoare inductive pentru deplasări liniare mici



a



b



c

Fig. 4.14 Traductor inductiv

Aceste traductoare sunt destinate în primul rând conversiei intermediare a unor mărimi a căror variaţie se materializează, prin sisteme mecanice, în deplasări liniare mici. Domeniul acoperit este de ordinul $10^{-2} \dots 10^2 \text{ mm}$ (rareori peste 100 mm). Cele mai răspândite sunt cele parametrice: de tip inductiv, capacitiv şi rezistiv. Din punct de vedere constructiv, aceste traductoare sunt prevăzute cu elemente sensibile de două tipuri: cu modificarea inductanţelor proprii sau mutuale prin deplasarea unui miez mobil şi cu modificarea întrefierului.

În figura 4.14 este prezentat traductorul cu element sensibil inductiv cu miez mobil unde elementul sensibil este constituit dintr-o bobină B de lungime l , figura 4.14 c, în interiorul căreia se deplasează un miez feromagnetic M , sub acţiunea mărimii de măsurat x ; această deplasare provoacă o variaţie a inductanţei proprii a bobinei L . Se observă o neliniaritate a caracteristicii statice.

Performanţele specifice traductoarelor cu miez mobil sunt: - lipsa frecărilor la deplasarea miezului, de unde durata de viaţă foarte mare, moment de inerţie redus, fiabilitate ridicată, robusteţe; - rezoluţie şi reproductibilitate foarte bune; - insensibilitate la deplasări radiale ale

miezului; - posibilitatea de protecţie a bobinei de medii corosive, cu presiune ridicată şi temperaturi înalte, etc.; - asigurarea separării galvanice şi posibilitatea de a optimiza factorul de calitate.

4.8.3 Traductoare de acceleraţie

Structura unui traductor de acceleraţie, prezentată în figura 4.15 are ca particularitate semnificativă faptul că elementul sensibil propriu-zis furnizează la ieşire tot o mărime de natură mecanică, precum deplasare sau forţă.

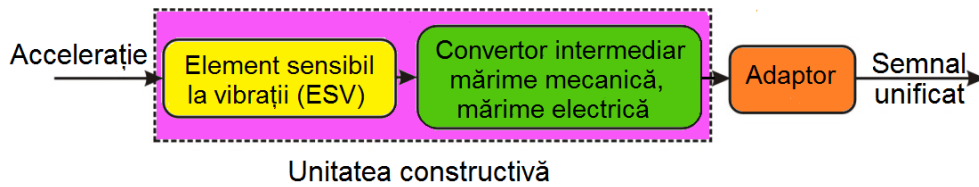


Fig. 4.15 Structura unui traductor de accelerație

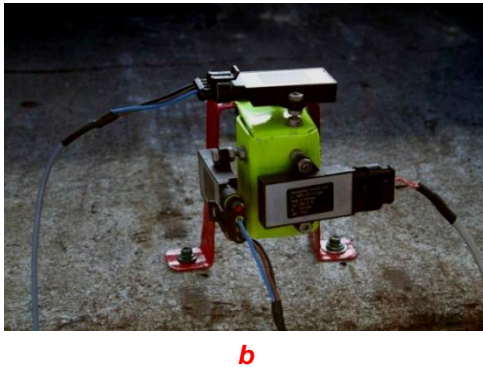
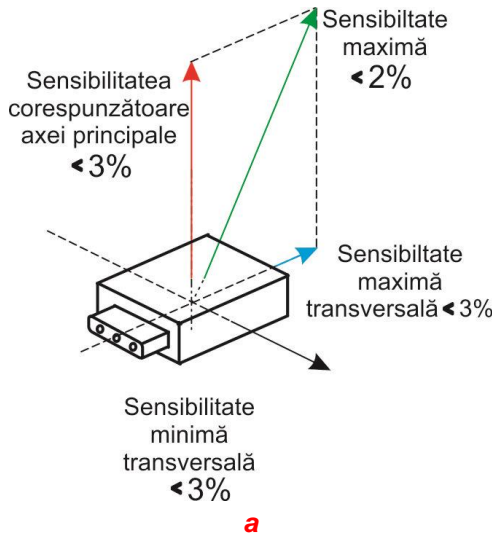


Fig. 4.16 Traductoare pentru accelerație

Se observă din figura 4.16 a că sensibilitatea maximă nefiind obținută după direcția principală a cristalului piezoelectric, există direcții de maximă și minimă sensibilitate. De obicei, direcția de minimă sensibilitate este marcată cu un punct roșu pe carcasa dispozitivului. Pentru un material piezoelectric ideal, sensibilitatea transversală este zero; în realitate datorită imperfecțiunilor de fabricație aceasta este diferită de zero, putând ajunge până la 3 % din sensibilitatea principală.

Frecvența proprie de rezonanță a accelerometrului trebuie specificată în condițiile concrete corespunzătoare montării sale pe corpul măsurat.

Frecvența limită superioară. Accelerometrele se pot utiliza, acceptând erori de 5 ... 10 % până la 0.2 ... 0.3 din frecvența proprie de rezonanță. Ca ordin de mărime, frecvența limită superioară este de aproximativ 10 kHz.

Frecvența limită inferioară este determinată de caracteristicile amplificatorului de măsurare utilizat. Pentru frecvențe foarte joase trebuie ținut cont și de efectele pe care le determină variațiile de

temperatură. Dacă nu este nevoie de o măsurare la frecvență joasă, reducerea efectelor date de regimurile tranzitorii termice se realizează prin limitarea marginii inferioare a benzii amplificatorului de măsurare, motiv pentru care aceste amplificatoare au de obicei prevăzut un sistem de selectare a frecvenței de jos a benzii.

4.9 Etalonarea aparaturii și calculul erorilor

Etalonul este o măsură, aparat sau sistem de măsurare, destinat a defini, realiza, conserva respectiv reproduce o unitate sau una ori mai multe valori, care sunt acceptate oficial în știință ca referință. Etaloanele pot fi clasificate astfel:

A. După rolul lor: *Etaloane de definiție*, care materializează definiția unei anumite unități de măsură printr-un obiect sau experiment; *Etaloane de conservare*, sunt caracterizate de un parametru fizic foarte stabil în timp și față de influențele

exterioare; *Etaloane de transfer*, utilizate ca intermediar pentru a compara între ele etaloane; *Etaloane de lucru*, utilizate în mod curent pentru a etalona sau verifica mijloace de măsurare.

B. După exactitate: *Etaloane primare*, au cele mai înalte calități metrologice, a căror valoare este atribuită fără raportare la alte etaloane ale aceleiași mărimi și cunoscute sub forma etaloanelor internaționale și naționale; *Etaloane secundare*, a căror valoare este atribuită prin comparare cu etalonul primar al aceleiași mărimi; *Etaloane de referință*, sunt disponibile într-un loc dat și de la care derivă măsurările efectuate în acel loc; *Etaloane de lucru*, constituie un intermediar pentru a compara între ele alte etaloane.

În vederea efectuării unor măsurări corecte, traductoarele trebuie să fie însoțit de o curbă de etalonare sau de un coeficient de sensibilitate, ridicate de producătorul acestuia. De asemenea, este necesar să se verifice periodic sau ori de câte ori intervin incidente la depozitare, transport, măsurare, cum ar fi suprasolicitările, expunerea la temperaturi ridicate, umiditate excesivă și la nevoie să se corecteze datele privind etalonarea.

Dispozitivele pentru etalonare trebuie să îndeplinească următoarele condiții generale: posibilitatea reglării fine, continue sau în trepte, atât în sens crescător cât și în cel descrescător, a sarcinii pe întreg domeniu de funcționare al sensorului; capacitatea menținerii pe o durată suficientă de lung a unei anumite valori a sarcinii; montarea corectă a celor doi senzori, astfel încât sarcina să li se aplice în condiții identice cu privire la mărime, direcție și locul de aplicație; posibilitatea aplicării sarcinii în ambele sensuri, fără modificarea montajului.

Pentru obținerea unei precizii cât mai ridicate se recomandă etalonarea senzorilor în condiții cât mai apropiate de cele reale de funcționare, dacă se poate cu aceleași elemente de fixare (sau altele identice), folosind cablajul și puntea tensometrică desemnate pentru măsurare, puntea fiind comutată pe scala de lucru utilizată în realitate. Astfel se vor elimina sau reduce cele mai multe dintre erorile posibile.

Traductoarele de deplasare s-au etalonat prin compararea pe dispozitive speciale, figura 4.25, care conțin un șurub micrometric sau orice alt dispozitiv care produce o deplasare cunoscută a elementului sensibil, în domeniul de liniaritate al traductorului.



Fig. 4.16 Calibrarea senzorului de cursă (traductor inductiv)

Traductoarele de accelerație s-au etalonat cu ajutorul metodei câmpului gravitațional (prin răsturnare). Traductorul se așează astfel ca axa de sensibilitate maximă să fie orizontală, semnalul de ieșire trebuind să fie nul. Prin răsturnarea traductorului pe o parte opusă, astfel ca axa de sensibilitate maximă să fie verticală, se aplică o accelerație de +1g respectiv -1g, semnalul de ieșire având valorile a_1 respectiv a_2 . Sensibilitatea accelerometrului rezultă din relația:

$$S_a = (a_1 - a_2) / 2 \cdot g \text{ [V/g]}, \text{ unde } 1g = 9.8 \text{ m/s}^2 \quad (4.1)$$

4.10 Prelucrarea datelor măsurate

În această secțiune se vor analiza proceduri pentru memorarea și stocarea datelor urmată de prelucrarea acestora. Lanțul pentru achiziția datelor se compune din traductoarele pentru generarea datelor, transmiterea și memorarea analogică sau digitală precum și după caz, transformările necesare pentru memorarea digitală, figura 4.17.

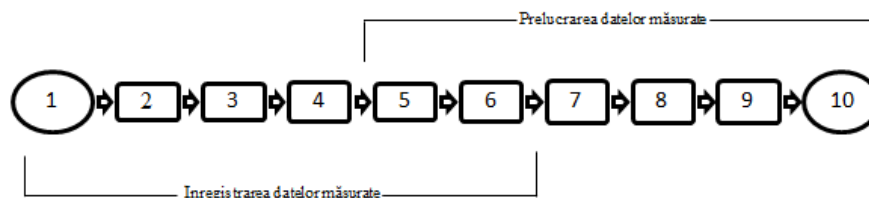


Fig. 4.17 Elementele sistemului pentru achiziția și prelucrarea datelor

unde: 1 este obiectul de măsurat; 2 - producerea de date de măsurat; 3 - transmiterea; 4 - memorarea analogică; 5 - transpunerea; 6 - memorarea digitală; 7 - prelucrarea; 8 - editarea; 9 - reprezentarea; 10 - analiza.

În vederea prelucrării ulterioare a datelor, acestea trebuie a fi transcrise într-un format specific memorării analogice ori digitale. Formatarea și memorarea digitală a datelor măsurate poate fi percepută atât ca un proces de colectare cât și ca unul de prelucrare a datelor măsurate. Variabila supusă procesului de măsurare va fi transpusă într-o mărime perceptibilă. Pentru aceasta, semnalul electric obținut în urma măsurării este amplificat respectiv corelat cu mărimea fizică neelectrică urmărită.

Prelucrarea numerică a datelor măsurate de exemplu pentru calcularea rezultatelor din diferitele componente ale accelerației sau a valorii *HIC*, precum și evaluare totală a rezultatelor măsurate se efectuează de obicei cu ajutorul pachetelor de software, care ocazional sunt completate și extinse prin programe utilizator, pe computere. Semnalele reprezentate pe monitor și rezultatele numerice pot fi editate cu ajutorul ploterelor sau ale imprimantelor cu jet de cerneală sau laser pe baza rezoluției mari de o calitate extraordinară în scopul documentării. Primele rezultate ale încercărilor de ciocnire sunt disponibile în timp real, însă pentru o evaluare completă sunt necesare câteva ore.

4.11 Tipuri de încercări experimentale

Ținută corectă a testelor, cu privire la comportament și deformare, se obține urma încercărilor experimentale cu autoturisme complet echipate. Utilizarea manechinelor antropometrice, pasageri sau pieton, în testarea autoturismelor, servește la determinarea mișcărilor și solicitărilor respectiv locurilor de contact dar și posibilitatea de vătămare.

Proceduri pentru teste - în funcție de tipul ciocnirii se constată că performanțele siguranței oferite de autovehicul la impact frontal nu pot fi descrise suficient doar printr-o singură încercare experimentală. De aceea, pentru determinarea eficientă a gradului de protecție, se impune realizarea mai multor teste de ciocnire frontală, care să fie realizate astfel: ciocnire frontală cu acoperire totală, cu o barieră fixă rigidă, la o viteză cuprinsă între 32 ... 56 km/h, figura 4.18; ciocnire frontală cu o barieră fixă, rigidă, dispusă sub un unghi de $\pm 30^\circ$, la o viteză cuprinsă între 32 ... 48 km/h, figura 4.19; ciocnire frontală cu acoperire parțială 25% (*tip offset*), pe partea conducătorului auto, la o viteză de 64 km/h, figura 4.20; ciocnire frontală cu acoperire parțială 40% (*tip offset*), pe partea conducătorului auto, cu o barieră fixă rigidă la o viteză cuprinsă între 40 ... 56 km/h, figura 4.21.

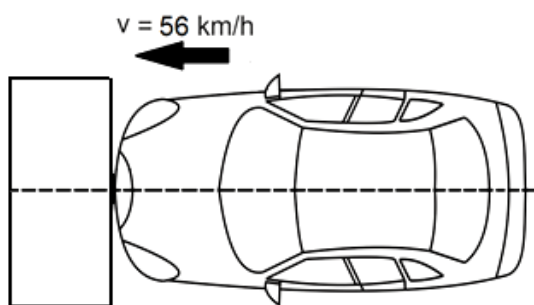


Fig. 4.18 Ciocnire frontală cu acoperire totală

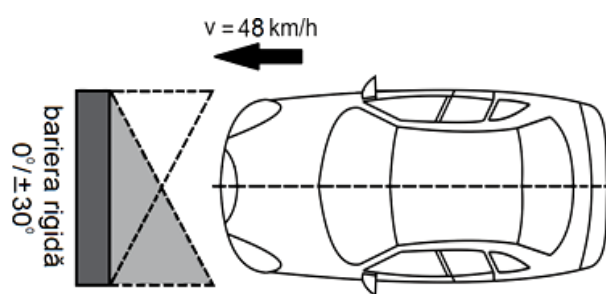


Fig. 4.19 Ciocnire frontală cu o barieră fixă, rigidă, dispusă sub un unghi de $\pm 30^\circ$

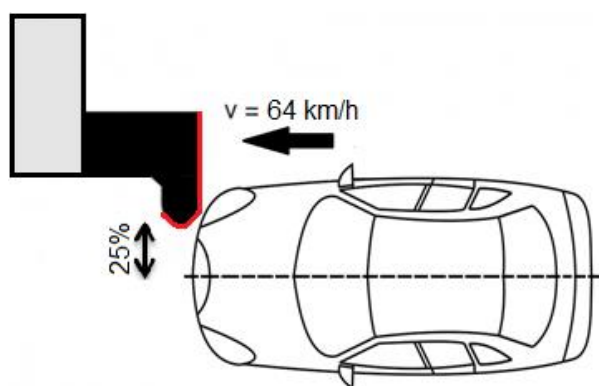


Fig. 4.20 Ciocnire frontală cu acoperire parțială 25%

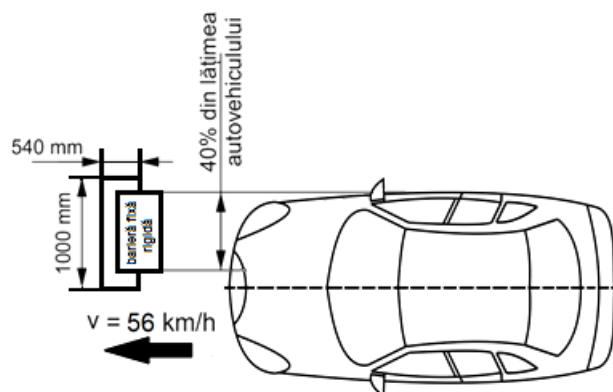


Fig. 4.21 Ciocnire frontală cu acoperire parțială 40%

Încercările experimentale au drept scop principal verificarea structurii de rezistență și a celulei pasagerilor respectiv sistemele de protecție ale pasagerilor. Pentru acestea nu se vor ține seama de testele suplimentare specifice realizate de producători și cercetători, precum încercări experimentale de coliziune frontală dintre două autoturisme pentru determinarea compatibilității structurilor sau testelor de coliziune cu obstacol cilindric vertical rigid fix. În aceeași măsură vor fi proiectate și testele efectuate pentru siguranța externă, adică pentru simularea evenimentelor rutiere cu pietoni, biciclete sau motociclete.

Cercetarea siguranței laterale, pentru diferite tipuri de impact, arată că o importanță deosebită o au ciocnirile laterale, mai ales atunci când în criteriul de apreciere intră și costurile medicale pentru tratarea vătămarilor victimelor, nu doar severitatea acestora. În această situație se impun mai multe tipuri de teste: ciocnire

laterală cu barieră deformabilă, mobilă, dispusă sub un unghi de 90° , la viteza de 50 km/h , figura 4.22; ciocnire laterală cu barieră deformabilă, mobilă, dispusă sub un unghi de 27° , la viteza de 54 km/h , figura 4.23; ciocnire laterală cu un obstacol de formă cilindrică, vertical rigid fix (stâlp), la viteza de 29 km/h , figura 4.24; ciocnire laterală cu un obstacol de formă cilindrică, vertical rigid fix (stâlp), autoturismul fiind dispus sub un unghi de 75° la viteza de 32 km/h , figura 4.25.

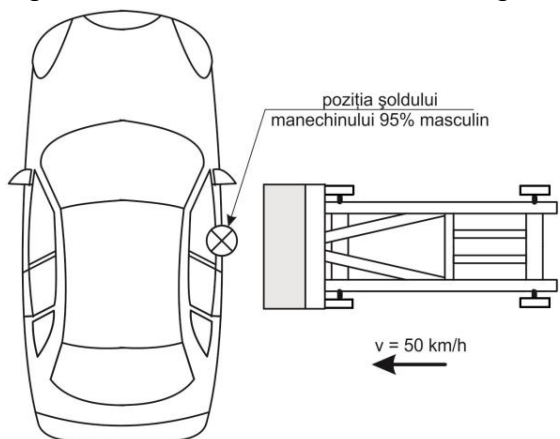


Fig. 4.22 Ciocnire laterală cu barieră deformabilă, mobilă dispusă sub un unghi de 90°

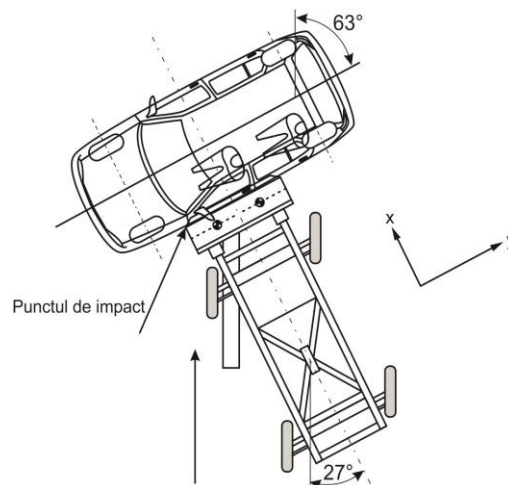


Fig. 4.23 Ciocnire laterală cu barieră deformabilă, mobilă dispusă sub un unghi de 27°

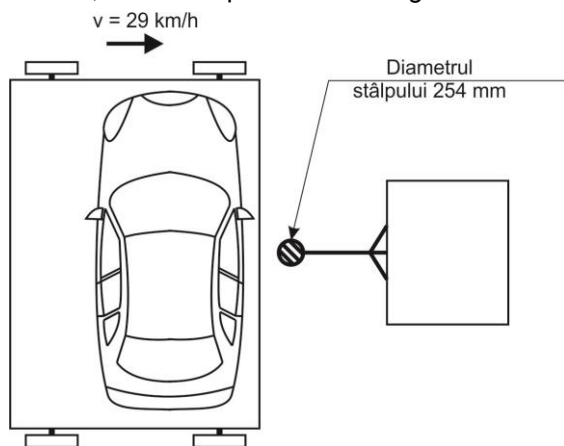


Fig. 4.24 Ciocnire laterală cu un obstacol de formă cilindrică, vertical rigid fix (stâlp)

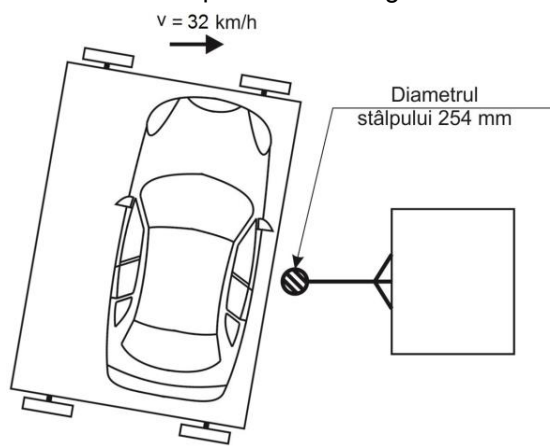


Fig. 4.25 Ciocnire laterală cu un obstacol de formă cilindrică, vertical rigid fix (stâlp), autoturismul fiind dispus sub un unghi de 75°

Datorită numărului mare de vătămări la nivelul capului rezultă faptul că, încercările experimentale de impact lateral, efectuate individual, sunt ineficiente în ceea ce privește cuantificarea protecției acestei zone. Introducerea sistemelor airbag pentru protecția capului au dat rezultate remarcabile, chiar și în cazul în care vătămarea se datorează elementelor rigide ce pot penetra din exterior. Încercările experimentale de impact cu un obstacol cilindric vertical rigid fix sunt necesare pentru aprecierea nivelului de protecție al capului.

Coliziunile laterale cu obstacol cilindric vertical rigid fix se dovedesc a fi fatale în cele mai multe cazuri. Încercările experimentale pentru studiul acestor coliziuni trebuie să reflecte nivelul de protecție.

4.12 Încercări experimentale pentru probele de poligon

Pentru obținerea unor rezultate cât mai concludente, în ceea ce privește performanțele și calitățile autovehiculelor testate, de cele mai multe ori, încercările trebuie să se efectueze în diferite combinații. Pentru a se obține informații corecte la încercări este necesar pe lângă alegerea unor metode de măsurare adecvate și adoptarea celor mai indicate aparate de măsurare. Sunt de preferat aparatele cu vizualizare în timp real a semnalelor sub forma dorită. Este necesar ca înaintea încercărilor să se facă etalonarea aparatelor, atunci când se întrevăd întreruperi ale procesului de lucru.

Cercetările experimentale s-au realizat pentru situații distincte, cum ar fi: simularea scenariilor de ciocnire cu ajutorul mediilor informatice, testarea și încercarea pe un stand a unui manechin de tip bărbat având înălțimea de 1.75 m și greutatea de 67 kg, figura 4.26 a, respectiv analiza experimentală în regim dinamic (acelerație, viteză, decelerare) a unei ciocniri frontale, laterale și din spate dintre două autovehicule, figura 4.26 b, sau dintre un autovehicul și un obstacol cilindric vertical rigid fix (trunchi de copac), figura 4.26 c, cu manechinul de test poziționat pe locul conducătorului auto în autovehiculul impactat și subiectul uman (pilotul de încercări) poziționat pe locul conducătorului auto în autovehiculul impactor (împingător).



a



b

Cele mai importante etape desfășurate în timpul încercărilor experimentale au constat în: - conceperea și realizarea poligonului de încercări experimentale pentru scenariile de evenimente rutiere produse în condiții cât mai apropiate de cele reale, astfel încât spațiul disponibil să fie suficient pentru rularea autovehiculului impactor până la atingerea unei viteze maxime de 50 - 60 km/h; - stabilirea programului pentru încercările experimentale; - criptarea, sincronizarea și calibrarea senzorilor Xsens, sistemului DSD PicDAQ, sistemului MC - 32 S, traductoarelor de



c

Fig. 4.26 Simularea scenariilor de ciocnire

acelerație respectiv traductorului inductiv; - echiparea manechinului cu sistemul de fixare al senzorilor; - determinarea variației în timp a accelerației autovehiculului respectiv capului, toracelui, abdomenului și membrilor manechinului.

În etapa premergătoare probelor de încercări experimentale se montează ansamblul de senzori respectiv traductoare împreună cu cablajele aferente pentru înregistrarea și stocarea datelor, luând măsuri de protecție a lor și implicit eliminarea posibilităților de perturbare a conducerii normale a autovehiculului de către acestea.

Autovehiculele sunt echipate concomitent cu senzorii redundanți, traductoarele și sistemul informatic propus pentru măsurarea variabilelor de interes la nivelul manechinului dar și a celor de la nivelul autovehiculelor implicate în ciocnire.

Platforma menită probelor de încercări experimentale, împreună cu punctele caracteristice ale acesteia, au fost marcate corespunzător cu ajutorul conurilor reflectorizante, figura 4.27. Procedeele de evaluare a caracteristicilor stabilitate pot fi foarte variate. Sistemele utilizate pentru măsurătorile dinamice sunt de tipul Xsens, DSD PicDAQ, MC - 32 S respectiv traductoare și au fost montate pe autovehicule înainte de fiecare probă în parte.



Fig. 4.27 Marcarea platformei de încercări utilizate pentru măsurătorile dinamice.

Pentru realizarea probelor și pentru a se putea amplasa aparatura de măsurare și înregistrare, în autovehiculul impactor, s-a recurs la înlăturarea scaunului dreapta față respectiv banchetei spate.

După realizarea probelor, pentru a analiza comportamentul cinematic și dinamic al manechinului de test, în cazul apariției unei decelerări puternice, au fost procesate rezultatele înregistrate cu ajutorul sistemelor

Pentru efectuarea testelor de ciocnire, dintre un autovehicul și un obstacol cilindric vertical rigid fix (trunchi de copac), a fost pus la punct dispozitivul atașat la partea frontală a unei autoutilitare, figura 4.28.



Fig. 4.28 Dispozitivul de prindere atașat autoutilitareii

Dispozitivul poate să susțină elemente cilindrice cu diametre cuprinse între 0.2 - 0.4 m și o lungime de 1.60 m. În cadrul testelor s-au folosit trunchiuri de copac de diferite esențe, recent exploatare, pentru a putea reproduce cât mai fidel condițiile de rezistență și umiditate a coji, figura 4.29.

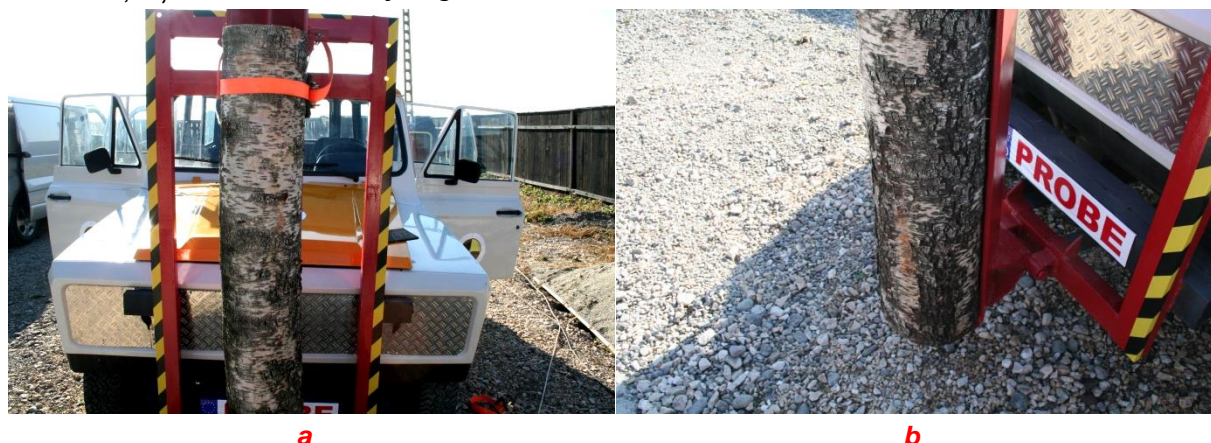


Fig. 4.29 **a** - Trunchiul de copac montat pe dispozitivul de prindere și **b** - articulația dispozitivului de prindere

Dispozitivul de prindere a elementelor cilindrice poate fi utilizat la toate tipurile de ciocnire (față, spate sau lateral). Ciocnirile s-au realizat după traiectorii ce trec prin centrul de masă, dar au existat și traiectorii necentrice.

4.12.1 Condiții impuse probelor de poligon

Pentru a asigura eficiența maximă încercările experimentale trebuie să îndeplinească anumite condiții, cum ar fi: obiectivitatea, repetabilitatea, corectitudinea, rapiditatea de efectuare, economitatea și condițiile atmosferice.

Cerința ca încercările să fie **obiective** decurge de la sine, dacă se are în vedere importanța determinării performanțelor sistemelor de siguranță pasivă sau a cunoașterii reale a comportamentului corpului uman în timpul evenimentelor rutiere, fără idei preconcepute și/sau considerate subiective. În cazul realizării planificării probelor de poligon performanțele sistemelor de limitare a mișcării se stabilesc prin analize experimentale complexe, de lungă durată, ce pot îngloba modalitățile de așezare ale ocupanților, în autovehicul, la momentul producerii evenimentelor rutiere prin ciocnire frontală, laterală, din spate respectiv răsturnare, după care informațiile stocate se compun funcție de ponderea fiecărui tip și mod de ciocnire, astfel încât datele achiziționate să descrie comportamentul dinamic al ocupantului în raport cu cel al autovehiculului.

Pentru cazul încercării autovehiculelor **repetabilitatea** presupune asigurarea acelor condiții de încercare, pentru un anumit tip sau mod de ciocnire a unui autovehicul dat, cu o anumită stare tehnică; rezultatele unor încercări repetate și/sau efectuate în condiții similare să nu difere semnificativ, iar aprecierile corespunzătoare să rămână invariante. Nu sunt greu de imaginat consecințele grave pe care le poate avea luarea unor decizii de acceptare în fabricație și/sau admiterea în circulația rutieră a unor autovehicule, pe baza rezultatelor unor încercări incorecte.

Obținerea **corectitudinii** încercărilor este strâns legată de obiectivitatea desfășurării acestora, de respectarea condițiilor impuse de repetabilitate, dar totodată presupune: - stabilirea judicioasă a limitelor de variație a parametrilor măsurăți; - utilizarea unei scheme de măsurare și a aparatură adecvate acestora și scopului urmărit; - întocmirea corectă a programului de încercare, respectarea acestuia și a prevederilor standardelor în vigoare la îndeplinirea lui; - asigurarea preciziei de măsurare prevăzută de standarde; - interpretarea justă a rezultatelor obținute prin măsurare; - repetarea încercărilor ori de câte ori rezultatele obținute prezintă un caracter contradictoriu sau nu corespund cu cele disponibile de la încercări anterioare și/sau determinate prin calcul.

Importanța obținerii rapide a rezultatelor (**rapiditatea de efectuare**) unei încercări a fost deja menționată, aceasta este uneori atât de presantă, încât riscă să devină un scop în sine și să compromită în mod esențial încercările. Se poate obține prin prelucrarea și interpretarea rapidă a datelor de măsurare, ceea ce implică utilizarea unei aparaturi adecvate de analiză a semnalelor, a calculatoarelor numerice de tip laptop sau PC.

Încercările constituie evident activități neproductive, direct consumatoare de timp, combustibil, materiale, forță de muncă, iar costul acestora se va reflecta asupra costului cercetărilor. Stringenta lor necesitate, aportul lor indirect asupra rentabilizării sau optimizării industriei sau transportului auto nu elimină însă necesitatea unei preocupări pentru reducerea la minim a cheltuielilor de încercare, acesta fiind obiectivul de **economicitate** al încercărilor.

În vederea obținerii unor rezultate practic neinfluențate de **condițiile atmosferice**, în care s-au efectuat încercările, presiunea atmosferică s-a găsit în limitele de 720-765 mm col. Hg, temperatura aerului a fost cuprinsă între +20° ... +35° C, iar viteza vântului nu a depășit 2 m/s. S-au exclus de asemenea precipitațiile de orice formă. Respectarea condițiilor arătate restrânge perioadele acceptabile pentru încercările de ciocnire în condiții reale.

Pentru **asigurarea condițiilor de fluiditate a încercărilor** este necesar să se întocmească și să se îndeplinească un program de încercare într-un termen cât mai scurt presupune o serie de măsuri organizatorice specifice.

4.12.2 Pregătirea autovehiculelor pentru încercările experimentale

În scopul realizării probelor de poligon au fost selectate autovehicule cu o stare tehnică foarte bună. S-au examinat cele mai importante caracteristici tehnice ale autovehiculului, cum ar fi: tipul, marca, seria motorului și a șasiului, parametrii de masă, performanțe, caracteristicile constructive, examinarea gradului de uzură a anvelopelor, stării instalației de frânare, sistemului de suspensie respectiv geometriei sistemului de direcție. Procesul de evaluare a măsurătorilor reiese din stabilirea parametrilor ce trebuie a fi determinați și memorați (aceștia se calculează pentru fiecare probă în parte), în etalonarea sistemului pentru achiziția și prelucrarea datelor, în evaluarea mărimilor de amplificare a valorilor electrice memorate, procedeul de realizare a fiecărei probe (inițierea pornirii, regimul de deplasare, procedeul de acționare asupra volanului,

manevrele necesare a fi efectuate de către conducătorul auto aflat în autovehiculul impactor, momentul și intensitatea frânării).

Autovehiculele supuse încercărilor experimentale au fost de diferite tipuri și modele respectiv an de fabricație. Acestea au fost pregătite pentru testele de ciocnire, fiind curățate și aplicându-se vopsele de culori diferite pe elementele distincte de caroserie împreună cu markerii amplasați echidistanți pentru a fi utilizați în procesul de prelucrare a imaginilor și digitalizare tridimensională, după care au fost supuse la mai multe moduri și tipuri de ciocnire cu viteze de deplasare diferite, în urma cărora elementele de caroserie respective s-au deformat.

Înainte de fiecare ciocnire autovehiculele au fost verificate detaliat, rezultatele astfel obținute fiind stocate într-o bază de date dar și pe fișe de încercări. După ciocnire, aceleași puncte au fost examinate iar rezultate obținute au fost suprapuse și reprezentate grafic cu ajutorul softurilor informatice.

Pentru o analiză mai riguroasă autovehiculele au fost fotografiate înainte și după fiecare ciocnire în parte, figura 4.30.



Fig. 4.30 Autovehiculul înainte și după încercarea experimentală

4.12.3 Sistemul de propulsie

Vehiculul supus testelor are o poziție statică fără a fi imobilizat cu frâna de ajutor, dar schimbătorul de viteze fiind cuplat într-o treaptă superioară de viteze, iar vehiculul împingător (impactor) ce transportă elementul cilindric, considerat obstacol, are sursă proprie de propulsie. În timpul încercărilor experimentale rezervorul de combustibil a fost degazat cu vapori de apă, după care umplut 2/3 cu apă pentru autoturismul supus ciocnirii, iar în cazul vehiculului ce transportă obstacolul rezervorul a fost demontat de pe acesta.

Fixarea dispozitivului purtător al obstacolului pe vehiculul împingător s-a realizat prin modificarea și întărirea părții frontale respectiv a șasiului acestuia. Elementul ce formează structura cadrului dispozitivului are secțiunea în formă U 110. Trunchiul de copac a fost fixat pe dispozitiv cu ajutorul unor chingi din fibră textilă cu inserție de nailon. Acest mecanism funcționează suficient de precis și permite oscilația trunchiului de copac în plan longitudinal, având la baza dispozitivului o articulație cilindrică, figura 4.29.

Autovehiculul testat a fost poziţionat pe o platformă orizontală betonată sub unghiul dorit, în raport cu autovehiculul împingător, figura 4.31, iar dispozitivul pentru determinarea vitezei la o distanţă de 30 cm faţă de zona de impact. Barierele optice au fost poziţionate pentru fiecare direcţie de impact în parte cu ajutorul unui şurub micrometric digital, iar rezultatele obţinute au fost comparate cu valorile vitezelor determinate în urma analizei înregistrărilor video de înaltă rezoluţie.



Fig. 4.31 Poziţionarea autovehiculului testat

4.12.4 Aparatura pentru achiziţia şi stocarea datelor utilizate în cadrul încercărilor experimentale

În figurile 4.14, 4.21, 4.32 - 4.34 se prezintă modul de amplasare al senzorilor pe autovehicule şi manechin.



Fig. 4.32 Senzori Xsens

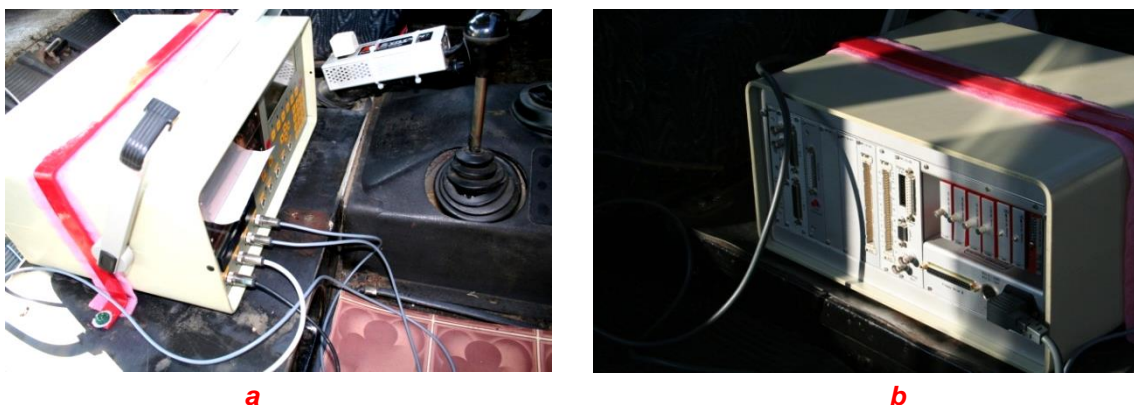


Fig. 4.33 Aparatul MC - 32 S vedere faţă a şi vedere din spate b



Fig. 4.34 DSD cu module mobile

Pe parcursul desfășurării probelor au fost supuse controlului și măsurării mai multe tipuri de variabile, după cum urmează: - timpul; - locul componentelor într-un model de coordonate spațial; - accelerațiile respectiv vitezele liniare și unghiulare; - sarcinile de solicitare care au acționat asupra manechinului și mărimile (variabilele) combinate (rezultatele ce pot deriva din celelalte variabile).

4.12.5 Sistemul de calcul utilizat pentru prelucrarea și interpretarea datelor

Prelucrarea și interpretarea datelor, măsurate în timpul efectuării încercărilor experimentale, nu este o problemă deloc simplă.

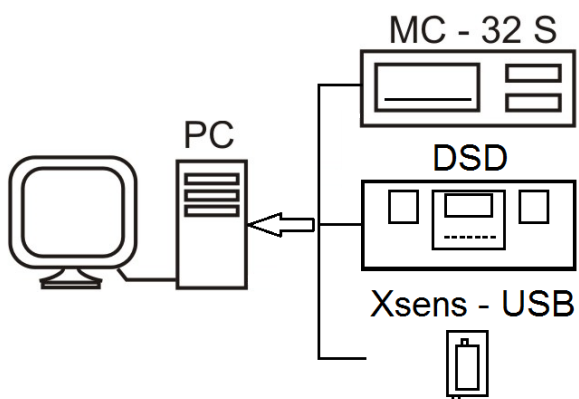


Fig. 4.35 Sistem achiziție și prelucrare digitală

de 1 TB, unitate de discuri flexibil 3.5", unitate DVD și monitor LED.

Documentarea, în legătură cu valorile măsurate, evaluarea și/sau analiza respectiv prelucrarea și interpretarea datelor furnizate de măsurători s-a rezolvat prin folosirea sistemelor de achiziție și prelucrare digitală a datelor. Pentru aceasta s-a realizat sistemul prezentat în figura 4.35, format din sistemul MC - 32 S, DSD respectiv Xsens și un calculator numeric de tip PC cu microprocesor Intel(R) Core (TM) i7 CPU 950, cu frecvența de tact de 3.07 Ghz, memoria RAM de 12.0 GB DDR3, hard disc

4.12.6 Tehnica de măsurare și înregistrări video

Mărimile solicitărilor măsurate pe manechin servesc drept criteriu pentru gravitatea vătămărilor ocupanților, dar și o măsură a gravității evenimentelor rutiere. Aceste solicitări mecanice sunt percepute cu ajutorul senzorilor și transformate în semnale electrice de formă analogă și/sau digitală, care pot fi analizate, memorate și stocate.

Autovehiculele utilizate în cadrul încercărilor experimentale sunt fotografiate în prealabil înainte și după fiecare ciocnire în parte. Pentru analizarea comportamentului structurii autovehiculului în timpul ciocnirii precum și pentru analizarea zonei de contact dintre spațiul interior și părțile corpului manechinului, la simularea experimentală, se utilizează tehnica de filmare cu viteze mari, figura 4.36.



Fig. 4.36 Cameră video de mare viteză SA3

Pentru aceasta se deosebesc camere de filmare staționare sau montate pe autovehiculele supuse testelor. Camerele pot fi montate cu obiectivul orizontal sau vertical, deasupra zonei de impact, scopul lor fiind de a înregistra mișcarea autovehiculului înainte de ciocnire precum și în timpul acesteia. Deasemenea sunt utilizate camere pentru a înregistra deplasarea autovehiculului din lateral, iar deasupra pot fi montate camere de mare viteză. În zona ciocnirii, pe sol, se aplică semne distinctive din 50 în 50 de *cm* iar în planul îndepărtat se instalează un panou gradat la intervale de 10 *cm*. O serie de semne sunt aplicate la intervale de 8 *cm* sub autovehicul și obstacol. De obicei se montează două camere video de mare viteză, una deasupra zonei de impact, capabilă să înregistreze 500 de cadre pe secundă iar cealaltă cu o capacitate de 1000 de cadre pe secundă, poziționată lateral. Imaginile înregistrate sunt utilizate la determinarea rotației autovehiculului în urma ciocnirii.

4.13 Concluzii

Observarea științifică presupune o legătură permanentă între studiile teoretice și analizele experimentale. La îndeplinirea obiectivelor de cercetare experimentală au fost concepute și realizate lanțuri de măsurare, în funcție de protocolul utilizat pentru urmărirea variabilele de interes, prezentându-se o serie de aspecte legate de înglobarea sistemelor de măsurare numerice în aplicații din domeniul inteligenței artificiale. Au fost prezentate programul și metoda de cecetare, aparatura și instalația de măsurare, memorare, prelucrare și interpretare a datelor și etalonarea lanțurilor de măsurare. Astfel, sunt prezentate categoriile de sisteme de măsurare asistate de calculator, utilizate la cercetarea experimentală, punând în evidență principalele componente ale acestor sisteme, funcțiunile și performanțele lor. În lucrare s-a implementat o tehnologie modernă, de nivel mondial, ce revoluționează construcția și performanțele senzorilor inerțiali și anume sistemele microelectromecanice MEMS de tip Xsens, care au dimensiuni foarte reduse și necesită spații de amplasare extrem de restrânse, ce oferă o gamă largă de informații despre starea internă a modulului monitorizat.

CAPITOLUL 5

ANALIZA NUMERICĂ A DATELOR

Rularea modelelor analitice pentru simularea virtuală a coliziunii laterale sub un unghi oarecare și testele experimentale, în condiții reale, permit analiza sarcinilor de solicitare respectiv comportamentul dinamic al conducătorului auto ori al pasagerului din dreapta sa.

Simularea virtuală și testele de încercări experimentale, în condiții reale de poligon, s-au realizat pentru viteze mici cuprinse între 20 și 40 km/h, cu unghiurile dintre vehicule diferite respectiv dintre vehicul și obstacolul cilindric vertical rigid fix.

În acest capitol sunt prezentate rezultatele pentru scenariul de coliziune dintre un vehicul și un obstacol cilindric vertical rigid fix (trunchi de copac), în condiții reale, realizat la viteza de 11.11 [ms] și un unghi de 55 grade.

5.1 Analiza datelor teoretice ale coliziunii

5.1.1 Solicitarea manechinului la nivelul capului

Din studiile de specialitate, reiese că în majoritatea probelor de coliziune la autovehicule, în care sunt utilizate manechinele de test, criteriul *HIC* este considerat element de referință pentru aprecierea gradului de vătămare la nivelul capului. În urma realizării încercărilor experimentale de coliziune, rezultatele urmărite au vizat variația în timp a componentelor accelerației, vitezei, și a deplasării liniare la nivelul ocupantului.

Gravitatea sau cuantificarea leziunilor cerebrale ori a unei fracturi craniene este dată atât de mărimea accelerației, cât și de durata acesteia. Pot fi tolerate accelerații de 200 [g] exercitate timp de 2 [ms], sau accelerațiile de 80 [g] exercitate pe durate de până la 200 [ms].

Rezultatele obținute pe cale teoretică și experimentală au permis stabilirea unor curbe de toleranță, în care severitatea leziunilor este definită de variația accelerației în funcție de sarcina de solicitare.

În figura 5.1 este prezentată variația deplasării centrului de masă al capului manechinului după axele x , y și z . Se observă faptul că valoarea maximă de 410 [mm] este înregistrată la momentul de timp $t = 100$ [ms], pe direcția axei y .

Variațiile deplasării după axele x și z sunt mai reduse, fapt care se explică prin tipul coliziunii și acțiunea sistemului de reținere, mișcarea capului manechinului având o amplitudinea mai mare pe direcția axei transversale y .

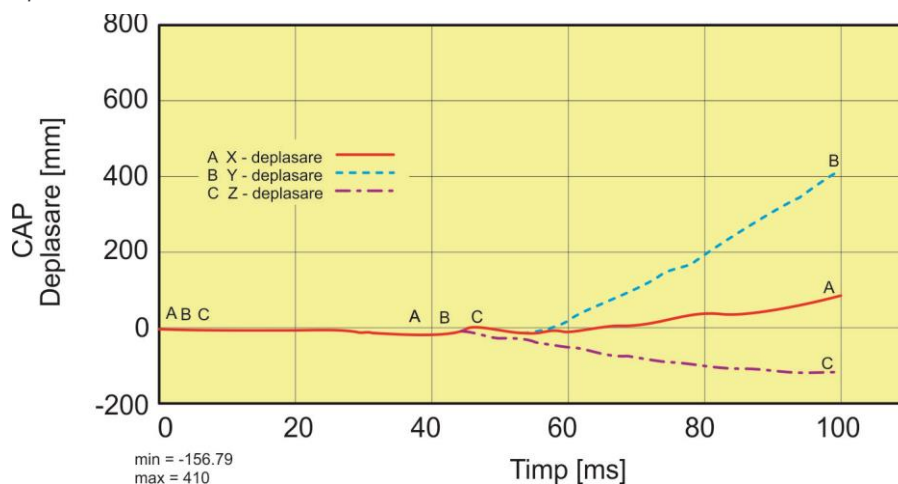


Fig. 5.1 Variația componentelor deplasării

În figura 5.2 variația vitezei liniare este asemănătoare cu deplasarea liniară.

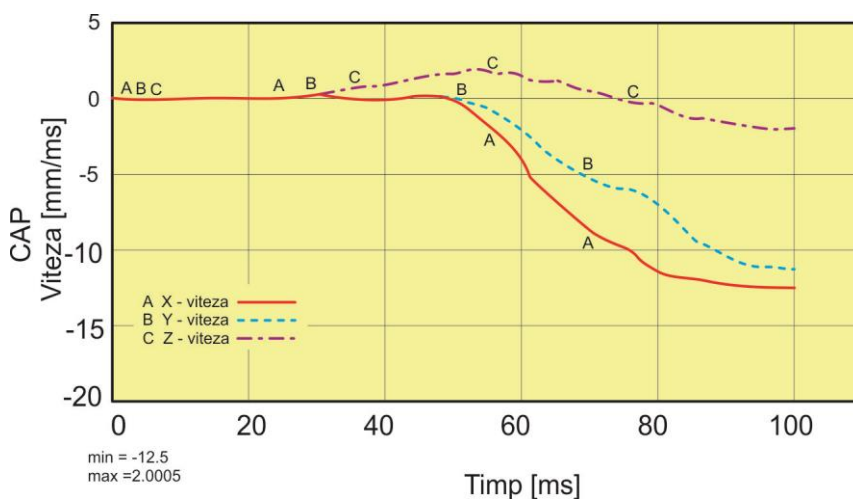


Fig. 5.2 Variația componentelor vitezei

Astfel, valorile maxime ale vitezei sunt atinse de către componenta vitezei după axa x urmată de axa y, ajungând la momentul final al simulării $t = 100$ [ms] la o valoare maximă a vitezei de 12.5 [mm/ms], pe direcție x respectiv 10.5 [mm/ms] pe direcția y.

Explicația valorilor mici ale vitezei după axele z, ca și în cazul anterior, constă în tipul de coliziune studiat, dar și faptul că manechinul este reținut de centura de siguranță, astfel încât mișcarea liberă este limitată.

Componenta accelerației longitudinale, după axa x, prezintă cele mai mari variații în timp. Valoarea maximă accelerației la nivelul centrului de masă al capului, atinge valoarea maximă de 68.829 [g] la momentul de timp $t = 65$ [ms], figura 5.3.

Așa cum este stabilit prin regulamentul *FMVSS nr. 208*, valoarea maximă a accelerației la nivelul capului este de 80 [g]. Se observă că pentru poziția ocupantului care utilizează centura de siguranță, limita maximă a accelerației nu este atinsă, ceea ce înseamnă un grad de vătămare mai mic la nivelul capului.

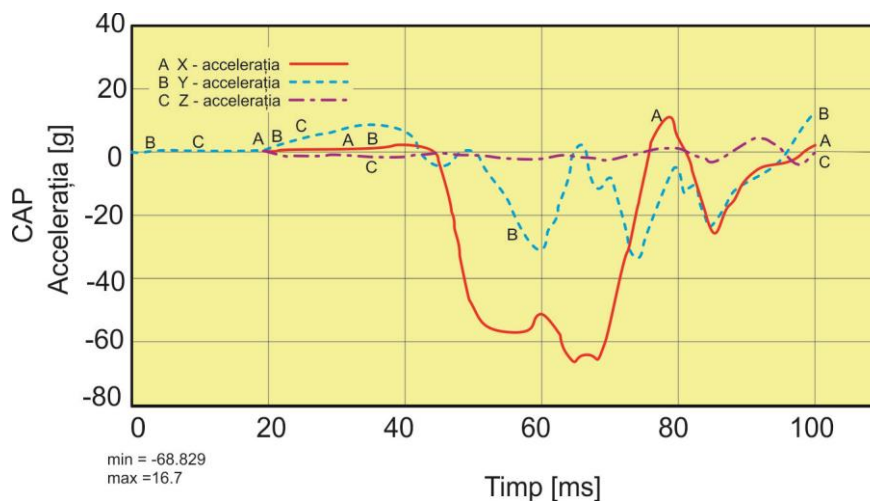


Fig. 5.3 Variația în timp a componentelor accelerației

Gradul de vătămare la nivelul capului poate fi cuantificat prin intermediul criteriului de vătămare al capului.

Conform graficului din figura 5.4 valoarea maximă *HIC 15* (pe un interval de timp de 15 ms), în centrul de masă al capului, este de 671. Se constată că această valoare se situează sub limita maximă de 700.

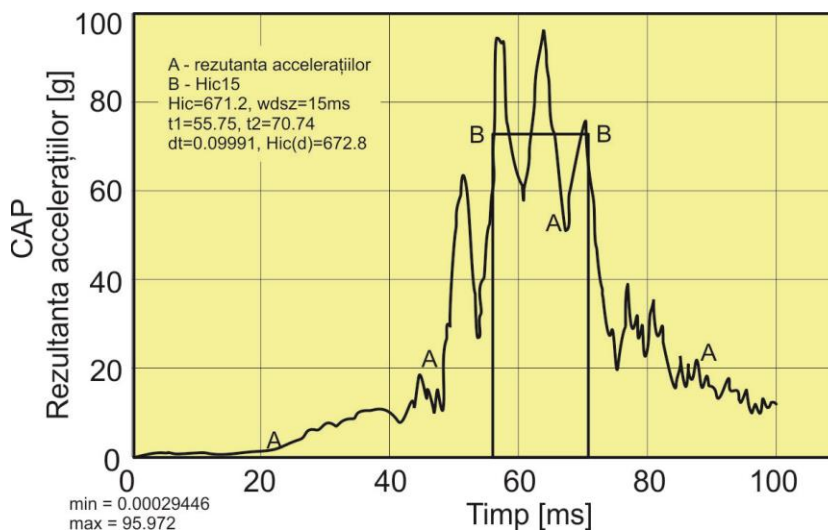


Fig. 5.4 Criteriul de vătămare al capului - HIC 15

Valoarea maximă *HIC 36* (pe un interval de timp de 36 ms) în centrul de masă al capului este de 766, figura 5.5, ceea ce înseamnă că se situează sub limita maximă de 1000.

Din datele pentru *HIC 15* și *HIC 36* se poate concluziona faptul că în cazul unui impact lateral, dacă conducătorul auto ocupă o poziție normală la volan și utilizează centura de siguranță, traumatismele produse la nivelul capului nu sunt letale.

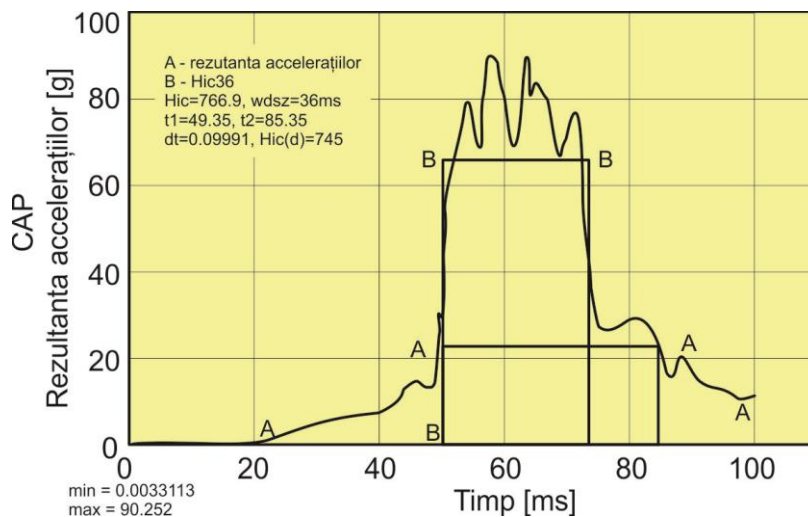


Fig. 5.5 Criteriul de vătămare al capului - HIC 36

5.1.2 Solicitarea manechinului la nivelul toracelui

Pentru analiza comportamentului cinematic al manechinului în ciocnirea laterală s-au urmărit variațiile în timp ale componentelor deplasării, vitezei și accelerației liniare.

Variațiile accelerațiilor la nivelul toracelui conducătorului auto, determinate prin simularea coliziunii, sunt cuprinse în standardele de vătămare [105].

Figura 5.6 prezintă variația deplasării liniare a toracelui manechinului după axele x , y și z . Se observă faptul că valoarea maximă de 300 [mm] este înregistrată la momentul de timp $t = 100$ [ms], pe direcția axei longitudinale y .

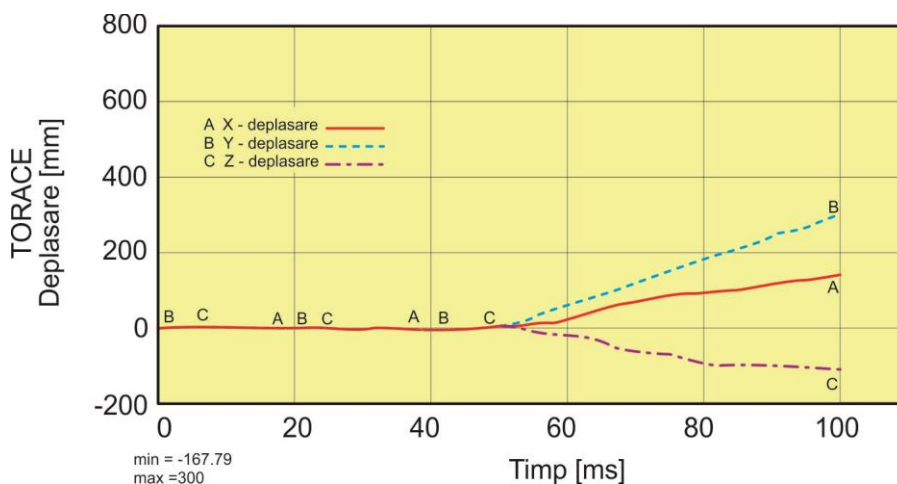


Fig. 5.6 Variația componentelor deplasării

Variațiile deplasării după axa z este mai mică, fapt care se explică prin tipul coliziunii și acțiunea sistemului de limitare a mișcării, deplasarea manechinului la nivelul toracelui având o amplitudine mare pe direcția axei transversale.

Valorile maxime ale vitezei liniare sunt descrise de către componenta vitezei după axa y , ajungând la momentul final al simulării $t = 100$ [ms] la o valoare maximă a vitezei de 10.794 [mm/ms], pe direcție transversală, figura 5.7. Explicația valorilor mici ale vitezei după axele x și z , ca și în cazul anterior, constă în tipul de coliziune studiat, dar și faptul că mișcarea manechinului este limitată de centura de siguranță.

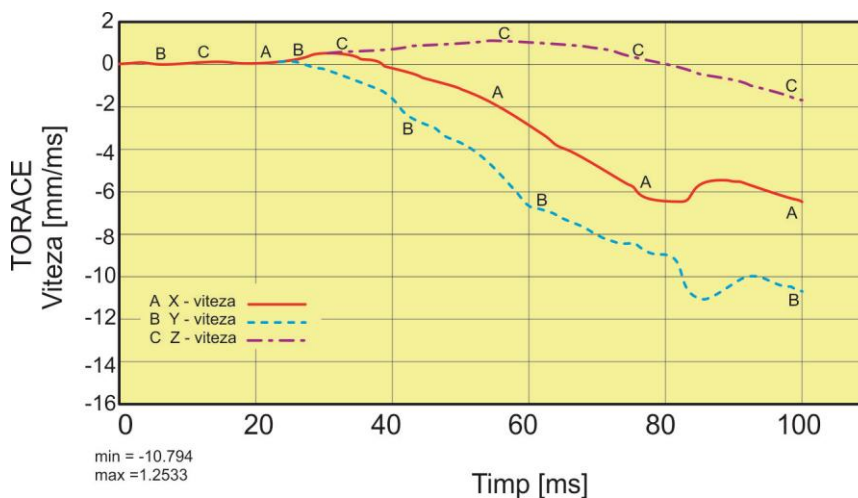


Fig. 5.7 Variația componentelor vitezei

În urma simulării impactului, au fost reprezentate variațiile componentelor accelerației liniare, după axele x , y și z , înregistrate la nivelul toracelui conducătorului auto.

Componenta accelerației transversale, după axa y , prezintă cele mai mari variații. Accelerația la nivelul toracelui, atinge valoarea maximă de 30 [g] la momentul de timp $t = 70$ [ms], figura 5.8.

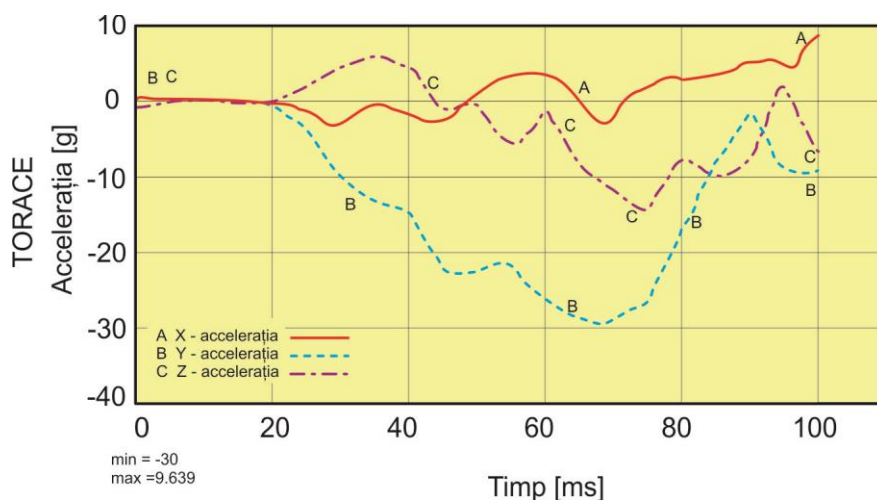


Fig. 5.8 Variația componentelor accelerației

Directiva FMVSS Nr. 208 stabilește valoarea maximă a accelerației la nivelul toracelui la 60 [g]. Se observă că nu este atinsă limita maximă a accelerației, ceea ce se înseamnă un grad de vătămare scăzut la nivelul toracelui.

Conform directivelor *FMVSS Nr. 208* și *CMVSS 208*, în cazul impactului lateral, valoarea maximă *CSI*, compatibilă cu supraviețuirea, trebuie să fie sub 1000 ($CSI < 1000$).

Din rezultatele obținute, conform figurii 5.9, se poate observa faptul că în cazul ciocnirii laterale, dacă conducătorul este poziționat normal în postul de conducere și are fixată centura de siguranță, traumatismele produse la nivelul toracelui nu sunt letale. S-a determinat grafic valoare de 191 pentru indicele *CSI*, cu mult sub limita impusă de reglementările testelor de coliziune.

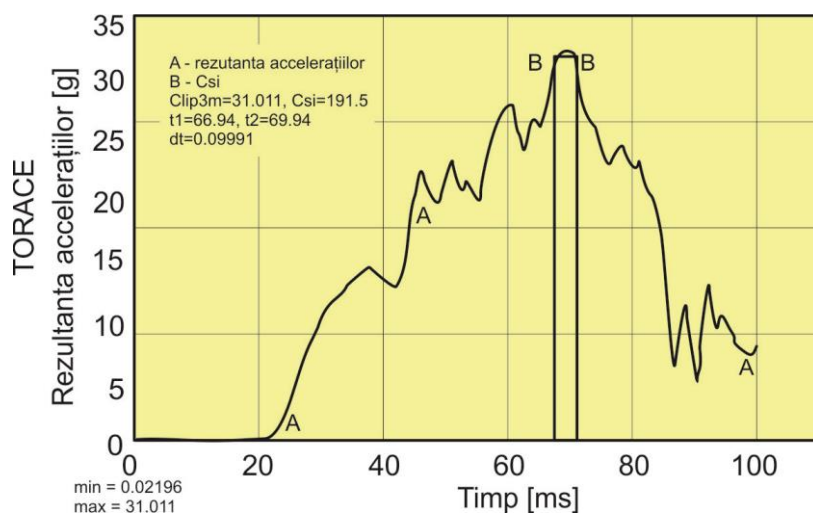


Fig. 5.9 Valoarea CSI

5.1.3 Solicitarea manechinului la nivelul bazinului

Variația în timp a componentelor deplasării liniare a bazinului manechinului după axele *x*, *y* și *z* este prezentată în figura 5.10. Valoarea maximă de 309.076 [mm] este înregistrată la momentul de timp $t = 100$ [ms], pe direcția axei longitudinale *y*.

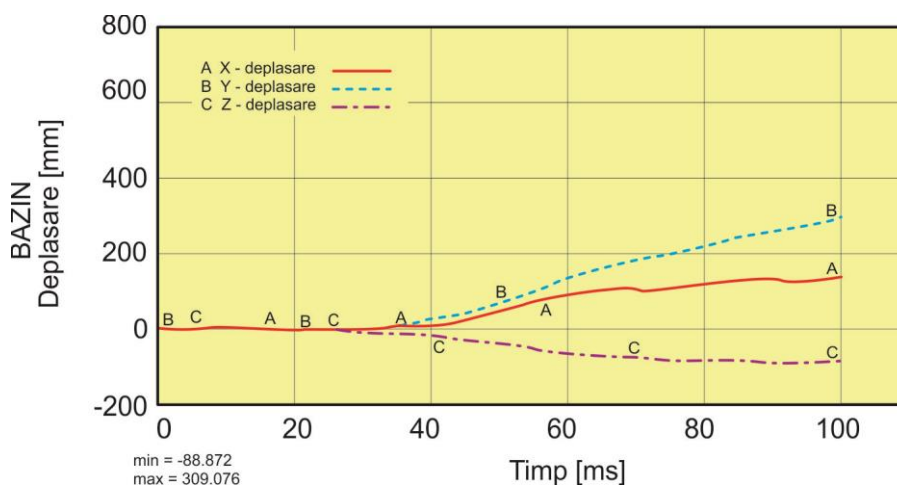


Fig. 5.10 Variația componentelor deplasării

Variațiile deplasării după axele x și z sunt mai mici, fapt care se explică prin tipul coliziunii și acțiunea sistemului de limitare a mișcării, deplasarea manechinului la nivelul bazinului având o amplitudine mare pe direcția axei transversale.

Valorile maxime ale vitezei liniare sunt obținute pe direcția transversală y , atingând la momentul final al simulării $t = 100$ [ms] o valoare maximă a vitezei de 5.873 [mm/ms], pe direcție longitudinală, figura 5.11.

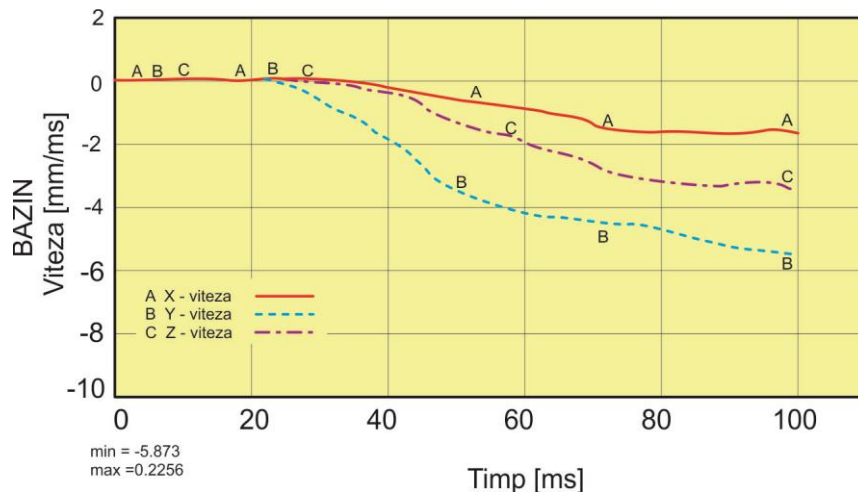


Fig. 5.11 Variația componentelor vitezei

Valorile mici ale vitezei liniare după axele x și z , pot fi explicate prin tipul de coliziune studiat, dar și faptul că manechinul este asigurat în centura de siguranță, astfel încât nu i se permite o mișcare liberă a bazinului.

Variațiile componentelor accelerației liniare, după axele x , y și z , înregistrate la nivelul bazinului conducătorului auto sunt reprezentate în figura 5.12. Variații însemnate sunt înregistrate la nivelul componentei accelerației după axa y .

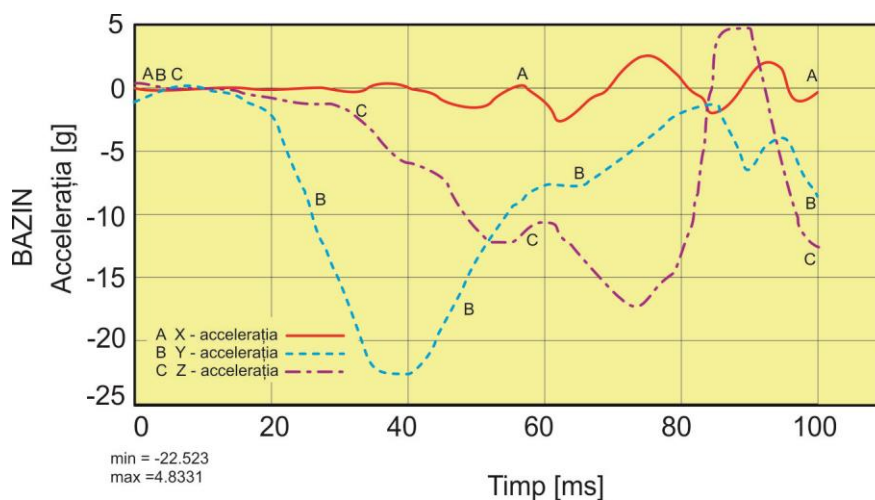


Fig. 5.12 Variația componentelor accelerației

Valoarea maximă a accelerației transversale, la nivelul bazinului, atinge valoarea maximă de 22.523 [g] la momentul de timp $t = 36$ [ms].

5.1.4 Solicitarea manechinului la nivelul genunchiului

Articulația genunchiului pentru ambele membre inferioare prezintă unele diferențe de variație a componentelor deplasării după axele x, y și z. Din figura 5.13 se observă că valoarea maximă a deplasării longitudinale este de aproximativ 221.22 [mm] la partea stângă și 289 [mm] la partea dreaptă, în momentul final al impactului $t = 100$ [ms], pe direcția verticală a manechinului. După aceeași direcție, axa C, a fost determinată și mișcarea ansamblului manechin - scaun - volan.

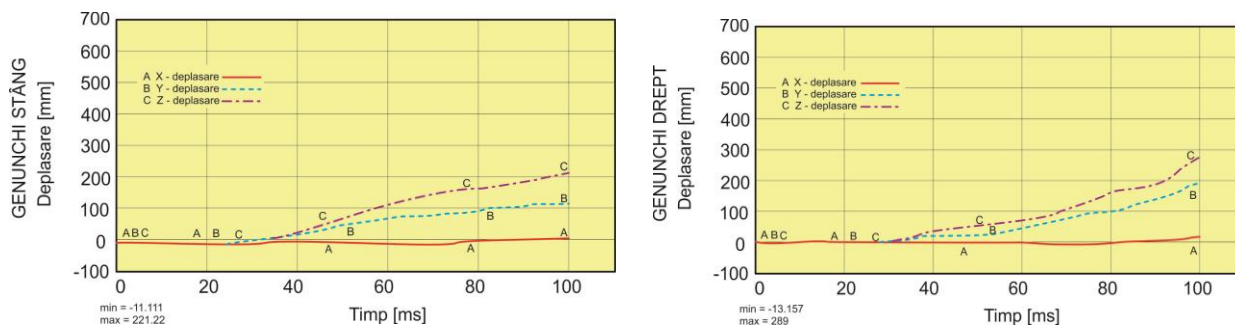


Fig. 5.13 Variația componentelor deplasării

În ceea ce privește variația componentelor vitezei s-a determinat pentru articulația genunchiului drept și stâng valoarea maximă de 11.75 [mm/ms] la momentul final $t = 100$ [ms] pe direcție transversală, figura 5.14.

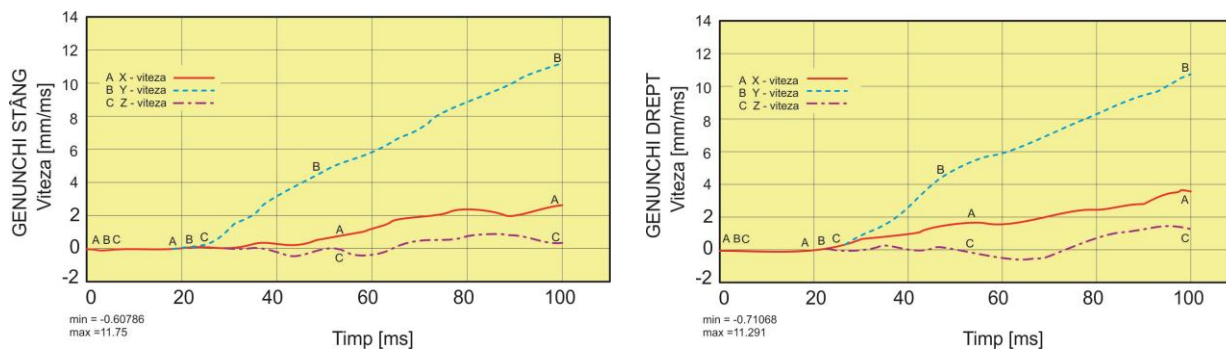


Fig. 5.14 Variația componentelor vitezei

Variația în timp a accelerației liniare, după axele x, y și z, înregistrate la nivelul genunchilor conducătorului auto, este prezentată în figura 5.15.

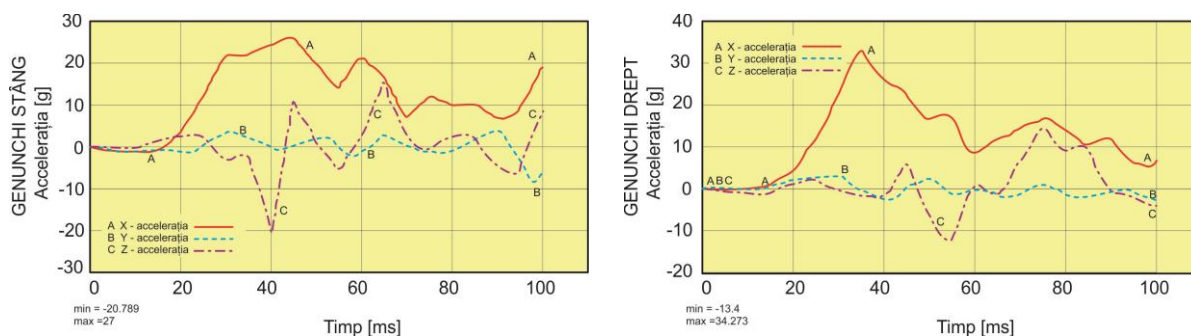


Fig. 5.15 Variația componentelor accelerației

Componenta acceleraţiei, după axa y , prezintă variaţii însemnate, având valoarea maximă de $34 [g]$ pentru $t = 30 [ms]$, la nivelul genunchiului drept.

5.1.5 Solicitarea manechinului la nivelul gleznei

Valorile maxime de $149.58 [mm]$ pentru deplasarea liniară a articulaţiei gleznei drepte şi de $173.91 [mm]$ la glezna stânga, sunt înregistrate la momentul de timp $t = 100 [ms]$, pe direcţia transversală, după axa y , figura 5.16.

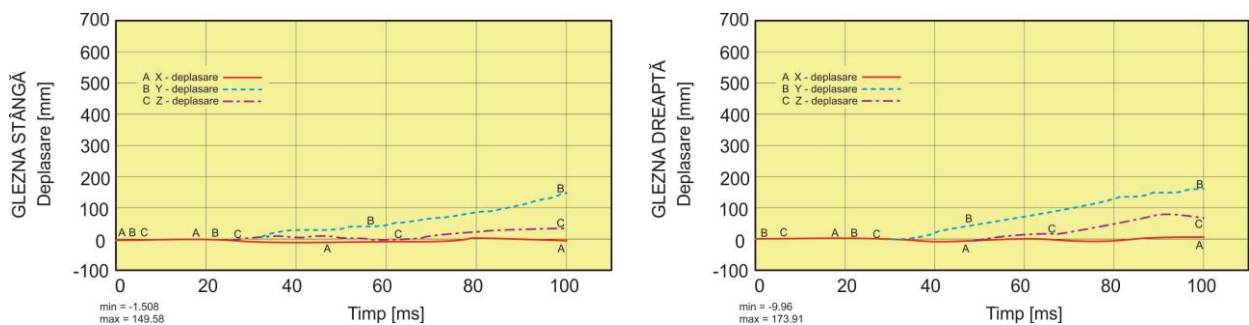


Fig. 5.16 Variaţia componentelor deplasării

Viteza de translaţie a articulaţiei gleznei atinge valoarea maximă de $11.979 [mm/ms]$ la momentul de timp $t = 100 [ms]$, pentru membrul stâng şi $12.21 [mm/ms]$ pentru membrul drept, pe direcţie transversală, după axa y , figura 5.17.

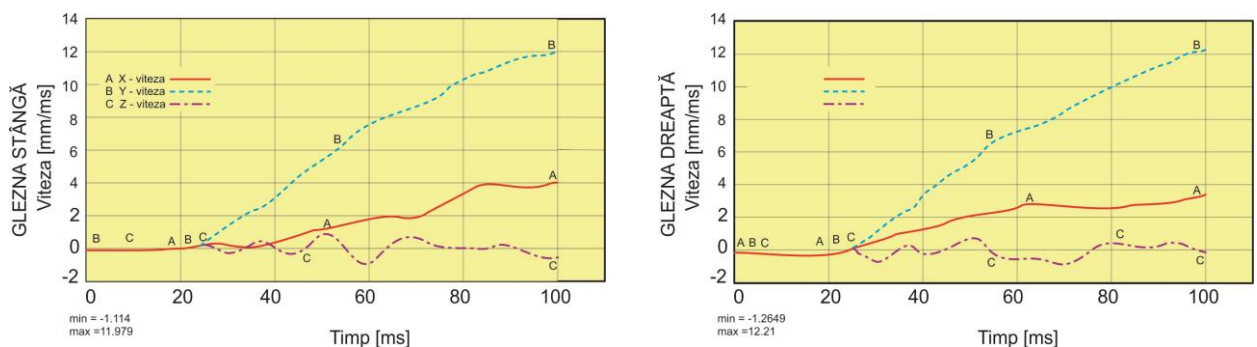


Fig. 5.17 Variaţia componentelor vitezei

Din analiza componentelor acceleraţiei liniare sunt sesizate variaţii importante pe direcţia axei y . Astfel, acceleraţia articulaţiei gleznei membrului inferior stâng ajunge la valoarea maximă de $31.792 [g]$ la momentul $t = 40 [ms]$, în direcţie transversală, figura 5.18. Acest fapt se produce din cauza contactului dintre membrul inferior şi elementele portierei, care penetrează spre interiorul habitaculului. În traiectoria sa, spre punctul de impact, membrul inferior intră în contact cu elementele din interiorul habitaculului, schimbându-i direcţia.

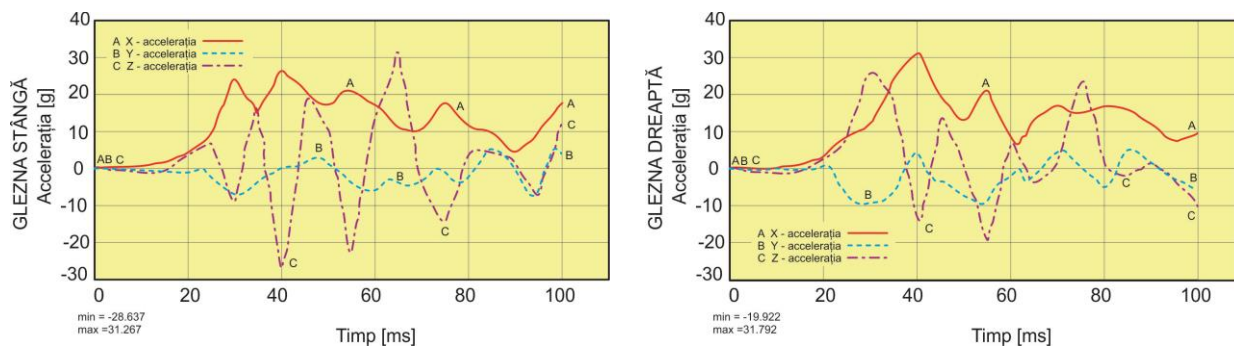


Fig. 5.18 Variația componentelor accelerației

5.2 Analiza datelor experimentale ale coliziunii

5.2.1 Solicitarea manechinului la nivelul capului

Valoarea deplasării maxime de 480 [mm] se obține la momentul $t = 100$ [ms], după direcția transversală y. Viteza liniară atinge valoarea maximă de 12.61 [mm/ms] la finalul impactului pe direcție transversală, figura 5.19.

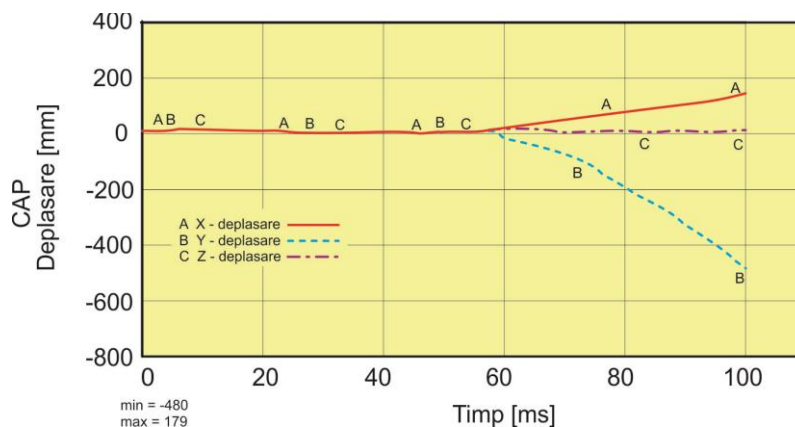


Fig. 5.19 Variația componentelor deplasării

Componenta accelerației transversale, la nivelul capului, atinge valoarea maximă de 68.54 [g] la momentul $t = 78$ [ms], figura 5.20.

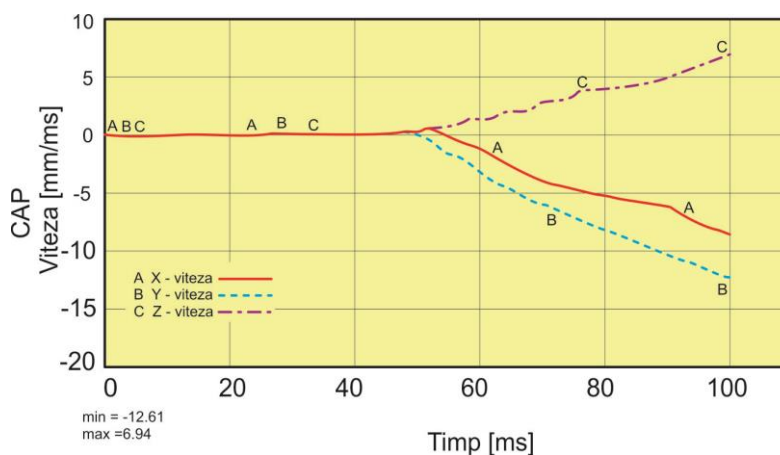


Fig. 5.20 Variația componentelor vitezei

Directiva *FMVSS Nr. 208* prevede că pentru accelerația la nivelul capului valoarea maximă să fie de 80 [g]. Se observă că accelerația limită maximă este superioară, datorită faptului că centura de siguranță a fost utilizată, adică, severitatea leziunilor a fost mai redusă la nivelul capului, figura **5.21**.

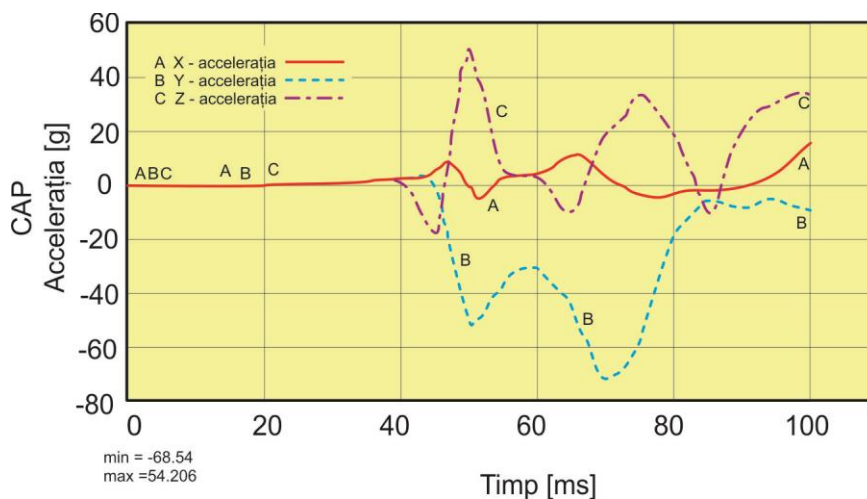


Fig. **5.21** Variația componentelor accelerației

Rezultanta accelerației, concentrate în centrul de masă al capului, este elementul de referință pentru aprecierea gradului de vătămare la nivelul acestuia.

Din figura **5.22** se reține că valoarea maximă *HIC 15* (pe o durată de 15 ms) este de 478, adică această valoare se situează sub limita maximă de referință de 700.

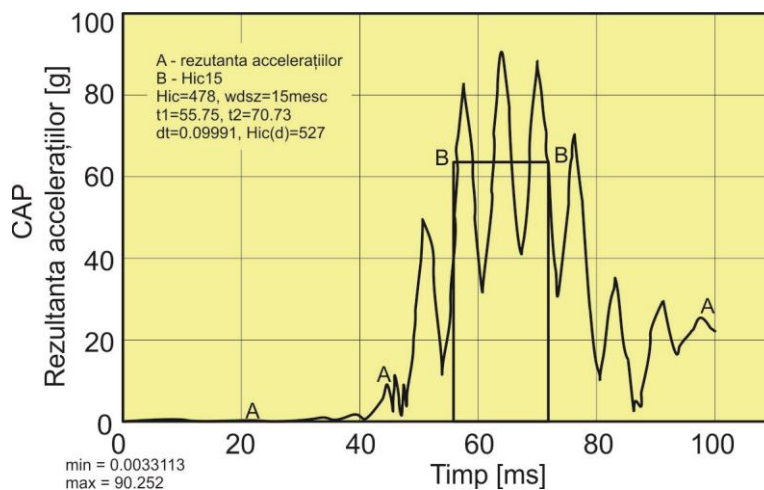


Fig. **5.22** Valoarea HIC 15

Valoarea maximă *HIC 36* (pe o durată de 36 ms) este de 597, figura **5.23**. În această situație limita maximă de referință fiind de 1000.

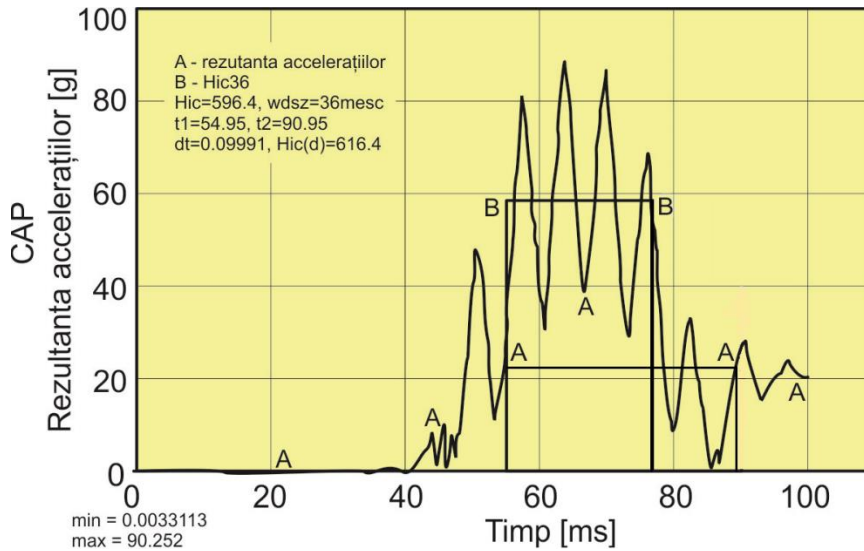


Fig. 5.23 Valoarea HIC 36

Astfel, putem spune că pentru valorile *HIC 15* și *HIC 36*, determinate anterior, se observă că datorită utilizării centurii de siguranță de către conducătorul auto, sarcinile de solicitările de la nivelul capului nu provoacă traumatisme care să pună viață în pericol.

5.2.2 Solicitarea manechinului la nivelul toracelui

Deplasarea și viteza liniară sunt prezentate în figurile 5.24 respectiv 5.25, unde s-a determinat pentru deplasarea pe direcție transversală valoarea maximă de 193 [mm] respectiv pentru viteză pe direcție transversală valoarea maximă de 12.132 [mm/ms] la momentul $t = 100$ [ms].

Din testele de coliziune s-a obținut variația accelerației liniare, după axele x , y și z , la nivelul toracelui conducătorului auto.

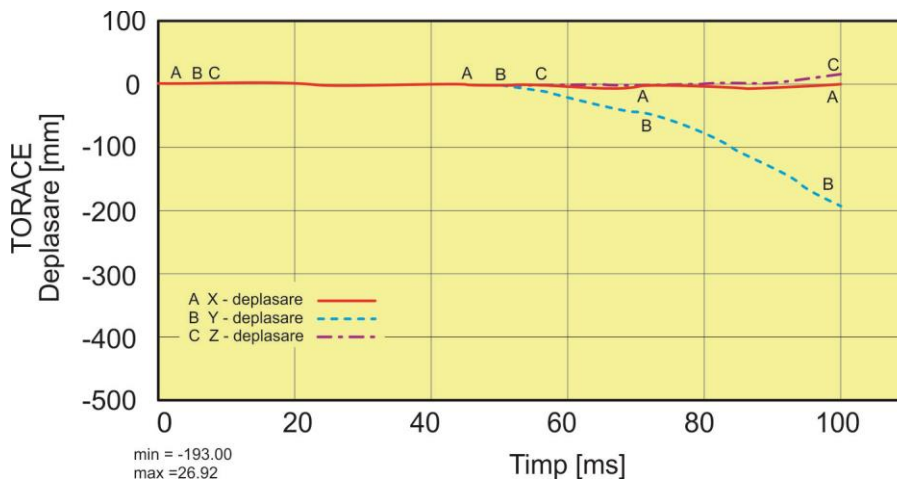


Fig. 5.24 Variația componentelor deplasării

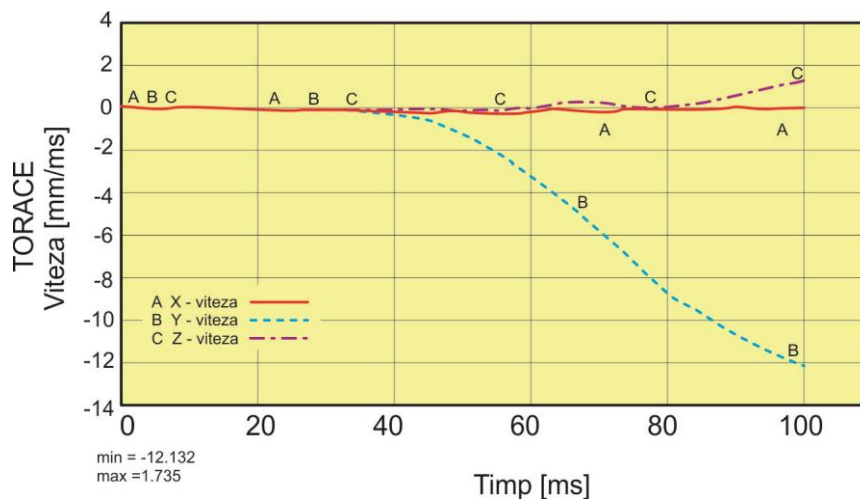


Fig. 5.25 Variația componentelor vitezei

Accelerația transversală prezintă însemnate variații atingând, la nivelul toracelui, valoarea maximă de 35 [g] la momentul $t = 70$ [ms], figura 5.26.

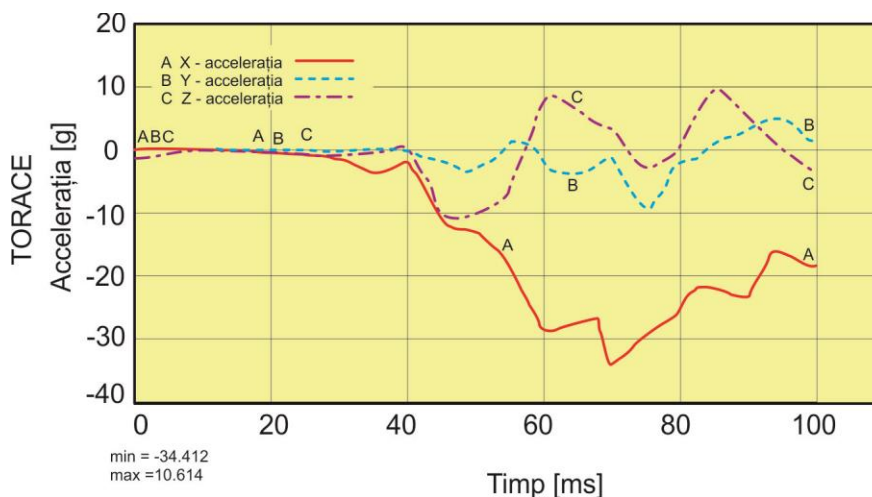


Fig. 5.26 Variația componentelor accelerației

În situația în care manechinul are centura de siguranță montată, limita maximă impusă prin directiva *FMVSS Nr. 208* a accelerației nu este atinsă, adică un grad de vătămare redus la nivelul toracelui.

Directivele *FMVSS Nr. 208* și *CMVSS Nr. 208* impun, în cazul impactului lateral, ca limita maximă *CSI*, compatibilă cu supraviețuirea să fie mai mică de 1000 ($CSI < 1000$).

Din figura 5.27 rezultă că o valoare a *CSI* de 146, este cu mult sub limita impusă de directivele *FMVSS* respectiv *CMVSS*, și nu provoacă traumatisme pentru ca viața să fie pusă în pericol.

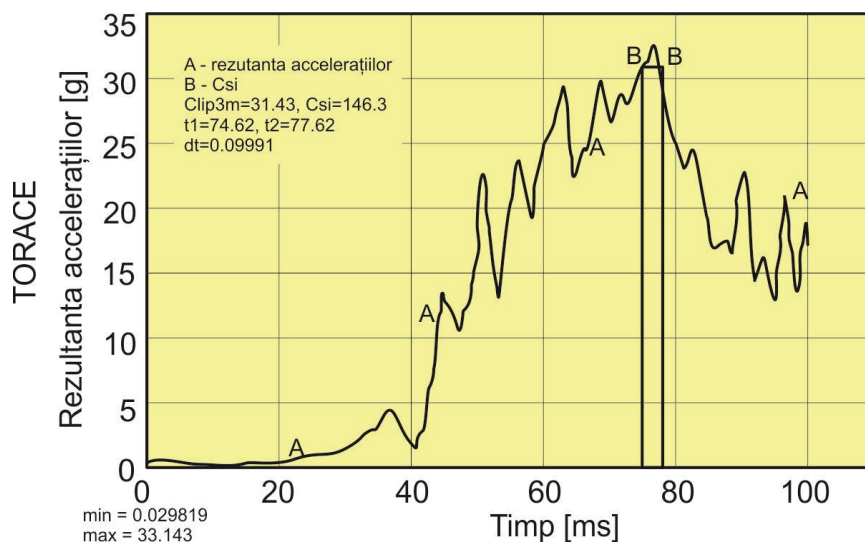


Fig. 5.27 Valoarea CSI

5.2.3 Solicitarea manechinului la nivelul bazinului

Amplitudinea maximă a deplasării bazinului manechinului este realizată după direcția transversală y , atingând valoarea de 137.31 [mm] la sfârșitul simulării, figura 5.28, urmată de deplasarea longitudinală după axa x de aproximativ 63 [mm].

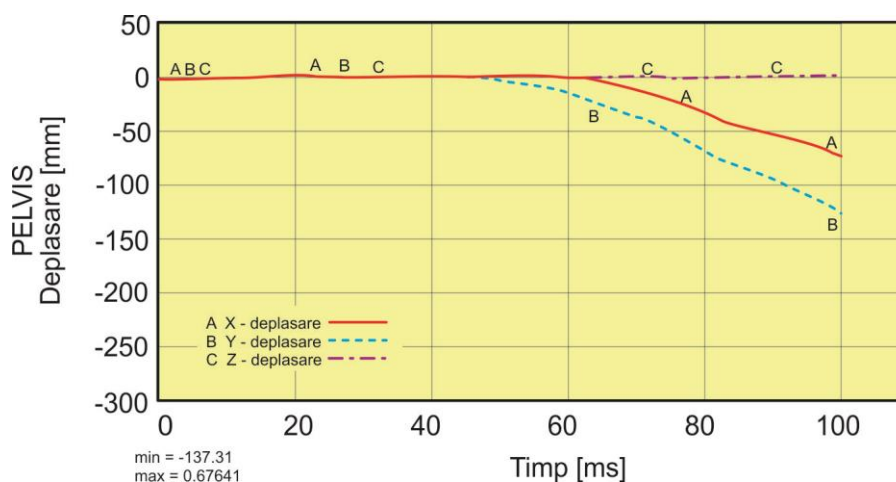


Fig. 5.28 Variația componentelor deplasării

Mărimile deplasărilor după cele două axe y și x sunt caracteristice unei mișcări limitate a manechinului la nivelul bazinului, deoarece a fost utilizată centura de siguranță.

Valoarea maximă a vitezei liniare de 4.2 [mm/ms] este atinsă în plan transversal la sfârșitul impactului, figura 5.29.

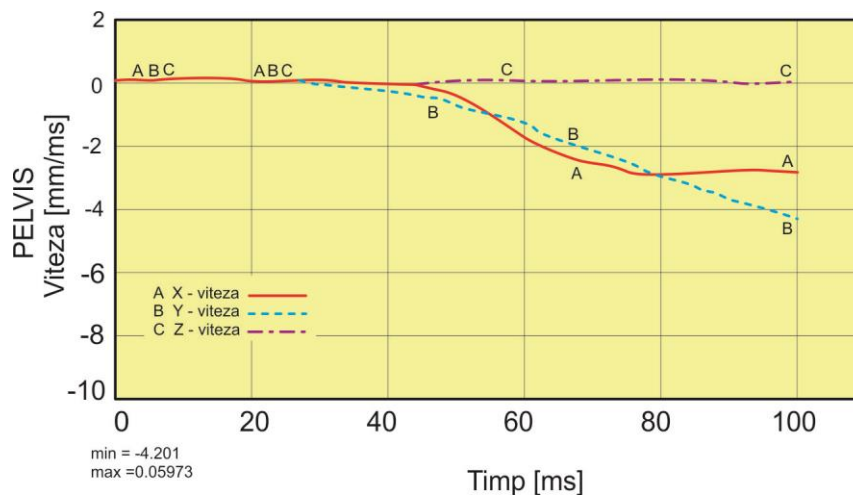


Fig. 5.29 Variația vitezei

Se observă că în intervalul 80 - 85 [ms] viteza după axa x este asimptotică la viteza înregistrată după axa y. Chiar dacă s-a utilizat sistemul pentru limitarea mișcării conducătorului auto (centura de siguranță), totuși acest lucru conduce la obținerea unor variații mai ridicate a vitezei după axa y urmată de axa x.

Maximul accelerației este atins în plan transversal la momentul $t = 85$ [ms], de la inițierea coliziunii, dar sunt observate variații mari ale accelerației după axa x, figura 5.30. Pentru intervalul de timp 52 - 58 [ms] accelerația longitudinală atinge maximul de 15 [g], mult mai mari decât accelerația transversală.

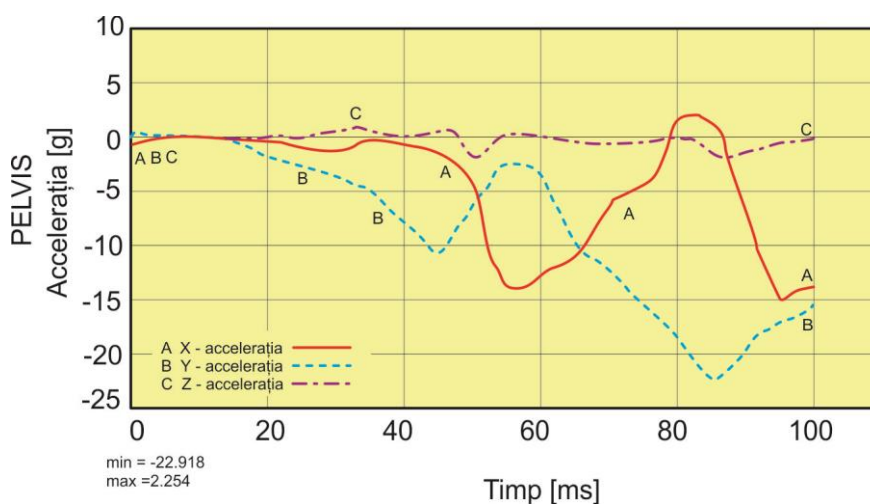


Fig. 5.30 Variația componentelor accelerației

În concluzie, cu toate că sistemul pentru limitarea mișcării a fost utilizat, acest lucru a permis variații în timp a deplasării, vitezei și accelerației liniare de valori mai ridicate în plan transversal din cauza mișcării bazinului manechinului.

5.2.4 Solicitarea manechinului la nivelul genunchiului

În figurile 5.31 - 5.33 sunt prezentate deplasarea, viteza și accelerația. Astfel, în cazul variației accelerației liniare, atât la nivelul articulației genunchiului stâng, cât și la cel drept, pentru momentul de timp $t = 70$ [ms], se observă o valoare ridicată după axa y , ce atinge aproximativ 25 [g], figura 5.33. Acest moment coincide cu momentul în care are loc contactul dintre genunchi sau contactul dintre genunchi și portieră.

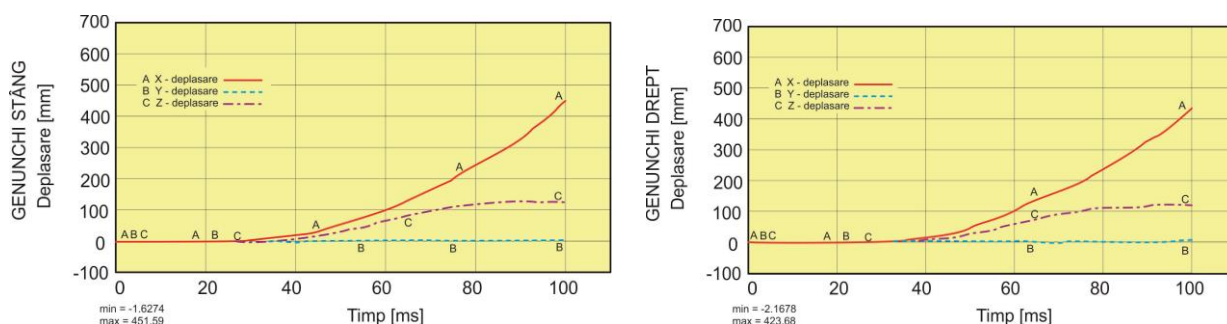


Fig.5.31 Variația în timp a componentelor deplasării

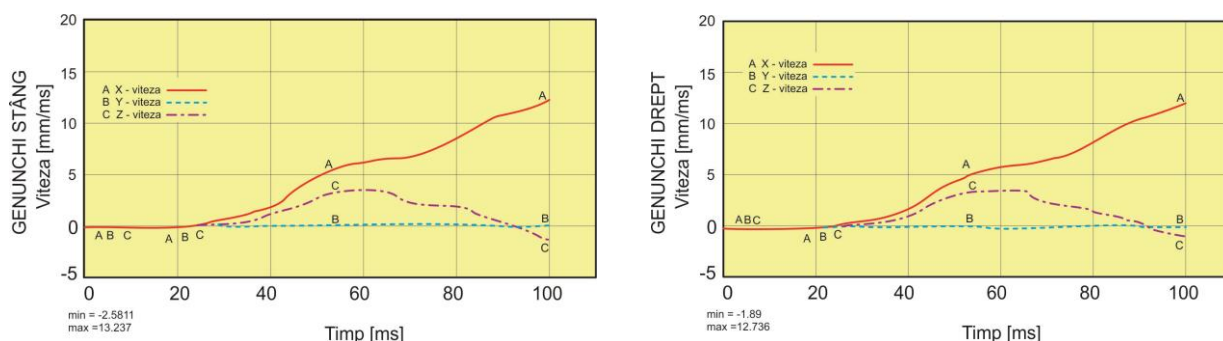


Fig.5.32 Variația în timp a componentelor vitezei

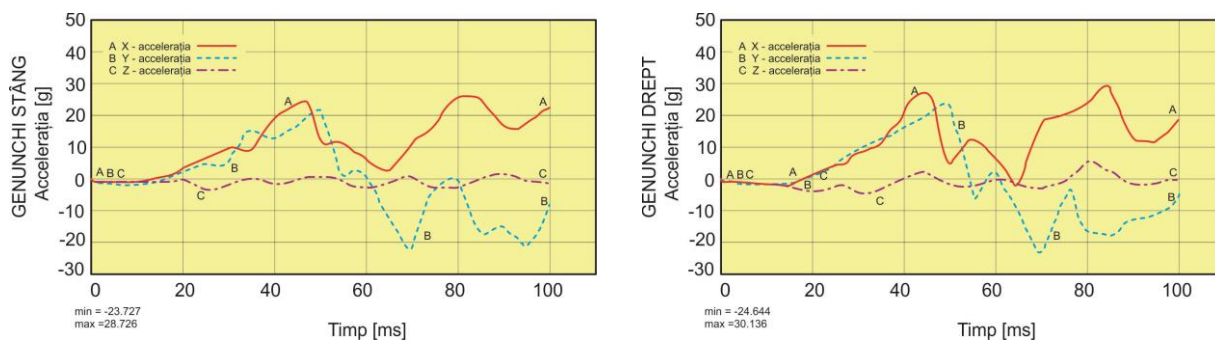


Fig.5.33 Variația în timp a componentelor accelerației

În tabelul 5.1 sunt prezentați parametrii cinematici la nivelul genunchiului.

Tabelul 5.1 Parametrii cinematici la nivelul genunchiului

Componentă	Parametru	Articulația genunchiului - axa transversală	
		stâng	drept
	Deplasare [mm]	588	586
	Viteza [mm/ms]	15	15
	Accelerația [g]	40	37

5.2.5 Solicitarea manechinului la nivelul gleznei

În mod asemănător cu articulația genunchiului variația accelerației la glezna stângă sau dreaptă atinge valoarea maximă, după axa transversală, de 35 [g] la $t = 70$ [ms], moment în care extremitățile membrelor inferioare (laba) intră în contact cu zona pragului din interiorul autovehiculului, figura 5.36.

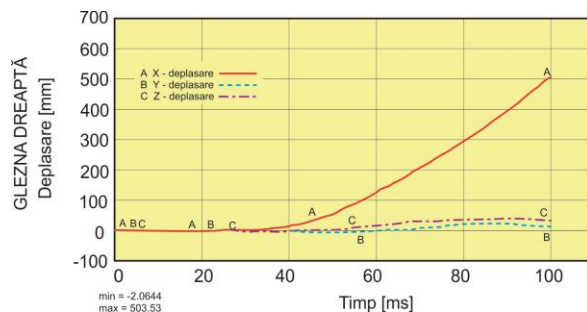
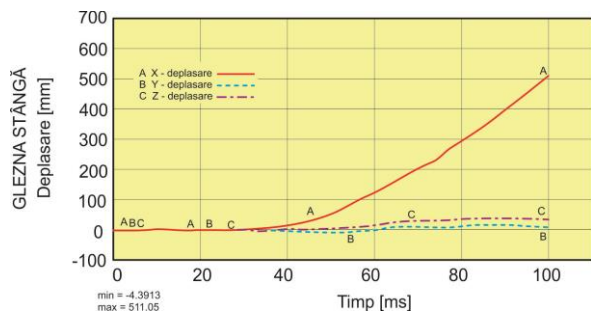


Fig.5.34 Variația în timp a componentelor deplasării

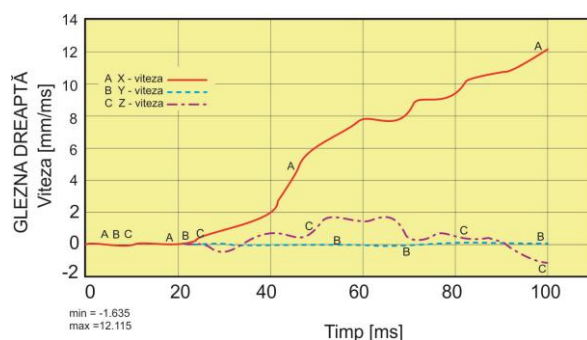
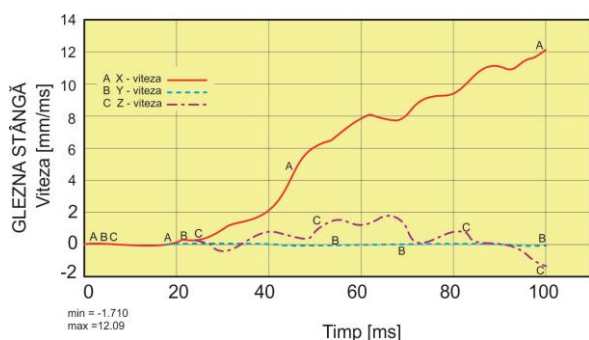


Fig.5.35 Variația în timp a componentelor vitezei

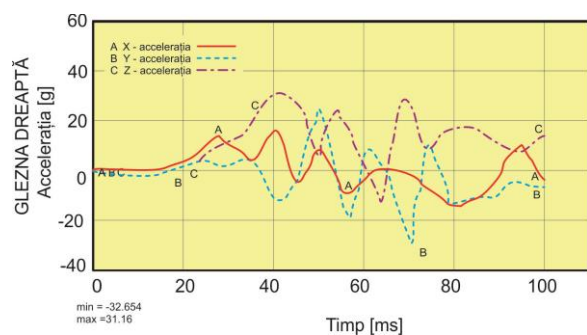
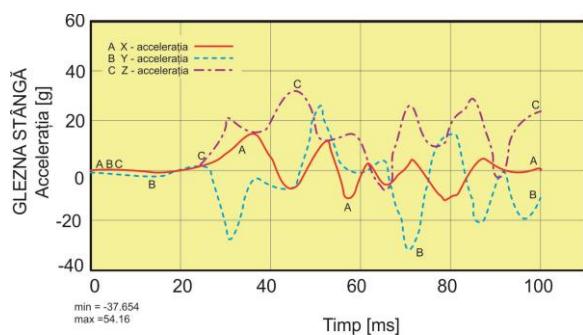


Fig.5.36 Variația în timp a componentelor accelerației

În tabelul 5.2 sunt prezentați parametrii cinematici la nivelul gleznei.

Tabelul 5.2 Parametrii cinematici la nivelul gleznei

Componentă \ Parametru	Articulația gleznei - axa transversală	
	stânga	dreapta
Deplasare [mm]	639	647
Viteza [mm/ms]	13	13
Accelerația [g]	54	54

5.3 Concluzii

Transpunerea grafică și interpretarea datelor măsurate în diferitele moduri de ciocnire laterală, cu dispozitivul antropomorfic de test propus, s-au realizat cu referire la analiza următoarelor zone: cap prin determinarea factorului HIC figura 5.1-5.5 respectiv 5.19-5.23, torace prin determinarea factorului CSI figura 5.6-5.9 respectiv 5.24-5.27, bazin, membre inferioare la nivelul genunchiului și gleznei.

Au fost comparate rezultatele numerice obținute în urma simulării numerice a modelelor matematice, ale sistemului virtual manechin-scaun-dispozitive de siguranță pasivă și modelul experimental.

Din analiza caracteristicilor prezentate în acest capitol se constată existența unor diferențe valorice mici între mărimile variabilelor de interes obținute pe cale teoretică și cele obținute pe cale experimentală.

Analiza comparativă temporală a distribuției accelerației respectiv a forțelor de legătură arată că modelele matematice analitice și simularea virtuală în condiții de laborator sau simulările experimentale în condiții reale sunt validate ca fiind corect realizate și permit analize laborioase din punct de vedere al comportării dinamice a manechinului în desfășurarea impactului lateral al autovehiculului.

CAPITOLUL 6

CONCLUZII FINALE. CONTRIBUȚII ORIGINALE. DISEMINAREA REZULTATELOR. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

Activitatea industriei mondiale de autovehicule este delimitată de cerințele de transport și nevoia de protecție a conducătorilor auto, ocupanților, celorlalți participanți la trafic și a mediului ambiant. Astfel, în lucrare, s-a realizat un studiu sistematic cu privire la siguranța traficului rutier.

În căutarea progresului real, constructorii de autovehicule își fundamentează tot mai mult analizele pe nevoile reale ale utilizatorului, astfel încât dimensiunile și performanțele nejustificate au fost eliminate în folosul unei bune ținute de drum, un confort sporit în deplasare și o siguranță crescută a circulației rutiere.

Autovehiculul, ca mijloc important de transport, trebuie să îndeplinească o serie de condiții, printre care: o bună stabilitate - maniabilitate, fiabilitate, economicitate, confort, și să ofere o bună siguranță în cazul unui eveniment rutier. Ridicarea nivelului de confort respectiv de siguranță activă și pasivă a autovehiculelor sunt criterii foarte importante de apreciere a produselor, comparativ cu cerințele pieței și realizările concurenței, astfel fiind necesar studiul oricărei informații care poate influența luarea deciziilor în aceste domenii.

În paralel, legislația este extrem de categorică în ceea ce privește siguranța traficului rutier. Concurența acerbă pentru ocuparea și menținerea unui segment de piață este definitorie pentru activitatea de concepție și cercetare. Tratatul de la Maastricht acordă responsabilități importante UE, unde sunt bine definite domeniile în care aceasta trebuie să intervină pentru a reduce numărul evenimentelor rutiere. Astfel, asigurarea protecției participanților la trafic este dublată de responsabilitatea asigurării respectării pe termen lung a regulamentelor de siguranță.

Informațiile cu privire la problemele de siguranță sunt necesare pentru coordonarea cercetărilor în domeniu cât și pentru evaluarea eficienței măsurilor luate. Aceasta înseamnă că este nevoie de date corect sistematizate cu privire la performanțele siguranței autovehiculelor respectiv la vătămări. Prin determinarea severității vătămarilor se pot obține informații cu privire la direcția și locul de aplicare ale forței principale de ciocnire a vehiculului, gravitatea coliziunii, poziționarea victimei respectiv utilizarea și activarea sistemelor de siguranță pasivă.

Dintre elementele siguranței, siguranța pasivă a autovehiculului joacă un rol important care crește de la an la an. Realizarea unei bune siguranțe pasive implică aplicarea simultană a mai multor măsuri, soluții, intervenții astfel că numărul

problemelor ridicate creşte mai rapid decât câştigul de siguranţă realizat. Deşi există numeroase cercetări teoretice în acest domeniu, totalitatea factorilor de influenţă conduc la concluzia că aceasta este încă o problemă deschisă de studiu.

Dezideratele care stau consecvent în centrul atenţiei constructorilor de autovehicule sunt: mai repede, mai ieftin, mai confortabil, mai sigur, de aceea este nevoie de orice informaţie care poate influenţa luarea deciziilor în aceste domenii. Informaţiile privind problemele de siguranţă sunt necesare pentru coordonarea cercetărilor în domeniu cât şi pentru evaluarea eficienţei măsurilor luate. Noile posibilităţi pentru realizarea unei siguranţe optime, oferite de tehnologiile inovatoare, sunt multiple în condiţii de laborator, dar este nevoie ca acestea să confirme şi în situaţiile reale.

Responsabilitatea *UE*, în ceea ce priveşte asigurarea unei protecţii participanţilor la trafic, este dublată de responsabilitatea asigurării respectării pe termen lung a regulamentelor de siguranţă. Aceasta înseamnă că este nevoie de date corect sistematizate cu privire la performanţele siguranţei autovehiculelor respectiv la vătămări. Investigarea respectiv reconstrucţia/reconstituirea evenimentului rutier se realizează în mod retrospectiv în baza informaţiilor culese de la faţa locului producerii evenimentului rutier, prin inspecţia autovehiculelor implicate în eveniment şi prin cercetarea rapoartelor medico-legale pentru a stabili gradul de vătămare a persoanelor implicate. Pentru realizarea unei baze de date coerentă, care să contribuie la susţinerea dezideratelor, este necesară coroborarea datelor stocate asigurându-ne că toate condiţiile impuse sunt satisfăcute.

În scopul luării unei decizii corecte în ceea ce priveşte standardul de siguranţă, procedura investigării evenimentelor rutiere trebuie să țină seama de următoarele aspecte: - *acoperirea teritorială*, datele culese trebuie să cuprindă toate modurile de ciocnire şi să furnizeze rezultate cu un grad ridicat de încredere; - *participanţii la trafic implicaţi*, cercetarea la faţa locului trebuie să cuprindă principalele categorii de participanţi la trafic, în special ocupanţii autovehiculelor, motocicliştii, bicicliştii şi pietonii; - *gradul de detaliere*, datele prelevate trebuie să ofere suficiente detalii pentru a putea evalua calitatea normativelor de investigare; - *cauzele producerii evenimentelor rutiere şi ale vătămărilor*, în principal se acordă atenţie deformaţiilor autovehiculului şi cauzelor producerii vătămărilor, dar nu în ultim rând datelor referitoare la cauzele ciocnirii, pentru a cuantifica astfel protecţia participanţilor cu grad ridicat de expunere; - *independenţa*, achiziţia, stocarea şi interpretarea datelor trebuie realizate de o echipă care să nu fie constrânsă de aspectul financiar al activităţii. Totodată deformaţiile autovehiculelor şi gravitatea vătămărilor pot constitui informaţii iniţiale ce pot fi utilizate în contextul cercetării evenimentelor rutiere, mai ales atunci când informaţiile frecvent folosite nu sunt disponibile sau sunt de slabă factură pentru a putea veni în sprijinul reconstrucţiei/reconstituirii evenimentelor rutiere.

Aceste condiţii nu pot fi impuse unei singure baze de date, adică este nevoie de o strategie în coordonarea mai multor baze de date.

Pentru abordarea temei am pornit de la cercetarea amănunţită a bibliografiei existente, constatarea generală fiind aceea că studiul siguranţei autovehiculelor este o preocupare deosebită a tuturor marilor constructori de autovehicule, acest lucru fiind justificat prin numărul de firme cu preocupări în domeniu.

Principala carenţă în studiile actuale ale evenimentelor rutiere se referă la cauzele producerii vătămărilor victimelor. În literatura de specialitate există baze de date detaliate referitoare la cauzele accidentelor, realizate la nivel european, în cadrul programului Studiul European al Cauzelor Accidentelor EACS - *European Accident Causation Survey* şi Studiul Aprofundat al Accidentelor de Motocicletă MAIDS - *Motorcycle Accident In - Depth Study*, dar şi acestea nu prezintă independenţă totală, deoarece ele sunt parţial finanţate de producătorii de autovehicule.

Studiile arată că măsurile de reducere a vătămărilor sau a gravităţii acestora sunt mult mai eficiente decât străduinţa de a schimba comportamentul conducătorului auto. Pentru a putea asocia gradul de vătămare cu amplitudinea avariilor unui autovehicul este nevoie de cercetări experimentale şi teoretice amănunţite. Informaţiile detaliate referitoare la vătămări, la tipul autovehiculului, la conducătorul auto, pot contribui cu un grad de eficienţă ridicat la adoptarea măsurilor de reducere a vătămărilor.

Contribuţii originale

Activitatea de cercetare a impus de la început conceperea şi realizarea unor sisteme şi instalaţii de măsură şi prelucrare a datelor experimentale. În lucrare este studiat comportamentul ocupanţilor şi al autovehiculului în timpul ciocnirii laterale, adică dependenţa dintre vătămări, avarii şi viteza de impact în condiţii de funcţionare a sistemelor de limitare a mişcării. Drept urmare am imaginat, conceput şi realizat următoarele instalaţii şi elemente cu caracter de originalitate:

- dezvoltarea unor algoritmi pentru stabilirea modului de desfăşurare a evenimentului rutier şi evaluarea performanţelor acestor algoritmi;
- realizarea instalaţiei experimentale pentru conducătorul auto şi autovehiculul ciocnit respectiv sistemul de determinare în timp real a traiectoriei înainte, în timpul şi după ciocnire, care încorporează algoritmi de mai sus;
- analiza metodelor de îmbunătăţire a disponibilităţii şi integrităţii unui sistem pentru determinarea traiectoriei şi poziţiei autovehiculului în evenimente rutiere bazat pe *INS*, destinat să funcţioneze în condiţii de ciocnire;
- propunerea unui model experimental pentru sistemul de determinare în timp real a traiectoriei cu *INS* care să încorporeze algoritmi propuşi;
- elaborarea algoritmilor şi a programelor de calcul;
- realizarea simulărilor cu ajutorul calculatorului numeric de tip *PC*;
- instalaţia şi aparatura pentru măsurarea variabilelor de interes;
- stand pentru testarea dispozitivelor de limitare a mişcării;

- modelarea dinamică, cinematică și matematică, pentru simularea și ciocnirii laterale sub un unghi oarecare;
- cercetarea experimentală a influenței vitezei de impact asupra avariilor și severității vătămărilor.

Astfel, s-a prezentat o schemă fundamentală avansată de desfășurare a investigațiilor speciale, utilizând produse hard și soft, din comerț, pentru implementarea și evaluarea în timp real într-un mediu integrat de modelare-simulare și testare.

S-a descris combinarea specifică a programelor *Maple* [https:// www. maplesoft. com/products/Maple/students/](https://www.maplesoft.com/products/Maple/students/) cu *LS-Dyna*, și instrumentarul pentru interfețe de simulare. Licențele acestor softw-uri au fost downloadate în versiunea evaluare pentru un termen limitat de 30 de zile. Această platformă poate fi utilizată pentru dezvoltarea mai multor tipuri și moduri de ciocnire.

În consecință, caracteristicile acestei tactici au fost verificate în două moduri. Primul mod include analiza performanțelor în timp real cu toate particularitățile și avantajele unei modelări analitice, iar al doilea mod demonstrează conceptul de ciocnire asistată și poate fi verificat, prin postprocesare, cu datele obținute pe cale teoretică ca urmare a modelării - simulării și cu datele prelevate în timpul cercetării la fața locului a producerii evenimentelor rutiere reale. Validarea modului de abordare a investigațiilor propuse pentru stabilirea severității vătămărilor, amploarea avariilor și viteza de impact, s-a realizat prin dezvoltarea unui algoritm privind criteriul de vătămare, criteriul variației vitezei Δv , profunzimea deformației.

La realizarea acestor instalații respectiv elementele cu caracter de originalitate precum și în procesul de prelucrare a datelor experimentale, s-a avut în vedere creșterea caracterului de obiectivitate a determinărilor, pentru a elimina (reduce) pe cât posibil intervenția subiectivă a factorului uman, precum și folosirea unor aparate de înaltă performanță și utilitate, realizate de firme recunoscute pe plan internațional în acest domeniu (*BMC Puchheim - München, DSD PicDAQ - Linz, Xsens MTi - IMU - Enschede Technologies BV*).

Diseminarea rezultatelor

Rezultatele cercetărilor științifice desfășurate în cadrul temei de doctorat și în domeniile adiacente, pe o perioadă de doisprezece ani, au fost valorificate printr-un număr de **22 publicații** în reviste de specialitate de diverse categorii, **două contracte de cercetare internaționale** ca membru în colectiv.

Lucrările sunt structurate după cum urmează:

- articole în volumele conferințelor naționale: 7;
- articole în volumele conferințelor internaționale: 15.

dintre care:

- lucrări în reviste indexate ISI: 2;
- lucrări în conferințe internaționale cotate BDI: 2;
- articole în reviste internaționale: 2;

Dintre lucrări, autorul la **11 dintre acestea este prim autor** și la **11 este coautor**. Din cele în curs de publicare la **trei este prim ajutor** și la **două coautor**.

Diseminarea rezultatelor propriilor cercetări sau a celor obținute în colectiv, precum și schimbul național și internațional de idei și informații în domeniile mele de competență s-au realizat prin participarea la manifestările științifice organizate atât în țară cât și în străinătate.

Direcții viitoare de cercetare

Pornind de la analiza datelor măsurate, obținute pe cale experimentală, și a celor obținute din procesul de simulare numerică, se pot face unele recomandări, și anume: - îmbunătățirea tehnicii prin corelarea poziției autovehiculului, la momentul inițierii impactului, rezultată din analiza constelației martorilor muți identificați la locul evenimentului rutier, cu direcția și locul de aplicare ale forței principale de ciocnire a vehiculului, rezultate în urma grafo-analizei deformațiilor. Pentru utilizarea gravității ciocnirii în procesul de estimare a vitezei de impact, deformațiile au fost parametrizate funcție de amplitudine, trebuind astfel analizată respectiv cercetată și avarierea elementelor componente și sistemele ce nu fac parte din caroserie dar care sunt inegal deteriorate datorită directe dependente cu variația vitezei de impact a autovehiculului.

Trebuie luată în considerare dezvoltarea unor algoritmi informatici care să facă posibilă o interfațare cu unitatea grafică pe care o folosește utilizatorul.

Pe viitor trebuie efectuate studii reprezentative, mult mai aprofundate, care să coreleze mecanismul producerii vătămărilor cu eficacitatea măsurilor pentru prevenirea/diminuarea vătămărilor, sau dacă acestea totuși se produc să prezinte un grad de severitate redus. Desfășurarea studiilor trebuie să facă parte integrantă a politicilor naționale pentru reducerea evenimentelor rutiere și consecințele acestora pe termen lung.

Evaluarea continuă a efectelor reducerii evenimentelor rutiere prin optimizarea legislației și a noilor tehnologii, luând în considerare cercetările biomecanice cu incidența vătămărilor din ciocnirile reale.

Tehnologia de înregistrare a datelor evenimentului rutier (cutia neagră) ar trebui să furnizeze în mod obișnuit informații mult mai concrete despre ciocnirea propriu-zisă, precum: - impulsul ciocnirii, condițiile de inițiere a capsulelor pirotehnice și presurizarea airbag-urilor, starea de utilizare a centurii de siguranță, - condițiile inițiale ale producerii evenimentului rutier, etc.

Transmiterea informațiilor cu privire la activitățile post-eveniment (intervenția serviciilor medicale specializate și procedurile de tratare a vătămărilor) ar trebui îmbunătățită și puse la dispoziția celor interesați în scopul cercetării.

Lucrare se înscrie în activitatea de cercetare a corelării limitelor biomecanice ale corpului uman cu viteza de deplasare a autovehiculului, prin modelarea analitică a fenomenului real. Astfel, prin dezvoltarea unor noi modalități de studiu care înglobează rezultatele obținute până în prezent, se continuă activitatea devenită tradițională

desfășurată la Departamentul de Autovehicule și Transporturi (Departamentul de cercetare **D02 – PRODUSE HIGH-TECH PENTRU AUTOVEHICULE**) din cadrul Universității *TRANSILVANIA* din Braşov. Totodată lucrarea se încadrează în tendințele moderne de investigare extremă a evenimentelor rutiere, manifestate de marii constructori în domeniu.

BIBLIOGRAFIE

- [1.] **Adekoya N, Thurman DJ, White DD, Webb KW.** Surveillance for Traumatic Brain Injury Deaths-United States, 1989-1998. *MMWR Surveill Summ.* 2002;51(10):114. [PubMed]
- [2.] **Adrian Şoica, Ispas Nicolae** Establishing the stiffness coefficient of a structure by approximating the deceleration curve with polynomial laws of various degrees, *Annals of the Oradea University. Fascicle of Management and Technological Engineering*, Volume XI (XXI), 2012, Nr. 1.
- [3.] **Adrian Şoica, Horia Beleş** Siguranţa activă şi pasivă a autovehiculelor. Editura Universităţii din Oradea 2011.
- [4.] **A. Deb and KC. Srinivas** Development of a new lumped-parameter model for vehicle side impact safety simulation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D:Journal of Automobile Engineering*, 222(10):1793 -1811, 2008.
- [5.] **A. Happer, M. Araszewski, A. Toor, R. Overgaard, and R. Johal** "Comprehensive analysis method for vehicle/pedestrian collisions", in *Accident Reconstruction: Analysis, Simulation, and Visualization*: SP-1491, no. 2000-01-0846, pp. 1-28, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, March 2000.
- [6.] **Alan M. Nahum, John W. Melvin** *Accidental Injury: Biomechanics and Prevention*, ISBN:9781475722642, March 9, 2013, Springer Science & Business Media.
- [7.] **Albert I. King** *The Biomechanics of Impact Injury: Biomechanical Response, Mechanisms of Injury, Human Tolerance and Simulation*, ISBN9:783319497921, July 21, 2017, Springer.
- [8.] **Alison Smiley** *Human Factors in Traffic Safety*, Third Edition, October 10, 2015.
- [9.] **A. L. Cipriani, F. P. Bayan, M. L. Woodhouse, A. D. Cornetto, A. P. Dalton, C. B. Tanner, T. A. Timbario, and E. S. Deyerl** "Low speed collinear impact severity. A comparison between full scale testing and analytical prediction tools with restitution analysis", in *Accident Reconstruction* SP-1666, no. 2002-01-0540, Society at Automotive Engineers, Warrendale, PA, March 2002.
- [10.] **Antoniu M.** *Măsurile electrice şi electronice*. Institutul Politehnic Iaşi 1976.
- [11.] **Barnes J, Hassan A, Cuerden R, Cookson R, Kohlhofer J.** Comparison of injury severity between AIS 2005 and AIS 1990 in a large injury database. *AAAM.* 2009;53:83-89. [PMC free article] [PubMed].
- [12.] **Baumann E.** *Sensortechnik für Kraft und Drehmoment*. Reihe Automatisierungstechnik. VEB Verlag

- [13.] **Beusenbergh, M. C. et al.** Technik Berlin 1983.
Status of Injury Biomechanics for the Development of Child Dummies, Child Occupant Protection, SAE #933104, 1993.
- [14.] **Bethe K.** Sensoren mit Dünfilm-Dehnungsmesstreifen aus metallischen und halbleitenden Materialien NTG 1982.
- [15.] **B. C. Randles, T. F. Fugger, Jr., J. J. Eubanks, and E. Pasanen** "Investigation and analysis of real-life pedestrian collisions", in *Biomechanics Research and Development: SP-157*, no. 2001-01-0171, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, March 2001.
- [16.] **B. E. Boser** Electronics for micromachined inertial sensors," in *Transducers Dig. of Tech. Papers*, pp. 1169-1172, June 1997.
- [17.] **B. Ravani, D. Brougham, and R. T. Mason** "Pedestrian post-impact kinematics and injury patterns," *SAE Technical Paper Series*, no. 811024, 1981.
- [18.] **Bodea M., ş.a.** Aparate electronice pentru măsurare și control. EDP Bucureşti 1985.
- [19.] **Bohman, K., Boström, O., Håland, Y. and Kullgren, A.** A Study of AIS1 Neck Injury Parameters in 168 Frontal Collisions Using a Restrained Hybrid III Dummy. Proc. of the 44th Stapp Car Crash Conference, Atlanta, 2000.
- [20.] **Bonfing K.W., Walff J., Witfhied J. Bartz.** Sensoren, Messaufnehmer. Expert Verlag-Ehningen bei Böblingen 1988.
- [21.] **Boström, O., Fredriksson, R., Håland, Y., Jakobsson, L., Krafft, M., Lövsund, P., Muser, M. and Svensson, M.** Comparison of car seats in low speed rear-end impacts using the BioRID dummy and the new neck injury criterion NIC. *Accident Analysis and Prevention*, Vol.32, No. 2, pp 321-328, (2000).
- [22.] **Brânduşa Pantelimon, Constantin Iliescu** Senzori și Traductoare - Editura Tritonic Bucureşti 2000.
- [23.] **Brach R. M.** Mechanical Impact Dynamics. (1990) John Wiley & Sons.
- [24.] **Brach R. M., Brach R. M.** Vehicle Accident Analysys and Reconstruction Methods, Pennsylvania, USA: SAE International, 1998.
- [25.] **Brach R. M.** Crush Energy and Planar Impact Mechanics for Accident Reconstruction. SAE Paper 2011.
- [26.] **Burg H., Moser A.** Handbook of Accident Reconstruction, Kindle Edition, 2013.
- [27.] **Cliniciu Mihai, Anghel Chiru, and Stefanita Ciunel** The Importance of Consumed Energy for Deformation in Study of Collision, © Springer International Publishing Switzerland 2017, *CONAT 2016 International Congress of Automotive and Transport Engineering*, DOI 10.1007/978-3-319-45447-4_94, pp. 856-864. https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-319-45447-4_94.
- [28.] **Cliniciu Mihai, Anghel Chiru, and Stefanita Ciunel** Aspects Regarding the Reconstruction of Traffic.Events, © Springer International Publishing Switzerland 2017, *CONAT 2016 International Congress of Automotive and Transport Engineering*, DOI 10.1007/978-3-319-45447-4_95, pp. 865 – 872. https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-319-45447-4_95.

- [29.] **Clinciu M., Thierheimer D.C., Tane N., Thierheimer W.W.** 45447-4_95. *Considerations on the Behavior of Vehicle Side Impact*, Modern Computer Applications in Science and Education, Cambridge, MA, USA, January 29-31, 2014, ISBN: 978-960-474-363-6, pp. 46-51, www.wseas.org,http://www.wseas.us/indexes/.
- [30.] **Clinciu M., Chiru A., Zamfira S., Bolfa Tr., Ciunel St.** *Some problems regarding side impact with a fixed cylindrical vertical obstacle*, Proceedings of the 4th International Conference on Automotive and Transportation System (ICAT '13), Brasov, Romania, June 1-3, 2013, ISBN: 978-1-61804-193-7,pp.373-376, www.wseas.org, http://www.wseas.us/indexes/.
- [31.] **Ciunel St., Popa D. L., Dumitru N., Clinciu M.** *The virtual morphology and the main movements of the human neck simulations used for car crash studies*, Proceedings of the 2nd International Conference on Advances in Biomedicine and Health Science, Brasov, Romania, June 1-3, 2013, ISBN: 978-1-61804-190-6, pp.88-93, www.wseas.org.http://www.wseas.us/indexes/.
- [32.] **Clinciu Mihai, Thierheimer Diana, Tane Nicolae, Thierheimer Walter** *Aspects of Side Impact with Vertical Cylindrical Obstacles*, 24th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation, Zadar, Croatia, 23-26 October 2013, ISBN: 978-1-63266-325-2, Procedia Engineering 69 (2014), 10.1016/j.proeng.2014.02.198, pp.20 - 26, www.sciencedirect.com.
- [33.] **Clinciu Mihai-Constantin** Comportamentul corpului uman în condițiile accidentelor. Referat doctorat nr.1. Universitatea Transilvania din Braşov.
- [34.] **Clinciu Mihai-Constantin** Cercetarea impactului nesimetric prin modelarea - simularea cu ajutorul mediilor informatice, respectiv încercări experimentale. Referat doctorat nr.2. Universitatea Transilvania din Braşov.
- [35.] **Clinciu Mihai-Constantin** Sisteme tehnice pentru achiziția și analiza datelor utilizate la investigarea experimentală a ciocnirilor. Referat doctorat nr.3. Universitatea Transilvania din Braşov.
- [36.] **Corpul Experților Tehnici din România: Seitz N., Nagy, T., Sălăjan, C., Dima, D., Lauric, C., Constantin,D., Oțelea, T., Vasilescu, I.** Unele aspecte ale dinamicii accidentelor rutiere și evaluarea mijloacelor de transport auto, C.E.T.R., Suport de curs, Braşov, 2001.
- [37.] **C. T. Leondes** Mems/Nems Handbook techniques and applications, Volume 4: Sensors and actuators (Springer, USA, 2006).
- [38.] **Dragoş Cosma, Doina Dick, Florin Mareş, Aurelian Chivu** Electronică, tehnologii și măsurări - Editura Cd. Press, Bucureşti 2010.
- [39.] **Erik Power, Joel Stitzel, Stefan Duma, Ian Herring and Robert West.** Virginia Tech Impact Biomechanics Laboratory. *Investigation of Ocular Injuries from high velocity objects in an Automobile Collision*. SAE paper 2002-01-0027.

- [40.] **Evans, L.** Causal Influence of Car Mass and Size on Driver Fatality Risk. 1076-1081, Am J Public Health, 2001.
- [41.] **F. Chollet, H. Liu** A (not so) short introduction to MEMS. <http://memscyclopedia.org>
- [42.] **Finch, D.J., Kompfner, P., Lockwood, C.R. and Maycock, G.** Speed, speed limits and accidents. Department of Transport, TRL Project Report 58. Transport Research Laboratory, Crowthorne, UK., (1994).
- [43.] **F. Mohn-Yasin, C. E. Korman, D. J. Nagel** Measurement of noise characteristics of MEMS accelerometers Solid-State Electronics 47 (2003) 357-360.
- [44.] **Gabauer, J. D.** "Predicting Occupant Injury with Vehicle-Based Injury Criteria in Roadside Crashes". Blacksburg, Virginia, 2008.
- [45.] **Gabauer, D., Gabler, H. C.** Correlating Delta-V to Occupant Injury Using Event Data Recorders. www.asbweb.org.
- [46.] **Gabauer, J. D., Gabler, H. C.** Comparison of Delta-V and Occupant Impact Velocity Crash Severity Metrics Using Event Data Recorders. Virginia: Center of Injury Biomechanics.
- [47.] **Gane, J. and Pedder, J.** Measurement of Vehicle Head Restraint Geometry; SAE 1999-01-0639, (1999).
- [48.] **Giovanni Bellusci, Fred Dijkstra, and Per Slycke** Xsens MTw: Miniature Wireless Inertial Motion Tracker for Highly Accurate 3D Kinematic Applications, XSENS TECHNOLOGIES - VERSION 29 APRIL 2013.
- [49.] **Harald Zellmer** Dummy design and issues, International Course on Transportation Planning and Safety, New Delhi, December 2010.
- [50.] **Hovenga P.E., Spit H.H., Uijldert M., Dalenoort A.M** Improved prediction of Hybrid-III injury values using advanced multibody techniques and objective rating. SAE 2005 Conference.
- [51.] **Ionescu G., s.a.** Traductoare pentru automatizări industriale. Editura Tehnică Bucureşti 1985.
- [52.] **I. Lee, G. H. Yoon, J. Park, S. Seok, K. Chun, K. Lee** Development and analysis of the vertical capacitive accelerometer, Sensors and Actuators A 119 (2005) 8-18.
- [53.] **Jewkers, B. D., Lovsund, P., Viano, D. C.** Safety of a Downsized Vehicle Fleet: Effects of Mass Distribution, Impact Speed and Inherent Protection in Car-To-Car Crashes. 1999-01-0074, Detroit, Michigan: International Congress and Exposition, 1999.
- [54.] **J. A. Neptune, G. Y. Blair, and J. E. Flynn** "A method for quantifying vehicle crush stiffness coefficients", SAE Technical Paper Series, no. 920607, 1992.
- [55.] **J. A. Neptune and J. E. Flynn** "A method for determining accident specific crush stiffness coefficients", SAE Technical Paper Series, no. 940913, 1994.
- [56.] **Kai-Uwe Schmitt, Peter F. Niederer, Markus H. Muser, Felix Walz** Trauma Biomechanics: Introduction to Accidental Injury, April 9, 2013, Springer Science & Business Media.
- [57.] **Kleinberger, M., Sun, Emily, Eppinger, R., Saul, R., Kuppa, S.** Development of Improved Injury Criteria for the Assessment of Advanced Automotive Restraint Systems. NHTSA, 1998.

- [58.] **Kleinberger, M., Sun, Emily, Saunders, J., Zhou, Z.** Effects of head restraint position on neck injury in rear impact. Traffic Safety and Auto Engineering Stream of the Whiplash - Associated Disorders World Congress, 7-11 February 1999, Vancouver, Canada.
- [59.] **Kock, M. and Salomonsson, O.** Crash recorder for safety system studies and as a consumers product, In: SAE SP 852 Frontal crash safe technologies for the 90's, (1991).
- [60.] **Krafft, M.** Non-Fatal Injuries to Car Occupants - Injury assessment and analysis of impacts causing short - and long - term consequences with special reference to neck injuries, Thesis for the degree Doctor in Medical Science, Karolinska Institutet, Stockholm, Sweden, (1998).
- [61.] **Krafft, M., Kullgren, A., Folksam Research, Stockholm, Sweden. Lie, A., Tingvall, C., Swedisch National Road Administration.** The risk of whiplash injury in the rear seat compared to the front seat in rear impacts. IRCOBI conference 2002.
- [62.] **Kullgren, A., Krafft, M., Malm, S., Ydenius, A. and Tingvall, C.** Influence of airbags and seatbelt pretensioners on AIS1 neck injuries for belted occupants in frontal impacts. Proc. of the 44th Stapp Car Crash Conf., Atlanta, (2000).
- [63.] **Kullgren, A. and Lie, A.** Vehicle Collision Accident Data - Validity and Reliability. Journal of Traffic Medicine, Vol 26, No. 3-4, (1998).
- [64.] **K. L. Campbell** "Energy basis for collision severity", SAE Technical Paper Series, no. 740565, 1974.
- [65.] **Margulies, S. S., Thibault, L. E.** A Proposed Tolerance Criterion for Diffuse Axonal Injury in Man, Journal Biomechanics, Vol. 25, No.8, pp. 917-923, 1991.
- [66.] **Mertz, H. J.** Anthropomorphic Test Devices, Accidental Injury-Biomechanics and Prevention, ed. Nahum, Springer-Verlag, 1993.
- [67.] **McHenry, B. G.** The algorithms of CRASH. McHenry Software, 2010.
- [68.] **McHenry, B. G., McHenry, R. R.** McHenry Accident Reconstruction 2003. McHenry Software Inc., 2003.
- [69.] **McHenry, R. and McHenry, B.** Effect of Restitution in the Application of Crush Coefficients. SAE Technical Papers No 970960, 1997.
- [70.] **McHenry, R. R.** The CRASH Program - A Simplified Collision Reconstruction Program. in Motor Vehicle Collision Investigation Symposium. 1975: Calspan.
- [71.] **McHenry Software** CRASH3 Technical Manual.
- [72.] **Narayan Yoganandan, Alan M. Nahum, John W. Melvin** Accidental Injury: Biomechanics and Prevention, Third Edition, The Medical College of Wisconsin Inc., ISBN:9781493 917327, November 17, 2014 Springer.
- [73.] **Nicolae ISPAS, Dinu FODOR, Adrian ŞOICA, Horia BELEŞ** Expertiza și dinamica accidentelor rutiere, Editura Universității din Oradea, ISBN: 978-606-10-0652-6, 2011.
- [74.] **Ommaya, A. K.** Biomechanics of Head Injury: Experimental Aspects, The Biomechanics of Trauma, eds. Nahum, A. M, Melvin, J., Prentice-Hall, 1985.

- [75.] **P. Prasad, A. Kim, D.P.V. Weerappuli, Ford Motor Company. V. Roberts, Institute for Product Safety. D. Schneider, Biokinetic Engineering, Inc.** Relationships between passenger car seat back strength and occupant injury severity in rear end collisions: field and laboratory studies. STAPP 1997, SAE paper 973343.
- [76.] **Prasad, P., Laituri, T. R., Sullivan, K.** Estimation of AIS3+ Thoracic Injury Risks of Belted Drivers in NASS Frontal Crashes, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 218: 591, DOI: 10.1243/0954407041166067, 2004.
- [77.] **R. H. Wortman and J. S. Matthias** "Evaluation of driver behavior at signalized intersections", in Transportation Research Record 904, pp. 10-20, Washington, D.C. National Research Council, 1983.
- [78.] **R. I. Emori** "Analytical approach to automobile collisions", SAE Technical Paper Series, no. 680016, 1968.
- [79.] **R. Mason and D. Whitcomb** The Estimation of Accident Impact Speed. Cornell Aeronautical Laboratory Inc. (CALSPAN) Report No. YB-3109-V-1,1972.
- [80.] **R. R. McHenry, B. G. McHenry** A Revised Damage Analysis Procedure for the CRASH Computer Program, SAE 861894.
- [81.] **R. R. McHenry** "Development of a computer program to aid the investigation of highway accidents", Tech. Rep. DOT/HS 800621, Contract Number FH-11-7526, Cornell Aeronautical Laboratory, Inc. (CALSPAN Corp.), December 1971.
- [82.] **R. R. McHenry** Mathematical Reconstruction of Highway Accidents. Washington, D.C.: DOT HS 801-405, Calspan Report No. ZQ-5341-V-2,1975.
- [83.] **Rolf Eppinger, Emily Sun, Faris Bandak, Mark Haffner, Nopporn Khaewpong, Matt Maltese (NTBRC), Shashi Kuppa, Thuvan Nguyen, Erik Takhounts, Rabih Tannous, Anna Zhang (CTI), Roger Saul (VRTC)** Development of Improved Injury Criteria for the Assessment of Advanced Automotive Restraint Systems-II. NHTSA, November 1999.
- [84.] **Seitz, Nicolae** Aspecte privind reconstituirea accidentelor rutiere. Universitatea Transilvania, Braşov, 1993.
- [85.] **Shojaati, M.** Correlation between injury risk and impact severity index ASI. 3rd Swiss Transport Research Conference, 2003.
- [86.] **Siegel, J. H., Smith, J. A., Siddiqi, S. Q., Ross, R., McCammon L.** Impact Energy-Delta V Relations and Their Injury Consequences In Sedan v Sedan Compared to Sedan v SUV MVCs. CIREN Network, 2003.
- [87.] **S. Beeby, G. Ensell, M. Kraft, N.White** MEMS mechanical sensors (Artech house inc.,USA, 2004).
- [88.] **S. E. Lyshevski** Mems and Nems: systems, devices and structures (CRC Press LLC, USA, 2002).
- [89.] **Tabacu, Şt.** Impactul automobilelor. Editura Universităţii din Piteşti, 2004.
- [90.] **Walter W. Thierheimer, s.a.** Dinamica Autovehiculelor: Corelarea direcţiei cu suspensia la autoturismele cu tracţiune anterioară, vol. II Cercetarea Experimentală,

- [91.] **Walter Thierheimer, s.a.** Chişinău Editura U.T.M 2007.
Sisteme de transport, vol. I, Editura
Universităţii "Transilvania" din Braşov, ISBN
978-606-19- 0002-2, Braşov, 2011.
- [92.] **Thomas R.** MC - 32 SYSTEM. Bedienungsanleitung.
BMC Dr. SCHETTER.
- [93.] **Tiron M.** Teoria erorilor de măsurare şi metoda celor
mai mici pătrate. Editura Tehnică Bucureşti
1972.
- [94.] **Tiron M.** Prelucrarea statistică şi informaţională a
datelor de măsurare. Editura Tehnică
Bucureşti 1976.
- [95.] **Untaru M., ş.a.** Metode şi mijloace de încercare a
automobilelor Editura Tehnică Bucureşti 1982.
- [96.] **Untaru, M., Seitz, N., Frăţilă, Gh.,
Poţincu, Gh., Pereş, Gh., Tabacu,
I. şi Macarie, T.** Calculul şi construcţia automobilelor. Editura
Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1982.
- [97.] **Untaru, M., Câmpian, V., Seitz, N.,
Pereş, Gh., Vulpe, V., Ciolan, Gh.,
Enache, V., Todor, I., Filip, N. şi
Câmpian, O.** Construcţia şi calculul autovehiculelor.
Reprografia Universităţii din Braşov, 1989.
- [98.] **Văduva I.** Modele de simulare cu calculatorul. Editura
Tehnică Bucureşti 1977.
- [99.] **Viano, D. C., King, A. I.** Biomechanics of chest and abdomen impact.
The Biomedical Engineering Handbook:
Second Edition, 2000.
- [100.] **Wiklund, K. and Larsson, H.** SAAB Active Head Restraint (SAHR) - Seat
Design to Reduce the Risk of Neck Injuries in
Rear Impacts, SAE paper 980297, SAE.,
(1998).
- [101.] **Wood, J. L.** Dynamic Response of Human Cranial Bone,
Journal Biomechanics, Vol 4, pp.1-12, 1971.
- [102.] **Zamfira C. S.** Prelucrarea semnalelor, Editura Universităţii
Transilvania din Braşov, Editură acreditată
CNCSIS, Braşov, 2003, ISBN 973-635-256-0.
- [103.] * * * Programs for digital signal processing. The
Institute of Electrical and Electronics
Engineers, Inc., John Wiley & Sons New York
1979.
- [104.] * * * **Colecţiile de reviste** Ştiinţă şi tehnică 1990.
- [105.] **AAAM** The Abbreviated Injury Scale - 2005 Revision,
Update 2008. Des Plaines, IL: 2008.
- [106.] **Association for the Advancement
of Automotive Medicine** Abbreviated Injury Scale - 1990 Revision,
Update 98. <https://www.tarn.ac.uk>
- [107.] **Drowsy driving and automobile
crashes: report and
recommendations Washington,
DC, National Centre on Sleep
Disorder Research and National
Highway Traffic Safety
Administration, Expert Panel on
Driver Fatigue and Sleepiness.** <http://www.nhlbi.nih.gov/>, (1996).
- [108.] **DSD PicDAQ (Data Acquisition
System for Vehicle Acceleration
and Angular velocity)** Manual English, Linz, July 2008. Version 2.0 -
29 July 2008, © Dr. Steffan Datentechnik Linz,
Austria.



- [109.] **DSD, Doctor Steffan Datentechnik, Linz.** <http://www.dsd.at>
- [110.] **EEVC** WG20 Report Working Document 80 Updated State-of-the-Art Review on Whiplash Injury, (2005).
- [111.] **EEVC** European Enhanced Vehicle-Safety Status report for the 19th ESV Conference, (2005).
- [112.] **IRCOBI** Future Research Directions in Injury Biomechanics and Passive Safety. Bron, Franța: International Research Council on the Biomechanics of Impact, May 2006.
- [113.] **National Highway Traffic Safety Administration** "CRASH3 Technical Manual". [http://www-nass.nhtsa.dot.gov/NASS/MANUALS/Crash3 Man.pdf](http://www-nass.nhtsa.dot.gov/NASS/MANUALS/Crash3Man.pdf)
- [114.] **TASS International BV.** MADYMO Human Body Models Manual Release 7.7, June 2017.
- [115.] **TNO** Dummy Manual.
- [116.] **Xsens Technologies B.V.** MTi.-G User Manual and Technical Documentation, Document MT0137P, Revision H, 15 Oct 2010.
- [117.] **Xsens Technologies B.V.** MTi User Manual Document MT0605P, Revision B, 18 Dec 2012.
- [118.] **Xsens Technologies North America, Inc.** MTw User Manual, Document MW0502P, Revision H, 10557 Jefferson Blvd, Suite C CA-90232 Culver City USA, 05 November 2013.
- [119.] **Xsens Technologies North America, Inc.** MT Manager v 4.2.1 user Manual, Document MT0216P, Revision L, 10557 Jefferson Blvd, Suite C CA-90232 Culver City USA, 17 January 2014.
- [120.] <https://www.aaam.org>
- [121.] <http://www.analog.com/en/products/sensors-mems/accelerometers.html>
- [122.] <https://www.mems-exchange.org/MEMS>
- [123.] <http://www.humaneticsatd.com>
- [124.] <http://www.rrs.erf.be/>
- [125.] http://www.sensormag.com/articles/0399/0399_44/main.shtml (14.02.2008)
- [126.] <http://siar.ro>

REZUMAT

Lucrarea constituie un material de referință valoros experților tehnici în activitatea de reconstituire a evenimentelor rutiere. Tehnicile utilizate pentru analiza influenței vitezei de impact asupra vătămărilor, precum și solicitările la care sunt supuși ocupanții sunt prezentate în această lucrare alături de concluziile și recomandările pentru viitor. Prin conținut, informații, modele matematice și determinări experimentale autorul a adus contribuții la aprofundarea cunoștințelor legate de modul în care evenimentele rutiere pot fi evaluate mai bine, care în general sunt mai greu de modelat și controlat.

La baza elaborării lucrării a stat o vastă bibliografie, care constă din titluri de cărți, articole, standarde și prospecte.

Prin urmare, cercetarea evenimentelor rutiere reprezintă un domeniu de actualitate, care trebuie să se adapteze permanent evoluției tehnologice din sfera transportului rutier.

Obiectivul principal al lucrării este axat pe analiza criteriilor de vătămare, determinarea vitezei de impact și amplitudinea deformațiilor astfel încât să poată fi stabilită oricare din aceste variabile și implicit dependență între acestea.

Procedurile de investigare a evenimentelor rutiere implică energia de deformare, obținută cu ajutorul măsurărilor directe asupra deformațiilor autovehiculului, în vederea stabilirii vitezei de deplasare. Folosind calculul de mână se pot obține estimări sensibile apropiate de realitate, însă acestea sunt ample, laborioase și necesită cunoștințe vaste multidisciplinare. În cadrul lucrării se urmărește și corelarea deformațiilor cu severitatea vătămărilor ocupanților.

Rezultatele cercetării efectuate au rolul de a contribui la reconstituirea unor evenimente rutiere în situațiile în care datele frecvent utilizate pentru reconstituire nu sunt disponibile.

ABSTRACT

The paper is a valuable reference material to technical experts in the activity of reconstruction road traffic accidents. The techniques used to analyze the influence of impact speed on the severity injury as well as the load on the occupants are presented in this paper together with the conclusions and recommendations for the future. Through content, information, mathematical models and experimental determinations the author made contributions to depth knowledge related of how road traffic accidents can be better evaluated, which are generally more difficult to model and control.

At the base of the paper was an extensive bibliography, consisting of book titles, articles, standards and prospectuses.

Therefore, road traffic accidents research is a topical field, which must constantly adapt to technological developments in the field of road transport.

The main objective of the paper is to analyze the injury criteria, to determine the impact speed and the amplitude of the deformations so that any of these variables can be determined and consequently the dependence between them.

Road traffic events investigation procedures involve the deformation energy, obtained by direct measurements of vehicle deformations, in order to determine the speed. Using hand calculations, estimates that are sensitively close to reality can be obtained, but these are ample, laborious and require vast multidisciplinary knowledge.

In the paper is being pursued to correlating deformations with the severity of occupant injury.

The research results have the role of contributing to the reconstruction of road traffic events in situations where data that are frequently used for reconstitution is not available.

CURRICULUM VITAE

Nume, Prenume: **CLINCIU Mihai-Constantin**
 Data naşterii:
 Locul naşterii: Braşov
 Starea civilă:
 Naţionalitate: Română
 Sex: Masculin
 Telefon: 0
 Email: mihai.clinciu@unitbv.ro



Educaţie şi formare profesională:

2007 – 2019 Doctorand la Facultatea de Inginerie Mecanică, Universitatea Transilvania din Braşov
 2006 – 2008 Diplomă de Master – Sisteme de Drept Public şi Instituţii Publice, Universitatea Transilvania din Braşov, Facultatea de Drept şi Sociologie România
 2001 – 2006 Jurist – profilul Ştiinţe Juridice, specializarea Drept, Diplomă de Licenţă, Universitatea Transilvania din Braşov, Facultatea de Drept şi Sociologie România, Studii universitare de licenţă
 2001 – 2006 Inginer Diplomat în domeniul Mecanic, Diplomă de inginer, Universitatea Transilvania din Braşov, Facultatea de Inginerie Mecanică, Specializarea Autovehicule Rutiere, Studii universitare de licenţă
 1997 – 2001 Diplomă de Bacalaureat – Colegiul Tehnic Maria Baiulescu (fost Grup Şcolar de Industrie Uşoară), Secţia Informatică (Domeniul Informatic), Pregătirea de specialitate, profesională şi practică în meseria de Programator Ajutor

Activitate ştiinţifică: 22 de lucrări publicate (11 ca prim autor)
 două contracte de cercetare internaţionale

Limba maternă: Română

Limbi străine cunoscute	Înţelegere		Vorbire		Scriere
	Ascultare	Citire	Participare la conversaţie	Discurs oral	Exprimare scrisă
Engleză	C1	C1	B2	B1	B2
Franceză	C1	C1	B2	B1	B2

CURRICULUM VITAE

Name, First name: **CLINCIU Mihai-Constantin**
 Date of birth:
 Place of birth: Brasov
 Marital status:
 Nationality: Romanian
 Sex: Male
 Phone:
 E-mail: mihai.clinciu@unitbv.ro



Education and training:

2007 – 2019 PhD Student at Faculty of Mechanical Engineering, Transylvania University of Brasov
 2006 – 2008 Master's degree – Public Law Systems and Public Institutions, Transylvania University of Brasov, Faculty of Law and Sociology Romania
 2001 – 2006 Lawyer – Profile of Legal Sciences, Law Specialization, License degree, Transylvania University of Brasov, Faculty of Law and Sociology Romania, University studies license
 2001 – 2006 Diplomat Engineer in the Mechanical Engineering, Engineer degree, Transylvania University of Brasov, Faculty of Mechanical Engineering, Automotive Engineering Specialization, University studies license
 1997 – 2001 High school diploma – Technical College Maria Baiulescu (former Light Industry School Group), Computer Science Department (Computer domain), Specialized training, professional and practical in the job of Programmer

Scientific activity: 22 published papers (11 as first author)
 two international research contracts

Native language: Romanian

Foreign languages	Understanding		Speech		Writing
	Listening	Reading	Participate in the conversation	Oral speech	Written expression
English	C1	C1	B2	B1	B2
French	C1	C1	B2	B1	B2