

UNIVERSITATEA „POLITEHNICA” TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ
CATEDRA DE REZISTENȚA MATERIALELOR

ING. FILIP STANCU

TEZĂ DE DOCTORAT

*INFLUENȚA SARCINILOR DINAMICE ASUPRA
DEFORMĂRII ȘI RUPERII UNOR ELEMENTE DE
REZISTENȚĂ LA AUTOMOBILE ÎN
ACCIDENTELE RUTIERE*

Conducător științific:

Prof. Dr. Ing. EurIng. **TIBERIU DIMITRIE BABEU**

Membru fondator al Academiei de Științe Tehnice din ROMÂNIA

UNIV. „POLITEHNICA” TIMIȘCARA BIBLIOTECA CENTRALĂ Nr. volum <u>2/3. 141</u> Dulap <u>369</u> Lit. <u>7</u>
--

2006

1. INTRODUCERE

1.1 DINAMICA ACCIDENTELOR DE CIRCULAȚIE.

La nivel mondial, mor datorită accidentelor rutiere 3000 de persoane în fiecare zi !.

Conform statisticilor OMS, în lume, accidentele de circulație sunt a 10-a cauza de mortalitate la toate vârstele, reprezentând 2,2% din mortalitatea globală.

Anual se produc 1.171.000 de decese prin accidente de circulație și mult mai multe persoane sunt rănite. Decesele se produc în toate straturile economice, dar mult mai des în rândul populațiilor sărace. Când sunt rănite, persoanele defavorizate economic au mult mai puține șanse de supraviețuire sau de recuperare. Jumătate din decese prin accidente de circulație se produc la bărbații din grupa de vârstă 15-44 ani, sectorul populațional cel mai productiv economic. În lume, la bărbații de 15-44 ani accidentele de circulație sunt pe locul 2 după SIDA ca principala cauză de morbiditate și moarte prematură. În țările în curs de dezvoltare mortalitatea prin accidente de circulație este la copii de 6 ori mai mare decât în țările dezvoltate .

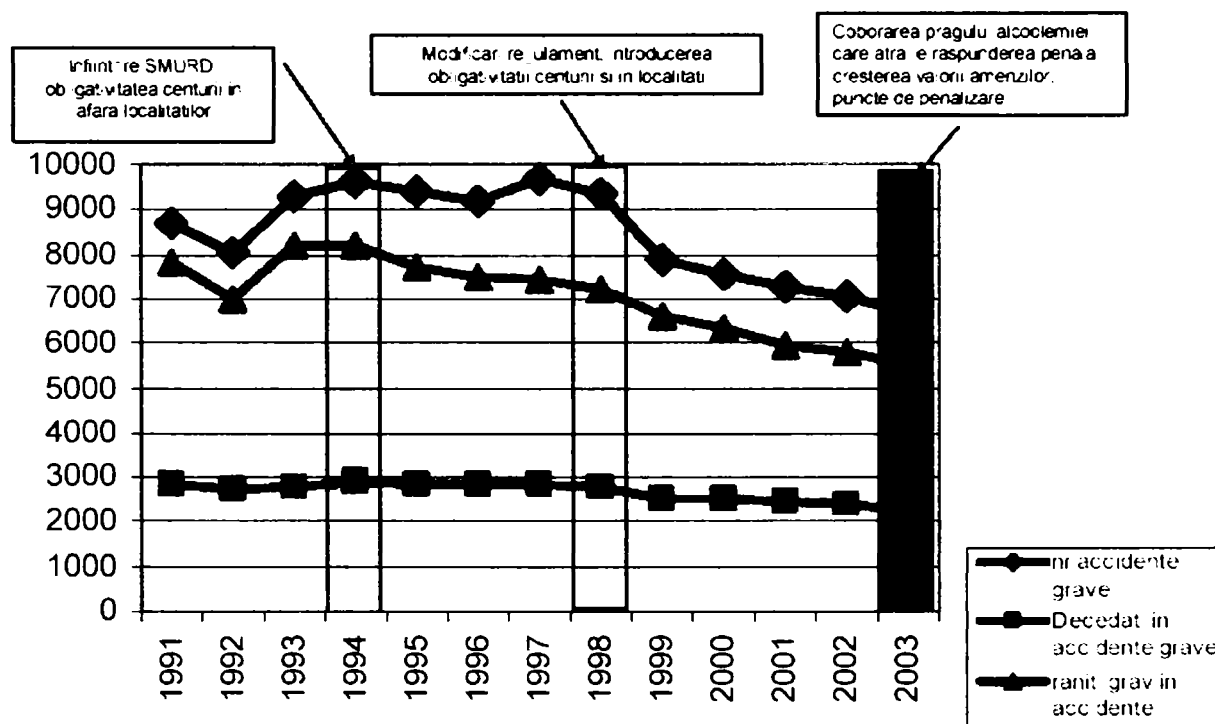
Ritmul rapid de motorizare și urbanizare va duce la o și mai mare amploare a problemei, prevăzându-se ca în 2020 problema accidentelor de circulație să fie o adevărată « pandemie », să devină a 3-a cauza de invaliditate, după bolile ischemice cardiace și depresie.

Accidentele de circulație au fost văzute inițial ca o problemă a țărilor industrializate, dar s-a demonstrat că există o corelație negativă clară între nivelul economic al unei țări și incidența accidentelor, în special dacă este luat în considerație numărul autovehiculelor. În funcție de PIB, există discrepanțe mari în privința mortalității prin accidente de circulație. În țările în curs de dezvoltare situația este gravă, pentru că nu au timp să adapteze politicile la ritmul crescut de motorizare. În țările dezvoltate există o preocupare constantă pentru standarde de siguranță pentru autovehicule și pentru siguranța pe drumurile publice (ex: Finlanda - după 30 de ani de programe guvernamentale de siguranță în trafic, mortalitatea prin accidente de circulație a scăzut cu 50% deși indicele de motorizare s-a triplat).

La noi în țară în ultimii ani, numărul accidentelor rutiere grave soldate cu morți și răniți a crescut considerabil, ajungând în 2005 la aproape șapte mii. 2.491 de persoane au murit, ceea ce reprezintă o medie "neagră" de aproximativ șapte decese în fiecare zi a anului. În țară situația este la fel de îngrijorătoare. În ultimii ani, numărul accidentelor soldate cu morți și răniți grav a crescut considerabil și constant, ceea ce situează România în rândul țărilor cu risc crescut de victimizare. Poliția Română spune că în ultimii 15 ani circulația rutieră a cunoscut o dezvoltare

semnificativă, în condițiile dublării parcului de autovehicule, care însumează în prezent peste 4,6 milioane de mașini, și ale creșterii numărului posesorilor de permis de conducere, care este de aproximativ 5,6 milioane. Pe acest fond, în ciuda măsurilor adoptate de instituțiile și organizațiile cu atribuții ori preocupări în domeniu, climatul de siguranță rutieră s-a deteriorat, numărul accidentelor de circulație crescând de la 6.557, în 2004, la 6.905 în 2005. De asemenea, numărul persoanelor decedate în astfel de accidente a crescut de la 2.301, în 2004, la 2.491 în 2005, iar numărul celor răniți grav de la 5.343 la 5.637, precizează comunicatul IGPR.

Datele prezentate în continuare provin de la Ministerul de Interne (accident grav de circulație = accident cu minim o victimă) și din Statisticile OMS, iar în prezentarea datelor s-au folosit metode statistice curente.



Sursa de date: Inspectoratul General al Poliției Române, Direcția Poliției Rutiere

Fig.1.1 Număr de accidente și consecințele lor.

În **România**, în anul 2003 statisticile Poliției Române, consemnează numărul de decese prin accidente de circulație de 2235, numărul de răniți grav de 5538, numărul total de accidente grave a fost de 6654. În 1994, 1998, 2003 s-au făcut modificări importante în codul rutier. Cele mai importante măsuri care s-au luat au fost cele ale introducerii obligativității folosirii centurii de siguranță în afara localităților în 1994 și apoi și în interiorul localității în 1998. Creșterea

valorii amenzilor pentru infrațiunile care stau la baza producerii accidentelor – viteză excesivă, conducerea sub influența alcoolului, a apărut în 1994, 1998 și cel mai mult în noul cod rutier din 2003. În Codul Rutier din 2003 a fost scăzut pragul alcoolemiei care atrage răspunderea penală de la 1‰ la 0,8‰, a fost introdus sistemul punctelor de penalizare și a crescut considerabil valoarea amenzilor. Se observă trendul descendent în privința numărului accidentelor de circulație, a răniților prin accidente de circulație, dar mortalitatea prin accidente a scăzut foarte puțin (Fig. 1.1 și 1.2).

Rata de **mortalitate** prin accidente de circulație (număr de decese prin accidente rutiere la 100000 locuitori) începe să scadă puțin începând cu anul 1998. (fig. 1.1).

Această rată de mortalitate este mai mare decât rata de mortalitate din țările UE (12, 81 în România față de 10, 23 în UE), dar comparativ cu Europa, indicele de motorizare în România este mult mai mic. În figura 1.3 sunt prezentate datele pentru anul 2000 (sursa: baza de date Health for All, rata de mortalitate = număr de decese prin accidente rutiere la 100000 locuitori). În România (cu verde) se observă un trend descendent al mortalității, paralel cu trendul descendent din UE, dar la valori mai mari pentru noi. O țară vecină, Bulgaria are o rată de mortalitate mai mică decât a României, iar în Suedia rata de mortalitate este de doar de 5, 81.

	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001
Rata de mortalitate (decese/100000 locuitori)	12.26	11.90	12.28	12.66	12.62	12.58	12.70	12.35	11.16	11.14	10.99

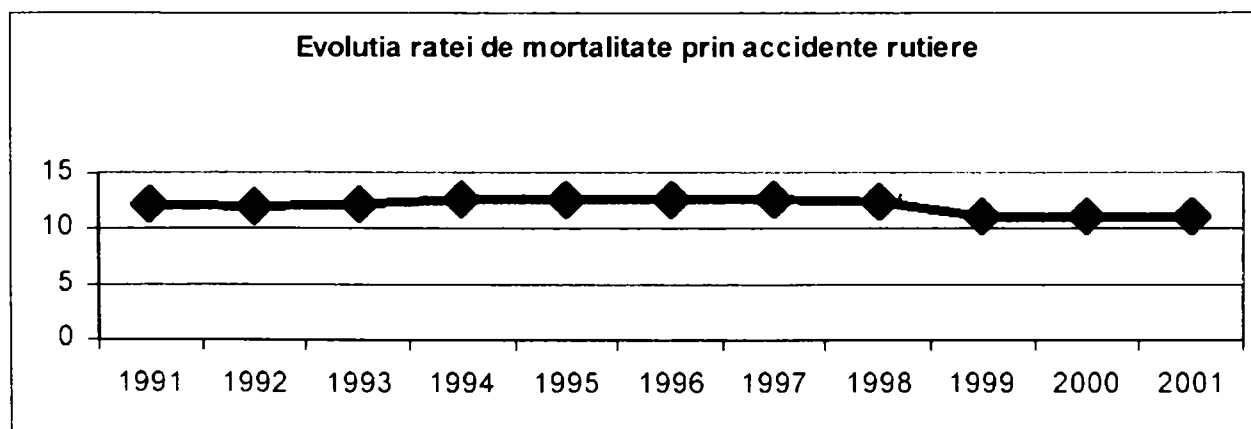
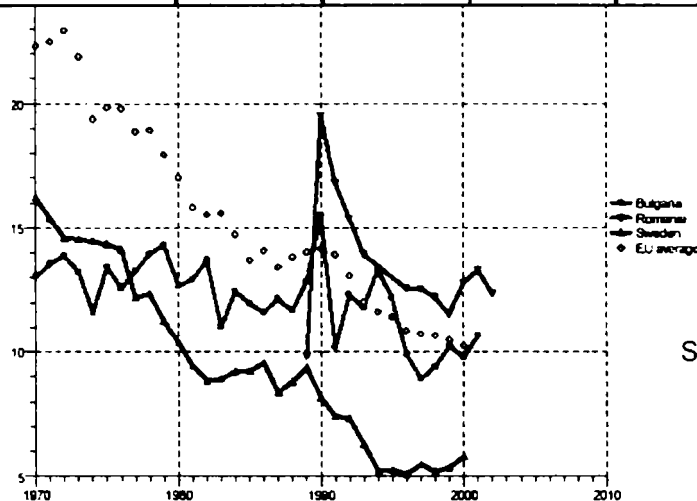


Fig.1.2. Indicele de mortalitate.

	Romania	Bulgaria	EU average	Europa	Suedia
Rata de mortalitate (decese:100000 locuitori)	12.81	9.77	10.23	12.38	5.81



Sursa de date: HFA db 2003

Fig.1.3 Rata mortalității comparație România, Bulgaria, UE și Suedia

Din datele Centrului de Statistică și Documentație Medicală, rata de mortalitate prin accidente rutiere are valori mult mai mari însă. Explicația ar fi în definiția evenimentului „accident rutier”, în statisticile Poliției Române fiind luat ca reper momentul producerii, iar în cele ale Ministerului Sănătății cauza inițială conform certificatului de deces.

Din Fig. 1.4 se observă că 75 % din decesele prin accidente rutiere se produc la bărbați. 241 de copii cu vârsta între 0-14 ani au decedat ca urmare a accidentelor rutiere în 2001 și 253 în anul 2000. Din totalul deceselor prin accidente de toate cauzele, decesele prin accidente de circulație au o pondere de 25%.

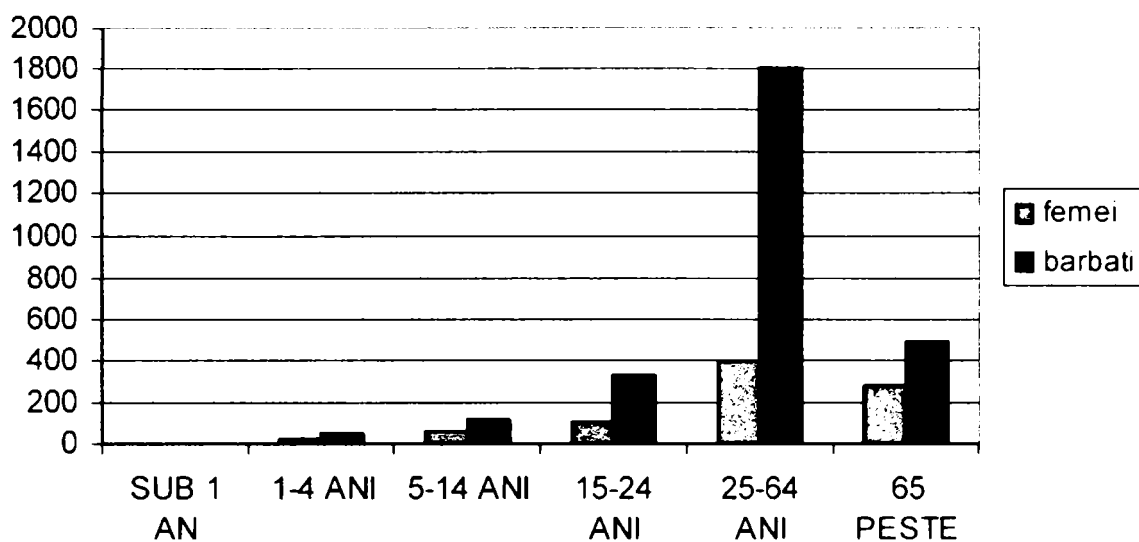
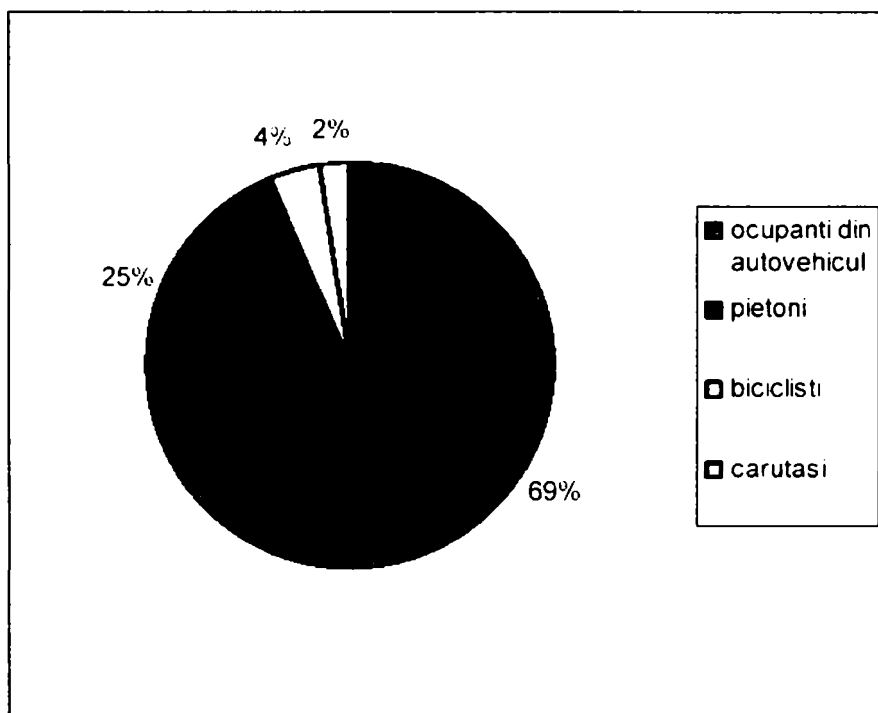


Fig.1. 4 Distribuția deceselor prin accidente rutiere pentru anul 2001 pe grupe de vârstă și sex
(sursa de date: Centrul de Statistică Sanitară și Documentație Medicală).

Din punct de vedere al categoriilor de participanți la trafic, cea mai mare parte a deceselor ca urmare a accidentelor rutiere se produc la șoferi și pasageri (aproape 70%). Din acest punct de vedere, distribuția deceselor prin accidente rutiere ne apropie de modelul de mortalitate din țările înalt motorizate, iar strategiile de intervenție ar trebui focalizate spre creșterea siguranței în trafic a ocupanților din autovehicule. În 2003 față de 2002 a scăzut numărul deceselor și al răniților grav din rândul ocupanților din autovehicule și al pietonilor și a crescut numărul acestora pentru bicicliști și caruțasi (fig.1.5) .



Sursa de date: Inspectoratul General al Poliției Române. Direcția Poliției Rutiere

Fig. 1.5 Distribuția deceselor și al răniților prin accidente rutiere în funcție de tipul de participant la trafic pentru anii 2002/2003.

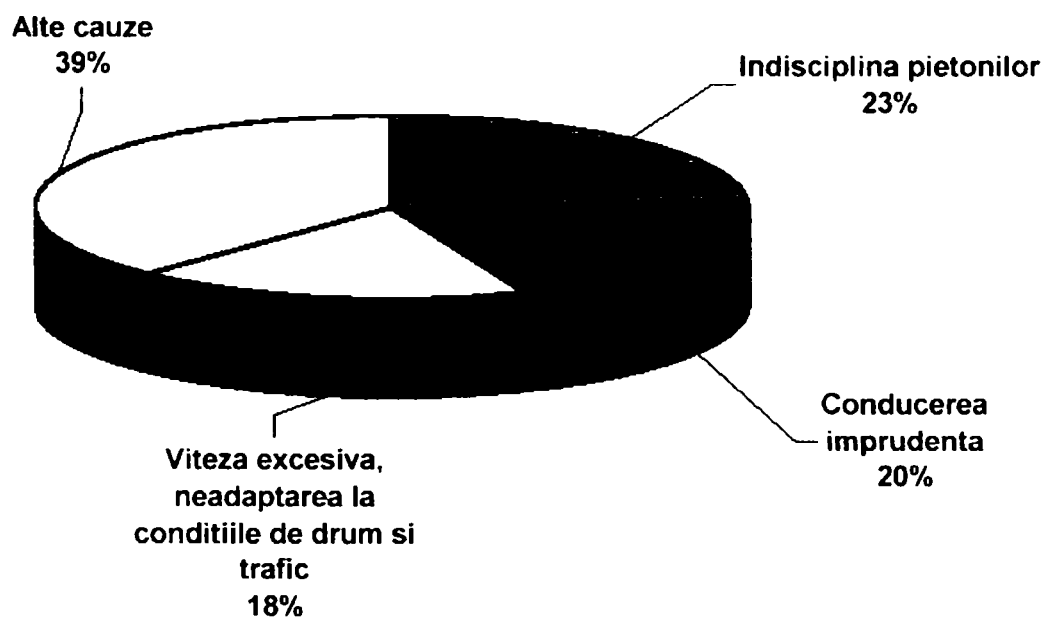


Fig. 1.6 Cauzele producerii accidentelor de circulație (din raportările Poliției Române).

Din punct de vedere al **cauzelor producerii accidentelor** (așa cum sunt înregistrate de Poliție) se observă că pe primul loc se află indisciplina pietonilor urmată la diferențe foarte mici de conducerea imprudentă și de viteza excesivă, deci factori comportamentali, prevenibili. (fig. 1.6).

Cumulate, cauzele care țin de conducătorii auto au o pondere aproape dublă față de cele care țin de pietoni în producerea accidentelor.

În România, în ultimii 10 ani indicele de **motorizare** (număr de autovehicule/1000 locuitori) s-a dublat, de la 99 în 1991 la 191 în 2001. Corelat cu indicele de mortalitate care este într-o scădere foarte ușoară începând din 1998, s-ar putea spune ca modalitățile de intervenție încep să-și arate eficacitatea. (fig. 1.7).

În UE sunt 350-500 autoturisme la 1000 locuitori și mortalitatea prin accidente de circulație este 10,2 (la noi 12,8-18 la 100000 locuitori). Studiile făcute până acum arată că indicele de motorizare tinde să crească în corelație cu PIB până la o valoare de 400-500 de autovehicule la 1000 de locuitori la care se produce o saturație a pieței.

Cel mai motorizat oraș din țară este București cu 293 de autovehicule la 1000 de locuitori urmat de județele Arad, Bistrița Năsăud, Brașov, Caraș Severin, Covasna, Sibiu, Timiș toate cu peste 200 de autovehicule la 1000 locuitori. Cel mai puțin motorizat județ este Vaslui cu 82 de autovehicule la 1000 locuitori.

În concordanță cu creșterea indicelui de motorizare, cum era de așteptat, a crescut și numărul conducătorilor auto, de la 3,33 milioane în 1991 la 5.75 milioane în 2000 (fig. 1.8).

Se observă începând cu anul 2001, o scădere a acestui număr. Numarul conducătorilor auto examinați în 2003 a fost de 615397 dintre care au fost admiși 207584, procentul de promovabilitate a fost de doar 33,73%.

Analiza evoluției numărului de accidente în funcție de **locul producerii** arată că numărul celor produse în mediul urban are o evoluție asemănătoare cu numărul accidentelor din mediul rural. Se observă o ușoară creștere a numărului accidentelor produse în afara localităților, ceea ce este oarecum de așteptat, dat fiind că limita de viteză pe autostrăzi a crescut (120 km/h după codul rutier din 2003).

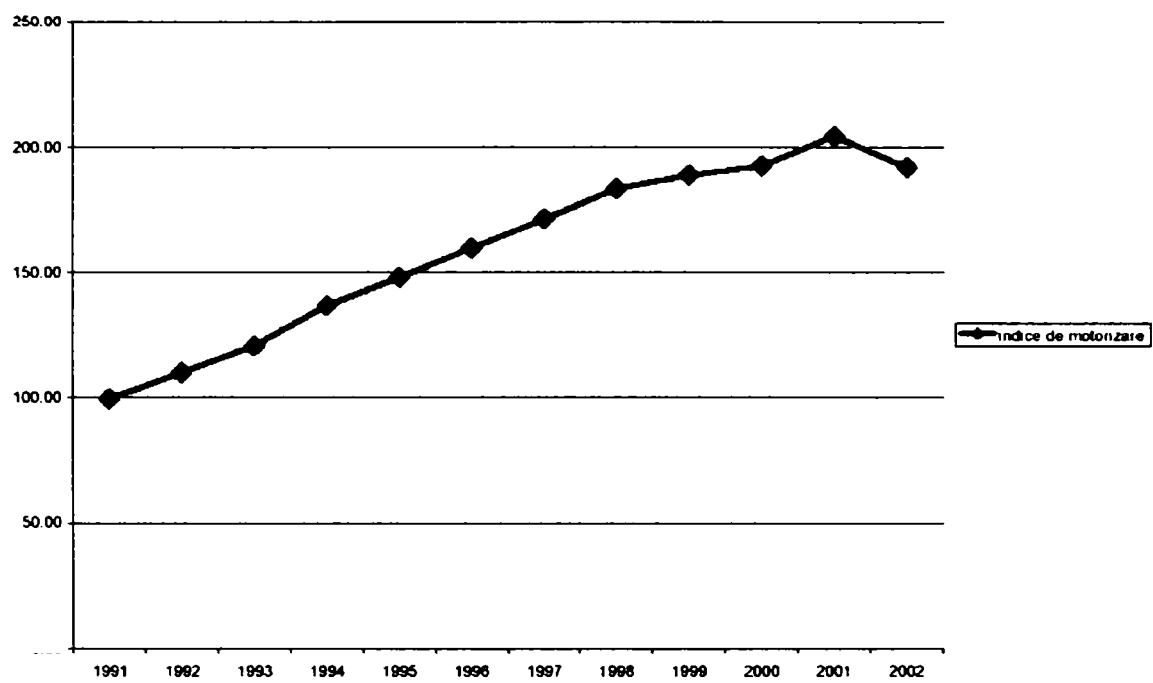


Fig. 1.7 Evoluția indicelui de motorizare în România.

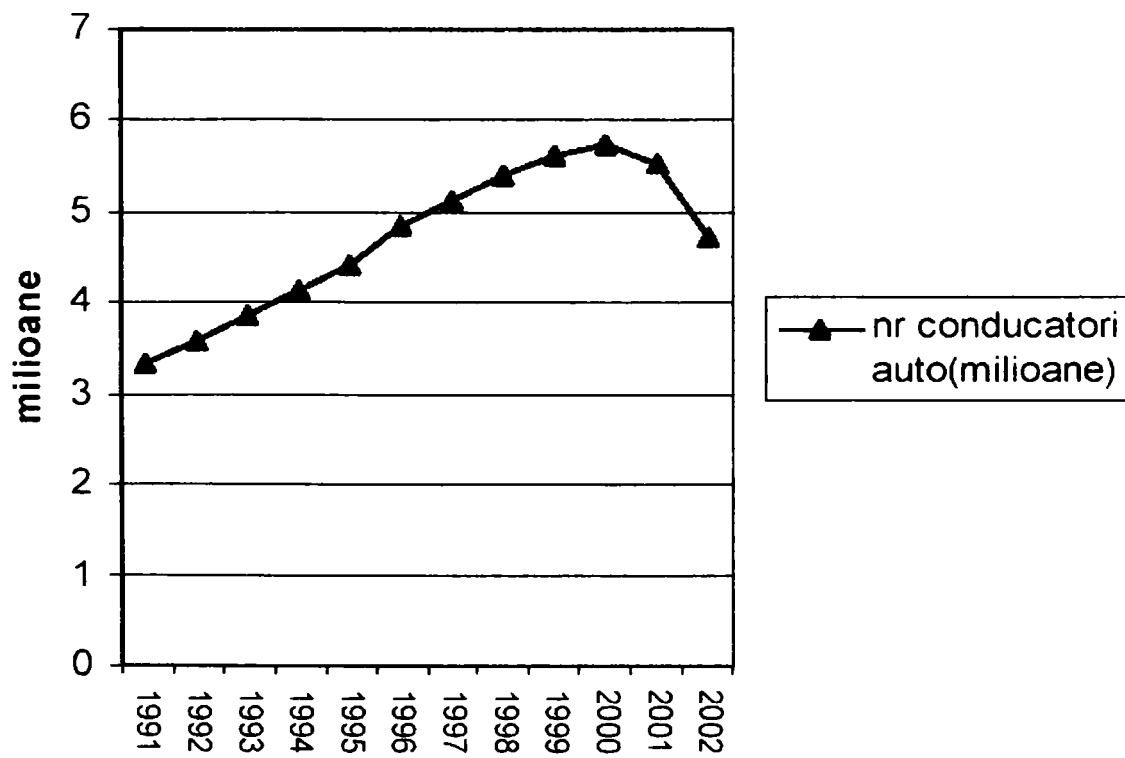


Fig. 1.8 Evoluția numărului conducătorilor auto în România.

În anul 2003 comparativ cu anul 2002 se observă o creștere a numărului accidentelor produse în afara localităților, a deceselor și a răniților din aceste accidente (fig. 1.9).

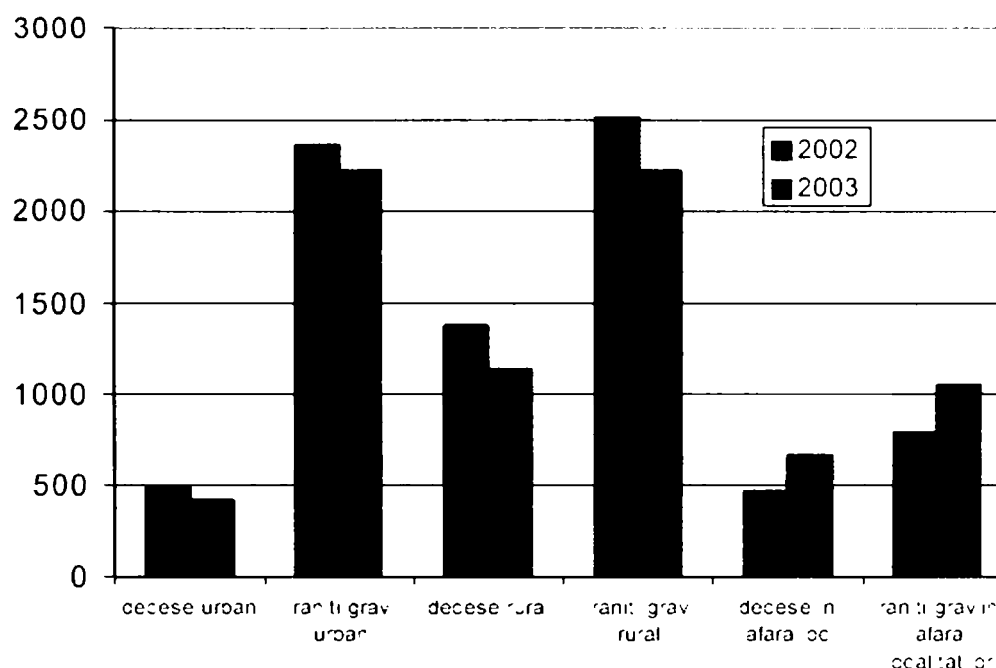


Fig. 1.9 Distribuția deceselor și a răniților datorită accidentelor de circulație în funcție de mediul de producere pentru anii 2002/2003.

Pe străzile orășenești concentrația de accidente grave/km este cea mai mare în București, urmată de cea de pe străzile orășenești din județele Galați, Giurgiu, Brașov și Brăila.

În funcție de **intervalul orar** în care s-au produs, cele mai multe accidente apar în intervalul 12-18 și există diferențe semnificative statistic între toate intervalele orare studiate. Ipoteze pentru numărul mai mare de accidente produse în intervalul 12-18 sunt aglomerația, traficul intens din această parte a zilei, dar și oboseala conducătorilor auto. (Fig. 1.10)

În funcție de **ziua producerii** accidentelor, acestea par a fi mai numeroase luni și vineri, dar nu există diferențe semnificative statistic în această privință.

Analiza numărului de accidente în funcție de **luna calendaristică** în care s-au produs arată diferențe semnificative statistic între lunile februarie și octombrie. Există o evoluție ascendentă, numărul de accidente crește de la sfârșitul verii și au un maxim în octombrie, sugerând necesitatea ca serviciile de urgență să fie pregătite în acea perioadă să acopere un număr mai mare de evenimente. (fig. 1.11).

nr accidente pe intervale orare

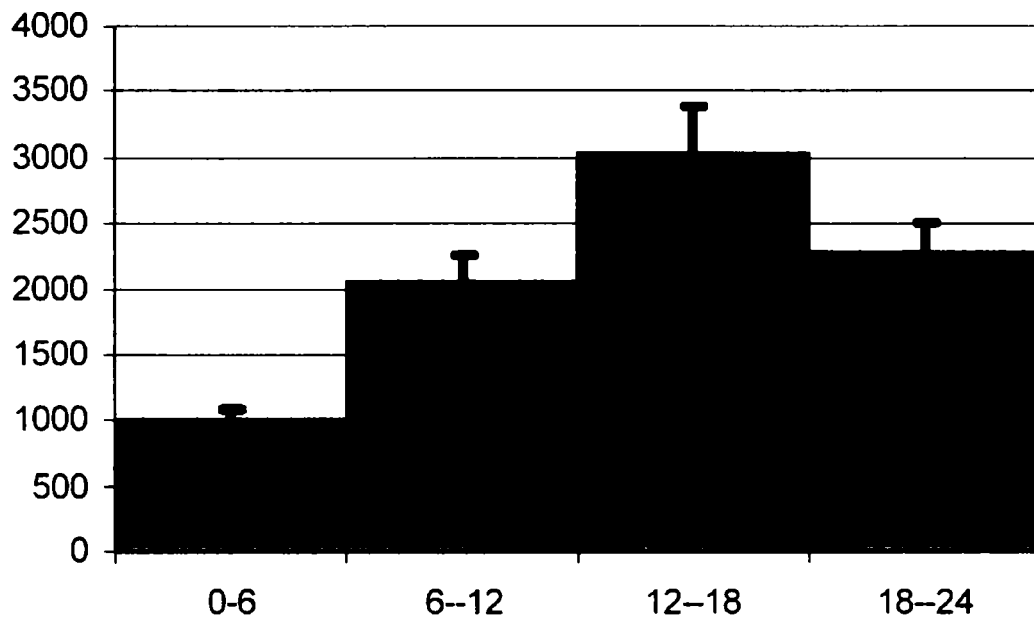


Fig. 1.10. Distribuția accidentelor pe intervale orare.

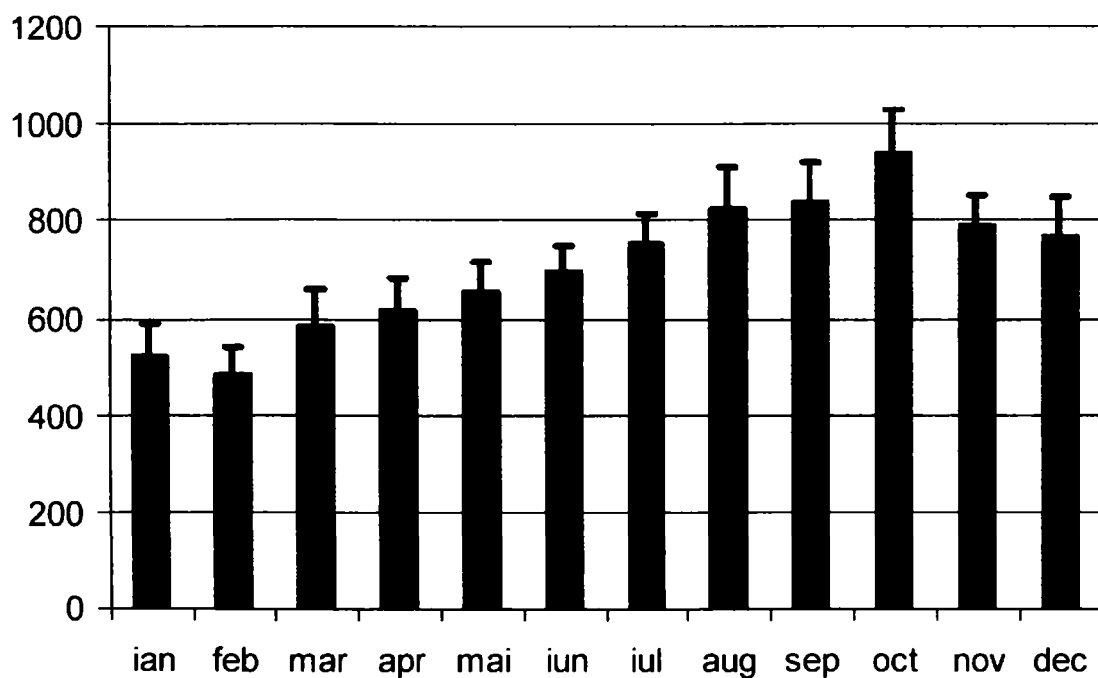


Fig. 1.11. Distribuția accidentelor pe luni.

1.2 ANALIZA CAUZELOR ȘI EFECTELOR PRODUCERII ACCIDENTELOR

Pe plan mondial există un interes major pentru analiza cauzelor și efectelor producerii accidentelor. Un astfel de studiu elaborat de Thomas P. Wenzel și Marc Ross [111] analizează efectele tipului vehiculului și comportamentului șoferului la risc.

Există două metode generale de analiză a efectului design-ului vehiculului asupra siguranței. Prima se bazează pe teste de laborator ale abilității vehiculului de a –și proteja ocupanții, odată ce apare o coliziune serioasă (accident) de ex. Programul National de Evaluare a Coliziunilor (NCAP - National Crash Assessment Program) și teste realizate de Insurance Institute for Highway Safety (IIHS) Institutul de Asigurări pentru Siguranța pe Autostrăzi și de manevrare a vehiculului și abilitatea acestuia de a evita coliziunea; ca de exemplu testele de frânare și manevrare ale Rapoartelor Consumatorului. În orice caz, aceste teste sunt destul de scumpe și astfel sunt realizate de obicei pe un singur vehicol dintr-un model particular. În plus, aceste teste nu pot reproduce varietatea tipurilor de coliziuni (de exemplu, coliziunile la diferite unghiuri cu diferite tipuri de vehicule și obiecte de pe marginea drumului) și nici nu se adresează probabilității diferitelor tipuri de coliziuni (de exemplu, pierderea controlului vehiculului de către șofer). A doua metodă constă în utilizarea datelor din coliziunile reale. Limitarea practică a acestei abordări este aceea că este foarte greu de separat efectul vehiculului de efectul șoferului și a mediului de conducere în analiza accidentelor mortale sau a rănilor.

În acest studiu s-au folosit date despre coliziuni reale pentru a explora rolul modelului vehiculului în accidente mortale de trafic în speranța înțelegerii efectului pe care diferențele de model îl pot avea asupra siguranței. Problema esențială în evaluarea riscurilor asociate modelului vehiculului este aceea că atât modelul vehiculului cât și comportamentul șoferului (cum, unde și când este condus vehiculul și cum este întreținut) afectează riscul. În plus, modelul vehiculului poate influența nu numai evitarea coliziunii sau apariția ei ci și dacă acesta pune în pericol ocupanții altor vehicule cu care acesta se poate lovi.

Riscurile raportate la modelul vehiculului depind de multe caracteristici, incluzând tehnologiile specifice de siguranță și trăsături ca de exemplu înălțimea frontală și rigiditatea, ca și dimensiunile brute ca de exemplu mărimea și greutatea. Aceste caracteristici ale vehiculului tind să fie corelate unele cu altele în date istorice și se pot corela de asemenea cu comportamentul șoferului. De exemplu, vehiculele de calitate mai înaltă tind să fie achiziționate

de șoferi mai atenți. Și mărimea vehicolului a fost strâns corelată cu masa vehicolului, deși această relație se poate schimba cu introducerea unor noi tehnologii de reducere a greutății.

O problemă critică pentru această analiză o constituie evaluarea aspectelor modelului vehicolului asupra accidentelor mortale de trafic.

Cuvântul **risc** este folosit ca pe un termen tehnic, definit ca accidente mortale ale șoferilor pe an pe milion de vehicule înregistrate, luând în considerare moartea șoferului, pentru că acest lucru elimină variațiile în numărul de pasageri dintre tipurile de vehicule și modele ce ar putea afecta rezultatele noastre. Sunt luate în considerare de două riscuri, „riscul pentru șoferi” al modelului vehicolului subiect (sau tipul de vehicol) și „riscul pentru șoferii altor vehicule” care se ciocnesc de vehicolul subiect (pe care deseori îl abreviem cu „risc pentru alții”). Riscul pentru șoferi include accidentele mortale ale șoferului din toate tipurile de coliziuni, cu un alt vehicol, obiect altul decât alt vehicol în uz, sau un pieton sau biciclist, cât și non coliziunile de tipul răsturnărilor. Riscul pentru șoferii altor vehicule include accidentele mortale, când vehicolul subiect se ciocnește cu un alt vehicol. Celălalt vehicol poate fi orice model an sau tip (incluzând motociclete, autobuze și camioane grele.). „Riscul combinat” asociat cu fiecare tip sau model de vehicol este simplu suma riscului pentru șoferi și a riscului pentru șoferii altor vehicule. În calcularea riscului combinat, există o problemă datorită numărării duble a unor accidente mortale. De exemplu, într-o coliziune dintre două vehicule în care rezultă decesul ambilor șoferi, cele două accidente mortale sunt incluse atât în cazul de risc pentru șofer cât și în cazul riscului pentru șoferii altor mașini și sunt dublu calculate în riscul combinat. Acest efect este neglijabil, mai puțin de 2% din riscul combinat, pentru toate modelele, inclusiv acelea cu înregistrări foarte înalte.

Studiul calculează fiecare din aceste riscuri folosind sistemul de raportare a analizei accidentelor mortale (FARS), o compilație anuală a tuturor ciocnirilor de pe drumurile publice americane care implică cel puțin un accident mortal în decursul unei luni din cauza unei coliziuni. FARS include o înregistrare a tuturor coliziunilor mortale, cu aproximativ 340 variabile pentru fiecare. El include informații detaliate despre fiecare vehicol, șofer sau ocupant implicat în fiecare ciocnire.

Tabelul 1.1 Procentul tuturor vehiculelor înregistrate analizate

Tipul vehicolului	Cele mai populare modele (mai mult de 1 milion ani-circulație) %	Modele populare (mai mult de 0,3 milioane ani-circulație) %
Automobile	55	72
Minifurgonete	68	87
Vehicule utilitar sportive	78	94
Autocamionete	74	96

Analiza s-a realizat pentru modelele populare, deoarece ia în considerare variabilitatea la risc ținând seama de diversele variabile într-un mod total transparent. De exemplu, s-a examinat riscul legat de caracteristicile de proiectare a vehiculelor utilitar sportive, preferința bărbaților mai în vârstă sau tineri pentru astfel de modele și tendința ca astfel de modele să fie utilizate în zonele rurale. 92 de modele de vehicule „populare” au vânzări mari și constante cu aproximativ 0,4 milioane înmatriculări pe an. 49 din cele mai populare modele de vehicule sunt definite ca fiind acelea cu mai mult de un milion de ani-circulație pe o perioadă de 5 ani (adică care au în medie 74.000 de vehicule înregistrate per an per an model.) Tabelul 1 arată că cele mai circulate mașini sunt incluse în categoria „cele mai populare”.

S-au grupat modelele de vehicule în diverse tipuri de vehicule, sau clase de automobile, minifurgonete și mașini utilitar sportive, cât și în camioane grele și camionete de 1/2, 3/4 și 1 t. În SUA, vehiculele utilitare sportive apar atât în versiunea cu acționare pe două sau patru roți. Modelele incluse în fiecare grup și anii de înregistrare ajustați sunt prezentate în Tabelul 1.2-1.4.

Tabelul 1. 2 Modelele populare și cele mai populare de automobile analizate între 1997-2001, cu milioane de ani-înregistrare, risc pentru șoferi, riscul pentru șoferii altor vehicule și riscul combinat , per model 2001

Tip vehicul	Marcă și model vehicul	Milioane ani înregistrare	Riscul mediu și intervale de încredere 95%		
			Risc pt. șoferi	Risc pt. alții	Risc combinat
Automobile subcompacte (risc mic)	Honda Civic/CRC/del Sol	4,54	81±8	24±4	105±9
	Saturn/SC/SL/SW	3,18	93±11	24±5	117±12
	Toyota Corolla	3,07	84±10	31±6	115±12
	VW Jetta	1,36	51±12	24±8	75±15
	Nissan Sentra	1,27	98±17	35±10	133±20
	Mazda Protégé	0,81	87±20	22±10	109±23
	Chevrolet Prizm	0,70	100±23	24±12	124±26
	VW Golf/Cabriolet	0,44	54±22	18±13	72±25
Automobile subcompacte (risc ridicat)	Chevrolet Cavalier/Sunfire	4,98	146±11	41±6	187±12
	Ford/Mercury Escort/ Tracer	4,35	122±10	37±6	160±12
	Dodge/Plymouth Neon	2,57	155±15	40±8	196±17
	Hyundai Elantra	0,82	119±24	54±16	173±28
	Kia Sephia	0,75	157±28	63±18	220±34
	Hyundai Accent	0,58	156±32	31±14	187±35
	Mitsubishi Mirage	0,54	117±29	63±21	180±36
	Acura Integra	0,43	142±36	30±16	172±39
Automobile compacte	Pontiac Grand Am	2,69	120±13	40±8	160±15

	Nissan Altima	2,19	65±11	44±9	108±14
	Subaru Legacy/Outback	1,22	74±15	25±9	99±18
	Mazda 626	1,11	69±15	28±10	97±18
	Mitsubishi Galant	0,76	79±20	33±13	113±24
Automobile mijlocii	Ford Taurus/Sable	6,47	76±7	36±5	112±8
	Toyota Camry	5,51	42±5	29±5	72±7
	Honda Accord	5,26	56±6	28±4	83±8
	Chevrolet Malibu	2,36	81±11	38±8	119±14
	Chevrolet Lumina	2,20	101±13	44±9	145±16
	Pontiac Grand Prix	1,86	76±13	33±8	110±15
	Nissan Maxima	1,59	55±12	27±8	82±14
	Buick Century	1,45	81±15	26±8	107±17
	Dodge Stratus	1,34	105±17	41±11	146±20
	Chrysler Sebring	1,12	76±16	41±12	117±20
	Chevrolet Monte Carlo	0,92	121±22	43±13	164±26
	Buick Regal	0,68	63±19	25±12	88±22
Automobile mari	Buick Lesabre	2,19	87±12	33±8	120±15
	Dodge Intrepid	1,71	70±13	44±10	114±16
	Mercury Grand Marquis	1,56	80±14	43±10	123±17
	Cadillac Deville/Fleetwood	1,31	68±14	41±11	109±18
	Lincoln Town Car	1,22	99±18	47±12	145±21

	Toyota Avalon	1,02	41±12	21±9	62±15
	Pontiac Bonneville	0,85	82±19	28±11	111±22
	Buick Park Avenue	0,77	67±18	44±15	111±24
	Chrysler Concorde	0,69	51±17	27±12	78±21
	Cadillac Seville	0,45	56±22	36±17	91±28
	Lincoln Continental	0,42	29±16	21±14	50±21

Tabelul 1.3 Modelele populare și cele mai populare de automobile de lux de import și sport analizate, cu milioane de ani-înregistrare, risc pentru șofer, risc pentru șoferii altor mașini și riscul combinat , per model 2001.

Tip vehicul	Marca și modelul	Milioane de ani înregistrare	Riscuri medii și intervale de încredere 95%		
			Risc pt. șoferi	Risc pt.alții	Risc combinat
Automobile de lux din import	BMW 3 Series	0,72	73±20	30±13	103±22
	Lexus ES30	0,69	29±13	20±11	49±17
	Mercedes E Class	0,64	30±13	17±10	47±17
	BMW 5 Series	0,51	40±17	24±13	63±22
	Acura TL	0,45	29±16	22±14	51±21
	Mercedes C Class	0,43	16±12	9±9	26±15
	Infinity 130	0,40	52±22	22±15	74±27
Automobile sport	Ford Mustang/MustangII	1,90	132±16	49±10	181±19
	Mitsubishi Eclipse	0,83	148±26	58±16	205±31
	Chevrolet Camaro	0,62	309±44	61±19	370±48
	Pontiac Firebird	0,42	270±50	55±23	325±55
	Chevrolet Corvette	0,30	204±51	30±20	234±55

Nu sunt considerate cele mai populare modele cele de lux de import sau sport.

Tabelul 1.4. Modelele populare și cele mai populare ale mini furgonetelor, vehiculelor sport utilitare și a camionetelor seria 1997-2001 analizate, cu milioane de ani-înregistrare, riscul pentru șoferi, riscul pentru șoferii altor vehicule și riscul combinat, până în 2001 per model

Tip vehicul	Model și marcă	Milioane ani înregistrare	Riscuri medii și intervale de încredere 95%		
			Risc pt. șoferi	Risc pt. alții	Risc combinat
Minifurgonete	Dodge Caravan	3,96	36±6	37±6	73±8
	Ford Windstar	2,55	40±8	38±8	78±11
	Chevrolet Astro Van	1,38	56±13	59±13	116±18
	Chevrolet Venture	1,15	54±13	36±11	90±17
	Chrysler Town and Country	1,05	32±11	37±12	69±16
	Mercury Villager	0,63	35±15	32±14	67±20
	Honda Odyssey	0,60	17±10	20±11	37±15
	Nissan Quest	0,55	22±12	27±14	49±19
	GMC Safari	0,45	42±19	69±24	111±31
	Oldsmobile Silhouette	0,43	59±23	40±19	99±30
Vehicule sport utilitare	Ford Explorer	5,47	91±8	61±7	152±10

	Jeep Grand Cherokee	3,52	61±8	44±7	121±11
	Ford Expedition	2,95	55±8	57±9	113±12
	Chevrolet Blazer	2,91	124±13	51±8	175±15
	Toyota 4-Runner	1,67	92±15	42±10	134±18
	Chevrolet Tahoe	1,65	74±13	80±14	154±19
	Jeep Cherokee	1,62	63±12	56±12	139±18
	Chevrolet Suburban	1,39	53±12	67±14	119±18
	Jeep Wrangler	1,32	116±18	49±12	165±22
	Honda CR-V	1,25	37±11	29±9	66±14
	GMC Jimmy	0,95	83±18	42±13	125±23
	Nissan Pathfinder	0,92	61±16	53±15	115±22
	Toyota RAV4	0,86	51±15	26±11	77±19
	Isuzu Rodeo	0,78	86±21	37±14	124±25
	Mercury Mountaineer	0,71	68±19	55±17	123±26
	GMC Yukon/Denali	0,60	74±22	77±22	151±31
Camionete compacte	Ford Ranger	4,25	120±10	79±8	199±13
	Chevrolet S-10/T-10	2,80	163±15	56±9	219±17

	Toyota Tacoma	2,00	113±15	61±11	174±18
	Dodge Dakota	1,95	76±12	113±15	189±19
	GMC Sonoma	0,66	122±27	53±18	175±32
	Mazda Pickup	0,49	101±28	60±22	160±36
Camionete full-size	Ford F-150	7,36	105±7	95±7	200±10
	Chevy/GMC C/K1500	7,19	116±8	94±7	209±11
	Dodge Ram 1500	3,51	88±10	113±11	201±15
	Ford F-250	2,05	114±15	173±18	287±23
	Chevy/GMC C/K2500	1,32	109±18	128±19	236±26
	Dodge Ram 2500	1,01	101±20	195±27	296±34
	Ford F-350	1,06	128±22	231±29	359±36
	Chevy/GMC C/K3500	0,52	107±28	233±41	340±50
	Dodge Ram 3500	0,37	132±37	305±56	438±67

* Cele mai populare modele sunt prezentate cu caractere îngroșate.

Cu toate acestea, în timp ce prezentarea rezultatelor pe tip de vehicul este atrăgătoare, clasificarea pe tip de vehicul poate fi greșită pentru că rezultatele pot fi puternic influențate de deciziile subiective de a include sau omite anumite modele de vehicule din diferite categorii.

Tabelul 1.5 Riscurile vehiculelor sport utilitare SUVs în funcție de tipul corpului

Tipul SUV	Riscul pentru șoferi	Riscul pentru ceilalți	Riscul combinat
Camioane SUV	83	65	147
Jeep Cherokees	58	48	106
Autoutilitare SUV cu un singur corp	55	36	91

Majoritatea vehiculelor sport utilitare au o structură cu caroserie autoportantă sau autocamion în care partea superioară a vehiculului este fixată de șasiul unei autocamionete, care implică două traverse de-a lungul vehiculului. În multe cazuri, aceste traverse sunt destul de înalte pentru a depăși părțile masive sau protectoare ale mașinilor. Structura autoportantă contrastează cu structura cu un singur corp, unde corpul ca un întreg care include panourile exterioare, îi dă vehiculului rezistența față de automobile. Vehiculele sport utilitare medii autoportante prezintă riscuri substanțial mai mari pentru șoferii lor și pentru ceilalți șoferi (83 și respectiv 65) decât vehiculele sport utilitare cu un singur corp (55 și 36), așa cum se arată în Tabelul 1.5. Jeepurile Cherokee sunt prezentate separat în figura și tabelul de mai sus pentru că ele utilizează o construcție într-un singur corp, dar păstrează barele cadrului camionetelor convenționale. Corpul pe șasiu a fost un model de la începutul anilor 90 ieftin și ușor de implementat și, ca și camionetele compacte, au un profil relativ înalt și îngust care este predispus la rostogoliri.

Tabelul 1.6 arată că riscul pentru șofer asociat cu rostogolirile este de 10-25 pentru majoritatea automobilelor și mini furgonetelor, dar de aproximativ 40-60 pentru vehiculele sport utilitare gen camionete sau cu corpul pe șasiu. Riscul pentru șofer asociat cu rostogoliri în cele două modele de vehicule sport utilitare cu recorduri de coliziuni (CR-V și RAV4) este de numai 18.

Unele din modelele cele mai noi de SUV cu un singur corp (denumite uneori crossover) ca de exemplu Lexus RX300 și Honda CR-V, prezintă riscuri foarte mici atât pentru șoferii lor cât și pentru ceilalți șoferi din alte vehicule. Este tentantă asocierea acestor riscuri mici cu modelul lor dintr-un singur corp, în special caracteristica lor scăzută de rostogolire. Putem deci spune că riscurile lor ca grup sunt mai scăzute decât la cele cu corpul pe șasiu. S-a ajuns la

concluzia că rata accidentelor mortale la un automobil, când se izbește de partea laterală a unui vehicul sport utilitar sau autocamionete este de câteva ori mai mare decât atunci când se lovește de partea laterală a altui automobil.

O motivare pentru analiza accidentelor mortale de trafic în funcție de modelul vehiculului a fost explorarea conexiunilor dintre cazurile de accidente mortale de trafic și consumul de combustibil (și emisiile de gaze, în special de bioxid de carbon). Creșterile majore de economie de combustibil în viitor se vor realiza prin remodelarea vehiculelor și nu prin micșorarea masei sau dimensiunii. Deoarece masa și alți factori de sarcină joacă un rol critic în energia necesară mișcării vehiculelor, corpurile vehiculelor vor putea fi recalulate pentru a reduce încărcarea și as obține alte beneficii. Unele strategii de construcție sau proiectare ar putea reduce masa pentru a îmbunătăți economia de combustibil, fără o reducere comparabilă a dimensiunii vehiculului (Ross și Wenzel, 2001). În particular, SUV dintr-un singur corp este o construcție care pare să ofere avantaje majore în ceea ce privește siguranța, riscul pentru șofer cât și pentru ceilalți fiind substanțial mai mic, cel puțin conform datelor preliminare referitoare la accidentele mortale.

Tabelul 1.6 Riscul pentru șofer în coliziunile prin rostogolire a unui vehicul în comparație cu riscul total pentru șofer dat de tipul vehiculului.

Tipul vehiculului	Riscul pentru șoferi la rostogolirea unui vehicol	Riscul pentru șoferi în toate coliziunile	Procentul de rostogoliri
Automobile subcompacte	25	111	22
Automobile compacte	25	87	29
Automobile de mărime medie	16	70	22
Automobile mari	12	74	16
Automobile de lux de import	10	40	25
Automobile sport	62	182	34

Mini furgonete	9	40	23
Vehicule utilitare sport SUV	41	78	53
SUV-uri tip auto	18	50	35
Camionete compacte	51	121	42
Camionete de 1/2 t	35	88	40
Camionete de 3/4 t	58	110	53
Camionete de 1 t	52	123	42
Toate vehiculele de mică putere LDV	32	97	33

În urma acestui studiu s-a concluzionat că există o gamă largă de riscuri pentru șoferul automobilelor, riscul mărindu-se odată cu scăderea greutății. Cu toate acestea, masa singură este numai un prevestitor modest al riscului în toate tipurile de coliziuni.

Un alt bun predictor al riscului pentru șoferul automobilului este țara de origine împreună cu masa. Pentru automobile cu aproximativ aceeași masă, se arată că riscul pentru șofer poate varia în funcție de fabricant; sau, pentru un nivel dat al riscului, automobilele japoneze și germane sunt mai ușoare decât cele coreene sau americane. Cifrele sugerează că există diferite caracteristici ale vehiculului care sunt atât relativ bune cât și plauzibile în predicția riscului; masa nu poate fi asociată fundamental cu riscul pentru șofer la toate tipurile de coliziuni. Acest lucru este important pentru că îmbunătățirea economiei de combustibil este un scop major pentru proiectanții de vehicule noi și reducerea masei are un potențial major pentru îmbunătățirea economiei de combustibil. S-a făcut mult în trecut în legătură cu riscul ridicat al automobilelor cu masă scăzută în anumite tipuri de coliziuni. Se arată că există explicații plauzibile care se aplică larg și sunt atractive din punct de vedere statistic, sugerând că masa nu poate fi fundamentală în ceea ce privește riscul pentru șofer. Desigur, astfel de corelări nu dovedesc că reducerea masei poate fi sigur adoptată ca o strategie generală.

În studiul prezentat de E. Lenguerrand, J.L. Martin și B. Launon [71] se prezintă o analiză a structurii ierarhice accident – mașină – ocupant. Aplicarea metodei Monte-Carlo la

datele legate de accidentele rutiere observate și simulate pe drumurile franceze între 1996 și 2000 permite compararea estimărilor produse de modelele „multilevel” (multiple) logistice (MLM), modelele generalizate cu ecuații de evaluare (GEE) și modelele logistice (LM).

Datele utilizate au fost colectate de poliție din 1996 până în 2000 venind de la recensământul accidentelor rutiere vătămătoare franceze numit BAAC (ONISR, 2003). Un accident rutier cu vătămări este definit ca un accident care implică cel puțin un vehicul de transport și care se întâmplă pe o șosea (drum public) și cauzează cel puțin o victimă (moartă sau nu). Acest studiu se concentrează numai asupra accidentelor care implică automobile. Sunt incluse toate accidentele mortale dar numai 10% din accidentele non-mortale sunt selectate aleator pentru a limita mărimea bazei de date. Accidentele cu informații pierdute sunt excluse. Setul de date final este compus din 12 030 de accidente, 17 512 automobile și 26 918 ocupanți. În medie, un accident implică 1,46 automobile per accident și 1,54 ocupanți per automobil. Șase mii două sute douăzeci și unu de ocupanți au murit pe loc sau în cele șase zile care au urmat accidentului. Gravitatea este împărțită în două clase: mortale și nemortale. Factorii de risc selectați sunt cei recunoscuți a fi asociați cu gravitatea și cei asociați statistic cu avaria. Această asociere este determinată de utilizarea rezultatelor modelului liniar (LM) unidimensional pe baza recensământului BAAC și apoi de utilizarea unei analize a modelului liniar (LM) multidimensional. Fiecare variabilă introdusă în regresie este testată ca un întreg comparând probabilitatea celor două modele seriale corespunzătoare (cu și fără variabilă). Factorii aleși să descrie nivelul accidentului sunt: tipul drumului (șosea, drum principal și drum secundar, drum/stradă secundară), infrastructura drumului conform tipologiei accidentului (un accident cu un automobil, un accident multiplu de automobil la intersecție, și în afara intersecției), luminozitatea din timpul accidentului (lumina zilei, timp de noapte sau clar obscur); pentru nivelul automobilului: izbitura sau impactul (frontal, în spate, lateral sau alt impact), greutatea automobilului (mai mică de 1000kg, mai mare de 1000kg); și pentru nivelul ocupantului: genul, vârsta (mai mică de 18 ani, 18-44, 45-64, 65 de ani și peste), purtatul centurii de siguranță, locul în automobil conform numărului de ocupanți (șofer singur, șofer acompaniat, pasager dreapta față și pasager spate). ΔV sau viteza echivalentă a energiei nu e disponibilă.

Analiza descriptivă a datelor observate și a riscurilor aproximative este prezentată în Tabelul 1.7. Multiplele accidente de automobil care se produc la intersecții sunt mai puțin grave decât accidentele multiple de automobil din afara intersecțiilor. Raportul de șanse (OR=0,32). În

mod similar. gravitatea este mai mică la impactul în spate decât în coliziunile frontale(OR=0,26). Femeile au un risc de mortalitate mai mic decât bărbații (OR=0,67), așa cum îl au ocupanții mai mici de 18 ani (OR=0,57) și pasagerii din spate (OR=0,79).

Tabelul 1.7 Distribuțiile observate pe modalitățile factorilor de risc în procentaje și raportul de șanse ne ajustat la severitate

Populația considerată ^a	Factorii de risc	Procentajul	Raportul de șanse OR
N=12 030 accidente ^b			
Tipul de drum	Autostradă	16,7	1,14
	Magistrală și drum secundar	75,4	2,84
	Drum/stradă secundară	07,9	1,00
Tipologia accidentului	Cu o mașină	58,7	2,26
	Cu mai multe mașini la intersecție	16,0	0,32
	Cu mai multe mașini în afara intersecției	25,3	1,00
Luminozitate	Pe timp de noapte și în clar obscur	44,5	1,55
	Pe timp de zi	55,5	1,00
N=17 512 automobile ^b			
Impactul la accident	Alt impact	04,5	1,96
	Impact lateral	15,4	2,29
	Impact spate	07,1	0,26
	Impact frontal	73,0	1,00
Greutatea mașinii	Mai mică de 1000kg	64,0	1,26
	Mai mare de 1000kg	36,0	1,00
N=26 918 ocupanți ^b			
Genul	Feminin	36,4	0,67
	Masculin	63,6	1,00
Vârsta	65 de ani și peste	11,3	1,85
	45-64 ani	18,5	1,08
	Mai puțin de 18 ani	02,9	0,57
	18-44 ani	67,3	1,00
Locul în mașină	Pasagerul din spate	13,00	0,79
	Pasager față dreapta	21,9	1,12
	Șofer singur	42,2	1,91
	Șofer acompaniat	22,9	1,00
Centura de siguranță	Nefolosită	15,5	5,40
	Folosită	84,5	1,00

^a Accidentele rutiere cu cel puțin un ocupant mort pe loc sau în decurs de 6 zile de la accident+10% din avariile la accident rutier fără moarte, accidente produse în Franța între 1996 și 2000. Accidentele care implică numai automobile cu pasageri.

^b OR (raportul de șanse) se calculează conform unității de probă: de exemplu, riscurile modalității de luminozitate se bazează pe unitatea de accident (N=12 030), greutatea mașinii pe unitatea de mașină (N=17 512) etc.

Aceste studii reliefează actualitate preocupărilor la nivel mondial (cu exemplificări din SUA și Franța) în aprecierea gravității accidentelor, a cauzelor și efectelor acestora. În acest context teza de doctorat încercă să aducă contribuții privind influența sarcinilor dinamice asupra deformării și ruperii unor elemente de rezistență ale automobilelor implicate în accidente rutiere.

2. STADIUL ACTUAL ÎN STUDIUL PARAMETRILOR COLIZIUNII AUTOVEHICULELOR

2.1 INTRODUCERE

Automobilul a fost principalul factor care a impus ridicarea nivelului civilizației, iar progresele comunității sunt strâns legate în continuare de dezvoltarea lui. Creșterea numerică a autovehiculelor în ultimii 10 ani, mai ales în țara noastră a determinat și creșterea considerabilă a accidentelor de trafic, din păcate peste limita suportabilă, ca de altfel și în alte state europene. De pildă, în România în perioada 1989 – 1999, numărul de autovehicule s-a dublat, iar autoturismele s-au înmulțit de cca.2.2 ori; astfel, la sfârșitul lui 1999 indicele de motorizare ajunsese la 156 autovehicule / 1000 locuitori. Statisticile arată că România are cel mai mic indice de motorizare, dar și cel mai mare indice de fatalitate: 7,86 decedați în accidente rutiere /10.000 de autovehicule. Spre deosebire în țările Comunității Europene, indicele de motorizare este de cca.480 autovehicule / 1000 locuitori și indicele de fatalitate de 1,2 decedați / 10.000 autovehicule, orice comentariu fiind de prisos. Creșterea cu cca 15% anual, după anul 1989, a numărului de autovehicule și în aceeași proporție și a șoferilor, s-a reflectat printr-un total de 7.846 accidente serioase în anul 1999, soldat cu 2.506 morți și 6.593 răniți grav.

Multe dintre accidente sunt cauzate de comportamentul conducătorului, automobilul fiind în cea mai simplă accepțiune un amplificator al potențialului uman în ceea ce privește deplasarea pe pământ. Între om și mișcarea autovehiculului se interpune „mașinăria” tehnică care, în funcție de condițiile de mediu, impune adaptarea unui anumit stil de manipulare, cu reguli și acționări deosebit de diverse. Astfel, cauzele unui accident și responsabilitatea aferentă producerii lui se pot obține uneori numai prin analiza tehnico-stiințifică întreprinsă de specialiști cu înaltă calificare și cu experiență bogată în domeniile construcțiilor, exploatării și reparației autovehiculelor rutiere, în speță experții tehnici auto.

Orice accident se poate clasifica în funcție de anumite criterii, dar prin multitudinea de particularități care-l individualizează permite o analogie cu o expresie din domeniul medical, în care se spune că „*nu există boli, ci bolnavi*”: referitor la domeniul rutier, expresia ar putea fi transpusă în „*fiecare accident are proprie personalitate*”. Evident, diversitatea cauzelor

accidentelor implică și cunoștințe multiple din partea expertului tehnic, unele dintre ele fiind din domenii conexe, ale fizicii și tehnicii sau chiar din ramura științelor naturii și umane, cum ar fi fotogrametria, dreptul, medicina etc.

Cu toate că expertiza tehnică auto nu are forța probantă superioară în cazul accidentelor rutiere, și nici nu este proba finală, ea are rolul de a lămuri organul de cercetare sau instanța de judecată asupra cauzelor incerte care au generat respectivul eveniment. În acest scop expertul tehnic trebuie să redacteze raportul său astfel încât termenii și exprimările folosite în prezentarea aspectelor fundamentale să poată fi percepute cu claritate de cei care administrează actul justiției.

În contextul realității actuale se poate spune că expertiza tehnică auto și-a adjudecat domeniile proprii de competență, are deja o metodologie și mijloace proprii de efectuare și a format personal de specialitate care să o poată aborda; noutatea preocupărilor a impus și o cercetare proprie, finalizată chiar și prin teze de doctorat, a căror număr tinde să crească în viitor.

Se poate conchide că expertiza tehnică auto este o nouă disciplină, de sine stătătoare, desprinsă recent din ramura științelor tehnice, care prin prisma aspectelor menționate anterior poate fi considerată ca o nouă „meserie”, cu șanse mari de dezvoltare în perioada imediat următoare.

În momentul de față, în România experții auto sunt autodidacți, provenind din cadrul absolvenților profilului mecanic în specialitățile autovehicule rutiere sau mecanică agricolă: pentru a fi în pas cu evoluția tehnicii auto și a noilor metode de investigare a accidentelor de trafic au fost organizate recent cursuri de perfecționare a experților tehnici auto care urmează să se extindă în toate regiunile tradiționale ale țării. Evident, asemenea metode de formare a experților auto pot fi considerate insuficiente, o pregătire profesională de bună calitate fiind posibilă numai pe calea unui proces de învățământ stabil și continuu în cadrul universităților tehnice care au secții cu specializarea autovehiculelor rutiere.

Cu toate că în literatura tehnică poate fi remarcat un număr mare de articole referitoare la accidente rutiere, încă nu s-au elaborat, decât rare excepții, manuale universitare care să trateze unitar problematica expertizei tehnice auto și asta probabil din cauza stadiului incipient al dezvoltării disciplinei.

Prezenta lucrare tinde să elimine această lacună și poate fi considerată o încercare de a realiza un asemenea manual destinat pregătirii studenților de la secțiile de autovehicule rutiere.

Lucrarea se adresează și experților tehnici auto atestați. prin tratarea în amănunt a unor aspecte ivite frecvent în desfășurarea accidentelor rutiere. S-a considerat că o asemenea abordare este binevenită întrucât scutește utilizatorul de procurarea uneori dificilă a materialelor informative de detaliu (STAS-uri, regulamente europene și internaționale etc.), și în consecință elimină timpul afectat în acest scop.

În fine, prin problematica tratată s-a dorit alinierea la normele și metodologiile de efectuare a expertizelor tehnice auto folosite în țările comunității europene.

Prima parte a lucrării tratează achiziția urmelor, interpretarea și prelucrarea lor în vederea reconstituirii accidentului. Prin faptul că între reconstituirea unui eveniment rutier și starea tehnică a vehiculului care l-a produs poate exista în anumite situații o legătură strânsă, s-a acordat o aceeași importanță ambelor aspecte. Astfel, capitolul consacrat stării și performanțelor tehnice impuse de securitatea circulației a fost privit în sensul comportamentului vehiculului pentru a-l integra împreună cu capitolele referitoare la comportamentele conducătorului și pietonilor în conceptul general al sistemului om – vehicul – drum – mediu.

2.2 SITUAȚII TIPICE DE COLIZIUNE

În traficul rutier se întâlnește o varietate mare a tipurilor de coliziuni, care se pot grupa astfel:

- *coliziuni frontale, Fig. 2.0.a*
- *coliziuni față - spate,*
- *coliziuni laterale, Fig. 2.0.b.*

Sub aspectul numărului de dimensiuni cu care autovehiculul intră în impact, se deosebesc coliziuni unidimensionale și bidimensionale.



a) Coliziune frontală

b) Coliziune laterală

Fig.2.0. Tipuri de coliziuni

Coliziunea frontală cu un autovehicul circulând din sens contrar se produce atunci când autovehiculul care circulă din sens opus părăsește partea dreaptă și intră pe banda vehiculului ce vine din față. Cauzele pot fi multiple: intrarea greșită într-un viraj, depășirea altor vehicule, greșeli de manevrare, adormirea la volan, explozia unui pneu, defecțiuni tehnice la sistemul de direcție, etc. Astfel de situații sunt generate ori de câte ori se efectuează depășiri în care nu s-au apreciat corect viteza de deplasare a autovehiculului ce vine din sens opus; ele au, de regulă, consecințe grave deoarece forța izbiturii este – în toate cazurile – mare, valoarea ei variind în funcție de vitezele cu care circulă cele două autovehicule.

La analiza accidentului produs prin acest tip de coliziune locul în care a început manevra de depășire este foarte important. Neexistând alte probe materiale în afara urmelor de frânare și a declarațiilor participanților la producerea evenimentului rutier și a martorilor oculari, acest punct este foarte greu de localizat în spațiu și timp.

Din practica expertizelor tehnice rezultă necesitatea coroborării acestor date pe locul impactului pentru a trasa variantele de traiectorie posibile și a preciza traiectoria care corespunde realității în raport cu axul drumului.

În afara de momentul de începere a manevrei de depășire, este necesar să se cunoască viteza de deplasare a autovehiculului pe care intenționează să-l depășească, poziția acestuia față de axul drumului, precum și viteza și poziția autovehiculului ce circulă din sens opus.

Evitarea coliziunilor cu un autovehicul care circulă din față este posibilă dacă se respectă câteva reguli și anume: observarea permanentă a benzii de circulație, respectarea strictă a deplasării pe partea dreaptă, reducerea vitezei când se constată că un autovehicul care circulă din sens opus are intenția să intre pe partea stângă, ieșirea prin dreapta pe acostament sau pe șanțul drumului cu condiția să se mențină controlul volanului. Dacă nici în ultimă instanță coliziunea nu poate fi evitată, conducătorul autor trebuie să aleagă soluția cea mai

favorabilă care duce la diminuarea accidentului cum ar fi: acroșarea unui vehicul care se mișcă în același sens, lovirea unui obiect fix amplasat lateral (glisieră metaică, stâlpi de ghidaj) sau lovirea prin ștergere și nu axial a autovehiculului care circulă din sens contrar.

- **Coliziunea față – spate** se produce frecvent în traficul urban și pe șoselele foarte aglomerate și duce, de regulă, la consecințe mai puțin grave. Cele mai multe tamponări în spate au loc pe drumurile alunecoase și, în special, pe un carosabil acoperit cu polei, care favorizează așa-zisele ciocniri în lanț.

La întocmirea expertizei tehnice nu apar probleme deosebite în acest gen de accident, reprezentativ pentru acesta fiind locul impactului față de axul drumului și vitezele celor două autovehicule intrate în coliziune.

Pentru evitarea acestui gen de accident conducătorul auto trebuie să păstreze distanța corespunzătoare vitezei de mers și condițiilor de drum față de autovehiculul din față, pe timp de noapte să circule cu viteza care să-i permită să oprească pe o distanță egală cu cel puțin „bătaia” farului, în locuri fără vizibilitate să producă viteza pentru a preveni tamponarea unui vehicul staționat, să nu circule cu un autovehicul al cărui sistem de frânare nu funcționează în bune condiții.

- **Coliziunile laterale** între două autovehicule în intersecție cu semafoare în funcțiune sau fără semafoare se produc, în majoritatea cazurilor, datorită nerespectării priorității de trecere sau a semnificației culorii semaforului electric. De asemenea, ele mai pot fi generate de preselectarea defectuoasă a culoarului sau benzii de circulație și a schimbării bruște a direcției de mers.

Conducătorul auto trebuie să circule prin intersecții cu viteză adecvată condițiilor de timp și de trafic, pregătit pentru a frâna în orice situație. În intersecțiile prevăzute cu semafoare electrice accidentele se produc datorită pătrunderii pe culoarea galbenă și continuării circulației pe culoarea roșie. Conducătorul auto care se apropie de o intersecție semaforizată trebuie să anticipeze schimbarea culorii semaforului și să se comporte ca atare.

În cazul coliziunii în intersecție, momentul reprezentativ este acela în care se produce coliziunea dintre autovehicule, fiind determinat de poziția acestora, vitezelor lor de circulație și timpul scurs între apariția ultimei culori de verde la semafor și producerea impactului.

Cel mai dificil de precizat este diferența de timp în momentul coliziunii și apariția ultimei faze de verde la semafor, reconstituirea putându-se realiza, de regulă, cu ajutorul martorilor oculari care s-au aflat în intersecție.

- *Coliziunea au autovehiculul depășit* se produce de obicei datorită neasigurării la depășire și neavertizării că un alt vehicul se află în depășire. Accidentele de acest gen se pot produce între două autovehicule. Dar și între un autovehicul și o căruță, o bicicletă, un pieton.

Conducătorul auto care execută depășirea trebuie să se asigure că în acel moment nu află în depășire un alt vehicul, controlând și „unghiul mort”. prin întoarcerea capului spre stânga, și menținerea unui spațiu suficient între mașina pe care o conduce și obiectul depășit.

Reprezentativ pentru acest tip de accident este locul în care a început manevra de depășire, un parametru dificil de stabilit.

Mai trebuie cunoscute: viteza de deplasare a autovehiculului ce urma să fie depășit, poziția acestuia față de axul drumului, precum și viteza autovehiculului angajat în depășire.

Studiul coliziunii autovehiculelor trebuie făcut în două faze:

- coliziunea propriu-zisă,
- postcoliziunea.

Traectoria autovehiculului, după ciocnire este – în esență – o mișcare plană, guvernată de forțe de inerție și frecare.

Traectoriile depind de mai mulți parametri, cum ar fi:

- coeficientul de frecare,
- unghiul de blocaj al roților din față,
- geometria autovehiculului, situația roților (dacă sunt frânate sau libere).

Calculul teoretic al traiectoriilor poate fi comparat cu experimente pe modele la scară.

Pentru a studia momentul schimbului de energie în faza de ciocnire se poate utiliza teoria impactului corpului rigid bidimensional. Folosind această teorie și variația în timp a accelerației autovehiculului, deformația autovehiculului se poate corela cu locul impactului pentru diferite viteze de impact. Așadar, se poate afirma că:

- mișcarea autovehiculului în timpul coliziunii și calculul traiectoriei după ciocnire pot fi analizate prin teoria impactului bidimensional și dinamica mișcării plane a corpului rigid;
- deformația autovehiculului în timpul coliziunii este dependentă nu numai de viteză, ci și de locul „impactului”, viteze mai mici pot cauza deformări mari, dacă ciocnirea are loc în vecinătatea centrului de greutate al caroseriei autovehiculului.

Orice studiul al unui accident de circulație, începe cu întrebările:

- cum s-a produs accidentul, adică cum au intrat autovehiculele în coliziune ?
- care au fost vitezele de impact ?

- care a fost poziția relativă a autovehiculelor ?

În cazul ciocnirii unidimensionale autovehiculul poate fi considerat ca un sistem cu un singur grad de libertate, cu o masă care reprezintă masa autovehiculului și un resort (arc) absorbant de energie neliniară. Setul de arcuri echivalent, reprezintă caracteristicile de sfârâmăre a structurii autovehiculului pentru fiecare gen de obstacol, coliziune în partea din față sau partea din spate.

Când este măsurată deformația autovehiculului în aceste ciocniri unidimensionale, viteza inițială de impact poate fi estimată cu ajutorul modelului matematic.

La ciocnirile bidimensionale, cum ar fi, de exemplu, coliziunile în intersecții, impactul are două componente:

- *de coliziune*, când autovehiculul schimbă în mod instantaneu momentele lui de mișcare, și
- *de mișcare după ciocnire*, când – restul de energie cinetică a autovehiculului este disipată de forțele de frecare.

Obiectivul studiului în faza de coliziune este de a stabili proporționalitatea între deformația autovehiculului și locul de impact pentru diferite viteze de ciocnire.

Studiul fazei postcoliziune se identifică cu studiul traiectoriei autovehiculului după coliziune.

Ideea de bază a calculului traiectoriei autovehiculului după coliziune când se deplasează în linie dreaptă a fost introdusă prima oară de E.Marquard în lucrarea sa „*Zur Mechanik des Zusammensrassen von Fahrzeugen*”, ATZ, 1962.

Pentru autovehiculele circulând cu roțile atât libere, cât și frânate, D.Link și R.I.Emori au examinat nu numai experimental, dar și teoretic traiectoriile rezultate în urma unor ciocniri pentru diferite poziții și viteze de impact. Ipotezele lor împart traiectoriile de după coliziune după o gamă de modele de autovehicule cu roțile din față conduse și cu roțile din față frânate sau blocate.

2.3 COLIZIUNEA UNIDIMENSIONALĂ

În cazul ciocnirilor unidimensionale – cum ar fi cele cu un obstacol fix (o barieră spre exemplu), frontale sau în spatele autovehiculelor – porțiunea rămasă intactă în timpul coliziunii poate fi considerată ca un corp rigid, iar energia cinetică pe care autovehiculul o avea înainte de ciocnire este absorbită în principal de porțiunea deformată a acestuia.

Pentru cazul ciocnirii cu un obstacol fix modelul este prezentat în Fig. 2.1, unde m reprezintă masa autovehiculului, iar arcul ce absorbe energia, având caracteristica k , reprezintă parametrii de strivire ai autovehiculului. În Fig. 2.2 se prezintă modelul ciocnirii autovehiculelor față în față sau față în spate, când două mase cu arcuri absorbante de energie, având caracteristici distincte, intră în contact cu viteze diferite.

În ambele cazuri, la viteze mari, coeficientul de restituire este destul de mic, iar ciocnirea poate fi considerată ca o ciocnire plastică.

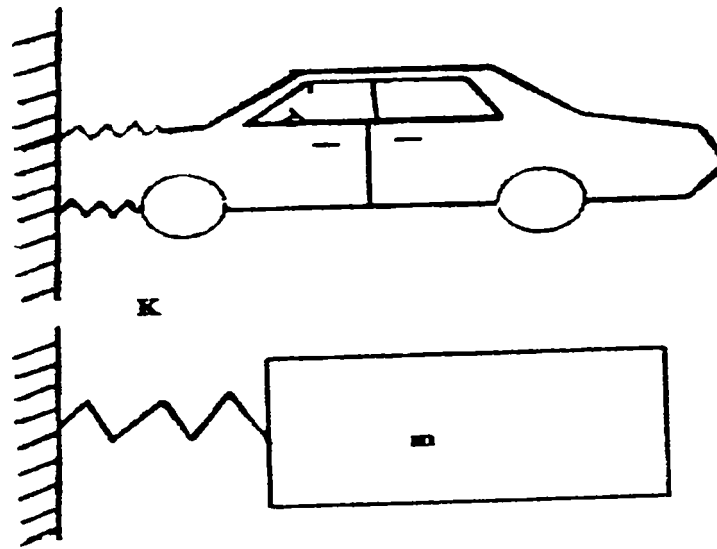


Fig.2.1. Schema și modelul coliziunii cu un obstacol

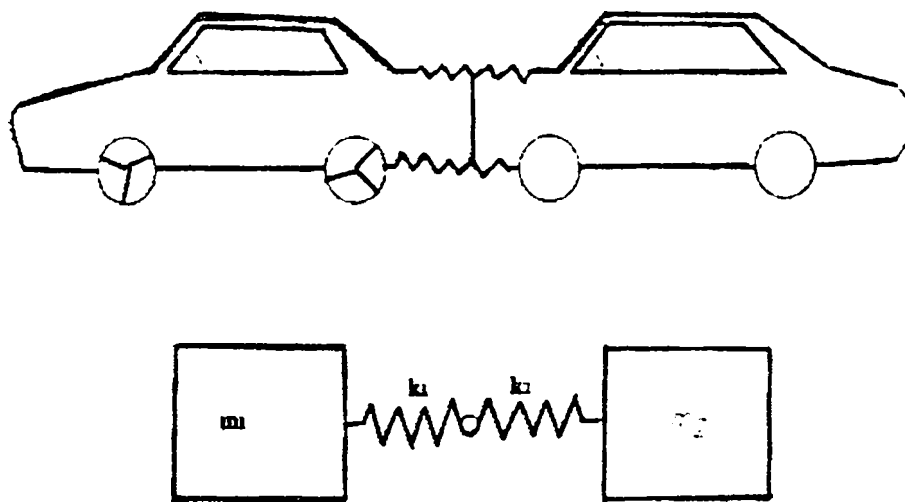


Fig.2.2. Schema și modelul coliziunii unidimensionale a două autovehicule

Aceasta arată că modelul poate fi considerat ireversibil pentru viteze la care apar leziuni corporale ale ocupanților din autovehicul (30 – 40) km/h sau și mai mult). Caracteristica de deformare a părții frontale poate fi aproximată de un arc liniar (ce lucrează într-un singur sens) cu o rigiditate pe unitatea de masă de k/m [g/m], iar caracteristica de deformare a părții din spate de către un arc rigid – plastic.

2.4 COLIZIUNEA BIDIMENSIONALĂ

La coliziunile bidimensionale, cum este de pildă, impactul lateral, poate fi făcută aceeași aproximare de la ciocnirile frontale.

Ciocnirea a două corpuri în mișcarea plană produce impulsuri tangențiale, P_t , și normale P_n , în punctul de contact. Aceste două impulsuri sunt influențate de coeficientul de restituire k , și coeficientul de frecare dintre cele două corpuri, μ .

În figura 2.3 se prezintă schematic coliziunea bidimensională între două autovehicule cu masele m_1 și m_2 , și razele de girație r_{r1} și r_{r2} .

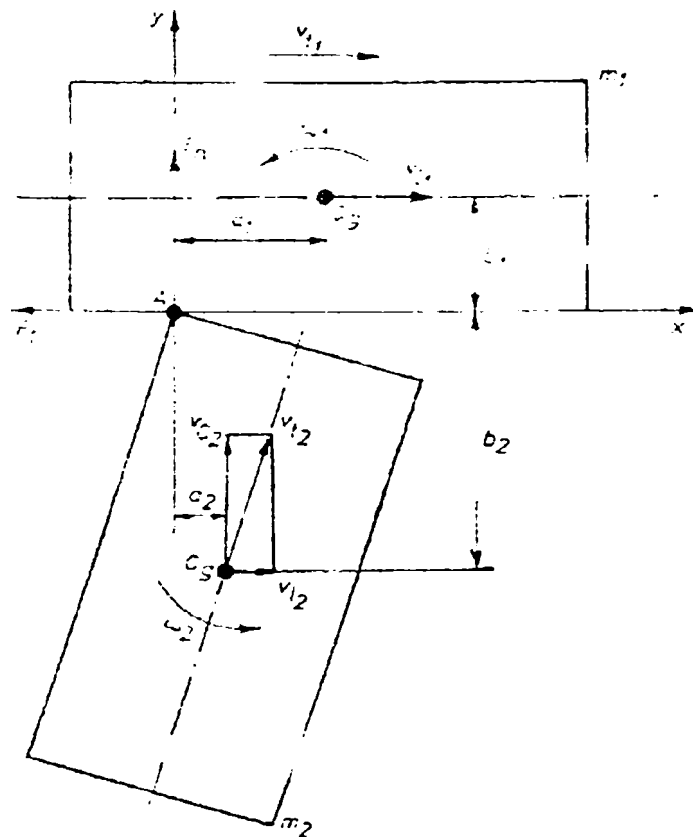


Fig.2.3. Schema coliziunii bidimensionale a două autovehicule

Originea sistemului de coordonate este considerată în punctul de contact A, iar centrele de greutate ale celor două autovehicule au coordonatele a_1, b_1 și a_2, b_2 .

Vitezele inițiale de translație fără rotire sunt v_{t_1} și v_{t_2} .

Forțele exterioare în timpul ciocnirii se presupun a fi neglijabile în comparație cu forța de impact, astfel că în orice moment din timpul ciocnirii impulsul devine:

$$\begin{aligned} m_1(v'_{t_1} - v_{t_1}) &= -P_t \\ m_1 v'_{c_1} &= P_n \\ m_1 r_{i_1}^2 \omega'_1 &= -a_1 P_n - b_1 P_t \end{aligned} \quad (2.1)$$

Pentru autovehiculul lovit, și

$$\begin{aligned} m_2(v'_{t_2} - v_{t_2}) &= -P_t \\ m_2 v'_{c_2} &= -P_n \\ m_2 r_{i_2}^2 \omega'_2 &= -a_2 P_n - b_2 P_t \end{aligned} \quad (2.2)$$

pentru autovehiculul care lovește, unde: v'_{t_1} și v'_{t_2} sunt componentele vitezelor centrelor de greutate ale celor două autovehicule pe direcția x (direcția de alunecare), în orice moment; v'_{c_1} și v'_{c_2} sunt componentele vitezelor centrelor de greutate ale celor două autovehicule pe direcția y, direcția de comprimare, în orice moment; $v_{t_1}, v_{t_2}, v_{c_2}$ - vitezele inițiale ($v_{c_1} = 0$ - datorită alegerii sistemului de coordonare ca în Fig. 2.3); ω'_1, ω'_2 - vitezele de rotație în jurul centrelor de greutate ale celor două autovehicule în orice moment.

Vitezele relative de alunecare v_r și compresiune v_{r_c} , în punctul de contact A sunt definite astfel:

$$v_r = (v'_{t_1} + b_1 \omega'_1) - (v'_{t_2} + b_2 \omega'_2) \quad (2.3)$$

$$v_{r_c} = (v'_{c_2} + a_1 \omega'_2) - (v'_{c_1} + a_1 \omega'_1) \quad (2.4)$$

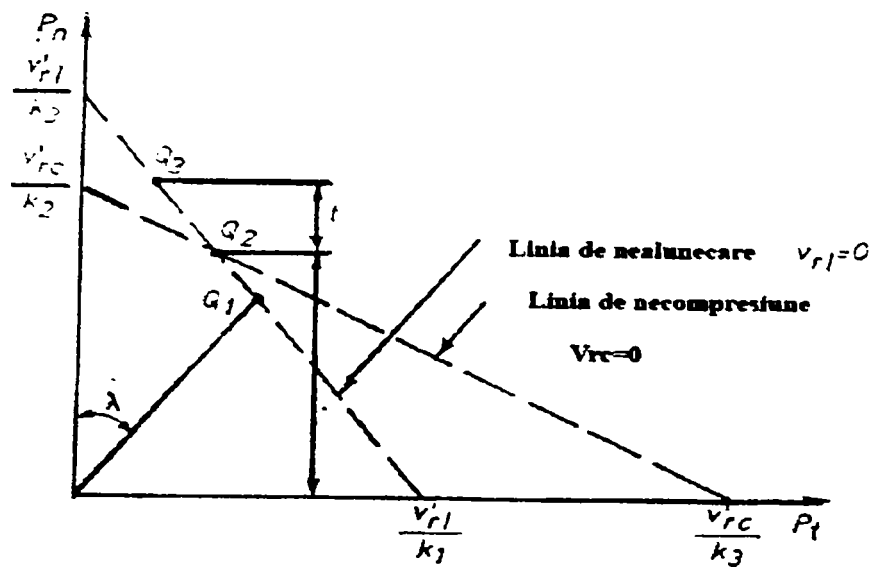


Fig.2.4. Impulsul în coliziunea bidimensională (cazul a)

Dacă se exprimă v_{rl} , v_{rc} , în funcție de alunecare și $v'_{rc} = v_{c2}$, viteza inițială de compresiune.

În Fig. 2.4 se prezintă variația poziției punctului Q care dă impulsurile P_t și P_n în timpul ciocnirii (cazul a). Q pornește din origine în momentul primului contact și se

deplasează de-a lungul liniei de pantă $\frac{P_t}{P_n} = \mu = \text{tg}\lambda$, până când cele două corpuri

(autovehiculele) încep să lunece separat, în punctul Q. Apoi Q se mișcă de-a lungul liniei fără alunecare, în direcția creșterii lui P_n , intersectează linia de necompresiune în punctul Q_2 , unde se află maximumul de penetrație, până când creșterea lui P_n după punctul Q_2 ajunge la valoarea Q_2 , după timpul t . Punctul final s-a notat cu Q_3 . Uneori poate apărea și situația în

care linia de pantă $\frac{P_t}{P_n} = \mu$ intersectează linia de necompresiune înainte ca cele două corpuri

să-și înceteze alunecarea relativă, în acest caz (cazul b) curba de variație a punctului Q arată ca în Fig. 2.5.

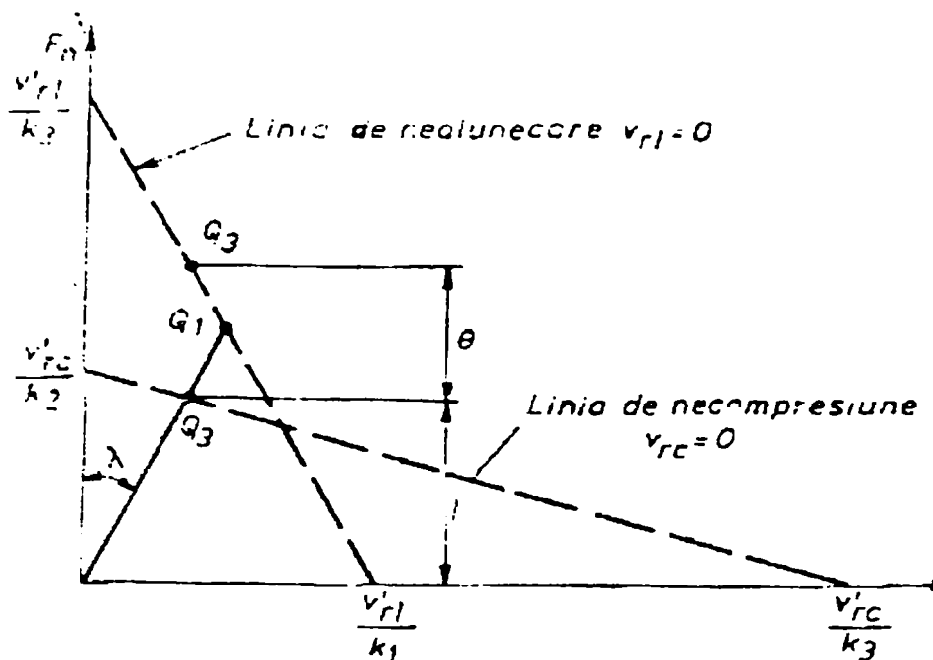


Fig.2.5. Impulsul în coliziunea bidimensională (cazul b)

Dacă se înregistrează accelerația centrului de greutate al autovehiculului, variația P_t și P_n în timpul ciocnirii se determină astfel:

$$\begin{aligned} P_t &= \int m_1 x dt \\ P_n &= \int m_1 y dt \end{aligned} \quad (2.5)$$

unde:

- x este componenta accelerației centrului de greutate a autovehiculului lovit pe direcția x , în timpul ciocnirii, iar
- y este componenta accelerației centrului de greutate a autovehiculului lovit pe direcția y , în timpul ciocnirii (Fig.2.3).

Prin variația în timp a lui P_t și P_n poate fi trasată diagrama imaginii punctului Q în planul de coordonate P_t și P_n , și deci, coeficienții de restituire și frecare pot fi obținuți grafic.

Pentru a avea o imagine asupra ordinului de mărime a coeficienților de restituire și frecare, R.Emori a analizat rezultatele experiențelor coliziunii laterale a două autovehicule identice, având lungimea de $L = 5,1$ m, distanța de la centrul de greutate până la partea din față a autovehiculului: $L = 2,18$ m, lățimea $D = 1,92$ m (respectiv $\frac{D}{2} = 0,96$ m), raza de girație față de axa verticală $r_i = 1,51$ m și masa $m = 1,54$ t (vezi Fig.2.6).

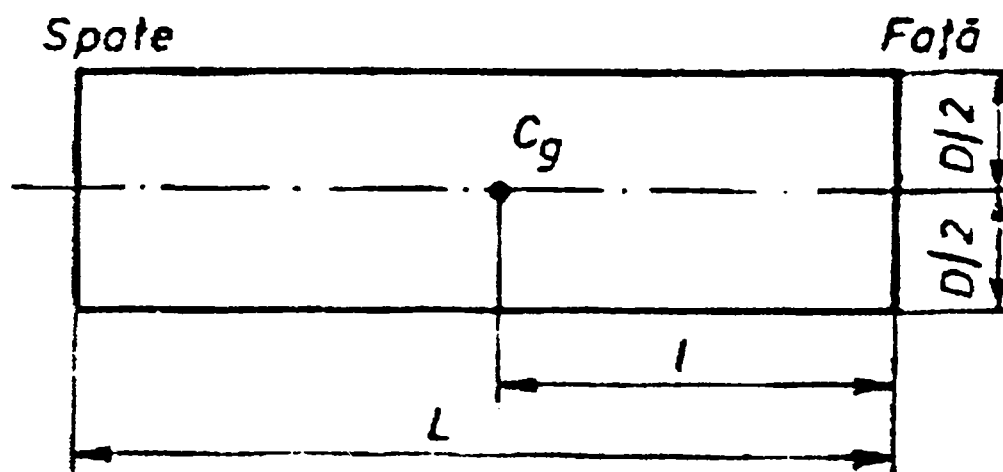


Fig.2.6. Dimensiunile autovehiculului

De asemenea, s-a presupus că coeficientul de restituire are aproximativ valoarea zero, respectiv are loc o ciocnire plastică, exceptând vitezele mici de ciocnire, iar coeficientul de frecare valoarea $\mu = 0.4$.

Imaginea finală a punctului Q va fi deci în punctul Qz, așa cum se arată în Fig.2.4 și Fig.2.5.

Sunt două cazuri posibile de situare a punctului final Qz:

- ◆ imaginea punctului Q se deplasează de-a lungul liniei de pantă $\frac{P_t}{P_n} = \mu$, și apoi de-a lungul liniei de nealunecare prin intersecția celor două linii, în sensul de creștere a lui P_n până când linia de nealunecare intersectează linia de necomprimare (Fig.2.4);
- ◆ Q se mișcă de-a lungul liniei de pantă $\frac{P_t}{P_n} = \mu$, până la intersecția cu linia de necomprimare, înainte ca acele două corpuri să-și înceteze alunecarea relativă (Fig.2.5).

Deoarece imaginea punctului Q este o funcție crescătoare de P_n , aceste două cazuri pot fi determinate astfel:

- Cazul **a** există dacă și numai dacă coordonata P_{n-c} a lui P_n , punct rezultat din intersecția liniei $\frac{P_t}{P_n} = \mu$ și a liniei de necomprimare, este mai mare decât

coordonata P_{n-t} a lui P_n , rezultat din intersecția liniei $\frac{P_t}{P_n} = \mu$ cu linia de nealunecare:

- Cazul **b** există dacă și numai dacă P_{n-t} este mai mare decât P_{n-c} . P_{n-t} și P_{n-c} sunt obținute din ecuațiile:

$$\begin{aligned} P_{n-c} &= \frac{v'_{rc}}{\mu k_3 + k_2} = \frac{v'_{rc}}{0,4 k_3 + k_2} \\ P_{n-t} &= \frac{v'_{rt}}{\mu k_1 + k_3} = \frac{v'_{rt}}{0,4 k_1 + k_3} \end{aligned} \quad (2.6)$$

Deci coordonatele punctului final în planul P_n , P_t în ambele cazuri **a** și **b**, pot fi determinate astfel:

- dacă $P_{n-c} > P_{n-t}$ (cazul **a**), atunci:

$$\begin{aligned} P_{n \text{ final}} &= \frac{k_1 v'_{rc} - k_3 v'_{rt}}{k_1 k_2 - k_3^2} \\ P_{t \text{ final}} &= \frac{k_2 v'_{rt} - k_3 v'_{rc}}{k_1 k_2 - k_3^2} \end{aligned} \quad (2.7)$$

- dacă $P_{n-c} < P_{n-t}$ (cazul **b**), atunci:

$$\begin{aligned} P_{n \text{ final}} &= P_{n-c} \\ P_{t \text{ final}} &= \mu P_{n-c} = 0,4 P_{n-c} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Starea finală a celor două corpuri, respectiv componentele x și y ale vitezei, centrului de greutate și ale vitezelor de rotație în jurul centrelor de greutate pot fi obținute din ecuațiile (2.1) și (2.2), înlocuind pe P_t și P_n cu $P_{t \text{ final}}$ și $P_{n \text{ final}}$.

2.5 TRAIECTORIA AUTOVEHICULULUI DUPĂ IMPACT

2.5.1. TRAIECTORIA AUTOVEHICULULUI DUPĂ IMPACT CÂND ROȚILE SUNT NEFRÂNATE

În Fig. 2.7.a se reprezintă mișcarea unui autovehicul având roțile neblocați după momentul ciocnirii. Așadar, singura forță exterioară care acționează asupra autovehiculului este forța de frecare dintre roți și suprafața drumului. Forțele de frânare (de încetinire) datorate frecării sunt perpendiculare pe roți și de sens opus vitezei de alunecare, așa cum rezultă din Fig. 2.7.a, unde:

- ω – este viteza unghiulară în jurul centrului de greutate ;
- r – este distanța de la centrul roții la centrul de greutate al autovehiculului ;
- V'_{tc} - este viteza de translație a centrului de greutate ;
- α - este unghiul de rotație ;
- $F = \mu mg$ – este forța totală de frecare ;
- m – este masa autovehiculului ;
- g – este accelerația gravitației ;
- Φ – este unghiul de virare ;
- v_f – este viteza roții din față a autovehiculului ;
- v_s – este viteza roții din spate a autovehiculului.

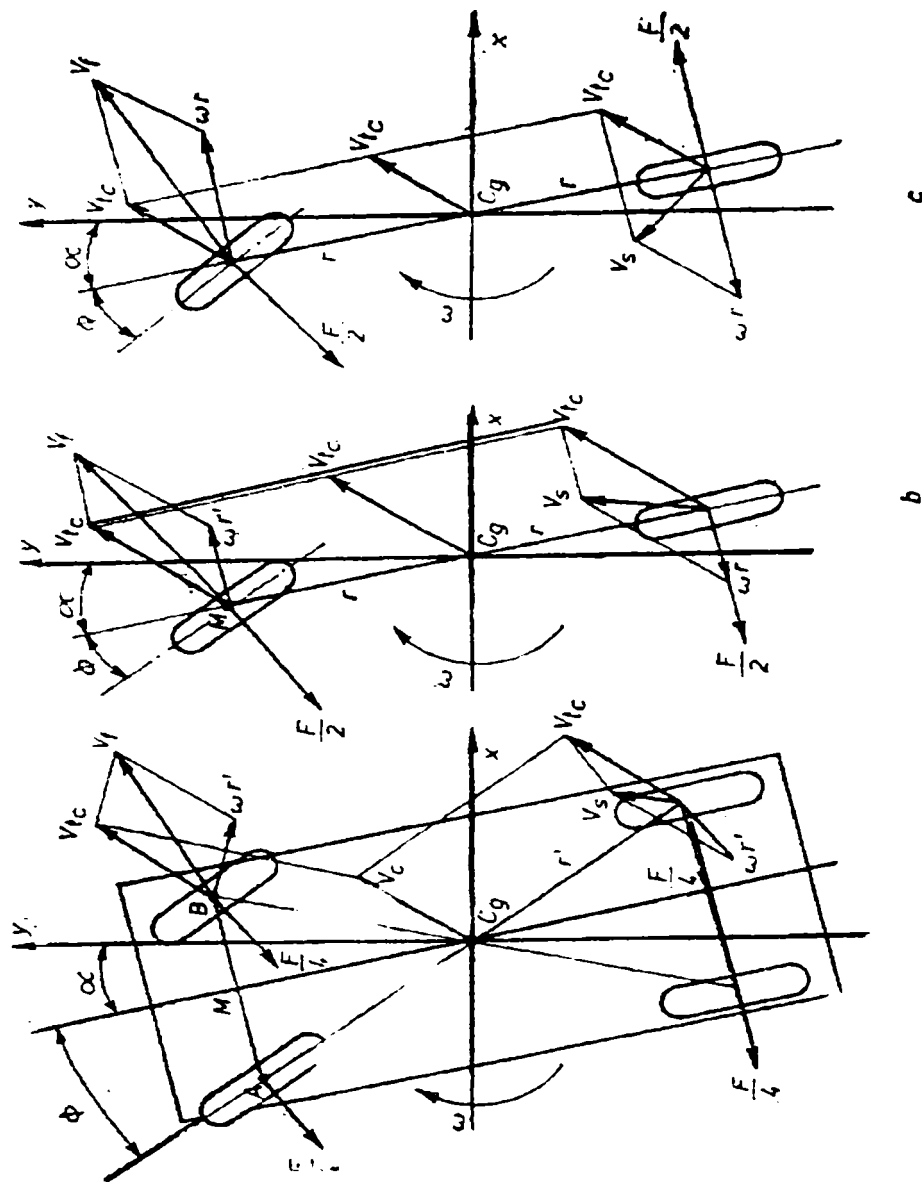


Fig.2.7. Viteza și forțele de frecare la autovehiculul cu roțile libere (nefrânate)

Dacă se presupune că centrul de greutate se află în centrul geometric al autovehiculului, greutatea fiind uniform distribuită, iar coeficientul de frecare independent de încărcare și viteza de alunecare, atunci autovehiculul cu 4 roți poate fi considerat ca o osie cu două roți, echivalentă, așa cum se arată în Fig. 2.7.b, deoarece media distanțelor de la centrul de greutate la forțele de încetinire din punctele A și B este egală cu distanța de la centrul de greutate la suma vectorială a forțelor în punctul mediu M. Vitezele de alunecare rezultante ale roții din față și din spate, v_f și respectiv v_s , sunt obținute prin însumarea vectorială a vitezei de translație v_{tc} a centrului de greutate și a vitezei de rotație ωr în raport cu centrul de greutate.

Dacă roata din față este dreaptă, mișcarea de după ciocnire este compusă din două faze alternante, distincte, numite decelerare de translație și decelerare de rotație. În prima fază.

dacă vitezele v_f și v_s sunt orientate pe aceeași parte a autovehiculului (Fig.2.7.b), atunci autovehiculul este supus în principal, la o decelerare de translație, iar componentele acestuia sunt:

$$\begin{aligned} X &= -\frac{F}{m} \cos \alpha \\ Y &= -\frac{F}{m} \sin \alpha \end{aligned} \quad (2.9)$$

În timp ce decelerația de rotație este zero și deci viteza de rotație rămâne constantă. În cea de a doua fază, dacă vitezele v_f și v_s sunt orientate în direcție opusă, ca în Fig.2.7.c, atunci autovehiculul este supus, în principal, la o decelerație unghiulară, iar vitezele de translație rămân constante, traiectoria fiind o linie dreaptă:

$$X = Y = 0 \quad (2.10)$$

În timp ce decelerația unghiulară devine:

$$\alpha = -\frac{F_r}{J}$$

unde J este momentul de inerție al autovehiculului.

Dacă roțile din față sunt bracate la un anumit unghi Φ , care rămâne constant până la oprirea autovehiculului, ecuațiile de mișcare ale centrului de greutate devin:

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{1}{m} [F_f \cos(\alpha + \phi) + F_s \cos \alpha] \\ Y &= -\frac{1}{m} [F_f \sin(\alpha + \phi) + F_s \sin \alpha] \\ \alpha &= -\frac{r}{J} (F_f \cos \phi - F_s) \end{aligned} \quad (2.11)$$

unde:

F_s – forța de frecare la roata din spate,

F_f – forța de frecare la roata din față.

Deși F_f și F_s , sunt egale ca mărime cu $\frac{F}{2}$ semnele lor depind de direcția vitezelor v_f și v_s , deoarece forța de frecare este perpendiculară pe roată și opusă ca direcție vitezei de alunecare.

2.5.2 TRAIECTORIA AUTOVEHICULULUI DUPĂ IMPACT CÂND ROȚILE SUNT BLOCATE

Dacă roțile sunt frânate, forța de încetinire datorită forței de frecare are aceeași direcție și este de sens contrar cu viteza de alunecare, așa după cum se prezintă în Fig. 2.8.a.

În mod similar, dacă presupunem că centrul de greutate este plasat în centrul geometric al autovehiculului (greutatea este uniform distribuită, iar coeficientul de frecare este independent de încărcare și viteza de alunecare), atunci un autovehicul pe 4 roți poate fi asimilat cu un autovehicul echivalent pe două roți (Fig.2.8.b), pentru aceleași considerente ca în cazul autovehiculului cu roți libere. Ecuațiile de mișcare ale centrului de greutate al autovehiculului devin:

$$\begin{aligned}\alpha &= -\frac{F}{2m}(\cos\phi_f + \cos\phi_s) \\ Y &= -\frac{F}{2m}(\sin\phi_f + \sin\phi_s) \\ \alpha &= -\frac{rF}{2J}\cos(\alpha + \phi_f) - \cos(\alpha + \phi_s)\end{aligned}\tag{2.12}$$

unde: ϕ_f – este direcția lui v_f , în grade față de axa x, ϕ_s – este direcția lui v_s , în grade, față de axa y.

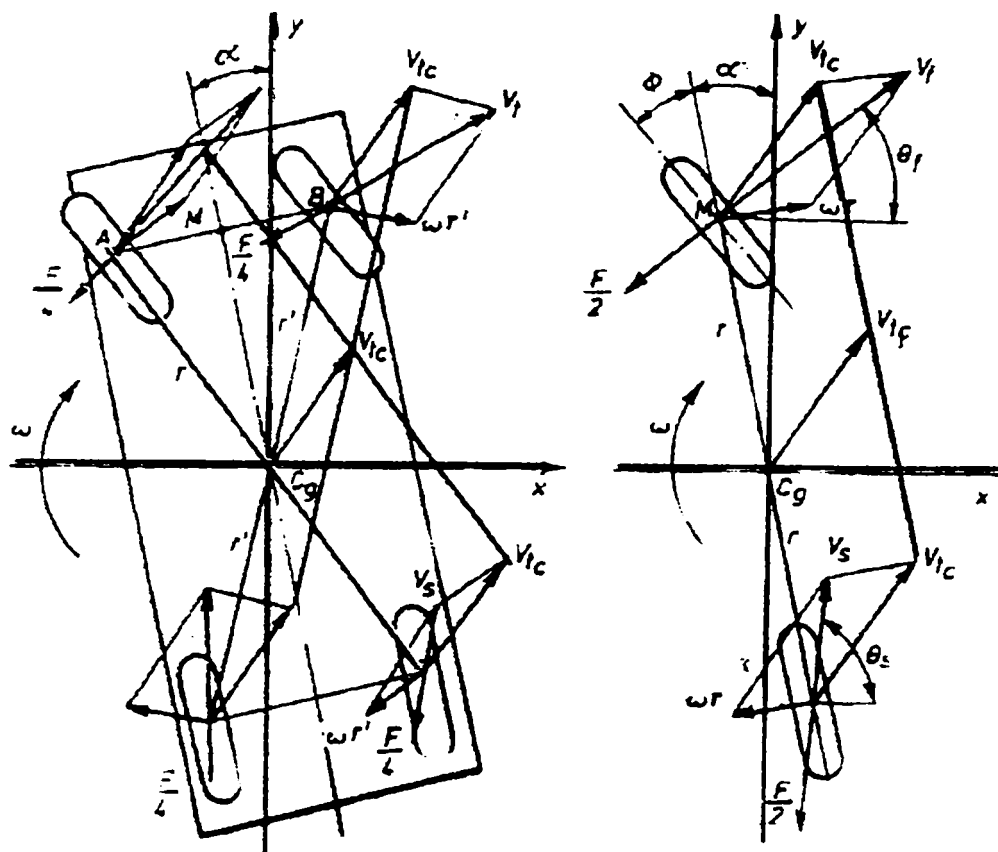


Fig. 2.8. Viteza și forțele de frecare la autovehiculul cu roțile blocate

2.5.3. TRASAREA TRAIECTORIEI

Calculul traiectoriei presupune un proces iterativ laborios (care exprimă o acțiune repetată), care este preferabil să fie executat pe calculatoare numerice. Trebuie întocmit un program atât în cazul roților frânate, cât și al celor libere pentru orice unghi de bracaj al roților de direcție, în program se iau ca date inițiale vitezele la sfârșitul fazei de ciocnire obținute în cazul coliziunii bidimensionale. Experimental s-au folosit modele la scară ale autovehiculelor care au aceeași coeficienți de restituire și frecare ca și două vehicule de mărime normală care se ciocnesc, ceea ce a permis aproximarea cu multă exactitate a traiectoriilor de după ciocnire.

Principiul similitudinii coliziunii autovehiculelor și detaliile procedurii de testare au fost prezentate de R.Emori și D.Link la Congresul inginerilor, ținut la Detroit în anul 1969. Traiectoriile au fost înregistrate cu ajutorul unei camere de oțel de tip stroboscopic. În cadrul experiențelor s-a observat că dacă un autovehicul este lovit în partea din față, roțile din față au tendința de a se braca înspre direcția de lovire, datorită interferențelor mecanice dintre roata din față și autovehiculul care lovește, în timp ce roțile din față ale autovehiculului care lovește

rămân aproximativ drepte. Pentru a studia traiectoria autovehiculului lovit la roata din față, modelul autovehiculului lovit a fost astfel construit încât roțile din față se brachează în momentul impactului la 30° , rămânând în aceeași poziție până la oprire.

În Fig. 2.9 se reprezintă traiectoria autovehiculului lovit cu roțile directoare bracate la 30° , rezultatele calculate fiind foarte apropiate de rezultatele experimentale.

În Fig. 2.10 se reprezintă traiectoriile autovehiculului lovit la aceeași viteză de coliziune, cu și fără roți bracate, putându-se observa că efectul este puțin pronunțat, până când autovehiculul începe rotirea liberă pe ultima porțiune a traiectoriei, în acest caz nu există aproape nici o diferență între traiectoriile autovehiculului lovit și cel care lovește.

În majoritatea accidentelor, conducătorul autovehiculului care lovește își dă seama de situație înaintea ciocnirii și încearcă să frâneze.

Pentru a studia efectul roții frânate asupra traiectoriei, au fost blocate roțile modelului autovehiculului care lovește.

Figurile 2.11 și 2.12 prezintă traiectoriile autovehiculului care lovește și ale celui lovit în cazul blocării roților.

Traiectoria autovehiculului care lovește cu roțile frânate este mult mai scurtă decât în cazul când roțile sunt libere, datorită faptului că forța de frecare acționează în permanență pe direcția vitezei de alunecare și în sens opus forței de alunecare, în consecință, se produce o scădere relativă a momentului de schimb în timpul impactului, iar deviația de la direcția de mers și rotația autovehiculului lovit sunt mai mici în comparație cu traiectoria rezultată din ciocnirea a două autovehicule cu roți libere. În figurile 2.11 și 2.12 se arată de asemenea, apropierea dintre rezultatele obținute experimental și cele calculate.

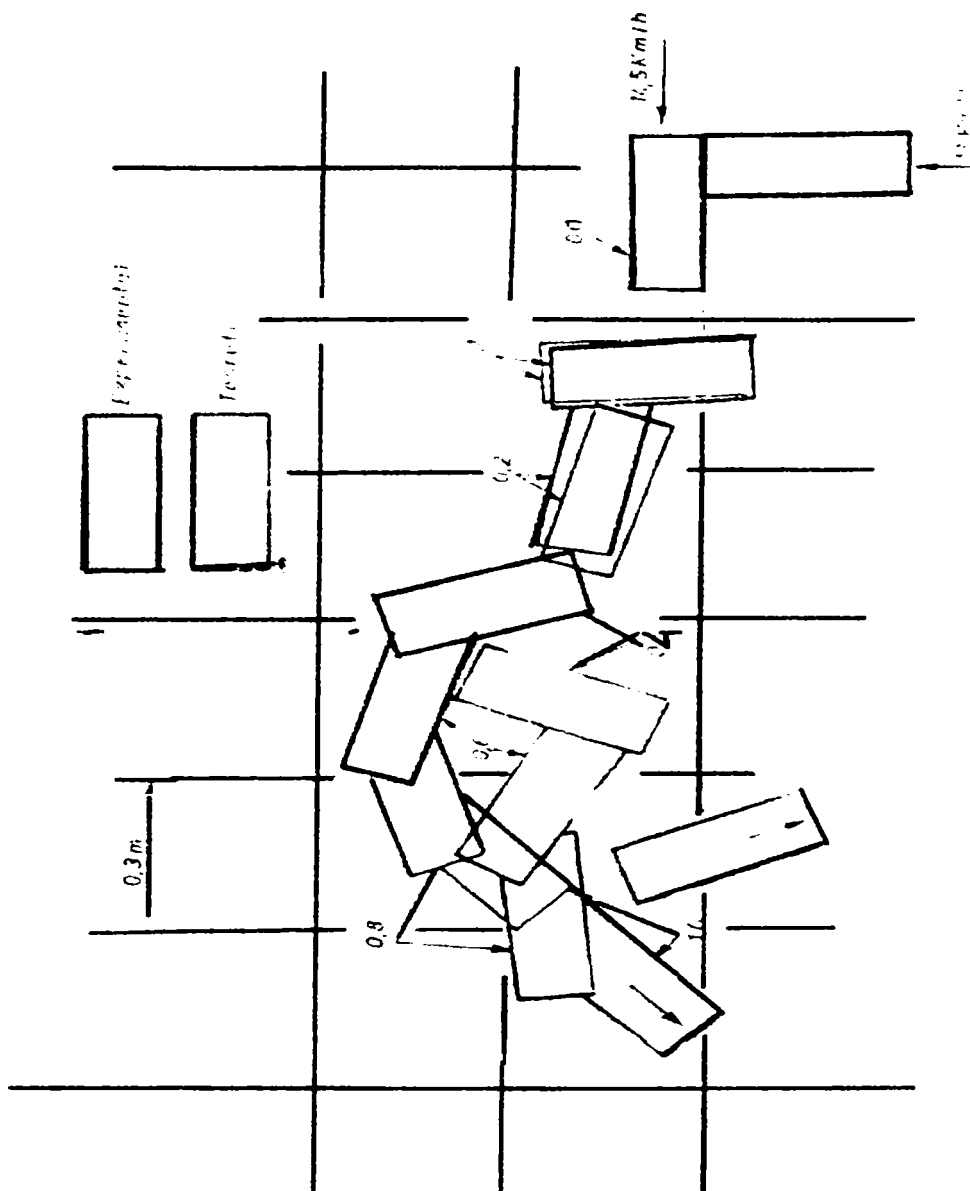


Fig. 2.9. Traiectoria autovehiculului lovit cu roțile din față bracate la 30° (coliziune în partea din spate)

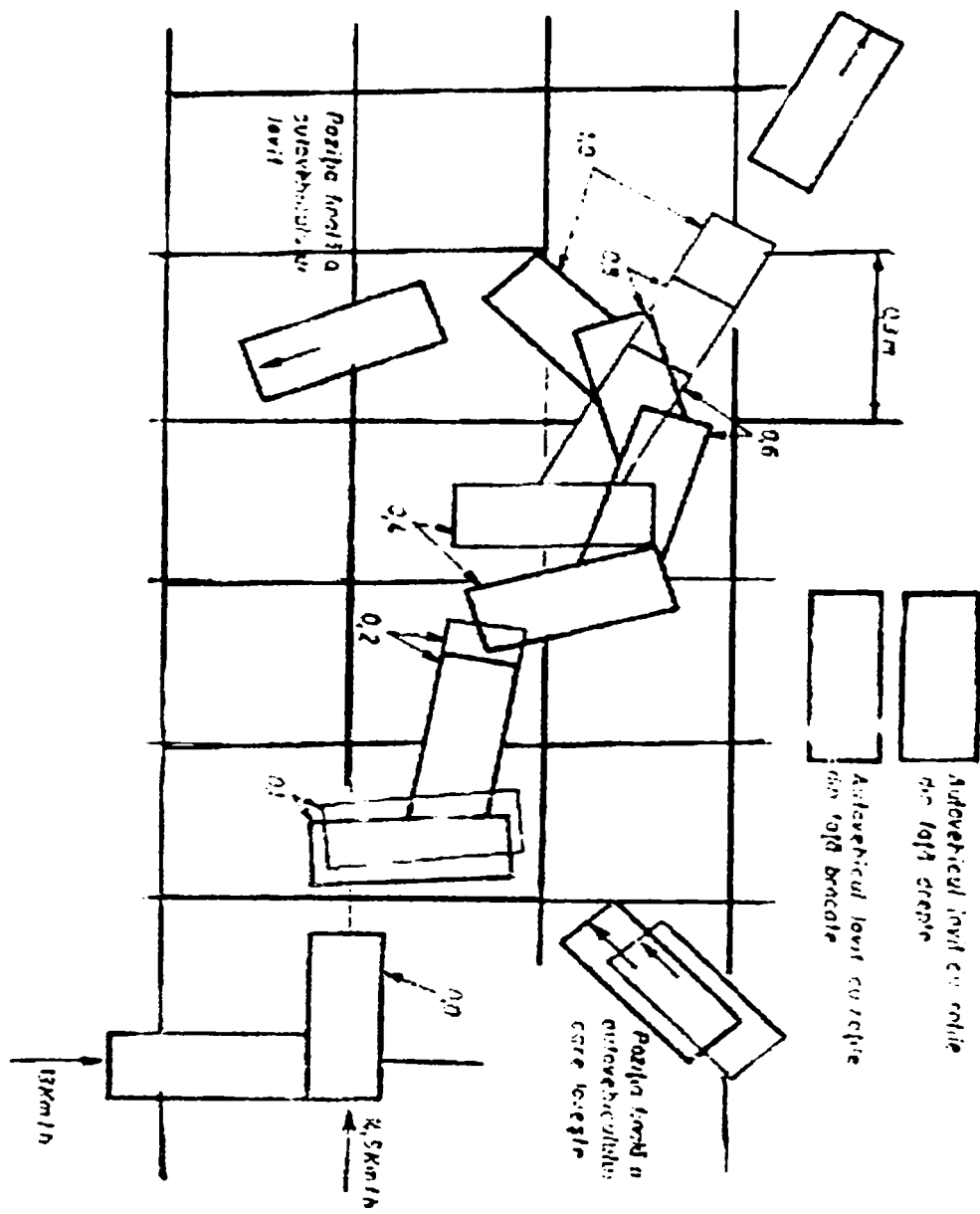


Fig. 2.10. Traiectoria autovehiculului care lovește cu roțile brațate (coliziune în partea din spate)

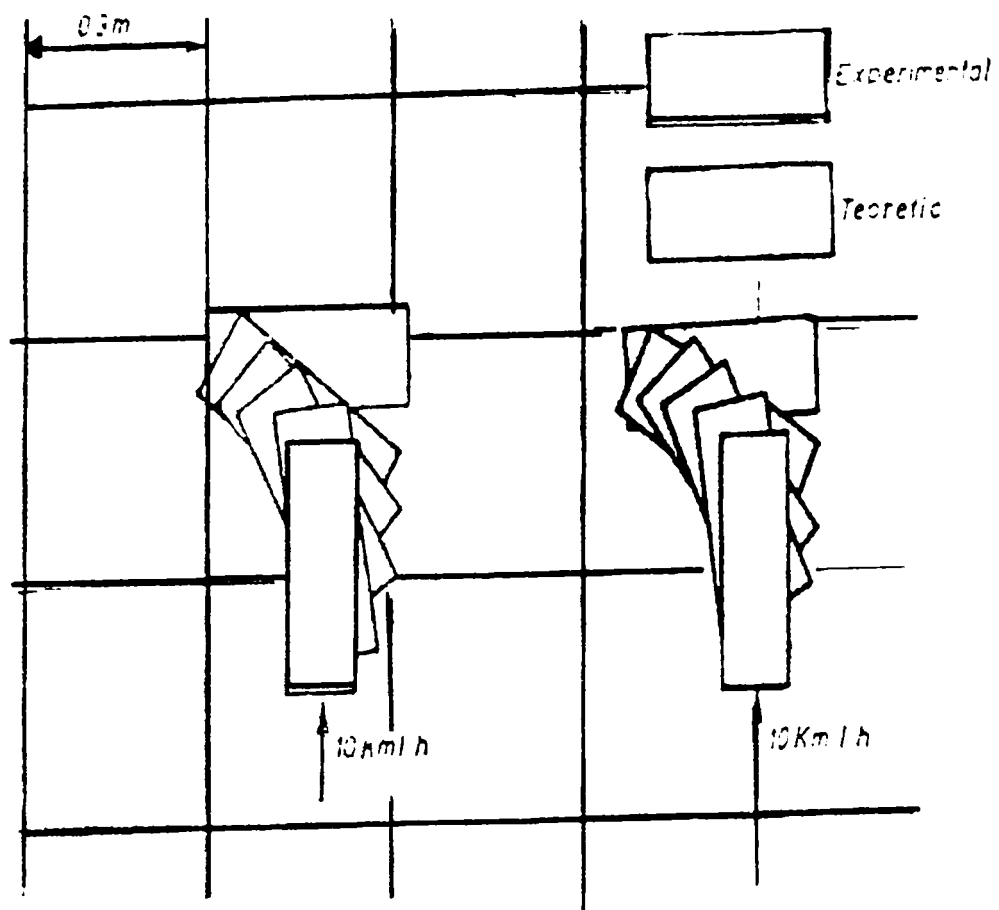


Fig. 2.11. Traiectoriile autovehiculului care lovește în cazul blocării roților

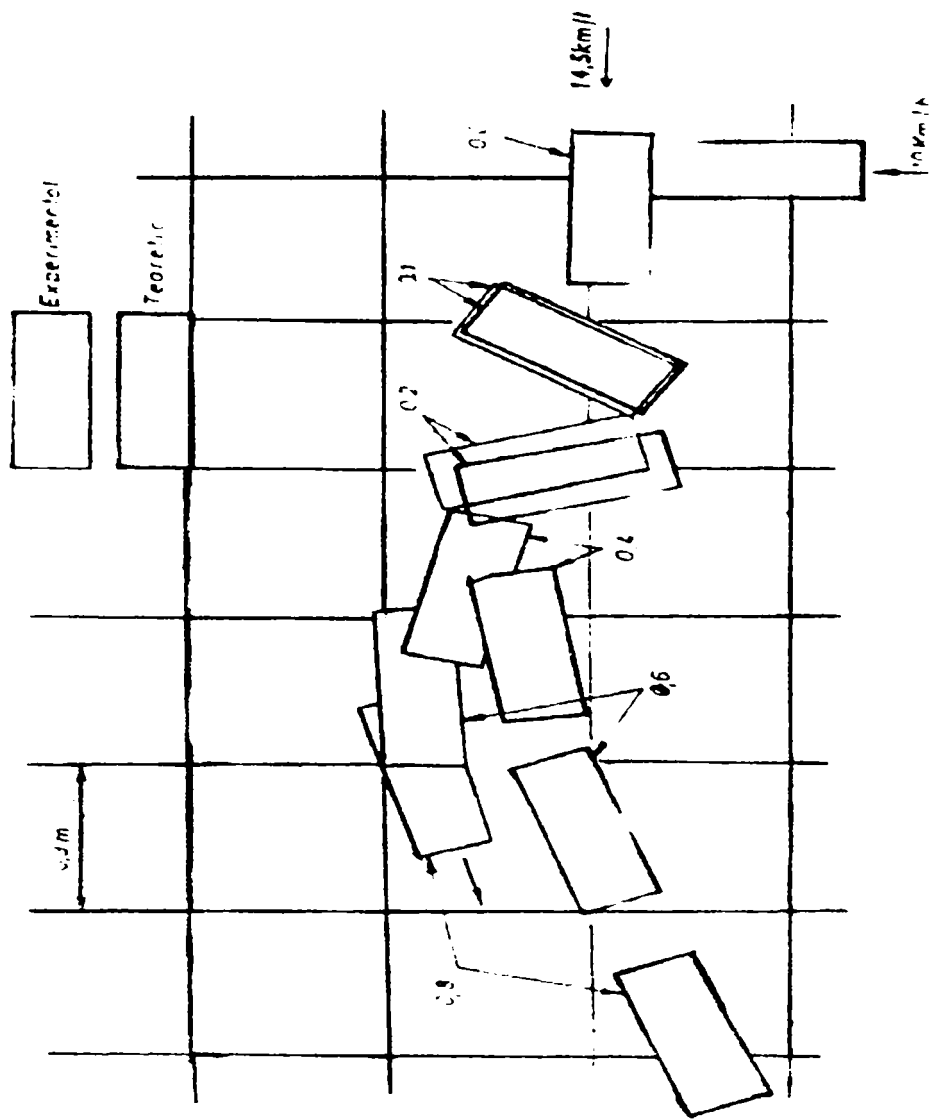


Fig. 2.12. Traiectoriile autovehiculului lovit când autovehiculul care lovește are roțile blocate

2.6 DEFORMAREA AUTOVEHICULULUI ÎN TIMPUL IMPACTULUI

Cercetarea unui accident de circulație poate fi făcută dacă se cunoaște relația dintre deformarea autovehiculului și locul impactului pentru diferite viteze de circulație.

În acest paragraf se face un studiu al corelației dintre viteză și mărimea deformației.

2.6.1 VITEZA EFECTIVĂ DE COLIZIUNE

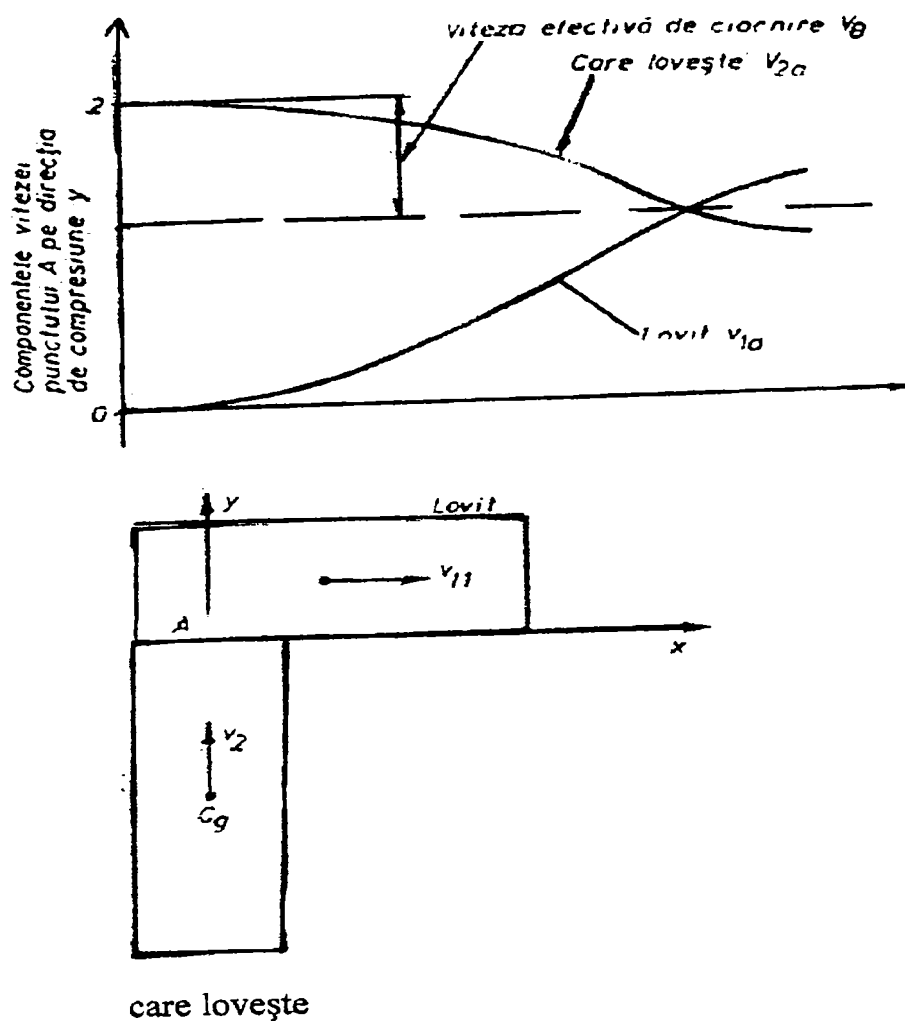


Fig. 2.13. Viteza efectivă de impact în coliziune laterală

Când două autovehicule într-o coliziune cu vitezele longitudinale inițiale v_1 și v_2 , componentele vitezei punctului de impact A al celor două autovehicule pe direcția de compresiune variază așa cum se arată în Fig. 2.13.

Chiar în momentul contactului inițial v_{2a} , componenta punctului A a autovehiculului care lovește pe direcția de compresiune scade în timp, iar v_{1a} , componenta autovehiculului lovit, crește până când aceste două viteze devin egale (în momentul în care compresiunea este

maximă). Notăm cu v_m această viteză finală a punctului de impact pe direcția de compresiune. În final v_{1a} și v_{2a} ajung, bineînțeles, la valori diferite la sfârșitul fazei de ciocnire, datorită coeficientului de restituire. În cazul în care coeficientul de restituire are valoarea zero (al ciocnirii plastice), componentele v_{1a} și v_{2a} devin egale la sfârșitul fazei de ciocnire și deci egale cu v_m .

Diferența dintre viteza inițială de compresiune v'_{rc} și componenta finală v_m a vitezei punctului A pe direcția y este definită în acest caz ca viteza efectivă de ciocnire, notată cu v_e :

$$v = v'_{rc} - v_m \quad (2.13)$$

Viteza efectivă de ciocnire este raportată la penetrația relativă a celor două autovehicule. Să presupunem că un autovehicul se mișcă lateral cu viteza v_0 și ciocnește un obiect fix, rigid, ce are o formă similară cu partea din spate a unui autovehicul, așa cum se prezintă în figura 1.14.a. Valoarea deformării autovehiculului este aceeași pe toată lungimea părții sale laterale, penetrația δ a obiectului rigid în partea laterală a autovehiculului putând fi aceeași, indiferent de localizarea impactului (Fig.2.14.b și Fig.2.14.c). Penetrația devine deformație permanentă atunci când coeficientul de restituire este zero.

Viteza efectivă de ciocnire v_e în ciocnirile laterale obișnuite corespunde vitezei de ciocnire v_0 . Cu alte cuvinte, dacă se presupune că mărimea deformației autovehiculului lovit este identică pe toată lungimea părții sale laterale, penetrația relativă este aceeași, tot așa cum viteza efectivă de ciocnire este aceeași pentru diferite localizări ale impactului.

Componenta finală a vitezei punctului A pe direcția y , adică v_m se obține prin însumarea vectorială a vitezei finale de translație a centrului de greutate pe direcția y și a vitezei unghiulare finale, având în vedere considerațiile asupra centrului de greutate relatate în paragraful 2.2.

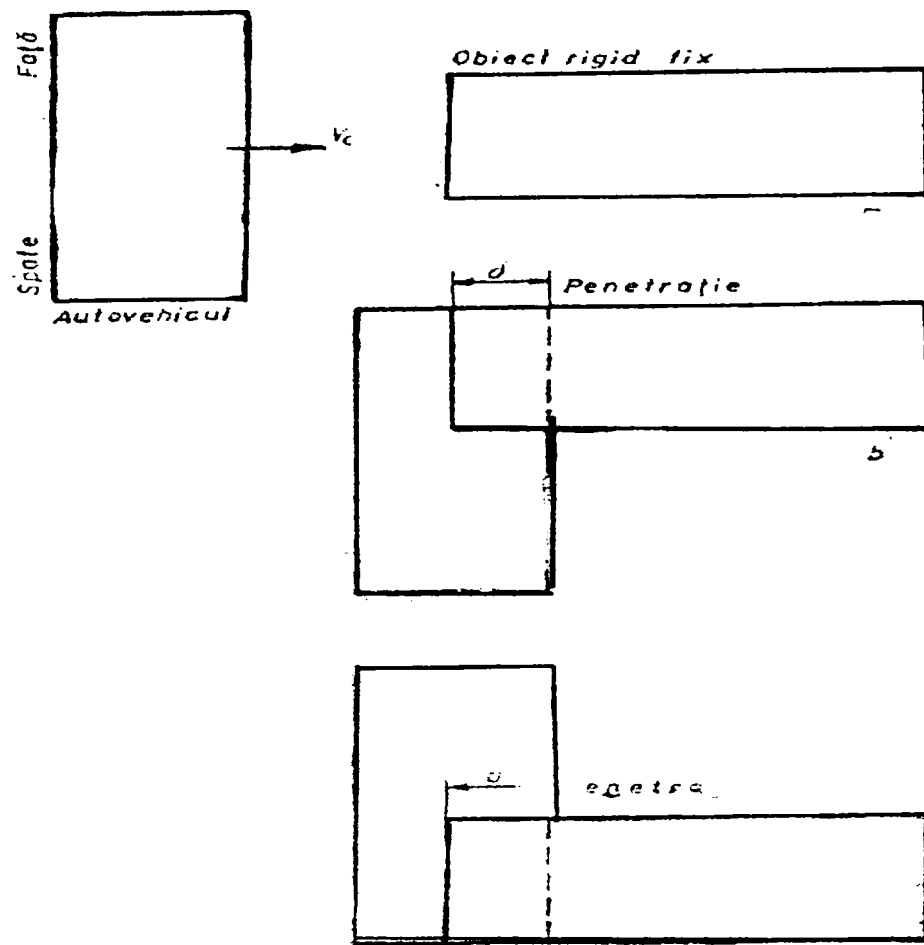


Fig. 2.14. Schema coliziunii unui autovehicul cu un obiect rigid fix

2.6.2. PENETRAȚIA RELATIVĂ

Forțele exterioare produc asupra unui corp rigid accelerarea centrului său de greutate pe direcția forței rezultante, mișcarea fiind guvernată de aceleași legi ca și în cazul unor puncte singulare. Accelerația centrului de greutate pe direcția de compresiune y reprezintă componenta forței de impact în punctul de contact pe unitatea de masă. Deci penetrația δ care reprezintă deplasarea relativă a centrului de greutate al autovehiculului pe direcția de compresiune este obținută prin integrarea vitezei de compresiune v_{rc} din relația (2.5):

$$\delta = \int_0^t v_{rc} dt = \int_0^t (v'_{rc} - k_3 P_t - k_2 P_n) dt \quad (2.14)$$

Substituind valorile lui P_t și P_n din relația (2.9), se obține:

$$\delta = v'_{rc} t - k_3 m_1 \int_0^t \int_0^t X dt dt - k_2 m_2 \int_0^t \int_0^t Y dt dt \quad (2.15)$$

unde:

- δ este penetrația relativă ;
- t este durata accelerării ;
- X este componenta accelerației centrului de greutate al autovehiculului lovit pe direcția x , care este aceeași cu accelerația pe direcția longitudinală a autovehiculului lovit ;
- Y este componenta centrului de greutate al autovehiculului lovit pe direcția y , care este aceeași cu accelerația longitudinală a autovehiculului care lovește.

Această penetrație relativă a celor două autovehicule devine deformație permanentă când coeficientul de restituire are valoarea zero.

2.6.3. CORELAȚIA DINTRE DEFORMARE ȘI LOCUL IMPACTULUI PENTRU DIFERITE VITEZE DE COLIZIUNE

Vitezele efective de coliziune pentru diferite puncte de impact și pentru diferite viteze de ciocnire se pot determina folosind studiul coliziunii bidimensionale.

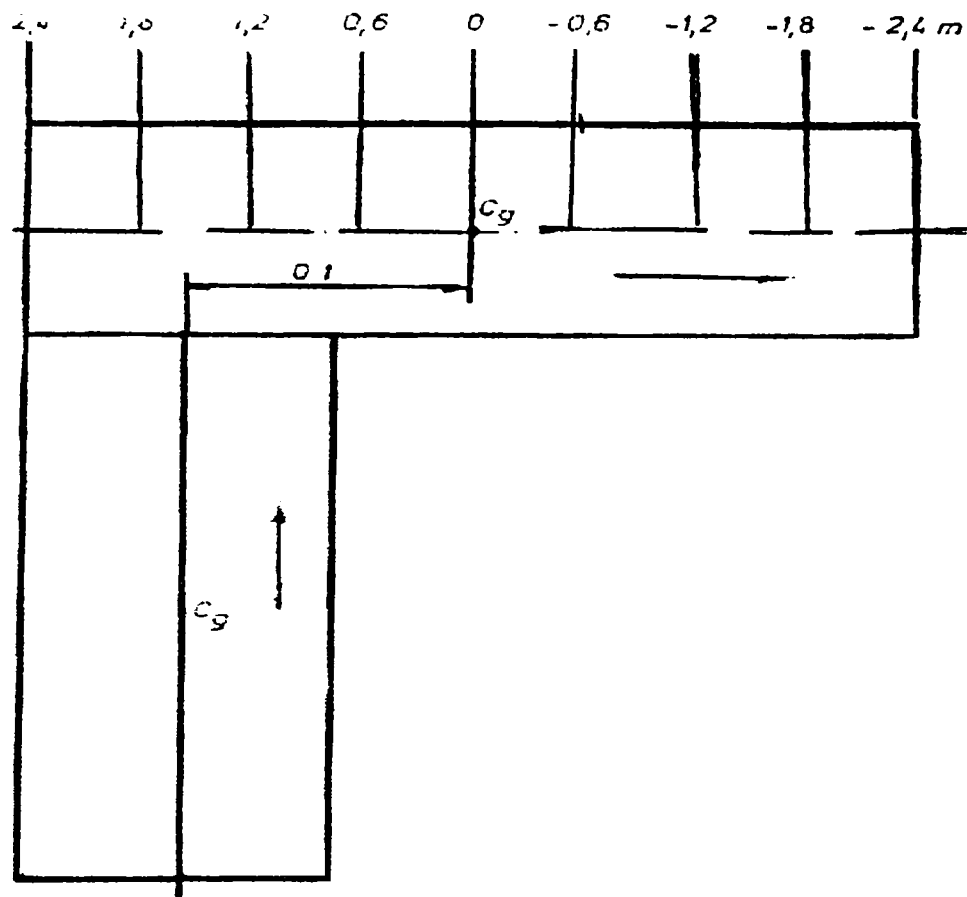


Fig. 2.15. Puncte de impact în coliziunea laterală

Ipotezele de calcul sunt următoarele:

- coeficientul de restituire este zero ;
- coeficientul de frecare este 0,4 ;
- ciocnirea se produce pe o direcție perpendiculară ;
- ambele autovehicule au dimensiuni identice ;
- vitezele longitudinale inițiale ale celor două autovehicule sunt identice.

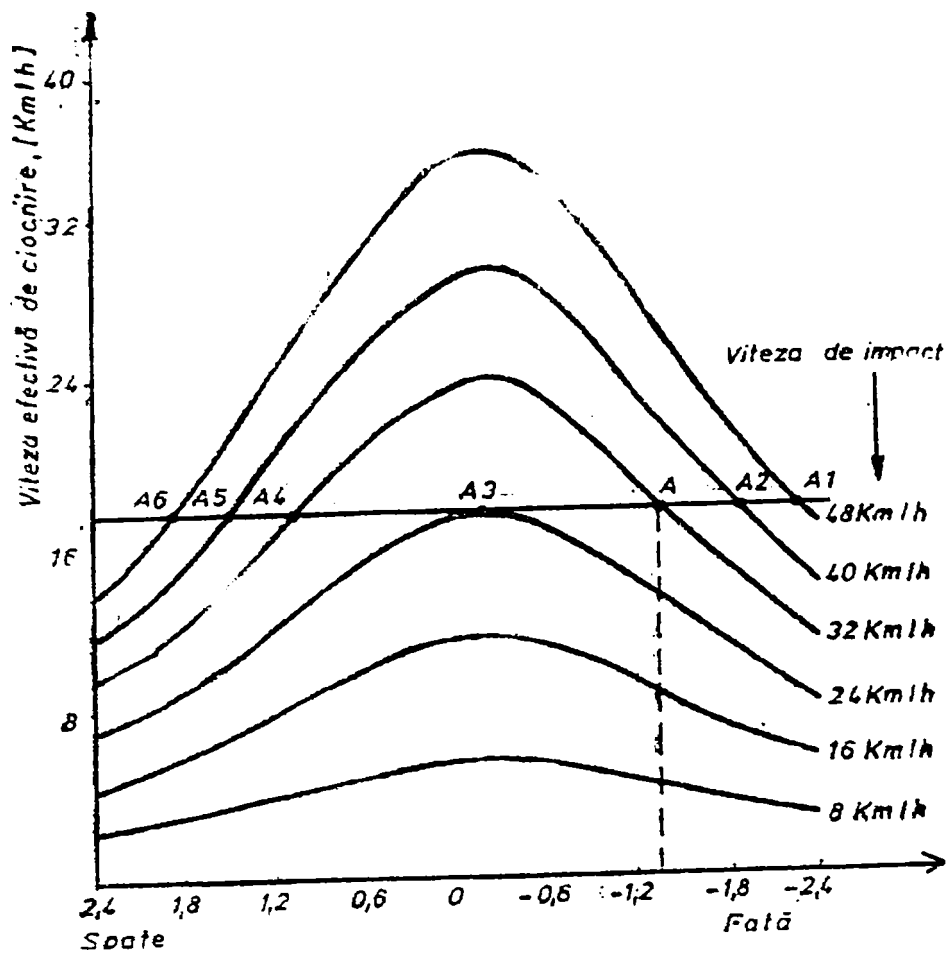


Fig. 2.16. Corelația dintre viteza efectivă de ciocnire și punctul de coliziune pentru diferite valori ale vitezei inițiale de impact

Punctele de impact în coliziunea laterală sunt prezentate în Figura 2.15. Diagrama 2.16 arată legătura dintre viteza din momentul ciocnirii și punctul de impact pentru diferite viteze inițiale.

Deformația celor două autovehicule poate fi calculată cu relația (2.15), dacă se cunoaște variația în timp a accelerației longitudinale a centrului de greutate. Totuși s-au obținut rezultate corecte în urma efectuării experiențelor de ciocnire laterală.

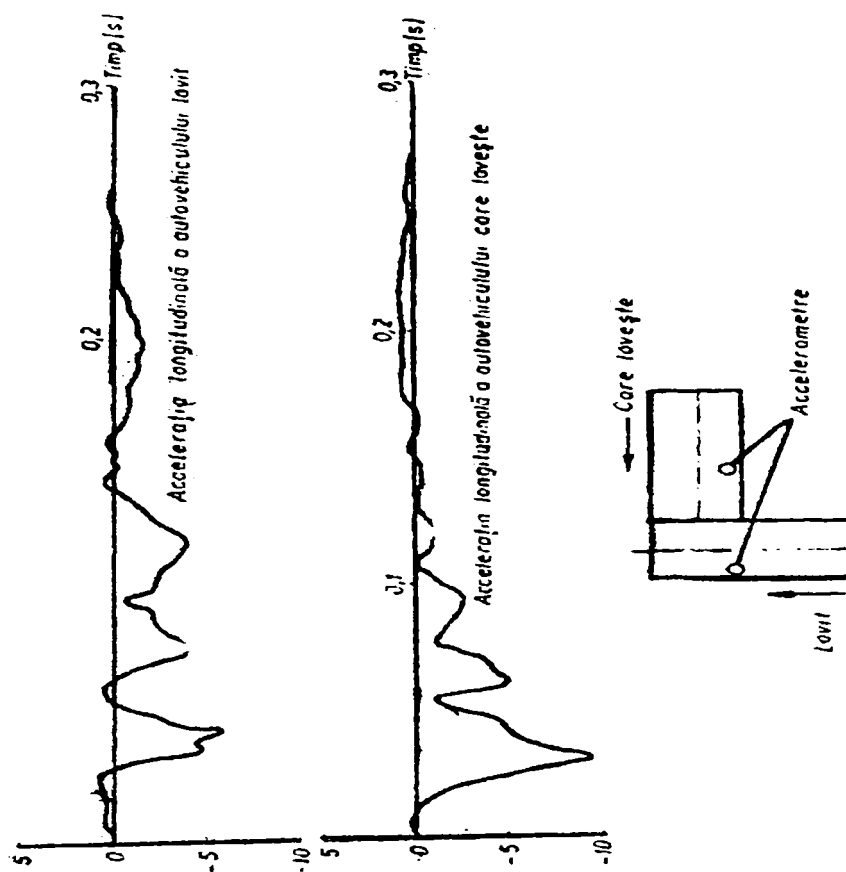


Fig. 2.17. Variația în timp a accelerației și locul accelerometrului în experimentări ale coliziunii laterale

Figura 2.17 indică punctul în care se montează accelerometrul pe autovehicule în timpul experimentărilor, precum și un set de curbe de variație a accelerației. Deși aceste date nu pot fi adoptate pentru a fi folosite în calculul deformației, totuși ele prezintă importanță la stabilirea modului în care se calculează deformația.

Condițiile inițiale în calculul deformației din figura 2.17 sunt următoarele:

- vitezele celor două autovehicule sunt de 35 km/h ;
- autovehiculele au dimensiuni identice ;
- punctul de impact se află la 1,35 m în fața centrului de greutate al autovehiculului lovit ;
- timpul de accelerare este estimat la 0,2 secunde.

În cele ce urmează se arată cum se obține corelația dintre viteza inițială de impact și punctul de impact pentru o anumită deformație în coliziunea frontală. Condițiile inițiale în calculul deformației, poziția punctului de impact și viteza inițială de ciocnire indică un punct A pe grafic, care indică legătura dintre viteză efectivă de ciocnire și locul de impact pentru diferite viteze, așa cum se arată în Fig. 2.16.

Viteza efectivă de ciocnire în punctul A corespunde deformării sale relative. Fiecare intersecție între această linie de viteză constantă de ciocnire și curbele pentru diferite viteze inițiale de impact sunt notate cu A_1 , A_2 , ..., A_6 (Fig. 2.16), aceste puncte arătând tocmai condițiile inițiale de ciocnire, locul de impact și viteza inițială care cauzează aceeași deformare.

Relația dintre viteza inițială de impact și punctul de impact pentru diferite deformări poate fi reprezentată ca în Fig. 2.18, unde se arată că aceeași viteză de impact nu poate să producă aceeași deformare când punctul de impact se schimbă și că la viteze reduse, deformările cele mai mari, apar la ciocnirile din vecinătatea centrului de greutate al autovehiculului lovit.

În cazul coliziunii laterale nu se poate da un răspuns precis datorită unor dificultăți de măsurare cum ar fi:

- o mică eroare în înregistrarea vitezei inițiale de impact cauzează mari nepotriviri în calculul deformărilor relative ;
- caracteristicile instrumentelor de măsurare a accelerației și erorile de înregistrare a accelerației autovehiculului influențează direct calculul lui P_n și P_t .

Înregistrarea variației în timp a accelerației nu reprezintă cu precizie accelerația centrului de greutate al autovehiculului, adică accelerometrul nu este localizat chiar în centrul de greutate.

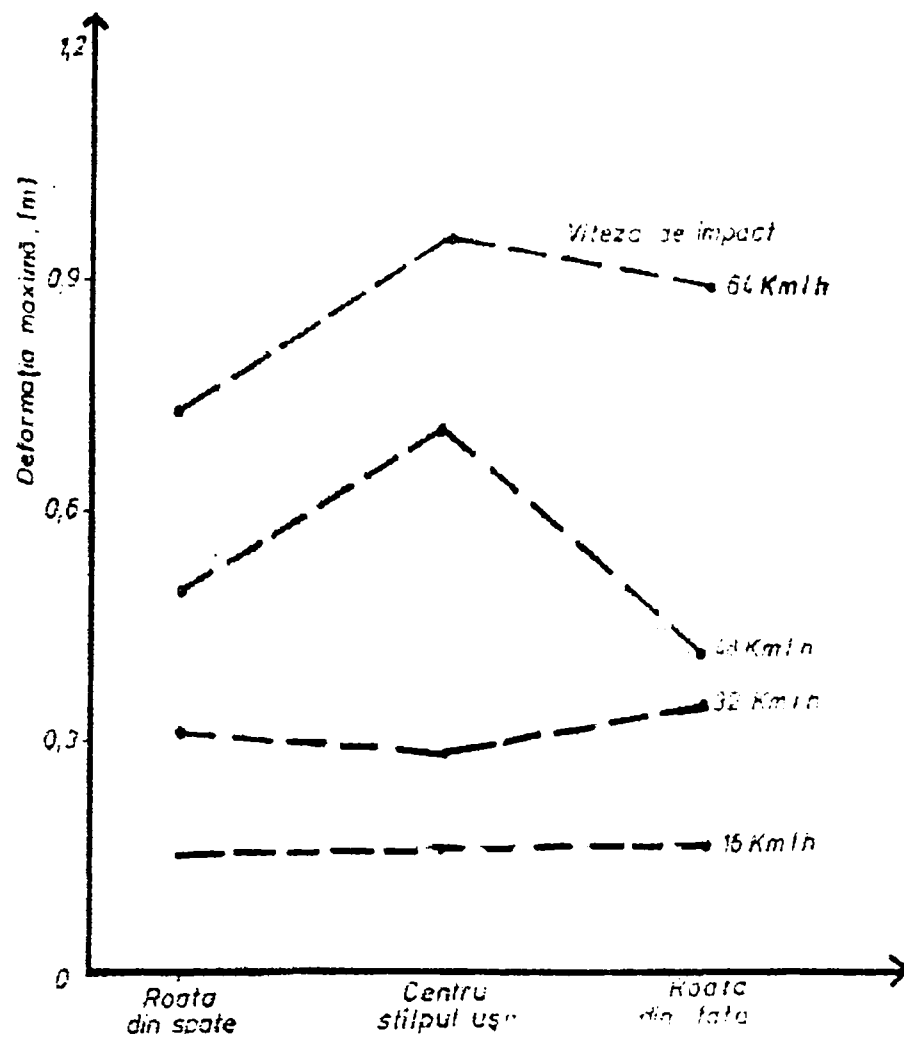


Fig. 2.18. Deformația autovehiculului în coliziunea laterală

2.7 STABILIREA VITEZELOR LA COLIZIUNILE EXCENTRICE CU OBSTACOLE FIXE

În această categorie intră coliziunile cu colțuri de zid, stâlpi, copaci (Fig. 2. 14) etc., pentru că obstacolele menționate nu suferă deformații se poate considera că zona de contact este punctiformă.



Fig. 2.14. Coliziune cu un copac.

În mod obișnuit autovehiculul nu execută o mișcare de rotație înainte impactului ($\omega = 0$), ci numai după, iar forțele dezvoltate asimetric față de centrul de greutate provoacă rotația în jurul punctului de contact.

Teorema impulsului de rotație aplicată pentru coliziunea sugerată în Fig. 2.14 are aspectul:

$$I \cdot e = J \cdot \omega \quad (2.16)$$

în care J este momentul masic de inerție în raport cu perpendiculara prin centrul de greutate al vehiculului, iar ω – viteza de rotație după impact a centrului de greutate O al vehiculului în jurul punctului de impact P .

Se consideră un sistem de coordonate ortogonal, la care axa absciselor coincide cu axa longitudinală a autovehiculului, iar axa ordonatelor trece prin punctul P.

Cu ε s-a notat distanța între P și OX, cu ρ – segmentul O, iar cu δ , unghiul înclinăției lui OP în raport cu axa longitudinală.

Prin proiecția relației (2.16) pe axele de coordonate, se obține:

$$I_x \varepsilon - I_y \sqrt{\rho^2 - \varepsilon^2} = J \dot{\omega} \quad (2.17)$$

Impulsurile I_x și I_y se pot exprima astfel:

$$I_x = M(W - W^* \sin \delta) = M \left(W - \omega^* \cdot \rho \cdot \frac{\varepsilon}{\rho} \right) = M(W - \omega^* \cdot \varepsilon) \quad (2.18)$$

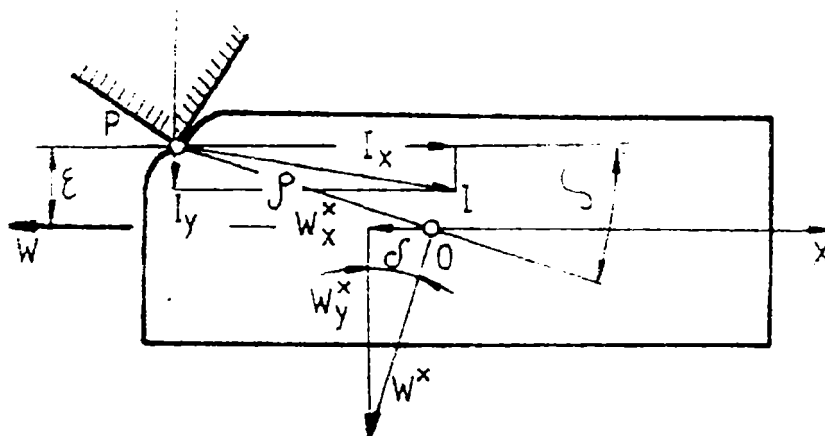


Fig.2.15. Schemă pentru calculul vitezelor în cazul coliziunilor cu obstacole fixe.

$$I_y = M \cdot W^* \cos \delta = M \cdot \omega^* \cdot \rho \frac{\sqrt{\rho^2 - \varepsilon^2}}{\rho} = M \omega^* \sqrt{\rho^2 - \varepsilon^2} \quad (2.19)$$

Prin introducerea relațiilor (2.18) și (2.19) în (2.17), rezultă:

$$W = \frac{J + M\rho^2}{M \cdot \varepsilon} \cdot \omega \cdot = \frac{Jp \cdot \omega \cdot}{M \cdot \varepsilon} \quad (2.20)$$

în care $Jp = J + M\rho^2$ este momentul masic de inerție al autovehiculului în raport cu punctul P.

2.8. METODE COMPLEMENTARE PENTRU DETERMINAREA VITEZEI ÎN FUNCȚIE DE DEFORMAȚILE REMANENTE

Pentru coliziuni frontale sau din spate se poate defini un coeficient de deformare C (obținut pe cale experimentală), având aceleași dimensiuni [kN/m] ca și ale coeficientului de elasticitate, care satisface relația:

$$E_d = \frac{M}{2} W^2 = \frac{C}{2} \xi^2, \quad (2.21)$$

în care:

- E_d reprezintă energia de deformare a elementelor caroseriei ;
- W [m/s] – viteza impactului cu o barieră rigidă (fixă sau mobilă) ;
- M [kg] – masa autovehiculului ;
- ξ [m] – deformația remanentă în urma impactului.

Valorile uzuale ale coeficientului C sunt:

- 50 ... 1500 kN/m la autoturisme (valorile mai mari pentru coliziune „în spate”) ;
- 4000 ... 6000 kN/m la autocamioane, în zona cabinei ;
- 12000 ... 16000 kN/m la autocamioane, în zona șasiului și barelor de protecție ;
- 50000 – 60000 kN/m la autocamioane, la nivelul structurilor de antiîmpănare.

Cele mai mari influențe asupra lui C le au structura de rezistență a vehiculului și domeniul deformațiilor, care depinde de viteza de impact. De pildă, la autoturismele din familia DACIA se pot menționa următoarele valori:

- la modelele DACIA 1310 Berlină și Breack, pentru $\xi \leq 0,3$ m, la coliziune frontală. $C = 1020$ kN/m ;
- la modelul DACIA 1310 Berlină, pentru $0,3 \text{ m} < \xi < 0,6$ m, la coliziune spate, $C = 945$ kN/m ;

- la modelul DACIA 1310 Breack. pentru $0,3 \text{ m} < \xi < 0,6 \text{ m}$, la coliziune spate, $C = 690 \text{ kN/m}$;
- la modelul DACIA NOVA R-523, pentru $0,3 \text{ m} < \xi < 0,6 \text{ m}$, la coliziune frontală, $C = 702 \text{ kN/m}$;
- la modelul DACIA NOVA R-523, pentru $0,3 \text{ m} < \xi \leq 0,6 \text{ m}$, la coliziune spate, $C = 1055 \text{ kN/m}$.

Tabelul 2.1. Valorile coeficientului de deformare C la coliziuni frontale sau din spate în funcție de domeniul deformațiilor remanente pentru câteva modele de autoturisme germane:

Tipul autoturismului	C [kN/m] la coliziuni frontale [m]		C [kN/m] la coliziuni din spate [m]	
	$\xi \leq 0,3$	$0,3 \text{ m} \leq \xi \leq 0,6$	$\xi \leq 0,3$	$0,3 \text{ m} \leq \xi \leq 0,6$
DBW 201	1387	995	822	378
DBW 123 (6 cilindri)	1022	1132		
DBW 123 (4 cilindri)	1044	878		
OPEL OMEGA	800	467		
FORD SIERRA	757	656		
AUDI 100 (5 cilindri)	757	625		
OPEL RECORD	822	628		
OPEL ASCONA	689	611		
VW PASSAT	627	602		
FORD ESCORT (1993)	911	719		
OPEL KADETTE	569	520		
FORD FIESTA	656	611		
OPEL CORSA	667	656		
VW GOLF II	444	483	1027	
VW CORRADO			1510	
AUDI 80			573	
VW SCIROCCO			849	554
VW JETTA			489	

OPEL (clasă medie)			467	319
Vw GOLF CABRIO			1223	

Tabelul 2.2. Valorile coeficientului de deformare C la coliziuni frontale $[F]$ sau din spate $[S]$ în funcție de ξ , W și M pentru câteva modele de autoturisme

<i>Tipul autoturismului</i>	<i>Tipul coliziunii</i>	<i>Deformația ξ [m]</i>	<i>Viteza W [km/h]</i>	<i>Masa M [kg]</i>	<i>Coeficientul C [kN/m]</i>
CHEVROLET CHEVETTE	<i>F</i>	0,546	47,31	1116	646
CHEVROLET CHEVETTE	<i>S</i>	0,309	29,29	1138	787
CHEVROLET CITATION	<i>F</i>	0,508	47,47	1429	962
CHRYSLER ARIES	<i>F</i>	0,551	47,63	1117	644
CHRYSLER LASER	<i>F</i>	0,459	48,28	1156	987
CHRYSLER VOYAGEUR	<i>F</i>	0,490	47,47	1749	1265
DACIA 1310	<i>F</i>	0,556	47,47	1194	671
DACIA 1310	<i>S</i>	0,454	46,99	1144	945
DACIA 1310TL	<i>F</i>	0,518	46,99	1171	743
DACIA 1310 GTL	<i>F</i>	0,551	47,31	1164	662
FIAT STRADA	<i>S</i>	0,274	46,34	1174	2590
FORD MUSTANG	<i>F</i>	0,612	46,67	1592	714
FORD MUSTANG	<i>S</i>	0,314	46,18	1507	2516
FORD	<i>F</i>	0,480	46,51	1160	839

ESCORT(1990)					
FORD ESCORT(1990)	<i>F</i>	0,480	47,31	1086	814
FORD FAIRMONT	<i>F</i>	0,548	47,63	1414	824
FORD FAIRMONT	<i>S</i>	0,355	45,06	1431	1777
HONDA ACCORD LX	<i>F</i>	0,551	47,31	979	557
HONDA CIVIC	<i>F</i>	0,342	38,30	696	672
HONDA CIVIC	<i>S</i>	0,454	42,48	696	470
LADA NIVA (4x4)	<i>F</i>	0,452	47,47	1443	1227
LADA 1500 S	<i>F</i>	0,495	46,99	1234	858
LADA SIGNET CANADA	<i>F</i>	0,447	47,31	1294	1118
NISSAN SENTRA	<i>F</i>	0,264	36,21	878	1272
NISSAN STANZA	<i>F</i>	0,563	47,63	1212	669
SKODA120 LS	<i>F</i>	0,662	47,15	1178	460
SKODA 120 GLS	<i>S</i>	0,454	46,99	1144	945
SUBARU DL	<i>S</i>	0,474	46,99	1097	831
SUBARU GL WAGON	<i>F</i>	0,459	48,28	1072	915
SUZUKI FORSA GL	<i>S</i>	0,299	47,63	874	1711
TOYOTA TERCEL	<i>F</i>	0,454	47,31	1077	902

TOYOTA TERCEL	S	0,279	47,31	1051	2331
TOYOTA COROLLA	F	0,500	46,83	1241	839
TOYOTA FURGONETTE	F	0,330	47,63	1693	2721

F – coliziune în față; S – coliziune în spate.

În general, valorile mari ale lui C sunt caracteristice domeniilor reduse de deformații sau coliziunilor în partea din spate (la autovehicule cu motorul „în față”). De asemenea, o dată cu creșterea masei se măresc și valorile lui C, cele mai mari obținându-se la autovehiculele grele.

Când se cunoaște valoarea coeficientului, se poate stabili energia de deformare E_d din relația (2.21) în funcție de deformația ξ , ceea ce permite calculul vitezei W. În acest scop, în literatura de specialitate se dau asemenea corespondențe între $\xi - W - C$. De pildă, în tabelul 2.1 se prezintă valorile lui C în funcție de domeniul deformațiilor și locul coliziunii la câteva autoturisme germane reprezentative; alte valori ale lui C determinate în funcție de ξ , M și W obținute cu prilejul testelor de coliziune se dau în tabelul 2.2.

2.9 DETERMINAREA VITEZEI DE IMPACT LA O COLIZIUNE FRONTALĂ CU UN OBSTACOL RIGID, FIX

Dacă se notează cu $F(\xi)$ funcția variației forței care produce deformația se poate scrie:

$$E_d = \int F_{(\xi)} \cdot d\xi = \int C\xi \cdot d\xi$$

sau că

$$F_{(\xi)} = C \cdot \xi \quad (2.22)$$

Admițând că pe parcursul unei coliziuni frontale cu un obiect rigid coeficientul C își păstrează aceeași valoare, prin aplicarea principiului echilibrului forțelor se obține:

$$M \frac{d^2 \xi}{dt^2} = -C \xi ; \quad M \frac{d^2 \xi}{dt^2} + C \xi = 0 \quad (2.23)$$

Ecuția diferențială (2.23) are soluțiile:

$$W_d = W_i \cdot \cos \omega t \quad (2.24)$$

$$\xi = \frac{W_i}{\omega} \sin \omega t \quad (2.25)$$

în care W_d reprezintă viteza autoturismului într-un moment oarecare t al coliziunii W_i - viteza inițială de impact, iar

$$\omega = \sqrt{\frac{C}{M}} \quad (2.26)$$

Deformația atinge valoarea maximă când autovehiculul se oprește ($W_d = 0$), ceea ce se întâmplă pentru $\omega \cdot t = \frac{\pi}{2}$, adică după timpul t_{\max} .

$$t_{\max} = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{M}{C}} \quad (2.27)$$

Se dă în continuare un exemplu de determinare a vitezei W_i , pentru un autoturism DACIA 1310 la care s-a constatat o deformație a părții frontale $\xi_{\max} = 0,3$ m în urma unui impact cu un zid rigid.

Având în vedere masa autoturismului $M = 960$ kg și coeficient $C = 1020$ kN/m, se determină ω cu relația (2.27):

$$\omega = \sqrt{\frac{1020 \cdot 10^3}{960}} = 32,57 \text{ rad/s}$$

$$t_{\max} = \frac{3,14}{2} \sqrt{\frac{960}{1020 \cdot 10^3}} = 0,0481 \text{ s.}$$

Viteza de impact W_i reiese din relația (2.25):

$$W_i = 0,3 \cdot 32,57 = 9,77 \text{ m/s} = 35,1 \text{ km/h} .$$

2.10 DETERMINAREA VITEZELOR ÎN CAZUL UNUI AUTOTURISM CARE LOVEȘTE CU FAȚA SPATELE UNUI AUTOTURISM

O asemenea coliziune presupune că autovehiculul care lovește se deplasează înaintea impactului cu o viteză mai mare decât cea a autoturismului lovit. Pentru gruparea calculelor se definesc următoarele momente și etape în desfășurarea coliziunii:

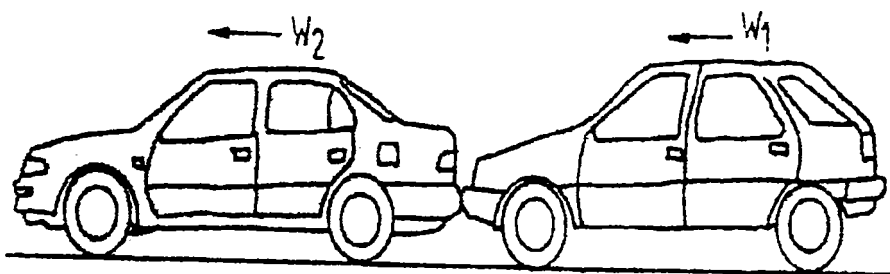


Fig.2.16. Momentul inițial al coliziunii, $W_1 > W_2$.

- momentul inițial $t = 0$, când fața primului autoturism, care se deplasează cu viteza W_{10} atinge spatele celui de al doilea autoturism (Fig.2.16), care circulă cu viteza W_{20} ;

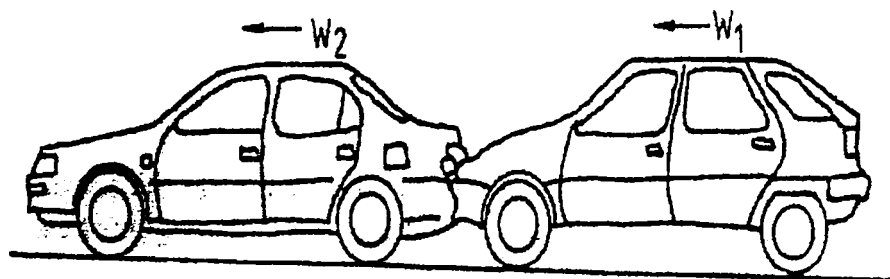


Fig.2.17. Poziție intermediară în evoluția coliziunii, $W_1 > W_2$.

- etapa I, în care progresează deformarea ambelor autoturisme și pe parcursul căreia primul își micșorează viteza, iar celui de al doilea crește (Fig.2.17) ;

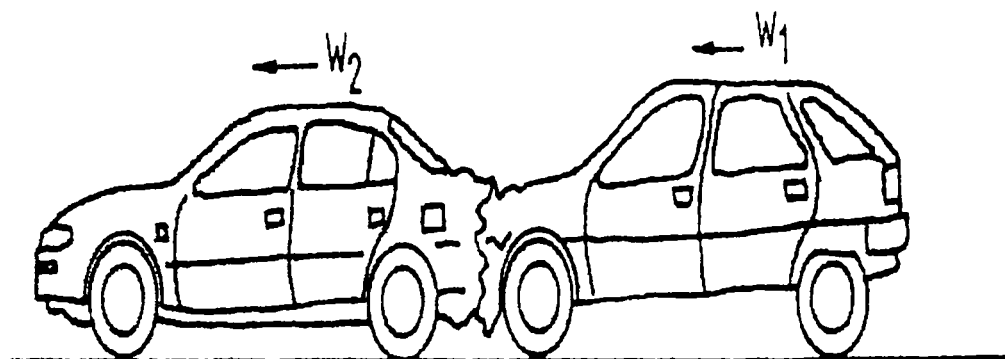


Fig.2.18. Momentul atingerilor deformațiilor maxime, $W_1 = W_2$.

- momentul final al coliziunii (Fig.2.18), $t = t_f$, în care vitezele W_1^* și W_2^* se egalează și suma deformațiilor caroseriilor lor atinge valoarea maximă ;

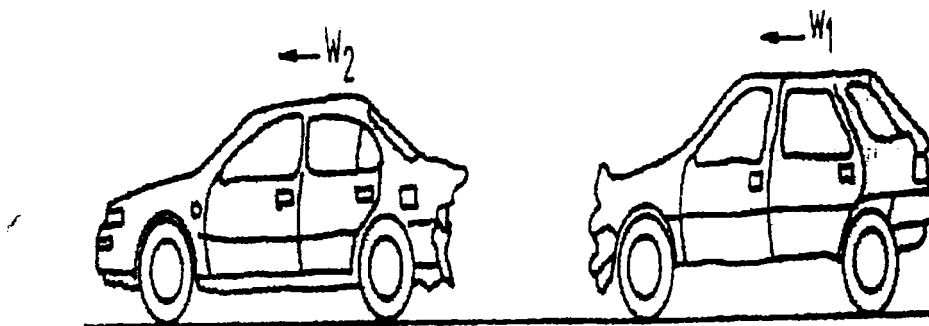


Fig.2.19. Momentul ulterior coliziunii, $W_1 > W_2$.

- etapa a II-a, care se derulează din momentul despărțirii autoturismelor (aceiași cu $t = t_f$) și în care autoturismul lovit circulă cu o viteză mai mare decât primul (Fig.2.19) ;

După un timp t din momentul inițial, primul autoturism parcurge distanța S_1 , iar celălalt, distanța S_2 (Fig.2.20); aceste distanțe nu sunt egale, întrucât caroseriile autoturismelor s-au deformat deja, suma deformațiilor fiind:

$$\xi_1 + \xi_2 = S_1 - S_2$$

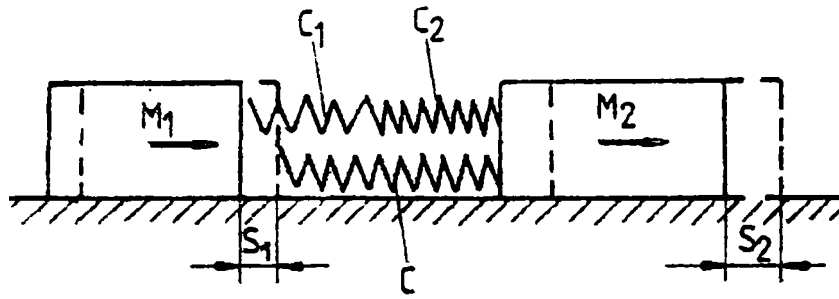


Fig.2.20. Schemă pentru determinarea vitezelor în cazul coliziunilor frontal-spate.

Dacă se notează cu F forța care produce deformația totală $\xi_1 + \xi_2$, cu C_1 și C_2 coeficienții de deformare a părții frontale a primului autoturism și respectiv a părții din spate a celui alt autoturism și cu C – coeficientul global de deformare, se poate scrie:

$$C_1 = \frac{F}{\xi_1}; \quad C_2 = \frac{F}{\xi_2}; \quad C = \frac{F}{\xi + \xi_2}; \quad C = \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2} \quad (2.28)$$

Din echilibrul forțelor rezultă:

$$M_1 \frac{d^2 S_1}{dt^2} = -C(S_1 - S_2); \quad (2.29)$$

$$M_2 \frac{d^2 S_2}{dt^2} = -C(S_1 - S_2); \quad (2.30)$$

Prin dubla derivare, relația (2.29) devine:

$$\frac{M_1}{C} \frac{d^4 S_1}{dt^4} + \frac{d^2 S_1}{dt^2} = \frac{d^2 S_2}{dt^2}. \quad (2.31)$$

Înlocuind în relația (2.30) pe $\frac{d^2 S_2}{dt^2}$ din relația (2.31) se obține:

$$\frac{M_1 \cdot M_2}{C} \cdot \frac{d^4 S_1}{dt^4} + M_2 \frac{d^2 S_1}{dt^2} = C S_1 - C S_2. \quad (2.32)$$

În relația (2.32) se înlocuiește CS_2 din (2.29) și în final rezultă ecuația diferențială:

$$\frac{d^4 S_1}{dt^4} + \frac{M_1 + M_2}{M_1 M_2} \cdot C \frac{d^2 S_1}{dt^2} = 0 \quad (2.33)$$

Pentru rezolvare se notează $\frac{d^2 S_1}{dt^2} = y$, iar ecuația (2.33) devine:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{M_1 + M_2}{M_1 M_2} \cdot C y = 0 \quad (2.34)$$

a cărei soluție este asemănătoare cu a ecuației (2.23), adică:

$$y = \frac{d^2 S_1}{dt^2} = a_1 = \frac{A}{\omega} \cdot \sin(\omega t); \quad \omega = \sqrt{\frac{M_1 + M_2}{M_1 M_2} C}, \quad (2.35)$$

în care A este o constantă de integrare.

După integrarea succesivă a expresiei (2.34) se obțin:

$$\frac{dS_1}{dt} = W_1 = -\frac{A}{\omega^2} \cdot \cos \omega t + B, \quad (2.36)$$

$$S_1 = -\frac{A}{\omega^3} \cdot \sin \omega t + B t + D, \quad (2.37)$$

unde B și D sunt alte constante de integrare.

În momentul inițial $t = 0$ și $S_1 = 0$, iar conform relației (2.37), $D = 0$, în același moment, primul autoturim se deplasează cu viteza A_{10} , rezultă:

$$W_{10} = -\frac{A}{\omega^2} + B. \quad (2.38)$$

În relația (2.29) se înlocuiesc $\frac{d^2 S_1}{dt^2}$ din relația (2.35) și S_1 din (2.37) și se obține:

$$S_2 = \frac{M}{\omega C} \cdot A \sin \omega t - \frac{A}{\omega^3} \sin \omega t + B t$$

care după derivare în raport cu t devine:

$$\frac{dS_2}{dt} = W_2 = \frac{M_1 A}{C} \cos \omega t - \frac{A}{\omega^2} \cos \omega t + B$$

În momentul $t = 0$, autovehiculul care a fost lovit se deplasa cu viteza W_{20} , deci:

$$W_{20} = \frac{M_1}{C} A - \frac{A}{\omega^2} + B \quad (2.39)$$

Constantele de integrare A și B se determină din rezolvarea sistemului compus din ecuațiile (2.38) și (2.39):

$$A = \frac{C}{M_1} (W_{20} - W_{10}); \quad B = W_0 + \frac{C}{M_1 \omega^2} (W_{20} - W_{10}). \quad (2.40)$$

Ecuațiile mărimilor cinematice ale primului autoturism se obțin prin înlocuirea lui A și B din (2.40) și (2.37) și apoi prin diferențiere succesivă:

$$S_1 = \left[W_{10} + \frac{C}{M_1 \omega^2} (W_{20} - W_{10}) \right] t - \left[\frac{C}{M_1 \omega^3} (W_{20} - W_{10}) \right] \sin \omega t \quad (2.41)$$

$$W_1 = \frac{dS_1}{dt} = W_{10} + \frac{C}{M_1 \omega^2} (W_{20} - W_{10}) (1 - \cos \omega t) \quad (2.42)$$

$$a_1 = \frac{d^2 S_1}{dt^2} = \frac{C}{M_1 \omega} (W_{20} - W_{10}) \sin \omega t \quad (2.43)$$

Ecuația spațiului parcurs de autoturismul lovit se determină din (2.14) după înlocuirea lui S_1 din (2.37) și a lui $\frac{d^2 S_1}{dt^2}$ din (2.43):

$$S_2 = \frac{1}{\omega} \left(1 - \frac{C}{M_1 \omega^2} \right) (W_{20} - W_{10}) \sin \omega t + \left[W_{10} + \frac{C}{M_1 \omega^2} (W_{20} - W_{10}) \right] t \quad (2.44)$$

Apoi, prin diferențierea relației (2.44) se obțin:

$$W_2 = \frac{dS_2}{dt} = W_{10} + (W_{20} - W_{10}) \cos \omega t - \frac{W_{20} - W_{10}}{M_1 \omega^2} \cdot C (1 - \cos \omega t) \quad (2.45)$$

$$a_2 = \frac{d^2 S_2}{dt^2} = (W_{20} - W_{10}) \left(\frac{C}{M_1 \omega} - \omega \right) \sin \omega t \quad (2.46)$$

Prin înlocuirea în (2.28) a mărimilor corespunzătoare se obține:

$$S_1 - S_2 = \frac{W_{10} - W_{20}}{\omega} \sin \omega t = \xi_1 + \xi_2 \quad (2.47)$$

Deformația totală maximă se atinge când $\sin \omega t_f = 1$, adică $t_f = \frac{\pi}{2\omega}$, ceea ce permite exprimarea lui W_{10} în funcție de W_{20} :

$$W_{10} = (\xi_{1mx} + \xi_{2mx}) \omega + W_{20} \quad (2.48)$$

Dacă autoturismul al doilea staționează, $W_{20} = 0$, iar viteza primului determină simplu relația:

$$W_{10} = (\xi_{1mx} + \xi_{2mx}) \omega \quad (2.49)$$

în care ξ_{1mx} și ξ_{2mx} , se cunosc prin măsurarea caroseriilor autoturismelor, iar ω se calculează cu relația (2.35).

În cazul în care $W_{20} \neq 0$, determinarea vitezei de impact a unui autoturism este posibilă numai dacă se poate stabili viteza din momentul impactului a celuilalt autoturism.

În același scop poate fi utilizată și o altă metodă.

În mod obișnuit, după impact autoturismele imprimă urme pe carosabil, pe baza cărora pot fi evaluate vitezele lor W_1^* și W_2^* din momentul desprinderii caroseriilor, când $t_f = \frac{\pi}{2\omega}$; în acest moment trebuie ca $W_1^* = W_2^*$.

Prin înlocuirea în (2.42) a valorii $t = t_f$, se obține:

$$W_{10} \left(1 - \frac{C}{M_1 \omega^2} \right) = W_1^* - W_{20} \frac{C}{M \omega^2},$$

în care se introduce W_{20} din relația (2.48) și rezultă:

$$W_{10} = W_1^* + (\xi_{1mx} + \xi_{2mx}) \frac{C}{M_1 \omega} \quad (2.50)$$

$$W_{20} = W_1^* + (\xi_{1mx} + \xi_{2mx}) \frac{C}{M_1 \omega} - \omega \quad (2.51)$$

În continuare se prezintă un calcul cu privire la coliziunea dintre partea din față a unui autoturism MERCEDES DB 201 care a lovit partea spate a unui autoturism VOLKSWAGEN GOLF II aflat în mișcare, în același sens.

După impact s-a măsurat o deformație $\xi_{1mx} = 0,15$ m la partea frontală a primului autoturism și o deformație $\xi_{2mx} = 0,12$ m la partea din spate a celui de al doilea.

Conform Tabelului 2.1, $C_1 = 1387 \cdot 10^3$ N/m.

După urmele de la locul accidentului s-a putut stabili $W_2^* = 12$ m/s.

Cu relația (2.28) se determină coeficientul global de deformare:

$$C = \frac{1387 \cdot 10^3 \cdot 1027 \cdot 10^3}{1387 \cdot 10^3 + 1027 \cdot 10^3} = 590,07 \cdot 10^3 \text{ N/m}.$$

Știind că: $M_1 = 1310$ kg și $M_2 = 995$ kg, se calculează ω cu relația (2.35):

$$\omega = \sqrt{\frac{1310 + 995}{1310 \cdot 995} \cdot 590,07 \cdot 10^3} = 32,30 \text{ rad/s}$$

Vitezele W_{10} și W_{20} se stabilesc cu relațiile (2.50) și (2.51):

$$W_{10} = 12 + (0,15 + 0,12) \cdot \frac{590,07 \cdot 10^3}{1310 \cdot 32,3} = 15,76 \text{ m/s} = 56,7 \text{ km/h},$$

$$W_{20} = 12 + (0,15 + 0,12) \cdot \left(\frac{590,07 \cdot 10^3}{1310 \cdot 32,3} - 32,3 \right) = 7,04 \text{ m/s} = 25,3 \text{ km/h}.$$

3. SIMULAREA PRIN ANALIZA CU ELEMENTE FINITE A IMPACTULUI

Simularea numerică a accidentelor rutiere s-a dezvoltat în ultimii 30 de ani. Trei tipuri de modele sunt folosite pentru simularea structurii vehiculului - modele cu parametri localizați /concentrați (Lumped Parameter, LP), modele hibride (MH) și modele cu elemente finite (MEF). Analizele cu elemente finite pot fi împărțite în două grupe: modele euristice de grinda și modele pe baza mecanicii continuului care folosesc elemente de grinda, solide și elemente de înveliș (shell elements). Progresia acestor modele de-a lungul anilor a urmat un model al detaliilor geometrice crescătoare deoarece s-a realizat că un model analitic simplu al accidentului dezvoltat și acordat să se potrivească unui sau mai multor parametri dintr-un test specific, nu asigură o anticipare sau predicție exactă pentru toate condițiile de impact (ciocnire sau lovire). De fapt, modelele cele mai detaliate (LP sau MFE) dezvoltate la zi trebuie considerate ca aproximări ale unui sistem foarte complex neliniar care este deseori supus unor deformări mari și instabile elasto-plastice. Evident, progresele în înțelegerea unui sistem complex ca cel al accidentelor se pot obține incluzând din ce în ce mai multe detalii legate de cinematica reală a vehiculului și încărcările sau sarcinile întâlnite în condițiile generale de accident.

În continuare se asigură prezintă o analiză de ansamblu a metodelor de analiză cu elemente finite folosite în analiza structurală a corpului vehiculului pentru a satisface condițiile sau ipotezele de calcul necesare vehiculului, pentru a întruni cerințele vaste de siguranță așteptate pentru structura vehiculului.

3.1. PERSPECTIVĂ ISTORICĂ

Istoria analizei structurale a accidentelor poate fi cel mai bine caracterizată în două perioade de dezvoltare istorică: o perioadă de început, care se extinde din 1970 până în 1985; și o a doua perioadă care începe la mijlocul anilor '80 odată cu introducerea supercomputerelor și a codurilor cu elemente finite explicit vectorizate.

Prima perioadă a fost în mod esențial una de geneză și dezvoltare, o perioadă de experiențe, de încercare de înțelegere a unor probleme de mecanica structurală extrem de complexe. O varietate de tehnici numerice au fost aplicate pentru a simula deformațiile, incluzând îndoirea (fălțuirea sau plierea) și flambajul structurii unui automobil în timpul primelor 50-100

ms decisive ale unui test de impact. Soluțiile aproximative au fost obținute prin modelarea arc-masa a unui vehicul [59], o abordare care își are originea în industria aerospațială. Alternativ, soluțiile au fost obținute folosind modele cu elemente de tip grindă cu formulări neliniare ale articulațiilor [17, 75, 110] care s-au dovedit de succes în multe ocazii, dar care au necesitat un grad relativ înalt de calificare și experiență din partea analistului.

Au fost de asemenea încercări de a obține soluții pe baza primelor principii de modelare a corpului mașinii ca un continuum, și astfel, automatizând sarcina de atribuire a valorilor de rigiditate discretizate a componentelor structurale. Unele din aceste lucrări s-au bazat pe formularea cvasi-statica a elementului de bara [77], implicit pe tehnici cu elemente [2, 46, 94], metoda diferențelor finite [90], formulări implicite / explicite cu elemente finite [50] și integrare temporală explicită cu elemente finite, [5].

Se pare că primul model de accident [113] a simulat o coliziune frontală a unui vehicul cu un perete rigid, folosind un computer tip DYCAST cu solver implicit, [94]. În acest model, jumătatea din stânga a vehiculului a fost reprezentată de 504 elemente de arc, bara, grinda și membrane triunghiulare. Haug [49] a pus în discuție dezvoltarea unei integrări implicite - explicite cu elemente finite, programul PAM - CRASH, care a fost apoi aplicată să analizeze răspunsul unui stâlp - A și apoi la sectorul din față dreapta a structurii unui vehicul cu un pasager. Analiza cvasi-statica a fost realizată printr-o analiză iterativă incrementală forță / deplasare. Fundamentul teoretic pentru formularea implicită cu elemente finite și un cod asociat pentru analiza accidentului au fost prezentate de Argyris și colaboratorii [9]. Codul dezvoltat a fost aplicat pentru a calcula răspunsul la impact a structurii frontale a unui vehicul, fără motor, transmisie și angrenaj, când s-a ciocnit cu o bară rigidă la o viteză inițială de 13,4 m/s. Soluția a fost răspunzătoare pentru ecrusarea materialului și efectele vitezei și a asigurat deformațiile structurale.

Unele din aceste dezvoltări conțin deja caracteristicile esențiale de bază care formează miezul oricărei analize de simulare a unui accident rutier. Ele combină integrarea temporală cu elementele de tip înveliș, mecanismele de transmisie a forței de contact nod - segment și elasto-plasticitatea în starea de tensiune plană. Deoarece aceștia sunt încă algoritmi de bază folosiți în mediul de analiză de astăzi, nu este surprinzător că în anul 1973 s-au obținut rezultate analitice foarte bune asupra substructurilor de vehicule. Cu toate acestea, abordarea continuă a rămas în principal în domeniul cercetării, în timp ce simularea pe întregul vehicul nu a putut fi obținută cu

suficientă acuratețe datorită numărului limitat de elemente de tip înveliș care puteau fi folosite în stadiul de dezvoltare a tehnicii dinaintea de mijlocul anilor 1980. Discretizările brute nu permiteau o reprezentare a modurilor globale de flambaj într-un model de vehicul întreg. Datorită gradului ridicat de interacțiune dintre diferitele panouri ale structurii unui automobil, este necesar să se considere vehiculul complet într-un singur model pentru a anticipa absorbția de energie a părților individuale din timpul impactului.

A doua perioadă de dezvoltare a început în 1985 și continuă și în prezent. Ea poate fi caracterizată ca o perioadă de creștere rapidă atât a dezvoltării formulării explicite în elementele finite cât și a aplicațiilor la structuri progresiv mai complexe de vehicule. Progresul analizelor cu elemente finite în acest domeniu și implementarea lor în procesul de proiectare a vehiculelor s-a petrecut la mijlocul anilor 1980 [12, 48, 52,]. În acești ani, supercomputerele au fost introduse în industrie, permițând formularea explicită a elementului finit care se constituie ca o tehnică numerică de baza pentru simularea accidentelor și deteriorărilor la structurile vehiculelor. Acești ani cruciali au pavat drumul spre evoluția rapidă și dramatică din următoarea decadă, când instrumentele analitice s-au dezvoltat din mediul de cercetare într-o parte integrată și de bază a procesului de proiectare a vehiculelor.

Deși procese similare au apărut simultan în Japonia [122], Statele Unite [11] și Europa [91], prima lucrare despre aplicarea tehnologiei explicite cu elemente finite la evaluarea impactului structurii unui vehicul real s-a publicat de ESI în 1985 [51]. ESI a modelat structura frontală a impactului unui vehicul VW POLO cu o barieră rigidă, pornind de la o viteză inițială de 13,4 m/s. Modelul cu elemente finite a simulat structura prin 2.272 elemente de tip înveliș și 106 elemente de tip grindă. Pentru a descrie comportamentul tablei de metal s-a folosit un model elasto-plastic constitutiv cu ecrusare. Analiza a prevăzut cinematica vehiculului și impulsul barierei la un impuls forta-timp. Ulterior acestei simulări, fabricanții de automobile au realizat multe calcule de rezistență la accidente.

Studiul modelului VW POLO s-a realizat de către comitetul FAT din Germania (Forschungsgemeinschaft-Automobiltechnik). Acest comitet FAT este un colectiv de cercetare a industriei germane de automobile, format în 1983. Acest colectiv a inclus toți cei 7 fabricanți germani de automobile: Mercedes-Benz, Porsche, BMW, Audi, Volkswagen, Opel și Ford divizia Germania. Obiectivul era investigarea potențialului metodei elementelor finite de a prevedea comportamentul la stabilitate a corpului unui automobil în timpul impactului. Scopurile acestei

simulări au fost: precizia și eficiența simulării. Precizia și astfel predicția suficient de realistă a modului de deformare a vehiculului, nu a fost considerată un rezultat pozitiv. S-a realizat clar că utilizarea industrială a acestei metodologii depinde în principal de eficiența analistului, adică de posibilitatea acestuia de a asigura un rezultat într-un termen rezonabil. Două proiecte autorizate de FAT au fost executate simultan în următorii 2 - 3 ani. Cei doi contractanți au fost IABG din Munchen și ESI din Paris. Ei au construit modele cu elemente finite ale mărcilor BMW 300 și VW POLO. Ambele modele s-au bazat pe elemente de tip înveliș cu patru laturi și foarte similare în dimensiune și concepție. Dimensiunile modelului de 6.000 la 7.000 elemente tip înveliș au fost comparate cu standardele actuale. După un număr de iterații inițiale, cercetarea ambelor companii a condus la utilizarea explicită a metodei elementului finit datorită convergenței ridicate a problemelor observate la folosirea tehnicilor de integrare implicită pentru rezolvarea acestor probleme puternic neliniare. Folosirea tehnicilor explicite a arătat ca problema poate fi rezolvată, cel puțin în principiu, deși timpul de rulare pe calculator era inițial extrem de mare. Tabelul 3.1 prezintă schimbările dramatice care au avut loc în hardware - ul calculatoarelor din industria construcțiilor de mașini în cursul acestui proiect:

Tabelul 3.1 Timpul de rulare a programului pe calculator

Platforma hardware/software	Timpul de rulare pt. 80 ms simulare accident pe modelul Volkswagen Polo
VAX-750/PAM CRASH	2000 ore
Cray-1 (cod scalar)	100 ore
Cray-1 (cod vectorizat)	24 ore
Cray-1 (cod optimizat)	12 ore

Două mii de ore reprezintă în mare trei luni de calcul continuu. Este nerealist să se aștepte trei luni de funcționare continuă a oricărui calculator, datorită cerințelor de întreținere ale hard-ului și soft-ului. Realizarea unei astfel de simulări necesită un efort substanțial din partea analistului pentru managementul rezultatelor, datele de repornire și alți factori. Deși transferul problemei la supercomputerul Cray a adus o îmbunătățire spectaculoasă, timpul de rulare de numai o săptămână nu putea fi considerat satisfăcător și trebuia îmbunătățit prin alte mijloace. Vectorizarea softului (PAMCRASH și CRASHMAS pentru ESI și IABG) și drept urmare

optimizarea în ceea ce privește caracteristicile particulare ale hardului Cray-1 a permis în ultima instanță timp de rulare care au satisfăcut criteriul de performanță al FAT.

Ambele proiecte au avut succes, rezultând un număr de publicații [12, 19, 96] care au intensificat folosirea tehnicilor explicite cu elemente finite în evaluarea accidentelor de automobile din Germania și din lume. Alte companii europene de automobile începuseră să lucreze în același sens independent de eforturile FAT [85], contribuind la succesul inițial remarcabil al acestei metodologii.

Din 1986, dezvoltarea tehnologiei de simulare pentru evaluarea accidentelor a fost spectaculoasă, dar mai degrabă din punct de vedere industrial decât de natură tehnologică. Este instructivă compararea rolului simulării numerice (pe baza metodelor explicite cu elemente finite) referitor la ingineria evaluării de accidente dintr-o companie de automobile de azi cu ce a fost la mijlocul anilor 1980. La sfârșitul anilor 1980, simularea numerică a fost aproape exclusiv o activitate de cercetare care implica foarte puțini ingineri și care afecta cu greu ciclul de proiectare. Aceste simulări s-au concentrat pe accidentele frontale mașină - barieră (obstacol fix).

Astăzi, fabricanții de automobile sunt confrunțați cu numeroase constrângeri sau obstacole dictate de diferite guverne, în ceea ce privește criteriile de siguranță locale, problemele de întreținere aferente și cerințele consumatorului ce trebuie îndeplinite înainte ca o mașină nouă să fie introdusă pe piața mondială. Corespunzător unei varietăți de scenarii de coliziune, 15 la 20 dintre testele pe vehicule la scară întreagă pot fi realizate pe un prototip. De exemplu, pentru a îndeplini cerințele unui accident frontal, se evaluează performanța mondială a unui vehicul într-un accident de 30 mph (48,3 km/h) într-o barieră complet rigidă la 0 grade, +30 grade și -30 grade. Un test similar la 0 grade de la 35 mph (56,3 km/h) la impactul cu un perete complet rigid este utilizat pentru evaluarea performanței NCAP.

În plus, față de realizarea impactului frontal, industria trebuie să ia în considerare impactul lateral american, impactul lateral european, impactul în partea din spate și cerințele protecției la rostogolire. Pe scurt, activitatea de reglementare a proliferat în ultima decadă. La această listă se adaugă presiunile competiționale care scurtează ciclul de dezvoltare. În acest scop, este evident că capacitatea de testare a producătorilor și a furnizorilor lor trebuie să răspundă la o creștere considerabilă a cererii în timp ce se reduce constant ciclul de dezvoltare.

Simulările numerice au înlocuit o parte substanțială a volumului de lucru pentru inginerii evaluatori ai accidentelor. Potențialul simulărilor datorat dezvoltării constante și spectaculoase a

hardului și softului cât și experiența acumulată a unui număr tot mai mare de analiști s-a dezvoltat destul de rapid pentru a da posibilitatea grupurilor de analiză să devină complet integrate în ciclul de proiectare a vehiculului. De fapt, ar fi dificilă conceperea design-ului unui vehicul cu constrângerile reglementărilor actuale și a măsurilor de siguranță pe de o parte și presiunea competitivă pe de altă parte, fără nici o simulare.

Este important de observat că simulările numerice nu au scăzut volumul normal de lucru al laboratoarelor de testare cel puțin dacă acest volum de lucru este considerat ca verificare și certificare a prototipurilor vehiculelor. Importanța simulărilor constă în a realiza rapid simulări importante sub forma unor studii parametrice care permit eliminarea rapidă a realizării de prototipuri a acelor proiecte care au o mare probabilitate de a nu satisface criteriile de testare. Dar ideal ar fi un proiect, greu susținut de analize, care rezultă în construcția numai a acelor prototipuri care sigur vor trece toate probele de verificare finală. Acest curent principal de utilizare a unei simulări numerice ca un suport direct pentru echipa de proiectare necesită dezvoltarea rapidă a modelelor cu elemente finite (FE) a unor vehicule complete în stadiile de început ale proiectării. De fapt analizele cu elemente finite de evaluare a accidentelor sunt, în stadiul actual de proiectare, primele modele numerice ale unui prototip ce trebuie realizate. Construirea acestor modele constituie drumul îngustat cel mai important în planul de lucru al analistului.

Deși se crede în general că utilitatea simulărilor pentru proiectarea de automobile scade rapid deoarece etapa de proiectare devine mai avansată și tipul de schimbări de proiect care influențează siguranța devin tot mai scumpe, există un rol al simulărilor în etapele finale de proiectare. Când apare o problemă de siguranță la un prototip în timpul probelor, simularea este cea care permite diagnosticarea cauzei problemei și alegerea unei modificări structurale într-un timp scurt.

În final, trebuie menționat faptul că simulările numerice și-au găsit drumul lor în fiecare aspect al ingineriei sau tehnologiei legate de siguranța traficului, deși munca de proiectare își are și ea locul principal. În plus față de calculul de rezistență (analiza structurală), simularea ocupantului se realizează tot mai mult folosind modele cu elemente finite [60]. Simulările sunt folosite extensiv de către legislativ pentru a susține dezvoltarea noilor reglementări [114] și pentru calculul îmbunătățit al infrastructurii rutiere [21].

Simulările numerice au dat posibilitatea companiilor de automobile să respecte reglementările din domeniul siguranței circulației. Numai utilizarea extensivă a simulării numerice a dat posibilitatea industriei de mașini să introducă mașini și camioane din ce în ce mai sigure în timp mai scurt fără o creștere corespunzătoare a dispozitivelor de încercare.

3.2. CONSIDERAȚII PRIVIND TEHNOLOGIA EXPLICITĂ DE ANALIZĂ CU ELEMENTE FINITE

Analiza cu elemente finite a accidentelor la vehiculele de transport în general, și a celor rutiere în particular, este printre cele mai provocatoare probleme neliniare din mecanica structurală. Construcția sau structura vehiculelor este fabricată tip din multe părți ștanțate cu înveliș subțire și apoi asamblate prin diverse tehnici de sudură și fixare. Caroseria din tablă pregătită prin grunduire poate conține oțel cu diferite grade de rezistență, aluminiu și/sau materiale composite. În timpul unui accident, structura suportă solicitări de șoc (dinamice) ridicate care produc articulații plastice localizate și deformări la flambaj. Acest lucru poate conduce în final la deformații mari și rotații cu contact și îngrămădirea diverselor componente. Deformațiile implică inițial efectele de ondulare, asociate cu tensiuni mari. Odată ce tensiunile acestea depășesc limita de curgere a materialului și/sau depășesc forța lui critică de flambaj, apar deformații structurale localizate în timp ce o undă scurtă tranzitează structura. Acest lucru este urmat de efecte inerțiale, care domină răspunsul tranzitoriu ulterior. De interes particular sunt aici integritatea structurală și cinematica asociată, deformarea componentelor, forțele transmise prin diferitele piese, tensiunile, deformările, și absorbția de energie. În plus, accidentul poate fi considerat ca un eveniment dinamic scăzut - la mediu (10 - 100 km/h), în comparație cu impactul balistic, care persistă pentru scurt timp de 100-200ms. Soluțiile analitice de formă apropiată pentru acest tip de probleme din mecanica structurală prezintă o provocare formidabilă pentru analist. Tehnicile numerice, par să fie acum opțiunea practică.

Modelarea prin Metoda Elementelor Finite (MEF) a dinamicii structurale rezolvă numeric un set de ecuații diferențiale parțial neliniare de mișcare în spațiu în domeniul spațiu-timp, împreună cu relațiile tensiune-deformare a materialului cu definirea condițiilor adecvate inițiale și pe contur. Soluția discretizează în primul rând ecuațiile în spațiu formulând problema într-o formă variațională slabă și admitând sau presupunând un câmp de deplasare admisibil. Acest

lucru conduce la un set de ecuații diferențiale de gradul doi în timp. Apoi, sistemul de ecuații se rezolvă prin discretizarea în domeniul timp. Discretizarea se realizează prin metoda clasică Newmark [87]. Tehnica este numită implicită dacă parametri de integrare aleși dau ecuațiile cuplate, și în acest caz soluția este stabilă necondiționat. Dacă parametri de integrare sunt aleși să decupleze ecuațiile, atunci soluția este numită explicită, și ea este condițional stabilă. Dezvoltările de început în tehnologia neliniară cu elemente finite au folosit în primul rând soluțiile implicite, [36]. Simularea cu elemente finite pentru evaluarea structurală a accidentelor prin solveri expliți a fost introdusă pentru prima dată de Belytschko [5]. Apoi Hughes [53] a discutat dezvoltarea soluțiilor mixte explicite - implicite.

Tehnica explicită cu elemente finite rezolvă un set de ecuații hiperbolice ale undelor în zona de influență a frontului de undă, și în consecință nu necesită cuplarea unui număr mare de ecuații. Pe de altă parte, solverii necondiționali stabili impliți asigură o soluție pentru toate ecuațiile de mișcare cuplate, care necesită asamblarea unei matrice globale de rigiditate. Perioada de timp pentru solverii impliți este de aproximativ două la trei ordine de mărime față de perioada de timp explicită. Pentru simulările de accidente care implică folosirea extensivă a contactului, modele multiple de material și o combinație de elemente netradiționale, s-a realizat că solverii expliți sunt mai robuști și competițional mai eficienți decât solverii impliți.

3.2.1. Formularea

Ecuațiile de discretizare a mișcării pentru formularea explicită cu elemente finite poate fi scrisă ca:

$$\underline{M} \ddot{\underline{x}} = \underline{f}^{(ext)} - \underline{f}^{(int)} \quad (3.1)$$

unde \underline{M} este matricea inerțială a structurii, \underline{x} este vectorul de accelerație nodală, $\underline{f}^{(ext)}$ este vectorul forței externe și $\underline{f}^{(int)}$ este vectorul forței nodale interne.

Ecuațiile de integrare de timp (3.1) se obțin printr-o tehnică de integrare explicită după cum urmează:

$$\begin{aligned}
 \dot{\underline{x}}^{(n)} &= \Delta t^{-1} (\underline{f}^{(ext)}(t) - \underline{f}^{(int)}^{(n)}) \\
 \dot{\underline{x}}^{0.5(n+1)} &= \dot{\underline{x}}^{0.5(n)} + \dot{\underline{x}}^{(n)} \Delta t \\
 \dot{\underline{x}}^{(n+1)} &= \dot{\underline{x}}^{(n)} + \dot{\underline{x}}^{0.5(n+1)} \Delta t \\
 \dot{\underline{x}}^{0.5(n+1)} &= 0.5 \dot{\underline{x}}^{(n)} + \dot{\underline{x}}^{(n+1)}
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

unde n este treapta de integrare, Δt este treapta de timp, $\dot{\underline{x}}$ și \underline{x} sunt viteza nodală și vectorii de deplasare.

Folosind condițiile inițiale, cinematica nodală poate fi calculată. Apoi, se calculează viteza de deformare, viteza de rotație și viteza Jaumann a tensiunii pentru fiecare element:

- Viteza de deformare:

$$\dot{\underline{\epsilon}}^{(n)} = 0.5 \left(\underline{\nabla}_x^{(n)} + \underline{\nabla}_x^{(n)T} \right) \tag{3.3.a}$$

- Viteza de rotație:

$$\underline{\omega}^{(n)} = 0.5 \left(\underline{\nabla}_x^{(n)} - \underline{\nabla}_x^{(n)T} \right) \tag{3.3.b}$$

- Viteza Jaumann de variație a tensiunii:

Apoi, se actualizează tensiunea Cauchy pentru fiecare element:

$$t_{ij}(t + \Delta t) = t_{ij}(t) + \dot{t}_{ij}(t) \Delta t \quad (3.4)$$

$$\text{unde } \dot{t}_{ij} = \nabla t_{ij} + t_{ik} \omega_{kj} + t_{jk} \omega_{ki}$$

apoi soluția continuă cu următoarea creștere (increment) a timpului și așa mai departe până se ajunge la soluția de timp dorită.

3.2.2. Integrarea explicită

Așa cum se poate vedea, metoda integrării explicite înseamnă tehnica numerică de a integra un sistem de ecuații diferențiale simple care rezultă de obicei din discretizarea spațială a continuului. „Explicit” se referă la o tehnică specifică în care echilibrul este exprimat la un anumit moment în timp unde deplasările tuturor punctelor spațiale sunt deja cunoscute. Accelerațiile sunt determinate din echilibru, și o tehnică de diferențiere centrală permite analistului să determine deplasările la următoarea etapă în timp și să repete procesul. Atractivitatea tehnicii constă în aceea că atâta timp cât deplasările sunt cunoscute la timpul pentru care echilibrul dinamic al sistemului este rezolvat, acest proces necesită numai inversarea matricei masei, M .

În mod evident, dacă se utilizează o abordare cu masă concentrată, matricea masă este oblică și nu e necesară inversarea matricei. Acest lucru conduce la un algoritm foarte rapid, în timp ce un sistem de ecuații necuplate este tot ce trebuie a fi tratat. În toate implementările practice, forțele interne sunt calculate folosind o abordare element cu element, evitând astfel ansamblul unei matrice globale de rigiditate și rezultând un algoritm cu cerințe de memorie centrală minimală („core”). Dacă e implementată cu atenție, integrarea explicită are o acuratețe de ordinul doi. Este natura element-cu element a algoritmului explicit cea care permite cea mai bună caracterizare a acestei tehnici de soluționare. Deoarece tensiunile sunt calculate în fiecare element separat de deplasările nodale și/sau vitezele, fiecare etapă de timp simulează efectul încărcărilor pe o parte a

elementului asupra laturii opuse, astfel reprezentându-se propagarea undei de tensiune prin element. Singurele neajunsuri ale algoritmului explicit sunt stabilitatea condițională și imposibilitatea evidentă a metodologiei de a trata probleme statice. Stabilitatea condiționată a algoritmului explicit de integrare înseamnă că etapa timpului de integrare trebuie să fie mai mică sau egală cu o valoare limită superioară dată ca și condiția Courant:

$$\Delta t \leq \frac{l_c}{c} \quad (3.5)$$

care spune că etapa timpului de analiză nu trebuie să depășească cele mai mici etape de timp ale elementului determinate împărțind lungimea caracteristică a elementului la viteza undei acustice care trece prin materialul din care este făcut elementul. Cerința este echivalentă cu a spune că etapa numerică de timp a analizei trebuie să fie mai mică decât, sau egală cu timpul necesar undei fizice de tensiune de a traversa elementul. Pentru aplicațiile de tip automobil care folosesc elemente din oțel moale ($c=5000\text{m/s}$) cu o lungime caracteristică de 5mm, rezultă un timp de analiză de 1 microsecundă. Datorită acestei restricții, e evident că metodele explicite sunt cele mai potrivite pentru tratarea problemelor de scurtă durată și astfel, de viteză de încărcare mare și problemele de natură înalt neliniară care necesită timpi mici din motive de acuratețe. Din nou, dezvoltarea rapidă a hard-ului de la mijlocul anilor 1980 a propulsat fenomenul accidentelor de automobil de 100ms, în domeniul analizei explicite.

3.2.3. Elemente de tip înveliș

Elementul de tip înveliș care a fost și rămâne încă baza tuturor simulărilor de accidente este cel de tip Belytschko și Tsay cu 4 noduri. [6], [8]. Deoarece acesta este un element biliniar interpolat isoparametric, se folosește cel mai mic ordin de funcții de interpolare disponibil. Elementul este subintegrat în plan: există un singur punct de integrare în centrul elementului. Tratatrea problemelor de încovoiere elasto - plastică e posibilă prin definirea unui număr definit de către utilizator de puncte de integrare prin grosimea elementului, toate plasate de-a lungul normalei elementului în centrul elementului. Pentru calcul, utilizarea unei formulări subintegrate este

foarte eficientă. În majoritatea cazurilor, este mai rapidă calcularea a patru elemente subintegrate decât tratarea unui singur element complet integrat cu patru puncte de integrare. Acest lucru se datorează unor anumite simetrii în matricea de deformare-deplasare care apar în cazul elementelor finite subintegrate.

Folosirea funcțiilor de interpolare de ordin mic și a unui singur punct de integrare in-plan sunt motivele principale pentru eficiența remarcabilă de calcul a elementului de tip înveliș Belytschko și Tsay, [6]. Inconvenientul subintegrării este că în element există un număr de zero moduri de energie sau nisipar. Datorită simplificărilor în evaluarea matricei deformare-deplasare a elementului, anumite moduri de deformare rezultă în calculul de deformare zero, și astfel nu se calculează tensiuni și forțe nodale. Acest lucru înseamnă că vitezele nodale pot ușor și rapid devia spre infinit atât cât ele rămân paralele cu modurile de deformare ale nisiparului (hourglass) care sunt în număr de șase în elementul lui Belytschko și Tsay. Instabilitățile nisiparului sunt prevenite în principal de utilizarea unor tehnici de rezistență la perturbările nisiparului [43]. Acest lucru constă în detectarea prezenței modului de nisipar în modelul de deformare a elementului, și în consecință, în aplicarea unui câmp de forță exterioară pentru a se asigura că vitezele și/sau deplasările corespunzătoare rămân limitate. Nu poate fi destul subliniat faptul că forțele nisiparului (hourglass) rezultă dintr-un câmp de forță externă artificială și nu formează un echilibru cu tensiunile din material, în consecință ele tind să înlocuiască energia cinetică din structură într-un mod non-fizic.

Tehnicile de formulare și de integrare a elementului sunt alese într-un mod care să optimizeze eficiența de calcul, astfel rezolvând printr-un compromis rigiditatea materialului din modurile nisiparului și continuitatea deplasărilor în afara planului pe contururile elementului.

Două caracteristici suplimentare se adaugă performanței uluitoare a acestui element. Prima, un sistem local co-rotational e folosit pentru a asigura obiectivitatea. Toate deformările și tensiunile elementului sunt calculate într-un sistem local de referință care urmează normala elementului și latura 1-2 a elementului. Acest lucru asigură obiectivitatea în sensul că nu se calculează tensiuni și deformări aparente (false) dacă elementul este supus unor mișcări rotaționale ample ale corpului rigid. Cu toate acestea, poziția sistemului local de referință a elementului depinde de numărarea nodală a elementului, deoarece ea urmează explicit latura 1-2 a elementului. Acest lucru limitează validitatea formulării problemelor care implică deformații de forfecare mici. În practică, aceasta nu este o problemă de rezolvare a problemelor de evaluare a

accidentelor deoarece nu apar deformații mari la forfecare a membranei din tablă. Datorită rotațiilor exagerate ale tensorului de tensiune pot să apară modurile sau regimurile de funcționare cu nisipar.

A doua, formulare a elementului se bazează pe necuplare strictă a membranei și pe efectele de încovoiere. Tensiunile și deformările membranei se calculează rezultând din sarcinile paralele cu planul local $x-y$ exact ca într-un element cu tensiune plană. Formularea se limitează de obicei la deformări de încovoiere mici deoarece nu se iau în considerare schimbări de grosime a elementului. Din nou, nu e o problemă atunci când se simulează deformațiile tablei. Tensiunile de încovoiere rezultă din încărcarea de-a lungul axei locale $-z$ iar momentele de încovoiere în jurul axelor locale x și y . Compresiunile din încovoiere în toate punctele de integrare departe de planul central al elementului sunt calculate folosind ecuațiile Reissner-Mindlin și astfel simularea se face implicit prin faptul că elementul este plat. Cu alte cuvinte, toate cele patru noduri sunt în același plan și o singură normală este valabilă pentru întreaga suprafață a elementului.

Elementul de tip înveliș Belytschko și Tsay este astfel suma unui element de membrană în stare de tensiune plană și a unui element de placă Reissner –Mindlin. În mod evident, acesta nu e valabil dacă elementul este răsucit sau încovoiat. Într-un element încovoiat, sarcinile paralele cu planul local $x-y$ determină compresiuni din încovoiere și aceste deformări sunt lipsite de formularea uzuală a elementului. În consecință elementele de tip Belytschko și Tsay subestimează sever rigiditatea de flexiune a structurii. De aceea, acest element cade la proba grinzii sau barei răsucite deseori citată în literatura de specialitate.

În ciuda unui număr de alegeri care includ clar o pierdere de generalitate și echilibrare-optimizare pentru puterea (robustețea) numerică și eficiența de calcul, rezultatele obținute folosind elementul Belytschko și Tsay în mii de simulări de accidente mai mult de un deceniu au fost destul de bune pentru a stabili utilitatea lui pentru industrie. Acest lucru se poate explica în parte prin natura particulară a evenimentelor rutiere care implică automobile. Articulațiile plastice, în principal, s-au dezvoltat foarte rapid peste secțiunea plină a tablei subțiri (în jur de 1mm) urmată de rotații mari ale corpului rigid ale pieselor dintre articulații. Obiectivitatea elementului este astfel prima cerință, și ea este îndeplinită în formularea elementului. Atâta timp cât perioada de dezvoltare a articulațiilor individuale de plastic este mică în comparație cu durata evenimentului global, rigiditatea de flexiune joacă un rol mai puțin important. De asemenea, comportamentul de deformare mică a membranei și comportamentul de flambaj (deformare,

îndoire) a tablei este în concordanță cu simulările învelișului Belytschko și Tsay. Elementele triunghiulare au fost obținute prin deformarea arbitrară a două noduri ale unui element tip înveliș cu patru noduri. Acest lucru conduce la un element foarte inexact, în funcție de forma triunghiului.

3.2.4. Plasticitatea

Plasticitatea de stare plană de tensiune în punctele individuale de integrare ale elementului se bazează numai pe componentele membranei tensorului de tensiune. Condiția de curgere este scrisă pentru fiecare punct de integrare după cum urmează:

$$\sigma_{xx}^2 + \sigma_{yy}^2 - \sigma_{xx}\sigma_{yy} + 3\sigma_{xy}^2 \leq \sigma_c^2 \quad (3.6)$$

unde limita de curgere este o funcție a deformării plastice echivalente și a vitezei de deformare într-un fel sau altul. După realizarea unei tensiuni elastice actualizate se verifică condiția de curgere, și dacă nu se realizează, tensiunile trebuie să fie întoarse pe suprafața de curgere. Aici trebuie luată în considerare cu mare atenție natura deformării plastice și astfel trebuie simulată o curgere a materialului la volum constant. De obicei, se realizează o tehnică de iterație Newton care implică deformarea în grosime necunoscută a elementului. O abordare non-iterativă cu întoarcere radială va conduce la un model de deformare care implică o deformare plastică volumetrică non-zero. De fapt, coeficientul aparent Poisson al materialului în timpul deformării plastice va fi egal cu coeficientul elastic Poisson. Această abordare care economisește timp de calcul a fost implementată în codurile cele mai explicite cu elemente finite și aproximarea nu a părut să aibă un efect foarte negativ asupra rezultatelor simulărilor de accidente, un indiciu pentru natura în general mică a problemei deformațiilor.

3.2.5. Tratarea contactului

În fine, codul trebuie să aibă în vedere mijloacele de a simula transmiterea forțelor dintre părțile individuale ale corpului în contact. Acest lucru se realizează făcând definițiile interacțiunii contactului parte a modelului sau parte a discretizării spațiale. Toate implementările recente ale

algoritmului de contact au fost contacte nod-la –segment: un set bine definit de noduri nu e lăsat să penetreze un set în mod egal bine definit de segmente (definite fie ca elemente de tip înveliș fie ca laturi ale elementelor de tip solid-paralelipiped). Dacă nodurile și segmentele sunt pe suprafețe fizice diferite, există o așa numită definiție a contactului „master-slave” (stăpân-sclav). Dacă ele sunt însă pe aceeași suprafață fizică, atunci există o definiție a contactului cu o singură suprafață unde nodurilor suprafeței nu le este permis să penetreze elementele de tip înveliș pe care le definesc. Așa cum s-a stabilit anterior, definițiile de contact sunt o parte indispensabilă a discretizării spațiale a structurii. Definițiile constau dintr-un număr de „contact springs” resorturi de contact sau elemente de arc care sunt generate în model de îndată ce o penetrare este detectată și în mod automat ștearsă din model de îndată ce penetrarea a fost anihilată. Rigiditatea arcului de contact dă o valoare „default value” prin soft, dar în ultimă instanță controlată de utilizator, care multiplică această valoare „default” cu un factor de penalizare.

În mod clar, utilizatorii tind să mărească factorul de penalizare pentru a evita pătrunderile adânci și, în consecință, rezultatele nerealiste de simulare. Cu toate acestea, trebuie luată în considerare o limită superioară pentru rigiditatea contactului, altfel, stabilitatea condiționată al algoritmului explicit de integrare ar putea fi violat și ar putea rezulta instabilități. Valorile „default” ale rigidității arcului de contact au fost alese pentru ca ele să poată opera chiar sub limita de stabilitate pentru un contact dintre două suprafețe cu proprietăți materiale (elastice) identice și densități de discretizare egale. Un arc de contact care operează la limita de stabilitate va opri pătrunderea nodului sclav prin segmentul stăpân (master) într-o singură etapă de timp. Penetrarea într-o analiză de accident tip unde vitezele nodale sunt de ordinul 10m/s este:

$$10 \cdot 0.000001 = 0.000010 \text{m} = 0.01 \text{mm} \quad (3.7)$$

care arată că un factor de siguranță 10 care se referă la limita de stabilitate nu ar trebui să determine nici o pierdere apreciabilă de acuratețe datorită pătrunderilor intrinseci permise de natura algoritmului de contact.

Problemele majore în algoritmurile de contact își au originea în natura nod-la-segment a definiției modelului, cât și în algoritmele de căutare care definesc care noduri sunt în contact cu care segmente. În particular, numai tratarea condițiilor nod-la-segment conduce la un eșec sistematic al detectării penetrărilor muchie-la-muchie sau muchie-la-segment. Primele

algoritmuri de cercetare au detectat un nod „master” cel mai apropiat pentru fiecare nod „slave” și au selectat un singur segment „master” cel mai apropiat pentru toate segmentele conectate la cel mai apropiat nod „master”. Acesta este un algoritm care funcționează foarte bine pentru simularea contactului a două suprafețe convexe plane, dar nu funcționează în multe situații care apar în modurile de defect cu curbură mare a unei structuri de automobil. În particular, pot să apară simultan multiple impacturi sau izbituri, iar curbura mare din rețea cât și discretizările neregulate, pot conduce ușor la detectarea unui segment învecinat greșit, care lasă ca numeroase penetrări să rămână nedetectate. Suplimentar, cercetarea nodului învecinat cel mai apropiat rămâne cea mai ineficientă și consumatoare de timp parte a solverilor expliți pentru mulți ani, chiar și după introducerea algoritmilor de tip „bucket” (cu unitate de memorie).

3.3. Dezvoltarea modelelor între 1987 și 1997

Între 1987 și 1997, dimensiunea modelului din această etapă a tehnicii pentru un model de vehicul complet avariat a crescut cu un factor de 15, de la 10.000 la 150.000 elemente. Marea majoritate a acestui mare număr de elemente este în modelul caroseriei pregătite pentru grunduire a vehiculului. Toate celelalte componente ale automobilului sunt de obicei reprezentate în mult mai mici detalii, deoarece absorbția lor de energie este considerată mai puțin importantă. Se crede în general că în viitor vor fi construite modele omogene pentru a acoperi toate cazurile de încărcări pentru simulările de impact frontal, lateral sau din spate printr-un singur model, economisind aproximativ jumătate din cheltuielile pentru dezvoltarea modelului. Mărimea rețelei pentru acest model cu încărcare uniformă și multiplă este între 5 și 10mm. Dimensiunile MESH.. mai mari de 10mm nu asigură destulă precizie sau acuratețe, cu dimensiuni ale rețelei sub 5mm mărimea elementului e mai mică decât la asamblările prin sudură în puncte, caz în care, o altă abordare (modelarea elementului de tip cărămidă) ar avea mai mult sens. Dacă suprafața totală a tablei caroseriei este de aproximativ 25 m², este de așteptat ca dimensiunile modelului între 250.000 și 500.000 elemente pentru o caroserie plină să fie limita care trebuie sensibil folosită cu elemente de tip înveliș. Fiecare element reprezintă între 0,5 și 1 gram de oțel. O viziune asupra acestei spectaculoase evoluții poate fi obținută din Tabelul 3.2 asigurată de Dr. Hannes Moeller de la Corporația Daimler Chrysler:

Tabelul 3.2 Evoluția mărimii modelului și CPU din 1988 până în 1998

Anul	Dimensiunea tip a modelului	Platforma Hardware	Timpul de prelucrare cu un singur procesor
1988	8-10000	XMP	5-10
1990	15-20000	YMP	10-20
1992	30-40000	YMP	20-30
1994	60-80000	C90	30-40
1996	100-120000	T90	40-50
1998	140-160000	T90	50-60

Cercetarea pentru o mai bună siguranță în funcționare a rezultatelor numerice este motivul din spatele acestei mărimi mereu în creștere a modelului. Prima cerință trebuie să fie aceea că rețeaua să poată să reprezinte în mod omogen sau egal forma deformată a corpului mașinii, inclusiv toate îndoirile puternic curbate din tabla fisurată. Ca o cerință de prim ordin, sunt necesare cinci elemente (jumătatea unei lungimi de undă) pentru a reprezenta lățimea unei îndoituri (flambări) pentru a putea reprezenta geometria deformată. Rezultatul simulării rămâne dependent de rețea, iar accelerațiile prevăzute și absorbția de energie vor continua să se schimbe până la atingerea convergenței rețelei. Acest punct este între 10 și 16 elemente per flambaj în funcție de mărimea secțiunii, forma secțiunii, grosimea tablei și proprietățile materialului.

Dar dimensiunea modelului este numai prima jumătate a problemei. Cu o experiență de peste un deceniu, a devenit clar că discretizarea și calitatea elementului sunt de foarte mare importanță pentru fiabilitatea rezultatului simulării unui accident. Evoluția în acest domeniu a fost mai spectaculoasă decât creșterea mărimii rețelei. De la o aproximare brută a geometriei corpului mașinii (care conține multe violări conștiente ale teoriei elementare cu elemente finite), așa cum a fost în stadiul tehnicii de la jumătatea anilor 1980, aceasta a evoluat spre o abordare mult mai precisă și riguroasă. De fapt, se poate spune că discretizarea pentru accidente a devenit o profesie .

În mod normal, fiecare componentă de tablă din corpul mașinii este discretizată separat folosind datele de suprafață CAD. Pentru a deveni un model precis al tablei în plan median, se

realizează deviațiile remanente ale datelor de suprafață. Tabla este apoi discretizată într-un mod obișnuit folosind linii de discretizare care sunt pe cât posibil paralele și ortogonale cu unda de presiune de intrare și folosind triunghiuri numai unde e necesar. Triunghiurile se găsesc astfel în zonele de tranziție ale rețelei sau numai în zonele cu dublă curbura. La asamblarea foilor de tablă individuale, pot fi necesare deviații ulterioare pentru a garanta un spațiu minim între toate piesele încât să nu fie generate penterații inițiale. Aceste goluri sunt de asemenea necesare pentru a asigura o bună realizare a algoritmilor de contact și pentru a evita penetrările adânci în planul median al părții opuse.

Odată ce această sarcină de generare a modelului geometric s-a realizat, trebuie generate legăturile (sudurile în puncte) fără deformarea geometriei flanșelor de pe piesele individuale de tablă. Această sarcină poate fi realizată într-un număr de moduri și nu poate fi distinsă în mod clar o metodă superioară. Câteva proceduri automate pentru generarea elementelor de sudură în puncte de diferite tipuri au fost realizate de furnizorii de soft cât și de companiile de automobile. Cu toate acestea, rămân probleme fundamentale. Una este rigiditatea reală rotațională a sudurii în puncte, care se va discuta într-un paragraf ulterior. O altă problemă constă în dorința de a face ca locația elementului de susură în puncte să fie independentă de discretizarea cu elemente finite pe ambele flanșe. Deoarece flanșele sunt discretizate în mod curent cu două elemente peste lățime, generarea automată a unui model obișnuit pentru elementele de sudură în puncte se dovedește un scop destul de evaziv. Dar trebuie apreciat că într-un model modern de vehicul, se modelează între 3000 și 5000 suduri în puncte individual și aproximativ în locurile lor exacte.

Deși modelul corpului mașinii răspunde pentru aproximativ 75% din modelul întreg, se dă o atenție din ce în ce mai mare modelării multor altor componente de vehicule. Primele care trebuie menționate sunt piesele structurale ca de exemplu rama auxiliară, uțile, capota și aripile, care folosesc aproximativ aceleași reguli de modelare ca și corpul mașinii.

O atenție specială trebuie dată legăturilor dintre corpul mașinii și rama auxiliară, care se realizează deseori cu bolțuri sau șuruburi care conțin bucușe de cauciuc. În timp ce modelarea pieselor de cauciuc necesită o discretizare fină prohibitivă în contextul simulării complete a unui vehicul, este necesară încă să se răspundă corect la rotațiile relative dintre caroserie și rama auxiliară care pot influența puternic răspunsul la accelerație calculat în compartimentul pasagerului. Astfel, o conexiune rigidă a corpului cât și o conexiune cu element de arc vor

conduce la rezultate eronate. E necesară simularea corectă a mișcării șurubului în bucșă folosind contactele dintre suprafețele care simulează prezența piesei incompresibile din cauciuc.

Modelul trenului de alimentare conține modelele pentru motor, mecanismul de transmisie, arborele de acționare și suportul sau lagărul motorului, incluzând bucșele lor de cauciuc. Sarcina acestui submodel este de a corecta simularea motorului și cinematica arborelui de acționare pentru a explica posibilele contacte cu piesele structurale mai târziu în eventualitatea unui accident. Pentru a realiza o cinematică corectă, este necesară modelarea exactă a masei, inerției rotaționale și a poziției centrului de greutate a motorului și a blocului de transmisie. Mai departe, suportul motorului trebuie modelat într-un mod similar cu suportul ramei auxiliare. Acest lucru s-a dovedit a fi factorul decisiv în determinarea rotației relative dintre trenul de forță și caroserie. Un model cilindric tip înveliș cu 5 sau 6 elemente pe circumferință este folosită special pentru modelarea arborilor de acționare pentru a simula contactele potențiale cu console în corpul mașinii. Articulații sferice conectează arborii de acționare cu articulația roții și cu blocul de transmisie. Pentru a evita etapele de timp scurte, sunt de obicei superimpuse definiții ale corpului rigid pe modelele subsistemului trenului de forță. Pentru a obține forțe de contact plane între blocul motor și structură, geometria externă a blocului motor trebuie să fie modelată cu acuratețe folosind elemente de o mărime nu mai mare decât cele folosite pentru corpul mașinii.

Toate piesele principale ale axului frontal sunt de asemenea modelate folosind elemente de tip înveliș pornind de la datele de suprafață sau linie CAD. Pentru un ax frontal tip McPherson, acest subsistem va conține modelarea detaliată a articulației roții, barei de suspensie, brațului de comandă inferior și barei de stabilizare. Aceleași observații făcute în descrierea sistemului cu trenul de forță rămân valide și aici. E necesar un model detaliat de tip înveliș pentru a asigura că toate contactele potențiale cu piesele structurale pot apărea în model. Acest lucru înseamnă că bara stabilizatoare este modelată ca o bară cilindrică cu 5 sau 6 învelișuri pe circumferință. Dacă aceste elemente au o dimensiune foarte mică, cântărirea masei sau alte tehnici pot fi folosite pentru a preveni scăderea drastică a timpului calculat. De obicei bucșele de cauciuc din modelul șasiului nu sunt modelate în detaliu, așa cum se face pentru rama auxiliară și suporturile motorului. O serie de articulații cilindrice și sferice revolute asigură punctele de articulație corecte în conexiunile dintre piesele șasiului cât și între șasiu și structura corpului

mașinii. În mod evident, o strategie similară se aplică modelării pieselor axului din spate în cazul simulărilor impacturilor din spate.

Roțile sunt conectate la modelele axului. Roțile constau din modele geometrice detaliate pentru bandajul de roată, discul de frână și anvelopa sau pneul exterior. Bandajul de roată și discul de frână sunt de obicei rigid conectate la bandajul de roată, astfel prevenind rotirea roții. Acest lucru se poate evident îmbunătăți dacă se fac simulări de manevrare greșită, dar se acceptă pentru simulările de accidente. Un model detaliat este necesar pentru a explica răspunsul inerțial corect al roții. Roata poate deveni o cale de încărcare (sarcină) majoră în accidentele frontale oblice și „offset”. Astfel, rigiditatea anvelopei trebuie cu acuratețe simulată. Aerul din anvelopă este simulat folosind algoritmi ai airbag-ului din codurile explicite, slăbind presiunea aerului din anvelopă ca o funcție a volumului comprimat, presupunând condiții izotermice sau izentropice (adiabatic). Problema care rămâne este în modelul materialului anvelopelor. Modelele existente de anvelope sunt prea complexe pentru a fi încorporate în modelele de vehicule distruse în totalitate, iar cercetarea este necesară pentru a genera aproximații acceptabile și eficiente.

Al treilea sistem primar ce trebuie modelat pentru simularea unui vehicul complet este sistemul de direcție care include cremaliera de direcție, coloana de direcție și roata sau volanul de direcție. Pentru cremaliera de direcție și conexiunile ei la clichetul de cuplare (articulație), sunt valabile aceleași observații ca și pentru modelarea osiilor frontale și din spate. O modelare corectă a contururilor exterioare care prezintă gradele de libertate corecte din conexiuni folosind elemente de tip articulație și/sau arc este de obicei considerată suficientă. Rareori se construiește un model detaliat care cuplează mișcarea de translație a cremalerei de direcție la rotația roților. Acest lucru poate fi important în studiul impacturilor sau șocurilor de deformare frontală, oblice. Foarte des, se folosește un model al cremalierii de direcție care este fixat de structura ramei auxiliare, astfel blocându-se efectiv rotirea roții. Coloana de direcție este modelată de obicei ca un set de tuburi cilindrice care culisează (glisează) unul în celălalt. Această mișcare de alunecare simulează deformarea telescopică a coloanei de direcție când manechinul (macheta) lovește roata de direcție.

Pentru a simula articulațiile cardanice din coloana de direcție, se modelează geometria exactă a dispozitivului cu algoritmi de contact care explică automat așa numitele unghiuri de frânare.

Examinarea a arătat că mișcarea motorului este crucială pentru răspunsul manechinului din compartimentul pasagerului în timpul impactului frontal. La rândul ei mișcarea motorului este cel puțin în parte determinată de contactele cu structura și celelalte componente amplasate sub capotă. În consecință, aceste componente trebuie modelate cu atenție și cu mărimi de discretizare care nu sunt foarte diferite de discretizările blocului motor. Aceste componente includ bateria, radiatorul, sistemul de aer condiționat, sistemul de frânare automată, ventilatoarele și electro-motoarele de la radiator, suportul de radiator și de lumină. Unele din acestea sunt structuri din oțel moale (cu conținut mic de carbon) și pot fi modelate ca atare. Altele sunt puncte dure și trebuie acordată o mică atenție pentru determinarea rigidității lor atâta timp cât rezistența care rezultă este considerabil mai mare decât cea a pieselor structurale din jur. O excepție este modelul radiatorului, care trebuie să se zdrobească sub impactul blocului motor și întrucâtva să-și amortizeze răspunsul la accelerație. Se folosesc de obicei modelele echivalente care se bazează pe curbele de deplasare a forței determinate printr-o încercare la șoc prin cădere, în timp ce modelarea detaliată a structurii radiatorului este din nou prohibitivă.

Pe câtă vreme un model structural al ușilor este suficient pentru simularea distrugerilor sau accidentelor frontale sau din spate, acest lucru nu este adevărat pentru simularea cazurilor cu sarcină de șoc (solicitare dinamică) laterală. În acest caz, componentele interne ale ușii trebuie modelate cu atenție. Balamalele (punctele de articulație) și broaștele (siguranțele) trebuie să fie modelate în așa fel încât să existe grade de libertate rotaționale corecte între modelul ușii și modelul caroseriei. Structurile ușii sunt în cea mai mare parte destul de slabe raportat la încovoiere. Componentele interne ca de exemplu șina de ghidare pentru geam, motoarele electrice, difuzoarele și sticla geamului asigură rigiditatea la flexiune a componentelor și astfel determină distribuția critică a impactului între ușă și ocupant. Răspunsul inerțial al structurii ușii este important pentru determinarea vitezei impactului cu manechinul. Masa ușii cât și masele componentelor ei individuale trebuie verificate cu atenție.

Sunt menționate următoarele componente modelate pentru diferite cazuri de încărcare. Parbrizele și bara de protecție sunt modelate la impact frontal, în timp ce rezervorul de combustibil și roata cu pneul de rezervă sunt prezent în special în modelele cu impact în spate. Tabloul de bord poate fi necesar pentru simularea impactului frontal și lateral iar scaunele din față sunt esențiale pentru toate modelele. În acest punct, aproximativ 50-60% din totalul masei vehiculelor este modelată și o verificare atentă a masei se realizează în această etapă. Masele

reziduale sunt urmărite și se adaugă local modelului ca și creșteri ale densității și/sau mase nodale suplimentare.

Tehnologia de modelare s-a extins dincolo de modelele actuale de vehicule cu aproximări cu elemente finite ale structurilor de bară deformabilă, marionete pentru accidente și diferite dispozitive de impact.

3.4.Dezvoltarea Software între 1987-1997

Tehnologia de modelare a evoluat spre modele numerice mai detaliate de vehicule cu o cerere mai mare de scuratețe și ai multă fiabilitate a rezultatelor. Dezvoltarea soft-ului a condus la utilizarea tot mai frecventă a acestor modele de mărimi din ce în ce mai mari, folosind aceeași tehnologie de bază. Un prim focar important de dezvoltare a fost pe pachetele de animație pentru rapida post procesare a simulărilor. Aceste pachete au permis vizualizarea accidentelor simulate și modurile de deformare ale corpului mașinii și pentru afișarea deformării plastice, tensiunilor și densității energiei pe piesele individuale. Acest lucru a permis inginerului să identifice imediat acele componente care absorb mai multă sau mai puțină energie. Un accent similar s-a pus pe soft-ul de pre-procesare interactivă a modelelor. Sarcina principală a fost încorporarea rapidă a schimbărilor structurale dintr-un model numeric existent.

Efortul principal de programare a fost acela de a crește eficiența solverilor. Codurile cu elemente finite explicite au fost optimizate până acolo unde ele funcționează 99% într-un mod vectorizat. Deși trebuie spus că natura element-cu-element a codurilor conduce spre procesarea vectorizată, aceasta a fost o realizare remarcabilă luând în considerare ansamblul forțelor nodale și algoritmi de căutare în rutinele contact-impact. Un efort similar, chiar mai important îl constituie paralelizarea codurilor obținându-se o performanță mai bună de scalare atât pe mașini cu memorie comună cât și pe mașini cu memorie distribuită. Un avans major a fost înlocuirea algoritmilor de cercetare a contactului pe bază de nod cu algoritmi așa numiți de cercetare pe bază de segment. Algoritmii vechi bazați pe cercetarea nodului master cel mai apropiat pentru fiecare nod sclav sunt întotdeauna consumatori de timp de calcul chiar dacă alegerea unității de memorie îmbunătățește această situație. Cu noile metode de cercetare pe bază de segment, s-a introdus un algoritm care este nu doar mai eficient din punct de vedere al calculului dar îmbunătățește de asemenea multe din neajunsurile algoritmilor vechi.

În fine, s-a dezvoltat un număr de tehnici pentru a permite simulărilor explicite să funcționeze cu o valoare constantă de timp. Acest lucru pare a fi un lucru non-banal deoarece etapa de timp stabil al analizei este liniar dependentă de dimensiunea cea mai mică a discretizării modelului. Deoarece deformarea schimbă (reduce) această dimensiune, o scădere a perioadei de timp pare din punct de vedere matematic inevitabilă. Firește, este posibilă menținerea unei perioade constante de timp în timpul simulării accidentului cu elemente de deformare de tip înveliș fără să se schimbe datele fizice ale problemei. Pentru realizarea acestui lucru s-au dezvoltat diferite metode. Ele variază de la așa numita formulare a deformărilor mici unde influența schimbării geometriei asupra rigidității elementului este ignorată de la un anumit punct (sau în timpul întregii analize) spre o reducere controlată a modulului de elasticitate a materialului când acesta se deformează plastic. Cea mai larg utilizată metodă este cea a scalării masei. Atunci când dimensiunea unui element scade, densitatea corespunzătoare a materialului sau masele nodale cresc astfel încât perioada de timp care rezultă rămâne constantă.

Aceste opțiuni oferă simulări fezabile și utile ale accidentelor în aproximativ 75% din toate cazurile. Deși fizica problemei este local modificată, aceasta nu este o obiecție majoră dacă se consideră că distribuțiile tensiunii locale trebuie să fi fost greșite înainte ca scalarea masei (sau oricare altă perioadă de timp constantă) să se fi aplicat. Deoarece o distrugere a unui vehicul este prin natura ei un eveniment de deformare mică, nu vor apărea deformări mari de membrană în elementele de tip înveliș care reprezintă corpul mașinii. În consecință, dimensiunile discretizării (rețelei) nu se schimbă iar perioada de timp e ideal constantă.

Acest lucru este adevărat numai dacă rețeaua este suficient de fină pentru a da o reprezentare plană a geometriei deformate a vehiculului (avariat), incluzând toate curburile care pot să apară. Acesta va fi rareori cazul în practică. Mai mult, discretizarea este cel puțin local prea brută, și apar deformări mari la nivelul elementului, care conduc la o scădere a perioadei de timp. Lăsând la o parte o distribuție nerealistă a tensiunii, deformările mari violează de asemenea supoziția de bază a elementului lui Belytschko și Tsay și va conduce la un comportament local instabil sau la dezvoltarea modului global (hourglass mode). Se poate spune că aplicarea scalării masei are puțină influență sau de loc asupra acurateței rezultatului simulării globale.

Tehnologia de bază a codurilor explicite cu elemente finite aplicată la problemele de evaluare a accidentelor a rămas aceeași în timpul ultimului deceniu. Una din cele mai importante îmbunătățiri în acuratețe a fost înlocuirea elementelor patrulate degenerate cu un element

triunghiular real C0 ca cel propus de Belytschko [43]. Acest element este fără moduri globale („hourglass mode”) și are un răspuns la încovoiere corespunzător elementului plan cu patru laturi a lui Belytschko și Tsay [8]. El constituie o îmbunătățire majoră în raport cu patrulaterul degenerat dar trebuie folosit cu grijă și în număr limitat în principal din cauza rigidității la forfecare în plan care poate fi prea mare în anumite cazuri, în funcție de mărimea și forma discretizării.

Se poate observa deasemenea că un număr mare de opțiuni speciale s-au adăugat la coduri pentru a îndeplini funcțiile specifice de avariere în modele ca de exemplu corpurile rigide, elementele de tip arc, elementele cu sudură în puncte, elementele de articulație și opțiunile orientate spre simularea ocupantului ca de exemplu modelul centurii de siguranță și a airbag-ului. Acestea îmbunătățesc scopul de aplicare al codurilor. Se pare că simulările au ajuns într-un punct de răscruce unde factorul care limitează acuratețea simulării nu mai este rețeaua, ci algoritmi numerici care sunt folosiți în codurile explicite cu elemente finite. În consecință, se poate observa un trend clar pentru utilizarea unor algoritmi mai sofisticate așa cum se va explica în paragraful următor.

3.5. Limitele tehnologiei actuale

La sfârșitul anilor 1980, un inginer din industria germană de automobile s-a referit la simulările de accidente ca la „o aventură numerică” și se poate spune că nu a greșit. Se poate spune că munca de simulare la început în acest domeniu a fost mai mult o artă decât o știință.

Orice activitate de simulare cu elemente finite poate fi văzută ca un lanț cu două verigi. Prima verigă este modelul numeric, în principal un sistem hiper-complicat masă-arc al cărui comportament dinamic este o aproximare a continuului (mașina) care trebuie modelat. A doua verigă este soft-ul sau algoritmul numeric care trebuie să realizeze o integrare numerică a timpului a unui sistem de ecuații diferențiale simple care determină comportamentul modelului. Din nou, soluția obținută pe computer este o aproximare a soluției analitice.

Problema principală la primele simulări a fost în mod evident macrogranulația discretizării cu elemente de tip înveliș reprezentând caroseria mașinii. Acest lucru a dus la simularea numai a modurilor de deformare cu curbura mică (lungime de undă mare), și astfel supraestimând constant absorbția de energie în structură în timp ce modurile cu curbura mare au

fost excluse de la simulare prin cheltuielile de discretizare. Discretizările prea mari au condus în general la un comportament prea rigid al pieselor structurale cu consum energetic și deformații mari. Veriga slabă din lanț este evident modul, și orice pierdere suplimentară de acuratețe datorită folosirii unor algoritmi foarte simpli a fost binevenită.

Unele dintre deficiențele algoritmice tind să fie o compensație pentru erorile datorate calității proaste a discretizării cu elemente finite. Penetrările permise datorită algoritmilor cu greșală de contact și modurile cu energie zero din elementele de tip înveliș subintegrate vor slăbi toate răspunsul structural și astfel vor îmbunătăți corelația dintre rezultatele numerice și cele măsurate. Potențialul mai mare de îmbunătățire în viitorul apropiat constă mai degrabă în utilizarea unor algoritmi mai preciși decât în prelucrarea sau perfecționarea modelelor. Acest lucru se datorează creșterii continue a mărimii și calității rețelei (discretizării) și a reprezentării mai bune a vehiculului real de către model prin modelarea detaliată a unor componente multiple. Cu alte cuvinte, algoritmurile au devenit veriga slabă din lanț. Algoritmurile îmbunătățite pentru învelișuri și contacte au fost disponibile în coduri explicite pentru puțin timp, dar nu au fost folosite extensiv pentru o varietate de motive, incluzând timpul de calcul mare și lipsa de robustețe numerică.

În viitor, dimensiunile actuale ale modelului de aproximativ 150.000 elemente pentru o singură clasă de cazuri de încărcare frontală, laterală și/sau spate și o discretizare omogenă de aproximativ 350.000 de elemente pentru toate cazurile de încărcare ar putea fi o mărime rezonabilă de model pentru toate evaluările tehnice ale accidentelor. Acest lucru presupune utilizarea unor algoritmi de contact îmbunătățiți cu posibilitate muchie la muchie împreună cu elemente complet integrate, sau cel puțin fizic stabilizate de tip înveliș. Timpul de calcul necesar este estimat a fi de trei sau patru ori mai mare decât o cere tehnologia actuală.

Aproximativ o jumătate din problemele numerice din analiza modernă a evaluării accidentelor sunt cauzate de penetrările muchie-la-muchie. În primele simulări explicite (de exemplu în industria de apărare), nu a fost niciodată vreo problemă deoarece s-au luat în considerare contactele dintre suprafețele convexe cu curbura mică și în consecință algoritmi de contact nod-la-segment au mai mult decât suficientă generalitate pentru a detecta toate penetrările ce apar. Acesta nu mai este cazul pentru structurile de automobile. Suprafețele complexe cu dublă curbura mare sunt discretizate prin niște elemente finite prea mari, rezultând o suprafață poligonală cu multe tipuri de muchii. Penetrările muchie-la-muchie pot funcționa nedetectate

deoarece nu determină penetrări nodale prin nici unul dintre segmente. Acest lucru nu cauzează alte probleme, cu excepția faptului că face modelul mai puțin rigid decât structura reală unde nu apar penetrări. Cu toate acestea mișcările logice ale segmentelor penetrate pot ușor conduce la așa numitele impacturi ale nodurilor asupra segmentelor „din partea greșită”. Aceste contacte din structurile complexe vor duce la forțe extreme de contact local în timp ce toate piesele structurale pot fi agățate de un singur nod. Anomaliile din modele vor conduce la instabilități locale, globalism datorită sarcinilor extreme din afara planului și simularea nu va reuși prematur. Singura cale de ieșire asigurată de algoritmi clasici de contact este eliberarea nodurilor încălcate (amestecate) și permiterea penetrării fără alte verificări. Algoritmi muchie-la-muchie au fost introduși în mod curent în toate codurile comerciale explicite cu elemente finite.

O a doua îmbunătățire constă în neutralizarea eficientă a modurilor cu energie zero sau „hourglass” din elementele de tip înveliș. Așa cum s-a explicat în paragraful 3.2.3.- Elementul de tip înveliș, modurile de energie zero există în elementele subintegrate de tip înveliș și corespund rigidității elementului zero în raport cu anumite moduri de deformare, ca de exemplu încovoierea în plan. Pierderea rigidității cauzată de această abordare a fost clar compensată de câștigul în eficiență datorat subintegrării, și în orice caz, nu a fost văzută ca o povară atâta timp cât utilizarea unor rețele rare grosiere duc la un comportament al modelului care este în general prea rigid.

Folosirea unor modele din ce în ce mai fine permite detectarea influenței modurilor de energie zero și a forțelor corespunzătoare de perturbație din modelele numerice. Forțele perturbatoare globoidale (hourglass) sunt forțele nodale introduse numeric pentru a preveni componentele vitezei nisiparului (hourglass) din element de a deveni nelimitate. Deși aceste forțe se presupune că completează rigiditatea pierdută a elementului, ele nu corespund unei tensiuni din element și astfel constituie un câmp de forță extern de mărime arbitrară controlată de coeficienții definiți de utilizator. Datorită introducerii acestui câmp de forță, un element subintegrat cu perturbare stabilizată se poate comporta fie prea slab fie prea rigid în comparație cu realitatea.

O primă posibilitate de a face față problemei pare a fi integrarea completă folosind cele patru puncte de integrare Gauss din elementul al elementului interpolat biliniar. Din nefericire, această soluție directă nu funcționează. Elementele complet subintegrate cu interpolare biliniară uniformă suferă de un alt neajuns numit blocare de forfecare. Această blocare a forfecării apare când deformările de forfecare non-zero și în afara planului sunt anticipate de element în

condițiile unei încovoieri pure care determină un răspuns al elementului excesiv de rigid. Această problemă este cauzată de interpolarea uniformă: dacă săgețile de încovoiere din afara planului sunt interpolate cu funcții de ordin mai mare mai degrabă decât funcții biliniare, formulările care nu prezintă blocarea de forfecare sunt posibile. Dar acest lucru crește dramatic complexitatea implementării și scade performanța elementului. Dezvoltarea unui element complet integrat care evită toate blocările forfecării și menține simplitatea interpolării uniforme biliniare s-a dovedit a fi o sarcină provocatoare.

Există soluții pentru neutralizarea metodelor “hourglass” folosind interpolarea uniformă biliniară evitând blocarea forfecării. A primă posibilitate sunt elementele de integrare selectivă-redușă (SRI selective – reduced - integration).[54, 55]. Această soluție constă din realizarea unei integrări complete pentru membrană cu compresiuni de încovoiere combinată cu o integrare redusă pentru solicitările la forfecare din afara planului. Aceste elemente evită efectiv blocarea la forfecare pentru elementele dreptunghiulare dar unele probleme mai apar în rețelele neregulate.

O a doua soluție corespunde elementelor ANS (assumed-natural-coordinate-strain) cu deformare naturală asumată a coordonatelor. Aici câmpul izoparametric de coordonate nu mai este difeentiat, dar estimările îmbunătățite ale câmpului cu solicitări la forfecare în afara planului sunt folosite în mod direct. Această abordare conduce la o formulare fără blocare a forfecării independent de regula cvadraturii folosite și există atât implementările cu integrare redusă cât și integrare completă în codurile comerciale explicite cu elemente finite. Evident un element cu integrare redusă (ANS) nu rezolvă problema originală a nisiparului (hourglass) și nu va suferi din cauza blocării forfecării. Avantajul abordării cu ANS pentru aceste elemente constă în acuratețea îmbunătățită obținută la discretizările neregulate. În particular, elementul ANS trece testul de corecție al lui Kirchhoff, unde elementele cu cvadratură clasică ale solicitărilor la forfecare nu trec niciodată această cerință foarte elementară. Un element ANS foarte eficient complet integrat există în codul LS-DYNA, care rezolvă toate problemele de „hourglassing” și cele de blocare a forfecării la un cost aproximativ de trei ori cel al elementului tip înveliș al lui Belyschko și Tsay.

Dacă integrarea completă e percepută ca neeficientă destul pentru a permite studii parametrice pe modele de vehicule la scara mărimii naturale pentru a fi evaluate în caz de accident, se poate face o abordare mai economică prin stabilizare fizică [10]. Aici, se folosesc

versiuni subintegrate (de preferat elementele ANS) și se realizează o integrare de aproximație analitică pe element cu partea neconstantă a deformării.

Legea constitutivă este invocată pentru a estima tensiunile „hourglass” care rezultă într-un set de forțe nodale care se presupune că corectează componentele cu rigiditate lipsă ale elementului, destul de exact. Această abordare este mult mai eficientă decât integrarea completă sau selectivă redusă și necesită numai 30% mai mult timp de calcul decât elementul original Belitschko și Tsay. Elementul trece de asemenea testul lui Kichhoff (patch test).

Pe lângă existența modurilor de energie zero, o a doua problemă posibilă cu elementul de tip „shell” (înveliș) este limitarea ei la geometriile plane. Aceasta rezultă din utilizarea teoriei plăcii lui Mindlin unde direcția fibrei se presupune că coincide cu normala la suprafața plăcii. Dacă această presupunere se folosește la elementele încovoiate sau strâmbe, compresiunea din încovoiere poate fi subestimată sau subevaluată din două motive. Primul motiv este că rotațiile normale sau perpendiculare pe element nu vor determina calcularea nici unei curburi deși aceste rotații pot să nu fie paralele cu gradele de libertate de găurire nodală (direcția fibrei) în toate nodurile elementului. Al doilea motiv este că forța de încărcare din planul elementului poate cauza compresiuni din încovoiere într-un element încovoiat (strâmb) și nu va reuși acest lucru când se folosește elementul nemodificat Belytschko și Tsay. Aceste efecte vor conduce la eșuarea așa numitului test al barei (grinzii) răsucite de către acest element. O cuplare eficientă a membranei și a compresiunii din încovoiere este susținută în [10]. Aceste formulări permit modelarea exactă a suprafețelor cu curbură dublă folosind elementele încovoiate cu unghiuri de încovoiere de până la 15-20 grade.

Trebuie subliniat ca nici una din îmbunătățirile descrise mai sus nu afectează presupunerea originală că există numai mici deformări într-un singur element de tip înveliș. Aceste îmbunătățiri sunt menite a corecta unele deficiențe din formulările elementului din acest cadru. Astfel, folosirea unor elemente mai sofisticate nu permite folosirea unor discretizări mai grosiere. Toate regulile dezvoltate mai înainte pentru determinarea densității rețelei unui model de evaluare a accidentelor se aplică încă. O bună simulare a accidentului se poate obține numai dacă rețeaua poate să reprezinte ușor geometria deformată a caroseriei mașinii. De fapt, această condiție poate deveni mai puternică decât înainte deoarece deformările mari ale elementului pot conduce la probleme numerice și pot genera instabilități care nu au fost niciodată în cazul elementului numeric ultra-robust al lui Belytschko și Tsay.

3.3 STUDIU DE IMPACT ASUPRA UNUI LONJERON

Modelul și ipotezele de calcul

Următorul studiu urmărește modul de deformare precum și tensiunile ce iau naștere la simularea unui impact frontal asupra unui lonjeron. Lonjeronul este un element de rezistență ce intră în componența caroseriilor auto. În figura 1 este ilustrat un lonjeron schematizat, realizat în mediul CAD SolidWorks.

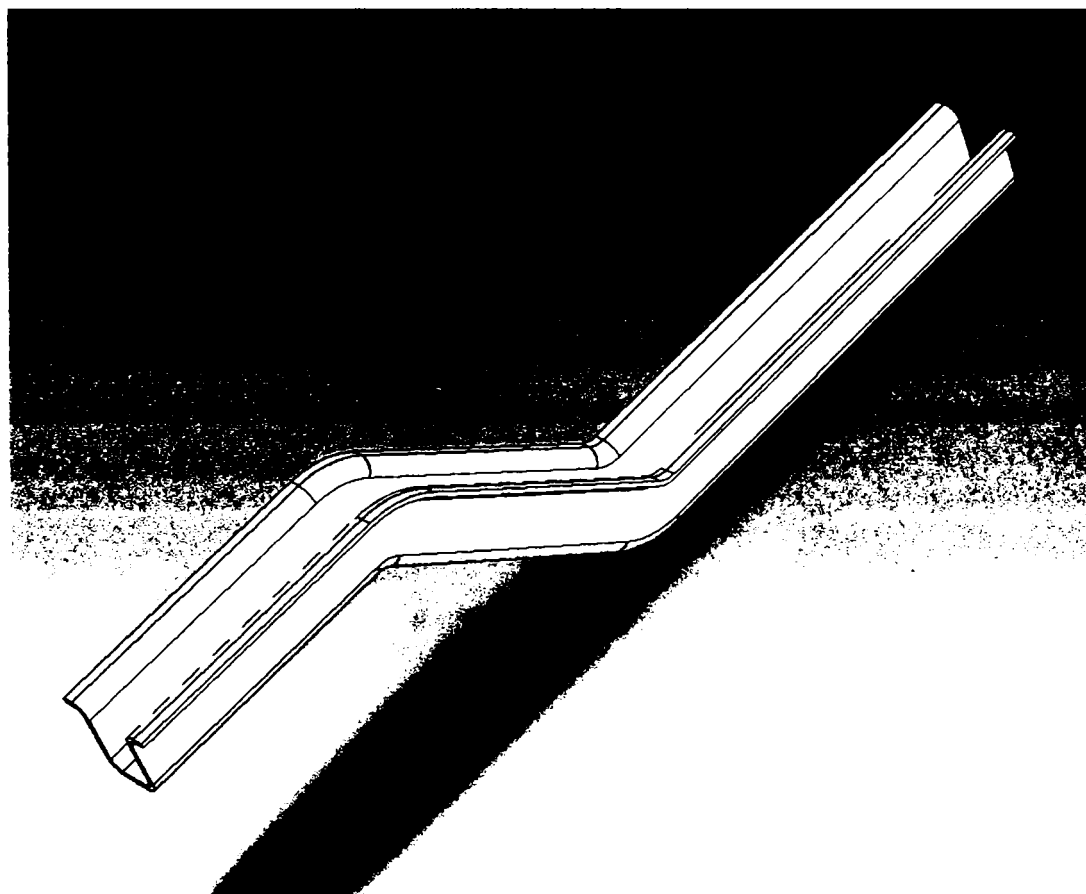


Fig. 3.1 Modelul lonjeronului

Modelul ilustrat constituie baza de plecare în studiul de impact simulat. Procesul de simulare este realizat cu ajutorul pachetului soft COSMOSWorks, ce rulează sub mediul SolidWorks. În continuare sunt redată anumite date referitoare la modelul și materialul lonjeronului:

- material: oțel aliat sub formă de tablă;

- grosimea tablei: 2 mm;
- densitatea materialului $\rho = 7858 \text{ kg / m}^3$;
- comportare elastică - perfect plastică;
- modulul de elasticitate $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$;
- coeficientul lui Poisson $\nu = 0,3$;
- limita de curgere 282 MPa;
- lungimea totală a lonjeronului: $l = 425 \text{ mm}$;
- masa totală a modelului lonjeronului: $m_l = 0,66 \text{ kg}$.

Se consideră un autoturism ce se deplasează cu o viteză $V_a = 50 \text{ km/h}$, viteză ce exprimată în metri pe secundă are valoarea:

$$v_a = \frac{V_a}{3,6} = \frac{50}{3,6} = 13,8888 \text{ m/s}$$

De asemenea se mai consideră masa autoturismului $m_a = 1000 \text{ kg}$. Deplasându-se cu această viteză, autoturismul posedă o energie cinetică, dată de următoarea expresie:

$$E_{ca} = \frac{m_a \cdot v_a^2}{2} = \frac{1000 \cdot 13,8888^2}{2} = 96450,6173 \text{ J}$$

În momentul unui impact frontal, se consideră că întreaga energie cinetică a autoturismului se transformă în energie potențială de deformație E_d . La nivelul unui lonjeron, se consideră că acesta preia 25% din energia totală de deformație, deci din energia cinetică a autoturismului. În consecință, energia de deformație preluată de lonjeron are expresia:

$$E_{dl} = 0,25 \cdot E_{ca} = 0,25 \cdot 96450,6173 = 24112,6543 \text{ J}$$

Studiul de impact din COSMOSWorks, intitulat 'drop test' consideră căderea unui corp deformabil realizat dintr-un material impus, de la o înălțime dată, pe un plan orizontal perfect rigid. Astfel programul calculează tensiunile și deplasările ce apar în urma impactului. Reducând masa autoturismului în centrul de greutate al lonjeronului, rezultă viteza de impact a lonjeronului cu planul rigid, considerând energia de deformație E_{dl} . Pătratul vitezei de impact a lonjeronului are expresia:

$$v_l^2 = \frac{2 \cdot E_d}{m_l} = \frac{2 \cdot 24112,6543}{0,66} = 73068,6494 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

Din expresia de mai sus se deduce înălțimea echivalentă h_l de la care se consideră căderea lonjeronului:

$$h_l = \frac{v_l^2}{2 \cdot g} = \frac{73068,6494}{2 \cdot 9,81} = 3724,1921 \text{ m},$$

unde $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ este accelerația gravitațională. Se ia ca valoare efectivă $h_l = 3725 \text{ m}$.

Rezultatele simulării.

După realizarea modelului virtual al lonjeronului, se alege studiul drop-test din meniul COSMOSWorks. Într-o primă etapă se declară materialul din care este realizat lonjeronul, apoi se discretizează în elemente finite de tip tetraedric întreaga geometrie a lonjeronului. Figura 2 ilustrează modul de discretizare a geometriei lonjeronului.



Fig. 3.2 Discretizarea modelului lonjeronului

După realizarea discretizării, se declară condițiile simulării prin înălțimea de cădere h_I a lonjeronului și prin precizarea suprafeței de impact (suprafața frontală). În acest moment se poate rula simularea. Efectuarea soluției durează aproximativ o oră (timp ce depinde de finețea discretizării). Din datele calculate rezultă automat durata impactului care este de aproximativ 265 microsecunde. Această durată este împărțită în 25 intervale de timp egale, deci pentru fiecare moment se poate vizualiza distribuția tensiunilor și a deplasărilor în urma impactului. Distribuția tensiunii, a deplasărilor nodale și deformata lonjeronului sunt ilustrate pentru următoarele momente de timp:

- momentul 1 - 10,5715 microsecunde;
- momentul 5 - 52,9244 microsecunde;
- momentul 9 - 95,2838 microsecunde;
- momentul 13 - 137,6430 microsecunde;
- momentul 17 - 179,9940 microsecunde;
- momentul 21 - 222,3450 microsecunde;
- momentul 25 - 264,6970 microsecunde.

Distribuția tensiunilor totale după criteriul Von-Mises la momentele de timp considerate.

Figurile următoare ilustrează distribuția tensiunilor totale pe modelul deformat al lonjeronului, la momentele de timp considerate și enunțate anterior.

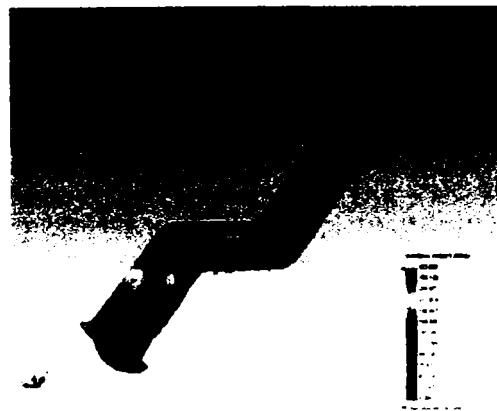


Fig. 3.3 Distribuția tensiunii - momentul 1 Fig. 3.4 Distribuția tensiunii - momentul 5



Fig. 3.5 Distribuția tensiunii - momentul 9

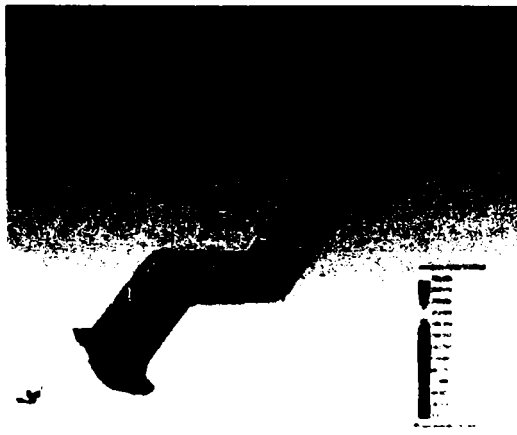


Fig. 3. 6 Distribuția tensiunii - momentul 13

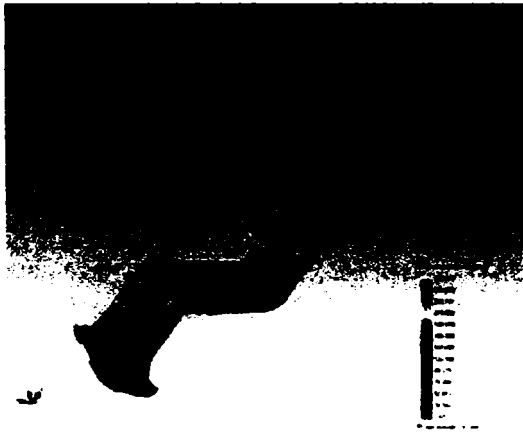


Fig.3. 7 Distribuția tensiunii - momentul 17



Fig.3. 8 Distribuția tensiunii - momentul 21



Fig.3. 9 Distribuția tensiunii - momentul 25

Distribuția tensiunilor este suprapusă deformatei lonjeronului. Zonele hașurate în culoarea roșie denotă atingerea limitei de curgere a materialului, deci apariția deformațiilor plastice. Se observă că apariția deformațiilor plastice se înregistrează chiar din primul moment de timp (10,5715 microsecunde) considerat din durata totală a impactului.

Distribuția deplasărilor nodale totale la momentele de timp considerate.

Pe durata totală a impactului, modelul lonjeronului își micșorează lungimea cu aproximativ 7 cm. Ca și în cazul distribuției tensiunilor, se ilustrează distribuția deplasărilor nodale totale la momentele de timp considerate.

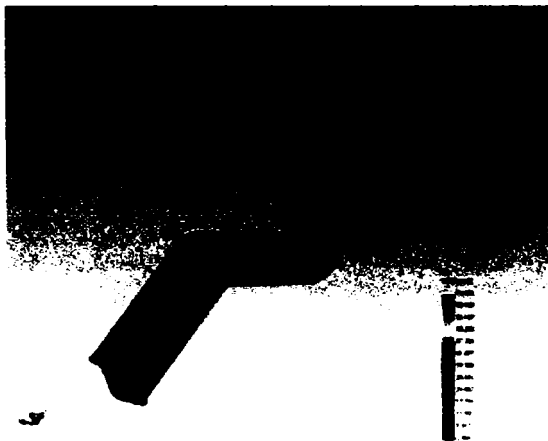


Fig. 3.10 Deplasările nodale - momentul 1



Fig. 3.11 Deplasările nodale - momentul 5

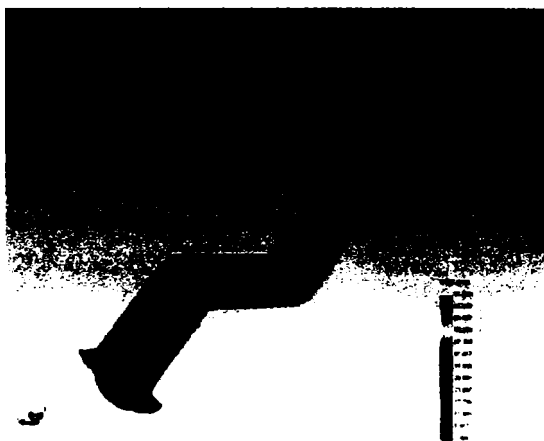


Fig. 3.12 Deplasările nodale - momentul 9



Fig. 3.13 Deplasările nodale - momentul 13



Fig. 3.14 Deplasările nodale - momentul 17

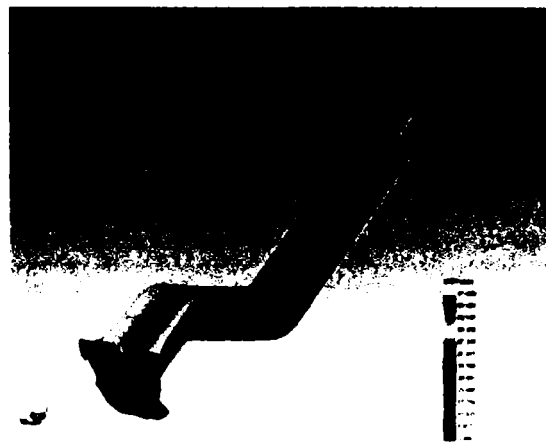


Fig. 3.15 Deplasările nodale - momentul 21



Fig. 3.16 Deplasările nodale - momentul 25

La momentul contactului lonjeronului cu planul rigid, pe măsură ce se derulează impactul, nodurile ce ajung să fie conținute în planul rigid, se deplasează în acest plan (pe direcțiile X și Y), deci nu înregistrează deplasări pe axa Z. Celelalte noduri în schimb efectuează deplasări importante pe axa Z. În acest mod se explică prezența zonelor hașurate în albastru închis în toate momentele de timp ale impactului.

Următorul grafic arată variația deplasărilor maxime înregistrate pe durata celor 25 de pași de timp în care se derulează impactul.

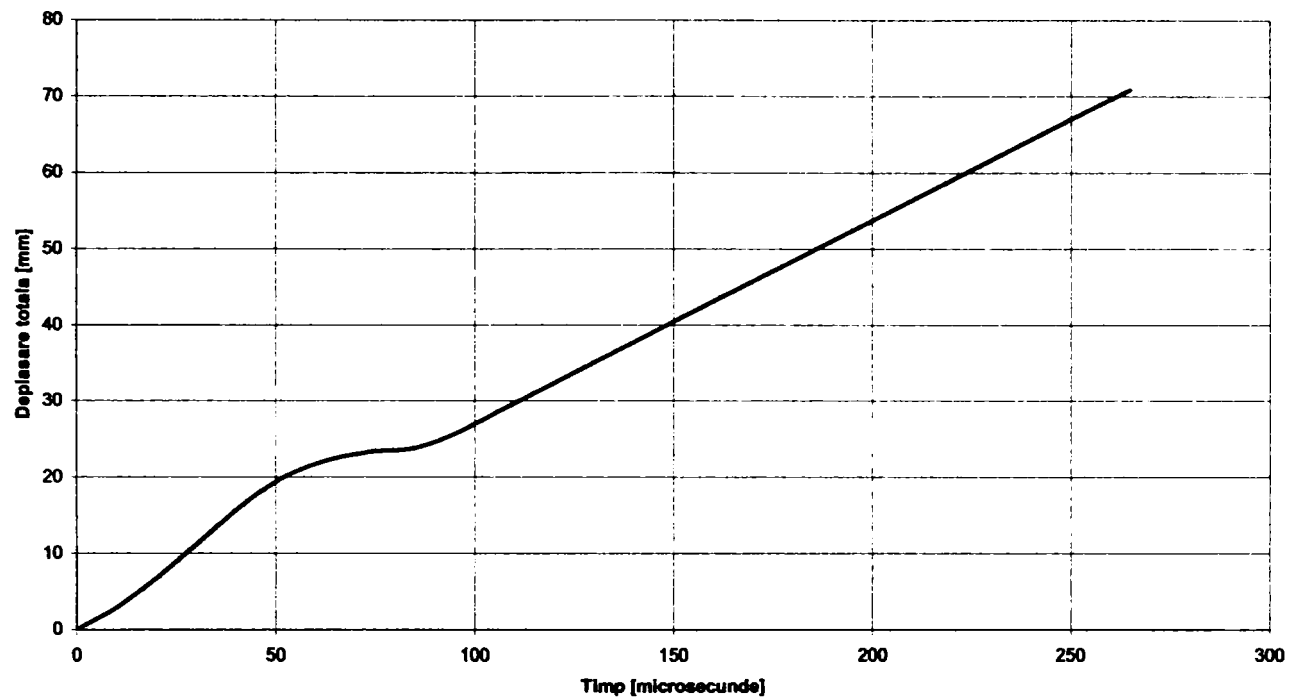


Fig.3. 17 Variația deplasărilor nodale totale maxime la momentele de timp considerate

Deformata modelului lonjeronului la momentele de timp considerate

În desfășurarea impactului, modelul lonjeronului suferă deformații importante, la fiecare moment de timp atingându-se limita de curgere a materialului. Figurile următoare ilustrează modul de deformare a modelului pe durata impactului.

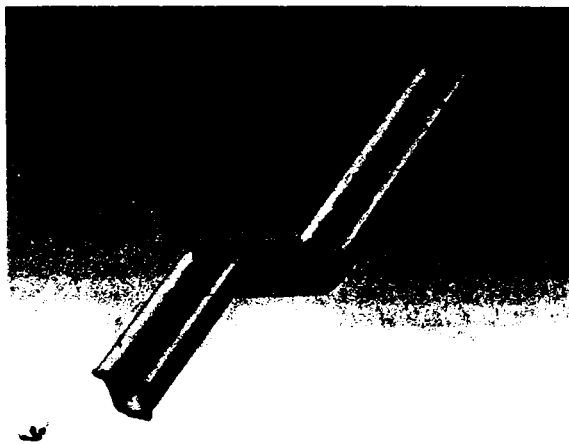


Fig. 3.18 Deformata modelului - momentul 1

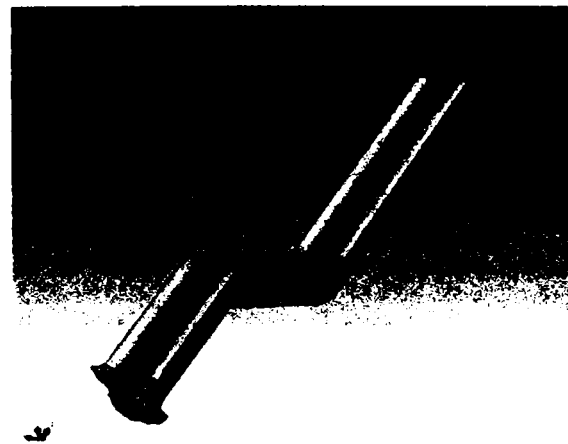


Fig.3. 19 Deformata modelului - momentul 5

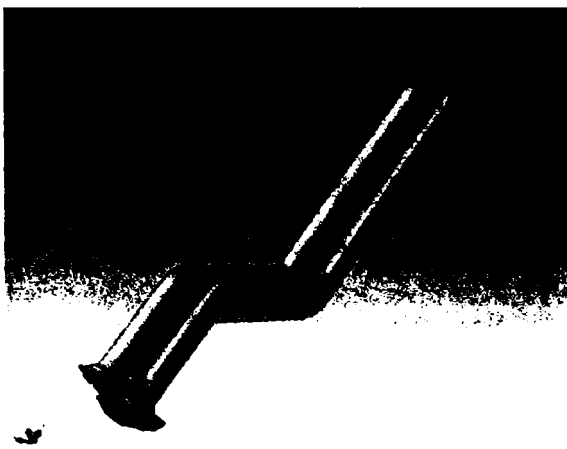


Fig.3. 20 Deformata modelului - momentul 9

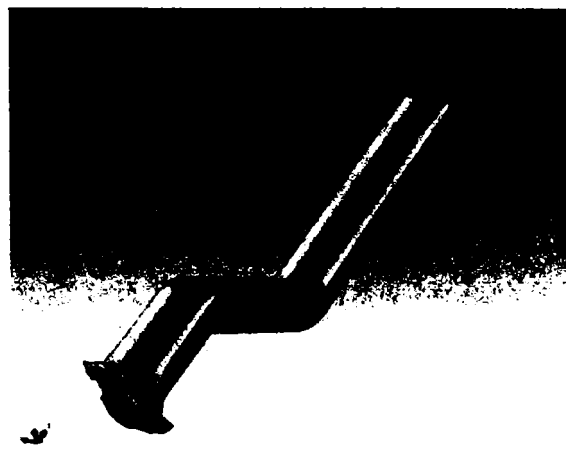


Fig. 3.21 Deformata modelului - momentul 13

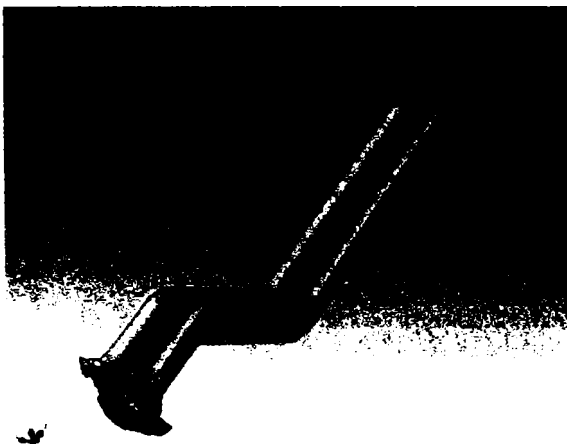


Fig. 3.22 Deformata modelului - momentul 17

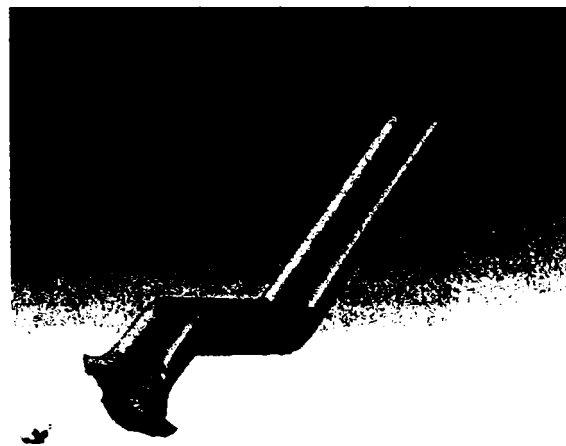


Fig. 3.23 Deformata modelului - momentul 21

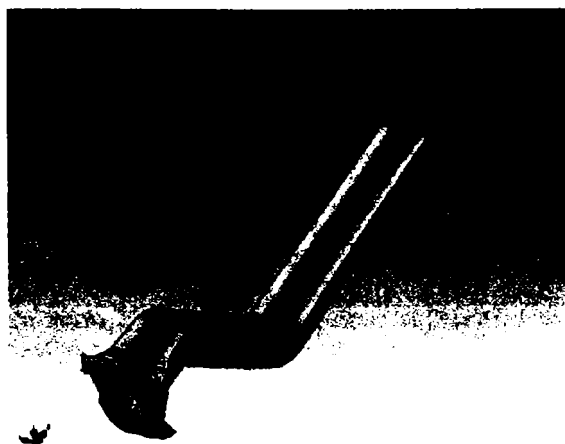


Fig.3. 24 Deformata modelului - momentul 25

Comparație între rezultatele simulării numerice și măsurători efectuate pe un lonjeron deformat în urma unei coliziuni frontale

Măsurătorile experimentale ale deformatiei lonjeronului s-au efectuat pe un autovehicul Mitsubishi Outlander, Fig. 3.25 care a suferit un impact frontal cu un obstacol fix.



Fig. 3.25 Autovehiculul Mitsubishi Outlander în urma impactului frontal

În urma impactului se observă deformațiile plastice suferite de bara de protecție, de. capotă motor, aripi față și structura de rezistență, lonjeroane, Fig. 3.26.



Lonjeron deformat în urma impactului frontal

Fig. 3.26 Detalii ale deformării părți frontale a vehiculului

Măsurătorile s-au efectuat șublerul iar deformațiile s-au estimat prin compararea cu dimensiunile unui lonjeron nedeformat. Rezultatele măsurătorilor experimentale comparativ cu cele ale simulării sunt prezentate în Tabelul 3.3.

Tabelul 3.3 Comparatie între rezultatele numerice și cele ale măsurătorilor experimentale

Rezultate	Deformația totală maximă
	[mm]
- numerice	74
- măsurători	80

Se observă o bună concordanță între rezultatele numerice și cele ale măsurătorilor experimentale, ceea ce validează modelul de calcul numeric.

4. INFLUENȚA SOLICITĂRILOR VARIABILE ÎN TIMP ASUPRA SIGURANȚEI CIRCULAȚIEI

4.1. INTRODUCERE

Marea majoritate a componentelor și structurilor specifice vehiculelor rutiere sunt supuse la solicitări variabile. Este cunoscut faptul că sub acțiunea unor astfel de solicitări apare un fenomen de oboseală care conduce la rupere, chiar dacă tensiunea maximă aplicată este inferioară limitei de elasticitate a materialului. Acestui proces de degradare la solicitări variabile îi sunt caracteristice în general trei etape distincte în care se manifestă mecanisme diferite. Aceste etape sunt:

a) *Inițierea fisurii* se referă în principiu la incipiența acesteia în jurul unor defecte de material sau pe baza unor mecanisme care au loc la nivelul rețelei cristaline până când microfisura capătă niște dimensiuni care permit detectarea prin procedeele de control nedistructiv. Cu alte cuvinte acestei etape îi este caracteristică inițierea microfisurilor și extinderea acestora până la nivelul de macrofisuri.

O serie de cercetări experimentale au evidențiat că această etapă este extrem de importantă, extinderea ei reprezentând până la 90% din durata de viață a unei piese.

b) *Propagarea fisurii de oboseală*. În cursul acestei etape macrofisura se extinde cu o viteză mai mare sau mai mică în funcție de material și de intensitatea sarcinii aplicate, putând atinge lungimi de la câțiva centimetri până la cele de ordinul metrilor în funcție de mărimea elementului de rezistență. Apariția unor metode de măsurare moderne cum ar fi: microscopia electronică; tehnica curenților turbionari; măsurătorile pe baza diferenței de potențial; emisiile acustice etc., au permis elaborarea unor studii deosebit de complete asupra acestei etape, care este și cea mai intens studiată până la ora actuală.

c) *Ruperea finală* se produce atunci când lungimea fisurii atinge o valoare la care apare instabilitatea în extensia acesteia.

Cele trei etape pot fi evidențiate prin durabilitățile lor specifice pe o *curbă Wöhler* (Fig.4.1).

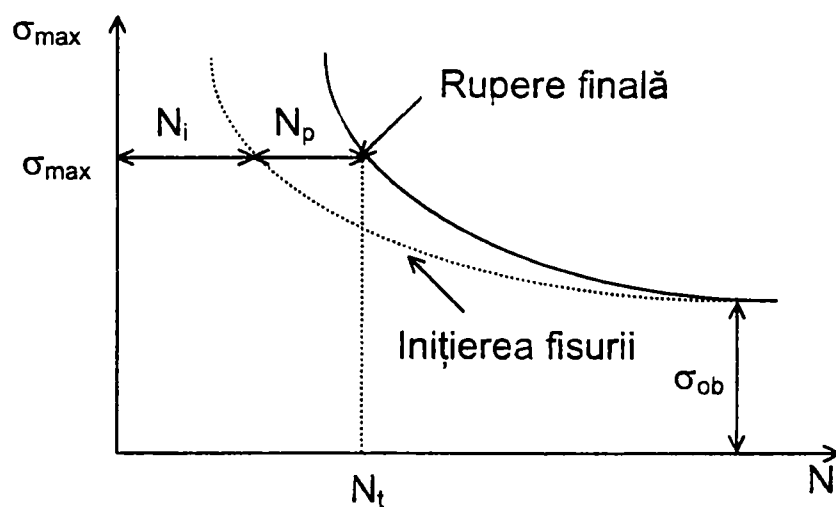


Fig.4.1 Curbe de oboseală

Pentru o anumită tensiune maximă numărul de cicluri necesar perioadei de inițiere este notat cu N_i , iar cel necesar propagării acesteia cu N_p . Durabilitatea totală va fi:

$$N_t = N_i + N_p \quad (4.1)$$

Foarte mulți autori acceptă că numărul de cicluri necesar inițierii fisurii N_i , este acela pentru care fisura atinge lungimea de 0,1 mm. Această lungime a fisurii poate fi ușor detectată cu mijloacele moderne de măsurare și este comparabilă cu dimensiunile unor defecte sau chiar cu dimensiunile grăunților cristalini ai unor oțeluri. De asemenea, odată cu atingerea acestei lungimi fisura prezintă o propagare stabilă.

4.2. PROPAGAREA FISURILOR DE OBOSEALĂ LA SOLICITĂRI VARIABILE CU AMPLITUDINE CONSTANTĂ

Evoluția unei fisuri în cursul propagării sale poate fi urmărită cel mai simplu pe baza diagramei lungimea fisurii a - numărul de cicluri aplicat N (fig.4.2.b). Asemenea diagrame se pot construi prin puncte sau se pot înregistra utilizând o serie de tehnici experimentale.

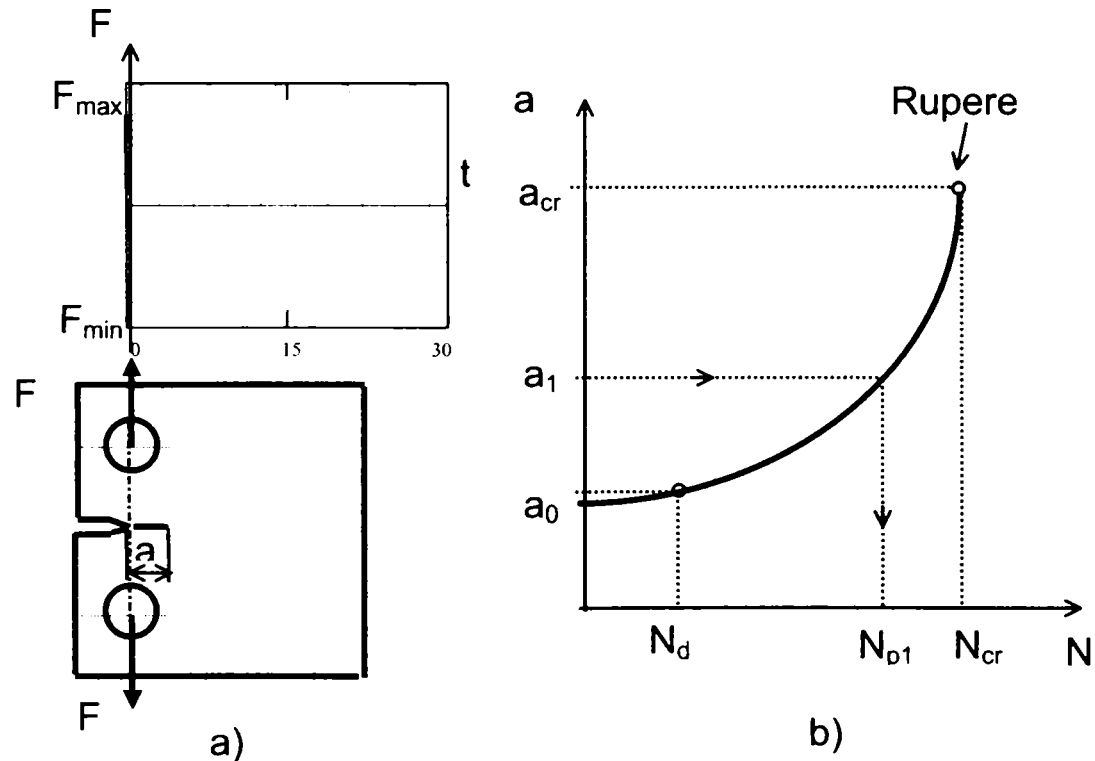


Fig.4.2 Trasare diagramei lungimea fisurii – număr cicluri

Trasarea diagramei $a - N$ constituie o problemă de bază în *Mecanica ruperii*, deoarece pe baza acesteia se poate aprecia durata de viață a unui element de rezistență, sau a unei structuri în care s-a inițiat o fisură detectabilă. Astfel pentru propagarea unei fisuri având lungimea inițială a_0 până la lungimea a_1 , numărul de cicluri necesar este N_{p1} , (fig.4.2.b)

Analizând Fig. 4.2.b se pun în evidență câteva elemente extrem de importante

- a_0 - lungimea fisurii inițiale,
- a_{cr} - lungimea critică a fisurii la care se produce ruperea finală,

- N_{cr} - numărul de cicluri necesar pentru propagarea până la rupere a unei fisuri cu lungimea inițială a_0 .

Trebuie menționat că în funcție de tehnica experimentală folosită, lungimea fisurii inițiale a_0 poate să corespundă sau nu cu lungimea minimă a fisurii detectabilă prin metode nedistructive a_d .

Curbele de variație ale lungimii fisurii în funcție de numărul de cicluri se pot trasa pentru mai multe nivele ale tensiunii maxime la aceeași lungime a fisurii inițiale (Fig.4.3) sau pentru mai multe lungimi ale fisurii inițiale la același nivel al tensiunii maxime (Fig.4.4).

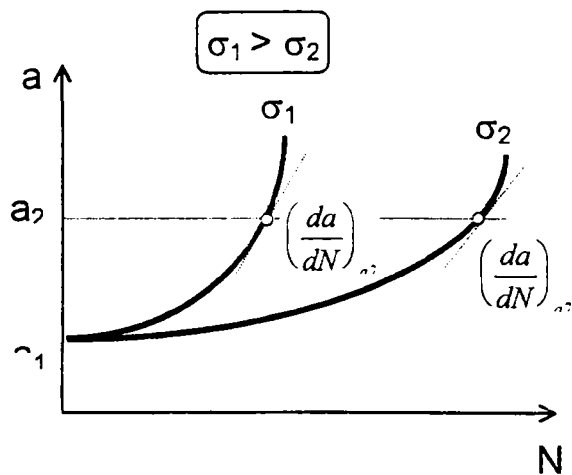


Fig.4.3 Creșterea lungimii fisurii pentru 2 cicluri cu tensiuni diferite

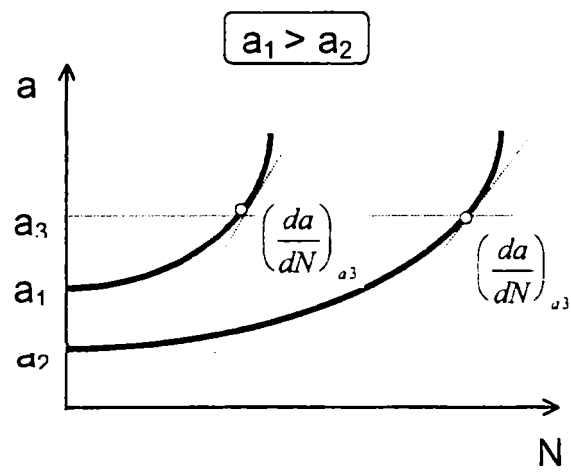


Fig.4.4 Creșterea lungimii fisurii pornind de la lungimi inițiale diferite

Unul dintre parametrii de bază prin care se apreciază ruperea la oboseală este viteza de propagare a fisurii $\frac{da}{dN}$, care reprezintă lungimea cu care se propagă fisura pe un ciclu de solicitare.

Pentru diferite lungimi ale fisurii viteza de propagare a acesteia se poate obține calculând panta diagramei $a - N$ (fig. 4.3 și 4.4). Din figurile 4.3 și 4.4 se evidențiază că viteza de propagare a fisurii da/dN depinde de lungimea fisurii inițiale și de nivelul sau amplitudinea tensiunii aplicate, mărimi care intervin după cum am văzut în expresia factorului de intensitate a

tensiunii K . În principiu o dată cu creșterea lungimii fisurii inițiale, respectiv cu creșterea nivelului de solicitare crește viteza de propagare a fisurii de oboseală. Pornind de la această observație a apărut ideea că viteza de propagare a fisurii de oboseală poate fi corelată cu variația

factorului de intensitate a tensiunii ΔK , $\frac{da}{dN} = f(\Delta K)$.

4.3. CORELAȚII ÎNTRE VITEZA DE PROPAGARE A FISURII ȘI VARIAȚIA FACTORULUI DE INTENSITATE A TENSIUNII

Diagramele da/dN funcție de ΔK se reprezintă de obicei în coordonate dublu logaritmice. Forma generală a diagramei de variație a vitezei de propagare a fisurii de oboseală în funcție de variația factorului de intensitate a tensiunii este prezentată în figura 4.5.

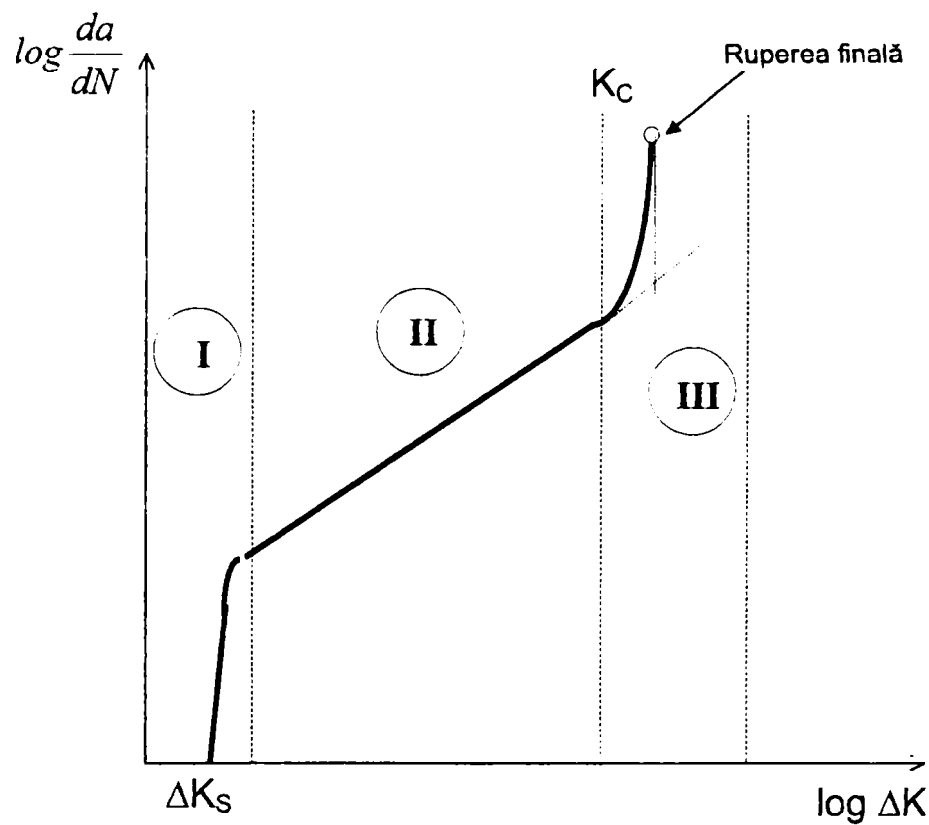


Fig.4.5 Diagrama vitezei de propagare a fisurii în funcție de variația factorului de intensitate a tensiunii

Analizând această diagramă se remarcă prezența a trei domenii distincte:

Domeniul I în care viteza de propagare a fisurii scade pe măsură ce se micșorează variația factorului de intensitate a tensiunii, până la valoarea lui ΔK_s . Pentru amplitudini ale solicitării sub valoarea lui ΔK_s , fisura nu se mai propagă. Dintre factorii care influențează direct procesul de propagare a fisurii în acest domeniu se pot aminti: microstructura, tensiunea medie a ciclului de solicitare precum și mediul de lucru.

Corelația dintre viteza de propagare a fisurii și variația factorului de intensitate a tensiunii în acest domeniu este dată de *ecuația lui Klesnil*:

$$\frac{da}{dN} = C_1 \cdot (\Delta K - \Delta K_s)^{m_1} \quad (4.2)$$

unde C_1 și m_1 sunt constante de material.

În ceea ce privește valoarea lui ΔK_S în literatură sunt indicate o serie de relații de calcul după cum urmează:

- după Barsom:

$$\Delta K_S = 7,03 (1 - 0,85 R) \quad (4.3)$$

unde: R - coeficientul de asimetrie al ciclului de solicitare;

- după Mc Evily :

$$\Delta K_S = \frac{1,2 \Delta K_{S0}}{1 + 0,2 \frac{1+R}{1-R}} \quad (4.4)$$

unde:

ΔK_{S0} - este valoarea lui ΔK_S pentru R=0;

- după Klesnil și Lukas:

$$\Delta K_S = \Delta K_{S0} (1 - R)^\gamma \quad (4.5)$$

unde:

γ - constantă de material.

Domeniul II - are o extindere mai mare și se caracterizează prin aceea că propagarea fisurii de la un ciclu la altul are un caracter stabil. De această dată microstructura are o influență redusă asupra vitezei de propagare a fisurii de oboseală, în schimb crește influența efectului combinat al tensiunii medii, frecvenței și mediului de lucru. În acest domeniu viteza de propagare a fisurii este corelată cu variația factorului de intensitate a tensiunii prin cunoscuta relație denumită *legea lui Paris*:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta K)^n \quad (4.6)$$

în care:

$\Delta K = K_{\max} - K_{\min} = K(\Delta_{\max}) - K(\Delta_{\min})$ reprezintă variația factorului de intensitate a tensiunii,

C, n - constante de material.

În tabelul de mai jos sunt indicate câteva valori ale lui C și n după Barthelemy pentru unele oțeluri și aliaje.

Tabelul 4.1 Valori ale exponentului și coeficientului din Legea lui Paris

Materialul	C $\frac{m}{\text{ciclu}} (MPa\sqrt{m})^{-n}$	n
Oțeluri martensitice	$1,36 \cdot 10^{-10}$	2,25
Oțeluri ferito - perlitice	$6,89 \cdot 10^{-12}$	3,0
Oțeluri austenitice inoxidabile	$5,60 \cdot 10^{-12}$	3,25
Aliaj de Al AU 4GT ₃	10^{-7}	2,9
Aliaj de Al AU 2GN	$1,2 \cdot 10^{-8}$	4,2

Forma relativ simplă a ecuației (4.6) a permis să se facă o serie de estimări ale durabilității la solicitări variabile la acele materiale la care constantele C și n au fost determinate experimental.

În același timp trebuie precizat că ecuației (4.6) prezentată de Paris în anul 1962 i s-au adus o serie de critici întrucât nu se ia în considerare gradul de asimetrie R al ciclului de solicitare. În aceste condiții, ecuația lui Paris capătă forma:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot [K_{max} \cdot f(R)]^n \quad (4.7)$$

în care forma generală a funcției $f(R)$ este: $f(R) = 1 - R$.

În literatură sunt indicate și alte expresii ale funcției $f(R)$. Astfel în figura 6 sunt prezentate asemenea expresii pentru un aliaj pe bază de Al.

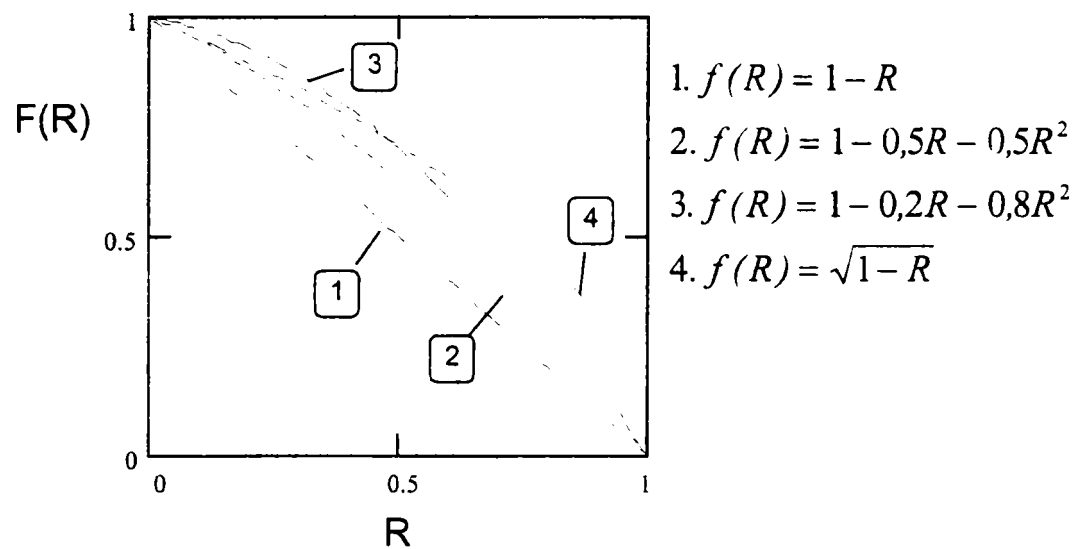


Fig.4.6 Tipuri de variație a funcției $f(R)$

Domeniul III se caracterizează prin viteze de propagare mari ale fisurii de oboseală, fapt ce conduce la o extindere instabilă a acesteia. Fisura crește rapid de la un ciclu la altul până la atingerea lungimii critice a fisurii când se produce ruperea finală.

În acest domeniu viteza de propagare a fisurii de oboseală este corelată cu variația factorului de intensitate a tensiunii prin *ecuația propusă de Forman*:

$$\frac{da}{dN} = \frac{C(\Delta K)^n}{(1 - R)K_C - \Delta K} \quad (4.8)$$

unde: C și n sunt constante de material;

$\Delta K = K_{max} - K_{min}$ - variația factorului de intensitate a tensiunii;

K_C - factorul critic de intensitate a tensiunii (tenacitatea la rupere);

R - reprezintă gradul de asimetrie al ciclului de solicitare.

Încercările experimentale au dovedit că în multe cazuri cele trei domenii se reduc la unul singur. Pornind de la acest aspect s-au propus o serie de dependențe care dau o descriere completă a diagramei $da/dN=f(\Delta K)$.

Dintre acestea putem aminti în primul rând *ecuația propusă de Austen*, utilizabilă în cazul unor oțeluri de construcții:

$$\frac{da}{dN} = \frac{(\Delta K)^2}{4\pi\sigma_e E} \left(\frac{\Delta K - \Delta K_S}{K_{Ic} - \frac{\Delta K}{1-R}} \right)^{1/2} \quad (4.9)$$

unde: σ_e - limita de elasticitate;

E - modulul de elasticitate longitudinal;

ΔK_S - este exprimat de relația (4.5).

Forman a propus de asemenea o ecuație generală de forma:

$$\frac{da}{dN} = C_2 \left(\frac{K_{max} \frac{1-R}{1-mR} - \Delta K_S}{K_C - K_{max}} \right)^{n_2} \quad (4.10)$$

unde C_2 , n_2 și m sunt constante de material.

Față de cele de mai sus mai sunt de semnalat: *corelația propusă de Sih* care ia în considerare amplitudinea tensiunii precum și *criteriul energetic a lui Chakrabarti*.

Aplicarea acestor ecuații pentru calculul durabilității implică însă o serie de studii experimentale pentru determinarea unor constante de material.

4.4 STUDIU DE CAZ PRIVIND ACCIDENTUL RUTIER PRODUS PE DN 69 PE RAZA LOCALITĂȚII ORȚIȘOARA ÎN LUNA IULIE 1997

În continuare se va face un studiu al unui accident rutier datorat propagării unei fisuri prin oboseală .

Descriere accident

Pe DN 69 pe raza localității Orțișoara în luna iulie 1997 autocamionul marca ROMAN cu remorcă, Fig. 4.7 circula din direcția Timișoara spre Arad, iar din sens opus circula regulamentar un autoturism marca FORD, Fig. 4.6.

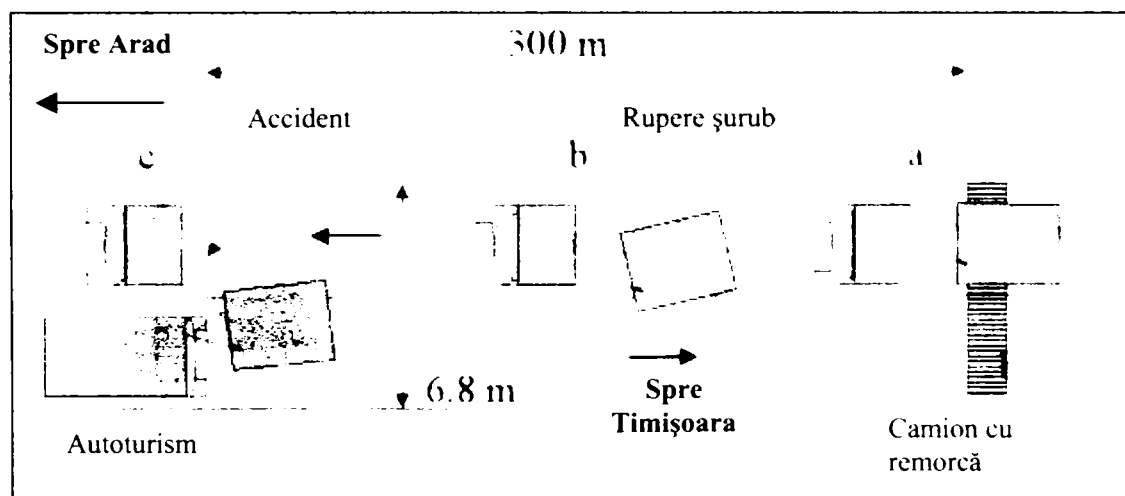


Fig.4.6 Schița accidentului

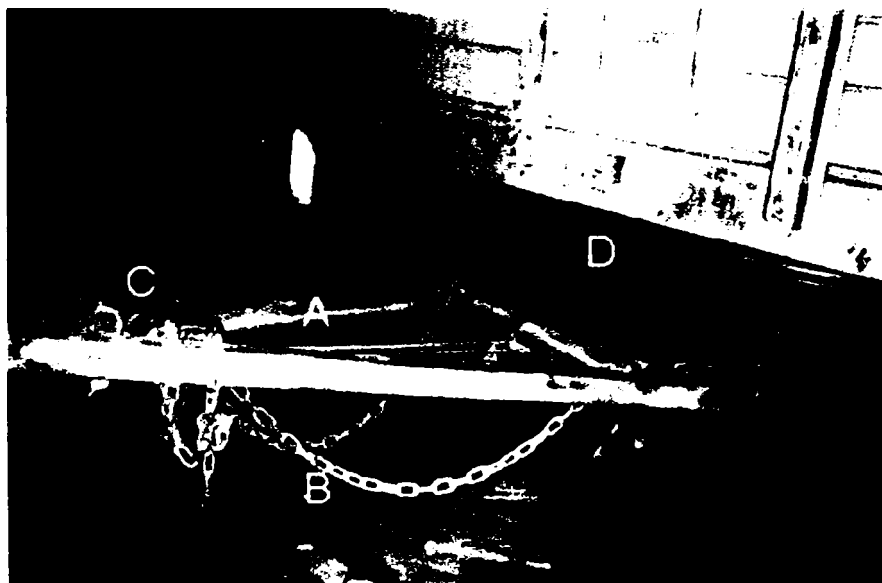


Fig.4.7 Sistemul de cuplare a remorcii

Când cele două autovehicule s-au apropiat remorca s-a desprins, a pătruns pe contrasens tamponându-se frontal cu autoturismul ce se deplasa spre Timișoara. În urma

cercetărilor și a expertizei tehnice s-a stabilit că remorca s-a desprins datorită ruperii șurubului de la ochiul de prindere, Fig.4.8.

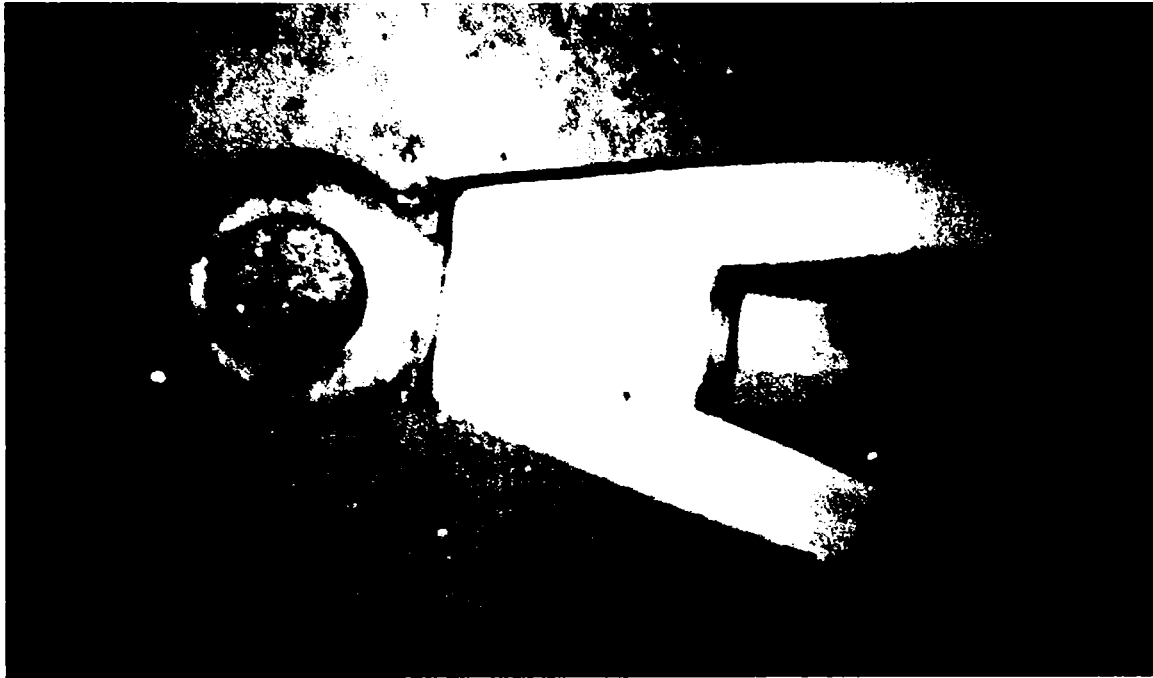


Fig.4.8 Ochiul de prindere al sistemului de cuplare a remorcii



Fig.4.9 Șurubul rupt

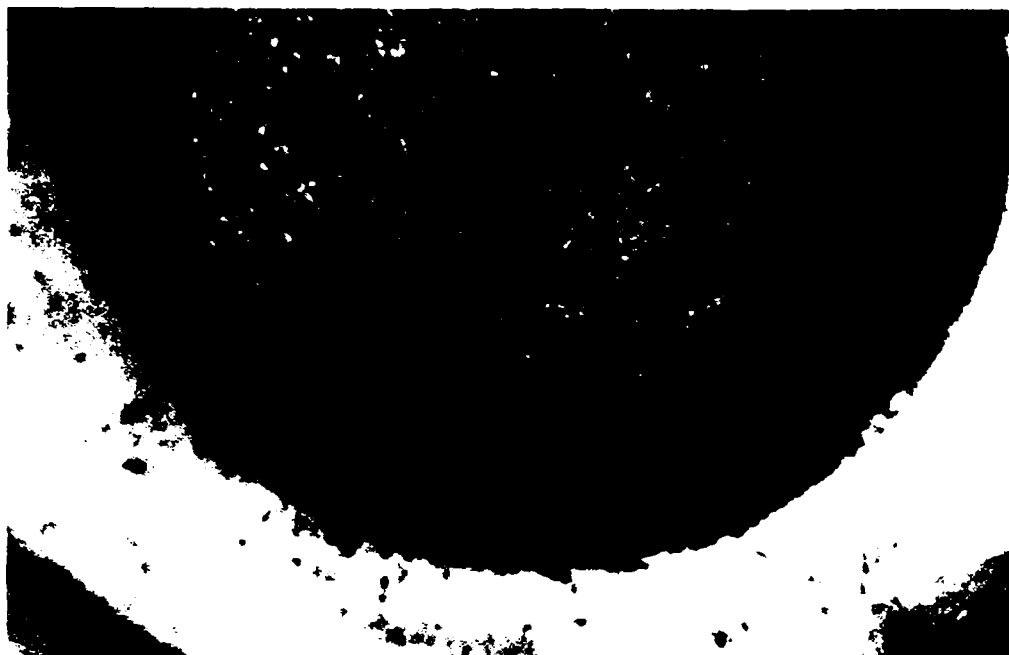


Fig.4.10 Secțiunea de rupere

Pornind de la ipoteza că în șurub apare o fisură de formă semi-eliptică, Fig.4.10 aceasta se poate dezvolta sub acțiunea solicitărilor variabile, care apar în timpul funcționării. Astfel s-a realizat un studiu asupra durabilității șurubului.

Conform metodologiei privind evaluarea siguranței în exploatare a elementelor de rezistență [3] o analiză a propagării prin oboseală a fisurii trebuie să se facă ținând cont de caracteristicile de material, de geometria șurubului și de ciclurile de solicitare efective. Rezultatele obținute sunt exprimate în număr de cicluri până la rupere.



Fig. 4.11 Schema evaluării durabilității șurubului

Analiza propagării prin oboseală a fisurii s-a făcut pe baza conceptelor Mecanicii ruperii liniar elastice.

Ruperea tirantului se poate produce dacă:

- tensiunea din șurub atinge valoarea rezistenței la rupere. S-a considerat că aria șurubului se diminuează pe măsură ce fisura se propagă astfel aria după un anumit pas i s-a considerat a fi $A_i = \pi d^2/4 - \pi ab$. Unde a și b reprezintă adâncime și lățime fisurii de formă eliptică, Fig. 4.12.

- factorul de intensitate a tensiunii maxim $K_{I_{max}}$ atinge valoarea tenacității la rupere K_{IC} , producându-se ruperea instabilă;

- fisura a străbătut întregul diametru al șurubului.

Este cunoscută corelația dintre variația factorul de intensitate a tensiunii:

$\Delta K_I = K_{I_{max}} - K_{I_{min}}$ și viteza de propagare a fisurii de oboseală da/dN pe baza legii lui Paris relația (4.5).

Pentru materialul șurubului studiat caracteristicile mecanice și de mecanica ruperii sunt:

- limita de curgere $\sigma_C = 450$ MPa
- tenacitatea la rupere $K_{IC} = 3000$ MPa mm^{0.5}
- constanta din legea lui Paris $C = 1,1 \times 10^{-12}$
- exponentul din legea lui Paris $n = 3.48$

Se consideră o solicitare pulsantă ($\sigma_{min} = 0 \Leftrightarrow \epsilon_{min} = 0$) a șurubului cu tensiunea maximă:

$$\sigma_{max} = k \frac{F}{A} = k \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (4.7)$$

unde k reprezintă un coeficient de concentrare a tensiunii și de faptul că încărcarea se realizează dinamic, pentru cazul filetelui șuruburilor se consideră 2 (după [93]).

Calculul factorului de intensitate a tensiunii maxim $K_{I_{max}}$ s-a făcut cu relația:

$$K_{I_{max}} = \sigma_{max} \sqrt{\pi a} f(a/b, a/d) \quad [N/mm^{3/2}] \quad (4.8)$$

unde

σ_{max} este tensiunea maximă [MPa],

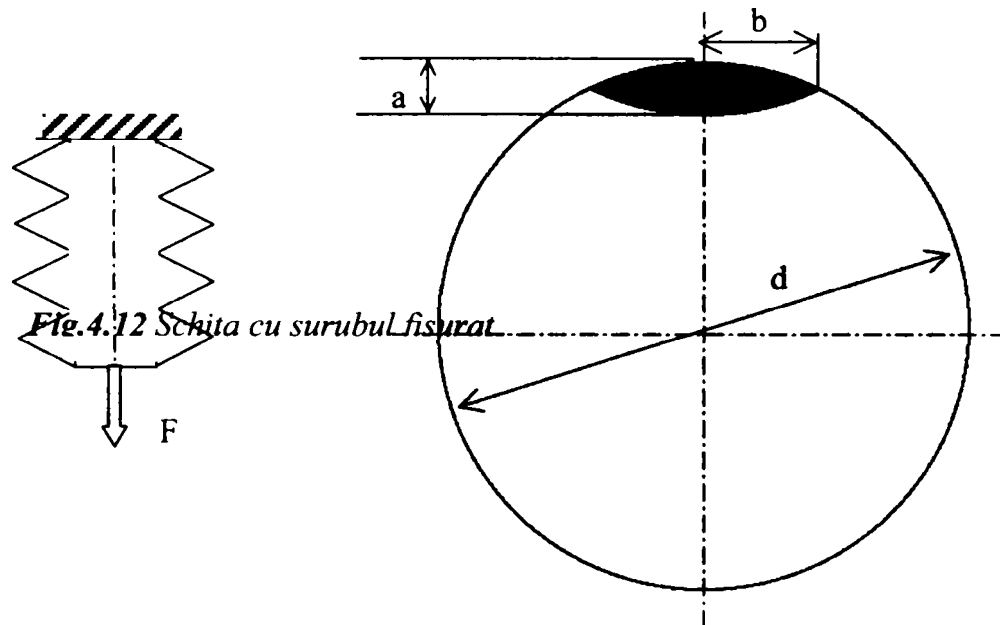
a lungimea sau semilungimea fisurii [mm],

$f(a/b, a/d)$ un coeficient ce ține seama de dimensiunile șurubului (diametrul d) și de dimensiunile fisurii: a fiind adâncimea iar b lățimea fisurii, Fig. Pentru cazul șurubului cu fisură eliptică solicitat la tracțiune funcția $f(a/b, a/d)$ este dată în [107]:

$$f(a/b, a/d) = A_0(a/b) + A_1(a/b) \cdot (a/d) + A_2(a/b) \cdot (a/d)^2 \quad (4.9)$$

unde:

$$\begin{aligned}A_0 &= 0,4695 + 0,8225(a/b) \\A_1 &= 0,37775 - 1,47875(a/b) \\A_2 &= -0,16025 + 2,94625(a/b)\end{aligned}\quad (4.10)$$



Pentru studiul propagării prin oboseală a fisurilor, care reprezintă un proces iterativ de integrare a relației (4.1), la diferite creșteri ale lungimii fisurii da s-a realizat un program de calcul, numit **DuraS**. Programul este scris în QBASIC și a fost rulat pe un calculator PC. Datele de intrare în program sunt:

- Încărcările: forța maximă F_{max} și minimă F_{min} , în [MPa]
- Caracteristicile de material: limita de curgere σ_C , în [MPa]; tenacitatea la rupere K_{IC} , în [$N/mm^{3/2}$]; constanta din legea lui Paris C , în [$mm^{2.5}/ciclu$] și exponentul din legea lui Paris n
- Geometria șurubului: diametrul șurubului d în [mm]; modul de dispunere al fisurii (circumferențială sau eliptică); adâncimea fisurii a în [mm]; lățimea fisurii b în [mm] și creșterea fisurii da , în [mm].

Programul calculează inițial funcția de formă $f(a/b, a/d)$, factorul de intensitate a tensiunii inițial $K_{I,max,ini}$, variația inițială factorului de intensitate al tensiunii $\Delta K_{I,ini}$, iar apoi prin iterații valorile funcției de formă $f(a_i/b_i, a_i/d)$; factorilor de intensitate ai tensiunii $K_{I,max,i}$, variația factorilor de intensitate ai tensiunii $\Delta K_{I,i}$, numărul de cicluri N_i după care se realizează o creștere a fisurii da impusă.

Programul se oprește în momentul în care fisura de oboseală a străbătut întregul diametru al șurubului b , când factorul de intensitate a tensiunii maxim $K_{I_{max,fin}}$ a atins valoarea tenacității la rupere K_{IC} , sau când tensiunea maximă a atins valoarea rezistenței la rupere. Datele de ieșire din program sunt: tensiunea maximă $\sigma_{max,fin}$, factorii de intensitate a tensiunii finali $K_{I_{max,fin}}$, variația finală a factorului de intensitate al tensiunii $\Delta K_{I,fin}$, lungimea fisurii la care se produce ruperea tirantului a_{fin} și numărul de cicluri la care se produce ruperea N .

De asemenea programul trasează:

- variația factorului maxim de intensitate al tensiunii $K_{I_{max}}$ în funcție lungimea fisurii $K_{I_{max}} = f(a)$.

- variația lungimii fisurii în funcție de numărul total de cicluri $a = f(N)$.

În figura 4.13 se prezintă variația lungimii fisurii în funcție de numărul de cicluri $a = f(N)$, pornind de la o adâncime inițială a fisurii $a = 0,1$ mm și o încărcare maximă $F = 110$ kN.

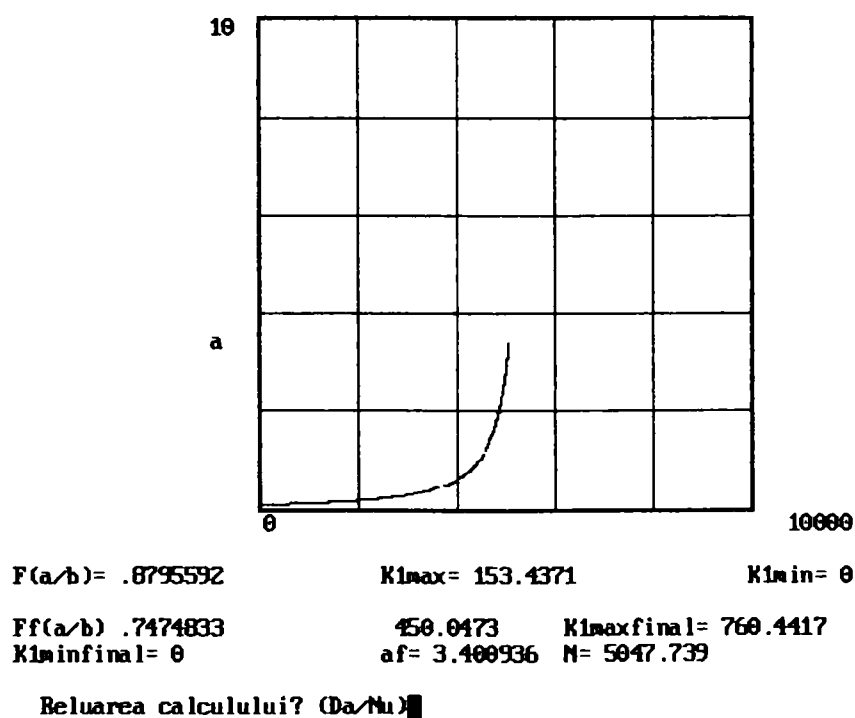


Fig.4.13 Rezultatele rulării

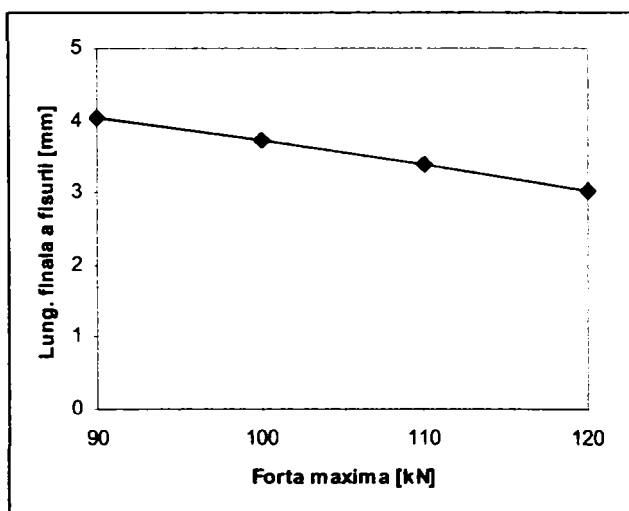
Analizând rezultatele rulării se observă că ruperea se produce atunci când adâncimea fisurii atinge 3,4 mm, după 5048 cicluri de solicitare. Acestei fisuri îi corespunde o valoare a factorului de intensitate a tensiunii de 760,44 $\text{MPa mm}^{0,5}$ mai mică decât valoare tenacității la rupere de 3000 $\text{MPa mm}^{0,5}$. Acest rezultat precum și forma secțiunii de rupere arată că ruperea finală s-a realizat prin smulgere datorită diminuării secțiunii transversale de către

fisura propagată. În realitate pe șurubul rupt care a produs accidentul s-a măsurat o adâncime maximă a fisurii de 3,5 mm.

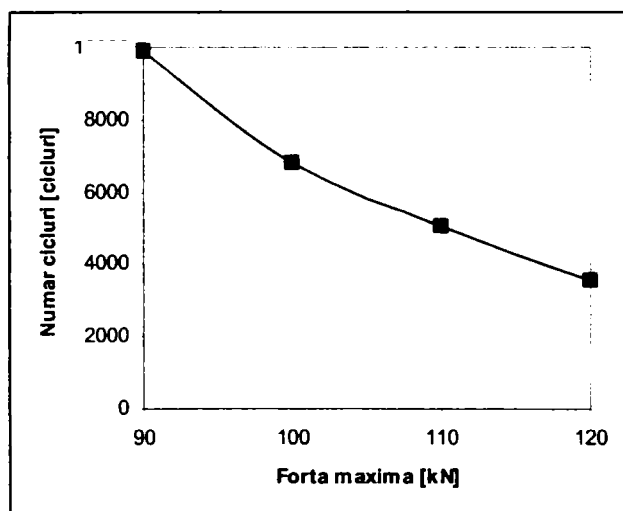
În continuare se prezintă un studiu al influenței forței de tracțiune asupra durabilității șurubului s-a luat în considerare forța maximă de tracțiune și coeficientul de concentrare a tensiunilor. S-a considerat p fisură de formă eliptică având dimensiunile $a_0=0,1$ mm, $b_0 = 0,2$ mm iar rezultatele rulărilor sunt prezentate în Tab. 4.1 și în figurile 4.14 și 4.15.

Tabelul 4.1 Rezultatele rulării

Nr. Crt.	Forța maximă [kN]	Coeficientul de concentrare [-]	Lungimea finală a fisurii [mm]	Nr de cicluri până la rupere [cicluri]
1	90	2	4,04	9888
2	100	2	3,74	6825
3	110	2	3,40	5047
4	120	2	3,04	3573
5	110	1	4,96	55402
6	110	1,5	4,25	13418
7	110	2,5	2,26	2176



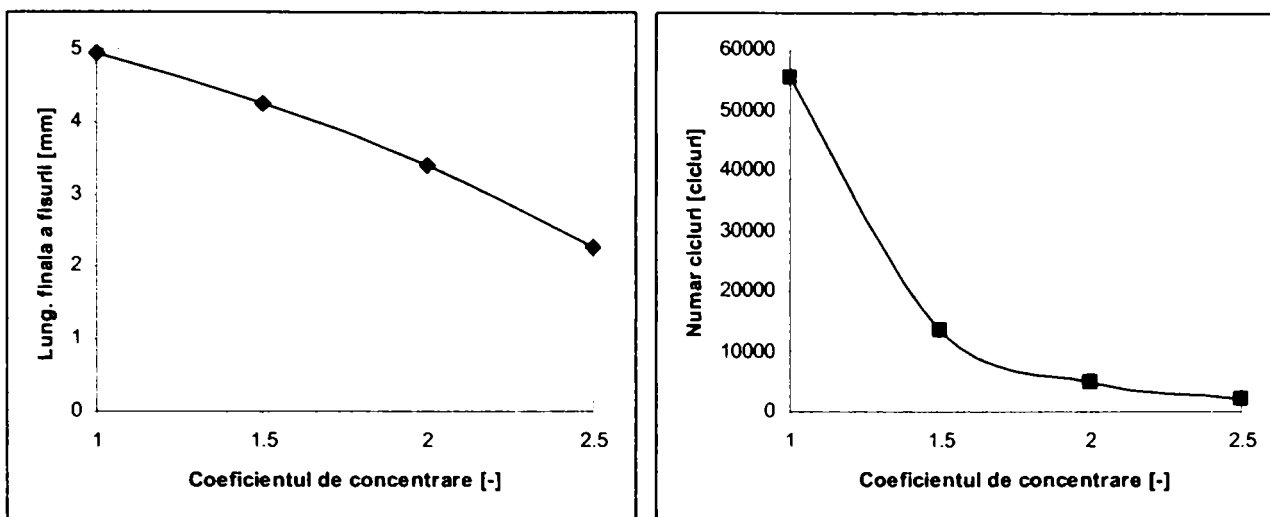
a.



b.

Fig. 4.14 Influența forței maxime asupra lungimii finale a fisurii (a),
respectiv asupra durabilității (b)

Se observă ca odată cu creșterea forței maxime aplicate scade atât lungimea finală a fisurii cât și numărul de cicluri până la rupere.



a.

b.

Fig. 4.15 Influența coeficientului de concentrare asupra lungimii finale a fisurii (a), respectiv asupra durabilității (b)

Din Fig. 4.15 se observă influența foarte mare a coeficientului de concentrare, care înglobează atât efectul de concentrare a tensiunilor cât și modul dinamic de aplicare a încărcării, asupra durabilității șurubului.

Programul **DuraS** realizat de autor poate fi utilizat direct pentru evaluarea durabilității șuruburilor. Astfel dacă printr-o anumită metodă se detectează o fisură, cu ajutorul programului realizat se poate estima numărul de cicluri până la ruperea tirantului.

În acest paragraf s-a prezentat un model matematic de estimare a durabilității unui șurub de la sistemul de cuplare a remorcii în cazul în care după o anumită perioadă de funcționare apare o fisură. Această metodologie se bazează pe conceptele Mecanicii ruperii materialelor.

La calculul durabilității tirantului s-a ținut cont și de enclava plastică care se formează la vârful fisurii.

Se observă că apariția unor fisuri în șurub diminuează considerabil durata de viață în comparație cu numărul de cicluri până la rupere obținut prin încercările la oboseală, în care se include și perioada de incubație a fisurii.

5. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

La elaborarea tezei de doctorat s-a avut în vedere importanța deosebită pe care o au sarcinile dinamice asupra deformării și ruperii anumitor elemente de rezistență ale autovehiculelor în urma accidentelor rutiere. Lucrarea conține 5 capitole.

În Capitolul 1 intitulat **"INTRODUCERE"** se prezintă dinamica accidentelor de circulație, se analizează principalii factori care conduc la producerea accidentelor de circulație, precum și consecințele acestora și se prezintă o analiză complexă privind stadiul actual al studiului cauzelor și efectelor producerii accidentelor. Acest studiu permite evaluarea importanței și actualității tezei de doctorat.

Capitolul 2 intitulat **"STADIUL ACTUAL ÎN STUDIUL PARAMETRILOR COLIZIUNII AUTOVEHICULELOR"** este împărțit în zece subcapitole, care abordează metodele analitice de determinare a parametrilor coliziunii autovehiculelor. Sunt analizate situațiile tipice de coliziune, coliziunea unidimensională, coliziunea bidimensională, traiectoria vehiculului după impact, deformarea vehiculului în timpul impactului și determinarea vitezelor la coliziunile excentrice cu obstacol fix. În finalul capitolului este prezentat un exemplu de calcul cu privire la coliziunea dintre partea din față a unui autoturism MERCEDES DB 201 care a lovit partea spate a unui autoturism VOLKSWAGEN GOLF II aflat în mișcare, în același sens.

În Capitolul 3 **"SIMULAREA PRIN ANALIZA CU ELEMENTE FINITE A IMPACTULUI"** sunt tratate problemele specifice modelării cu elemente finite a impactului, la care autorul are importante contribuții personale. După o succintă perspectivă istorică asupra utilizării metodei elementelor finite la simularea impactului este prezentată metodologia explicită de analiză cu elemente finite.

În subcapitolul 3.3 se prezintă un studiu de impact pentru un lonjeron. Studiul numeric s-a realizat cu ajutorul programului COSMOS/WORKS iar rezultatele numerice ale simulării sunt comparate cu măsurătorile experimentale ale deformației lonjeronului unui autovehicul Mitsubishi Outlander care a suferit un impact frontal cu un obstacol fix.

Capitolul 4 **"INFLUENȚA SOLICITĂRILOR VARIABLE ÎN TIMP ASUPRA SIGURANȚEI CIRCULAȚIEI"** prezintă rezultatele obținute de autor, privind ruperea prin oboseală a șurubului sistemului de cuplare a unei remorci, care a provocat un grav accident de circulație. În acest capitol se prezintă modul de propagare a fisurilor de oboseală sub acțiunea

solicitărilor variabile și corelația dintre viteza de propagare a fisurilor și variația factorului de intensitate a tensiunii. În subcapitolul 4.4 autorul realizează un studiu de caz privind accidentul rutier produs pe DN 69 pe raza localității Orțișoara în luna iulie 1997, datorat ruperii prin oboseală a șurubului sistemului de cuplare a unei remorci. Pentru modelarea fenomenului de oboseală a șurubului autorul a realizat programul **DuraS** care permite determinarea lungimii critice a fisurii și a numărului de cicluri pînă la rupere. Programul se bazează pe legea lui Paris, ce exprimă legătura dintre viteza de creștere a fisurii da/dN și variația factorului de intensitate a tensiunii ΔK_I . Programul este construit astfel încât se oprește atunci când fisura a străpuns întregul diametru al șurubului, când factorul maxim de intensitate a tensiunii $K_{I\max}$ atinge valoarea tenacității la rupere K_{IC} sau când tensiunea maximă atinge valoarea limitei de curgere.

Capitolul 5 "**CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE.**" prezintă sinteza lucrării și principalele contribuții ale autorului la studiul sarcinilor dinamice asupra deformării și ruperii anumitor elemente de rezistență ale autovehiculelor în urma accidentelor rutiere.

Principalele contribuții personale pe care le propune teza de doctorat sunt:

- Prezentarea locului și importanței efectului sarcinilor dinamice asupra deformării și ruperii anumitor elemente de rezistență ale autovehiculelor în urma accidentelor rutiere
- Prezentarea unui studiu documentat și de actualitate pe o perioadă de 10 ani privind dinamica accidentelor de circulație cu referire la indicele de mortalitate, la cauzele și efectele accidentelor rutiere.
- Actualitatea cercetării este reliefată de studiile privind analiza cauzelor și efectelor producerii accidentelor raportată la studii recente realizate în SUA și Franța.
- Sistematizarea stadiului actual al în studiul parametrilor coliziunii. Aplicarea conceptelor teoretice pentru analiza parametrilor cu privire la coliziunea dintre partea din față a unui autoturism MERCEDES DB 201 care a lovit partea spate a unui autoturism VOLKSWAGEN GOLF II aflat în mișcare, în același sens.
- Analiza critică a metodelor de simulare folosite în modelarea impactului. Prezentarea bazelor teoretice privind simularea impactului pe baza metodologiei explicite de analiză cu elemente finite.
- Simularea numerică prin analiză cu elemente finite asupra impactului unui lonjeron. Analiza numerică s-a realizat cu ajutorul programului COSMOS/WORKS și s-a considerat o comportare ne-liniară a materialului lonjeronului (model elastic – perfect

plastic). Rezultatele numerice sunt validate de măsurătorile experimentale realizate pe un lonjeron deformat al unui autovehicul Mitsubishi Outlander care a suferit un impact frontal cu un obstacol fix.

- S-au definit principalele concepte ce intervin în problematica modernă a studiului fenomenului de oboseală: legi de propagare a fisurii, parametrii ce influențează durabilitate.
- S-a realizat expertiza unui accident de circulație, produs pe DN 69 pe raza localității Orțișoara în luna iulie 1997, datorat ruperii prin oboseală a șurubului sistemului de cuplare a unei remorci.
- Realizarea programului de calcul DuraS pentru estimarea durabilității șurubului. Acest program se bazează pe legea lui Paris, care exprimă viteza de creștere a fisurii în funcție de variația factorului de intensitate a tensiunii, ținând cont de coeficientul de concentrare a tensiunilor și de solicitarea dinamică.
- Analiza factorilor dinamici (încărcare maximă, coeficient dinamic) ce influențează lungimea critică a fisurii și numărul de cicluri până la rupere pentru șurubul sistemului de cuplare a unei remorci.

O serie dintre rezultatele obținute în cadrul tezei de doctorat au constituit obiectul unor lucrări științifice publicate.

Din analiza impactului lonjeronului, precum și din studiul ruperii prin oboseală a șurubului sistemului de cuplare a unei remorci ca o concluzie finală se poate afirma că sarcinile dinamice au o importanță deosebită asupra deformării și ruperii anumitor elemente de rezistență ale autovehiculelor în urma accidentelor rutiere.

BIBLIOGRAFIE

1. Anderson T.L., - "Fracture mechanics. Fundamentals and applications", 2nd Edition, CRC Press, Miami, 1995.
2. Argyris, J., Balmer, H.A., St.Doltsinis, J., Kruz, A., - "Computer Simulation of Crash Phenomena", Int. J for Numerical Methods in Engineering, 22, pp.497-519, 1986.
3. Babeu T., Dumitru I., Marşavina L., Babeu S., Olaru M. – "Analize și încercări de rezistență pentru evaluarea duratei de viață a utilajelor grele", Ed. Mirton, Timișoara, 1999.
4. Beda V., Stoleru M., Pușcașu R., - „Pregătirea și examinarea conducătorilor de autovehicule”, Editura Sport - Turism, București, 1983.
5. Belytschko T.B., Hsieh B.J., - "Nonlinear Transient Analysis of Shells and Solids of Revolution by Convected Elements", AIAA Journal, 12, p.1031-1039, 1974.
6. Belytschko T.B., Lin J.I., Tsay C.S., - "Explicit Algorithm for the Nonlinear Dynamics of Shells", Comp. Methods, in Applied Mechanics and Engineering, Vol.43, p.251-276, 1984.
7. Beiytschko T. B. , Stolarski, H., Carpenter N., - "A Triangular Plate Element with One-Point Quadrature", International Journal of Numerical Methods in Engineering, Vol.20, p.787-802, 1984
8. Belytschko T.B., Tsay C.S., - "Explicit Algorithms for Nonlinear Dynamics of Shells, AMD, Vol.438, ASME, p.209-231, 1981.
9. Belytschko T.B., Tsay, C.S., - "A Stabilisation Procedure for the Quadrilateral Plate Element with One-Point Quadrature", International Journal of Numerical Methods in Engineering, Vol.10, pp.405-419, 1983.
10. Beiytschko T.B., Wong B.L., Chiang, H.Y., - "Advances in one-point Quadrature Shell Elements", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1992.
11. Benson, D.J., Hallquist, J.O. – "The Application of DYNA3D in Large Scale Crashworthiness Calculations", Lawrence Livermore National Laboratory, Report No.UCRL-94028, 1986
12. Bertz G., Jarzab, W., Raasch I., - "Computation of a Frontal Impact of a Rear Wheel Drive Car", Translated From German, VDI Report 613, pp.507-525, 1986.

13. Bertz G., Jarzab W, Raasch, I., - "Computation of a Frontal Impact of a Rear Wheel Drive Car, Translated From German, VDI Report, 613, pp.507-525, 1986.
14. Brindeu L., Ursoniu S. - "Dynamics of the traffic accident", Buletinul Științific al UPT, Seria Mecanică, Tom 41(55), Fascicola 2, p.9 – 14, 1996.
15. Buzea V., Beda V., Ene Gh., - „Conduita prevenită în circulația rutieră”, Editura Sport - Turism, București, 1979.
16. Calso S.M., - "Simulation of Offset and In-line care to Car Rear Impact", in Proceedings of Crashworthiness and occupant Protection in Transportation Systems, AMD – Vol.169 and BED – Vol.25, J.Reid and K.Yang (eds.), ASME Publication, p.149-161, 1993.
17. Chang, D.C., - "A Design-Analysis Method for the Cruch Strength of Body Structures. SAE Paper No.700593, 1977.
18. Cheng J.C., Doong J., - "Numerical Analysis of Vehicle Crash-worthiness in Various Configuration", Cray Channels, Vol.16, No.2, p.8-11, 1994.
19. Chedmail J.F., - "Numerical Techniques, Experimental Validation and Industrial Applications of Structural Impact and Crashworthiness Analysis with Supercomputers for the Automotive Industry", International Conference on Supercomputing Zurich, Switzerland, 1986.
20. Clinckemallie J., Elsner B., Lonsdale G., Meliciani S., Vlachoutsis S., de Bruyne F., Holzner M., - "Performance Issues of the Parallel PAM-CRASH Code", The International Journal of Supercomputing Applications and High-Performance Computing, Volume 11, No. 1, Spring 1997, pp. 3-11.
21. Cofie E., - "Finite Element Model of a small Automobile Impacting a Rigid Pole", Office of Safety and Traffic Operations Research and Development, Federal Highway Administration, Final Report, Contract No.NHI GFR Project # 93-31, 1994.
22. Combescure A., Delcroix F., Caplain L., Espanol S., Eliot P., - "A finite element to simulate the failure of weld points on impact", International Journal of Impact Engineering, 28, p. 783–802, 2003.
23. Constantinescu M.Șt., - „Accidentele de circulație”, Editura Medicală, București, 1969.
24. Coupez T, Digonnet H., Clinckemallie J, Thierry G., Maerten B., Roose D., Basermann A., Fingberg J., Lonsdale G., Ducloux R., - "Dynamic Re-Allocation of Meshes for

- parallel Finite Element Applications”, 4th ECCOMAS Computational Fluid Dynamics Conference. September, 1998.
25. Crișan V., - „Trafic rutier – fluentă și siguranță maximă, poluare minimă”, Editura „Facla”, Timișoara, 1983.
 26. Danner M., Halm J., - Technische Analyse von Verkehrsunfällen, Eurotax, A.G., G.H Plaffikon 1994.
 27. Davis. G. A., Swenson T., - “Collective responsibility for freeway rear-ending accidents? An application of probabilistic causal models”, Accident Analysis and Prevention. 2006 (in curs de publicare).
 28. Dănilă I., - Tehnica investigării accidentelor de circulație rutieră, Ed. Multimedia Internațional, 2005.
 29. Deba A., Mahendrakumar M.S., Chavan C., Karve J., Blankenburg D., Storen S., - “Design of an aluminium-based vehicle platform for front impact safety”, International Journal of Impact Engineering, 30, p. 1055–1079, 2004.
 30. Dorobanțu S., Păucă C., - „Trasee și terasamente”, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979.
 31. Dorobanțu S., Răcănel I., - „Inginerie de trafic” (curs litografiat), Institutul de Construcții București, 1978.
 32. Durluț C., Ionescu H., - „Îndrumar pentru expertize tehnice auto”, Oficiul de informare-documentare pentru aprovizionarea tehnico-materială și controlul gospodăririi fondurilor fixe, București, 1986.
 33. Dumitru I., Faur N., - Elemente de calcul și aplicații în Rezistența materialelor, Ed. Politehnica, Timișoara, 1999.
 34. Dumitru I., Marșavina L., - Introducere în Mecanica ruperii, Ed. Mirton, Timișoara, 2001.
 35. Eichberger A., - “The Theory of Interfacing FEM-models to the MBS-code SIMPACK with Applications in Automotive and Railway Dynamics”, Seminar on Multibody Dynamics in Sweden, 2003.
 36. Farhoomand, I., - “Nonlinear Dynamic Stress Analysis of Twodimensional Solids, Ph.D.Thesis, University of California, Berkeley, Graduate Division, 1972.
 37. Faur N., - “Elemente finite. Fundamente, Ed. Politehnica, Timișoara, 2002.
 38. Faur N., Dumitru I., - “Diferențe Finite și Elemente Finite”, Ed. Mirton, Timișoara, 1997.

39. Filip S., - Legislație rutieră, Ed. Mirton, Timișoara, 2003.
40. Filip S., - Dinamica accidentelor de circulație în județul Timiș în anul 2004, Ministerul Administrației și Internelor, 2004.
41. Filip S., Drăgan M., - Legislație rutieră actualizată cu modificările aduse de H.G. 1051/18.10.2001, Ed. Mirton, Timișoara, 1999.
42. Filip S., Bledea C., Babeu T.D., - Aspecte ale estimării vitezei de impact la o coliziune frontală, Analele Universității "Aurel Vlaicu" din Arad, Seria Textile, Fascicola Tehnologii Textile, p. 400-404, 2004.
43. Flanagan D.P., Belytschko T.B., - "A Uniform Strain Hexahedron and Quadrilateral and Orthogonal Hourglass Control", International Journal of Numerical Methods in Engineering, Vol.17, p.679-706, 1981.
44. Futamata T., - "Crash Simulation Methods for Vehicle Development at Nissan". 12th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, Goteborg, Sweden, 1989.
45. Gaiginschi R., Filip I., - Expertiza tehnică a accidentelor rutiere, Ed. Tehnică, București, 2002.
46. Gamon M.A., General Aviation Airplane Structural Crashworthiness User's Manual, Vol.1, Program KRASH Theory, FAA Report No.FAA-RD 77-18, 1978.
47. Giovanola J. H., Kirkpatrick S. W. – "Methodology for evaluating strength and fracture resistance of weldments using a local approach to fracture", PVP-Vol. 250, Pressure Vessel Integrity, ASME 1993, p. 157 – 170.
48. Gonard J., Germain – Lacour A., Azais D. – "International Conference on Supercomputer Applications in the Automotive Industry, Zurich, 1986.
49. Haug E., Arnadeau F., Dubois J., and De Rouvray A., - " Static and Dynamic Finite Element Analysis of Structural Crashworthiness in the Automotive and Aerospace Industries", N.Jones and T.Wierzbicki (eds.), Butterworths Publisher, pp.175-218, 1983.
50. Haug E., Scharnhorst T., DuBois, P., - „FEM-Crash: Berechnung eines Fahrzeugfrontalaufpralls VDI-Tagung“, Wuerzburg, 1981.
51. Haug E., Scharnhorst T., DuBois, P., FEM-Crash Simulation of a Frontal Impact (VW-POLO), Translated From German, VDI Report 613, p.479-505, 1986.

52. Hieronimus, Nalepa – “Introduction and Use of a Supercomputer at Opel, e.g. for Crash Simulation, International Conference on Supercomputer Applications in the Automotive Industry, Zurich, 1986.
53. Hughes T.J.R., Pister K.S., and Taylor R.L., - “Implicit-Explicit Finite Elements in Nonlinear Transient Analysis”, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 17/18, 159, 1979.
54. Hughes T.J.R., Liu, Y.K., - “Nonlinear Finite Element Analysis of Shell: Part.II Two Dimensional Shells”, *Computer Methods in Applied Mechanics*, Vol.27, p.331-362, 1981.
55. Hughes T.J.R., Liu Y.K., - “Nonlinear Finite Element Analysis of Shells: Part I Three Dimensional Shells”, *Computer Methods in Applied Mechanics*, Vol.27, pp.167-181, 1981.
56. Johnson J.P., Skynar M.J., -“ Automotive Crash Analysis Using the Explicit Integration Finite Element Method”, in *Proceedings of Crashworthiness and Occupant Protection in Transportation Systems*, T.B.Khalil, and A.I.King (eds.), ASME Publisher, AMD – Vol.106 and BED – Vol.13, pp.27-33, 1989.
57. Kaiser A., - “Some Examples on Numerical Simulation in Vehicle Safety Development”, 8th International Conference on Vehicle Structural Mechanics and CAE, Traverse City, Michigan, SAE Publisher, p.119-128, 1992.
58. Kallina I., Scheunert D., Zeidler F. - Main aspects in car safety, *Safety in Action*, Special Edition, vol. 3, 1999.
59. Kamal M.M. – “Analysis and Simulation of vehicle to Barrier Impact”, *Society of Automotive*, SAE Paper No.700414., 1970.
60. Khalil, T.B., Lin, T.C., - “Simulation of the Hybrid III Dummy Response to Impact by Nonlinear Finite Element Analysis”, in *Proceedings of 38th. Stapp Car Crash Conference*, SAE Publisher, p.325-345, 1994.
61. Khalil T.B., Vanderlught, D.A., - “Identification of Vehicle Front Structure on Crashworthiness and Occupant Protection in Transportation Systems”, T.B.Khalil and A.I.King (eds.), ASME Publisher, AMD – Vol.106 and BED – Vol.13, pp.41-53, 1989.
62. Khalil, T.B., Sheh, M.Y., - “Vehicle Crashworthiness and Occupant protection in Frontal Impact by FE Analysis – An Integrated Approach”, in *Proceedings of Crashworthiness of*

- Transportation Systems: Impact and Occupant Protection. Kluwer Academic Publisher, p.363-399, 1997.
63. Kirkpatrick S. W., MacNeill R., T. Bocchieri R. T. – “Development of an LS-DYNA Occupant Model for use in Crash Analyses of Roadside Safety Features”, TRB 2003 Annual Meeting CD-ROM.
 64. Kirkpatrick S. W., MacNeill R., - “Development of a computer model for prediction of collision response of a railroad passenger car, Proceedings of the 2002 ASME/IEEE Joint Rail Conference Washington, DC, April 23-25, 2002.
 65. Kirkpatrick S. W., Schroeder M., Simons J. W. - “Evaluation of Passenger Rail Vehicle Crashworthiness”, IJCrash 2001, International Journal of Crashworthiness, Vol. 6, No. 1, p. 95-106, 2001.
 66. Kirkpatrick S. W., Giovanola J. H., Simons J. W. – “DYNA3D analysis of dynamic fracture of weldments”, IA'96, Proceedings of International Seminar on Quasi-Impulsive Analysis, Osaka, Japan, p. A6.1-15, K. Wakiyama, E. Tachibana, K. Imai and T. Kitano Eds. , Nov. 20-22, 1996.
 67. Kirkpatrick S. W., Simons J. W., Antoun T. H., - “Development and Validation of High Fidelity Vehicle Crash Simulation Models”, IJCrash'98 - International Crashworthiness Conference, p. 602 – 611, 1998.
 68. Kirkpatrick S. W., - “Development and Validation of High Fidelity Vehicle Crash Simulation Models”, SAE TECHNICAL PAPER SERIES, 2000-01-0627, 2000.
 69. Kohlhoff St., - “A Computational Approach to an Investigation of Frontal Car-To-Car Collision for the Development of Barrier Test”, Numerical Analysis in Automobile Engineering, VDI Conference Wurzburg, Germany, p.467-484, 1994.
 70. Kurimoto K., - “Simulation of Crashworthiness and its Application”. 12th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, Goteborg, Sweden.
 71. Lenguerrand E., Martin J.L, Laumon B., - “Modelling the hierarchical structure of road crash data—Application to severity analysis. Accident Analysis and Prevention”, 38, p. 43–53, 2006.
 72. Lie A., Tingvall C., - “How does EURO NCAP results correlate to real life injury risks – a paired comparison study of car-to-car crashes”, IRCOBI conference, Montpellier, 2000.

73. Lonsdale G., B. Elsner B., Clinckemaillie J., Vlachoutsis S., de Bruyne F., Holzner M., - "Experiences with Industrial Crashworthiness Simulation using the portable, message-passing PAM-CRASH Code". HPCN Europe 1995.
74. Lund A.K., - Incompatibility in Vehicle to Vehicle Crashes: Myths and Reality, 26th International Forum on Traffic Records and Highway Information Systems, Portland, Oregon, 2000.
75. McIvor, I.K., - "Modeling and Simulation as Applied to Vehicle Structures and Exteriors, Proceedings of Vehicle Safety Research Integration Symposium, DOT HS-820-306, 1973
76. MacNeill R., Kirkpatrick S. W. - "Post-collision inspection and data analysis of a passenger rail", Proceedings of the 2002 ASME/IEEE Joint Rail Conference Washington, DC, April 23-25, 2002.
77. Mahmood H.F., Paluzeny A. - "Analytical Technique for Simulating Crash Response of Vehicle Structures. Composed of Beam Elements. 6th International Conference on Vehicle Structural Mechanics, SAE Publisher, 1986.
78. Magazzu D., Comelli M., Marinoni A.. - "Are car drivers holding a motorcycle licence less responsible for motorcycle—Car crash occurrence? A non-parametric approach", Accident Analysis and Prevention, 38, p. 365–370, 2006.
79. Marşavina L., - "Metode numerice în Mecanica ruperii", Ed. Mirton, Timișoara, 1998.
80. Marşavina L., Raicov P.R., - "Elliptical crack propagation in wagon axels", The 5th International Scientific Conference on Railway Experts", Vrnjacka Banja, Yugoslavia, 1998, p. 237 – 239.
81. McHenry B.G., - "The Algorithms of CRASH", McHenry Software Inc., 2001.
82. McHenry B.G., - "Simulation Models on Vehicle Dynamics", Proceedings of the National Conference on Future Improvements, Austin, Texas, p. 66-75, 1987.
83. McHenry B.G., McHenry R.R., - "Effects of Restitution in the Application of Crash Coefficients, McHenry Consultants Inc, Rap. 970960.
84. Moritz R., - "Pre-crash Sensing – Functional Evolution based on Short Range Radar Sensor Platform", 00IBECD-11, Society of Automotive Engineers, Inc., 2000.
85. Nalepa E., - "Crashworthiness Simulation of the Opel Vectra Using the Explicit FE Method", International. Journal of Vehicle Design, IAVD Congress on Vehicle Design and Components, p.191-201, 1989.

86. Newman J., Raju I. - "An empirical stress – intensity factor equation for the surface crack", Engineering Fracture Mechanics, Vol. 15, No. 1-2, p. 185 – 201, 1981.
87. Newmark N.M., - " A Method of Computation for Structural Dynamics", Journal Engineering Mechanics Division, ASCE, 67, p.67-94, 1959.
88. Newstead S., Hoareau E., Cameron M. – "Evaluation of 50 km/h speed limits in Victoria", Monash University, Australia, 2002.
89. Newstead S., Cameron M., Chau M. L., - "Vehicle crashworthiness and aggressivity ratings and crashworthiness by year of vehicle manufacture", Monash University, Australia, Report No. 171, July 2000.
90. Ni C.M., - "A General Purpose technique for Nonlinear Dynamic Response of Integrated Structures", 4th International Conference on Vehicle Structural Mechanics, SAE Publisher, 1981.
91. Nilsson L., - "Computational Crash Analysis at the Saab Car Division", 12th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, Goteborg, Sweden, 1989
92. O'Neill B., - "A Review of Some Current Highway Safety Issues", 8th Annual Michigan Traffic Safety Summit, Michigan, 2003.
93. Otegui J. L., - "Fatigue damage leads to a serious traffic accident", Engineering Failure analysis, Vol. 9, p. 109 – 122, 2002.
94. Pifko A.B., Winter R., - "Theory and Applications of Finite Element Analysis to Structural Crash, in Structural and Nonlinear Solid Mechanics", A.K.Noor and H.G.Mc.Comb (eds.), Pergamon Press, Oxford, 1981
95. Prasad P., Belwafa J. E., - "Vehicle crashworthiness and occupant protection", American Iron and Steel Institute, Michigan, 2004.
96. Scharnhorst T.I., Rassch I., Schelke E., - "Conclusiveness of Math Methods for Crash Behavior Simulation of Cars", Translated from German, VDI Report, 613, 1986
97. Serber H., - Counter balanced motion (cbm)-dynamic seating", SAE, paper # 1999-01-0632.
98. Sheh M.Y., - "Vehicle Crashworthiness Analysis Using Numerical Methods and Experiments", 8th International Conference on Vehicle Structural Mechanics and CAE, Traverse City, Michigan, SAE Publisher, p.119-128, 1992.

99. Sheh M.Y., Khalil T.B., - "The Impact Response of a Vehicle Structural Rail by Experiments and Finite Analysis", in Symposium on Crashworthiness and Occupant Protection in Transportation Systems, T.B.Khalil, H.F.Mahmood, C.M.Ni and A.J.King (eds.), ASME Publication, AMD – Vol.126/BED-Vol.19, p.195-207, 1991.
100. Schelkle E., Remensperger R., - "Integrated Occupant – Car Crash Simulation with the Finite Element Method: The Porsche Hybrid III – Dummy and Airbag Model", in Frontal Crash Safety Technologies for the 90's, SAE paper No.910654, 1991.
101. Simons J. W., Kirkpatrick S. W., Richard W. Klopp R. W., Seaman L., - "Methods for modeling damage in finite element calculations", IA'96, Proceedings of International Seminar on Quasi-Impulsive Analysis, Osaka, Japan, p. 79-89, Nov. 15-19, 1999.
102. Simons-Morton B., Lerner N., Singer J., - "The observed effects of teenage passengers on the risky driving behavior of teenage drivers", Accident Analysis and Prevention, 37, p. 973–982, 2005.
103. Steiner W., Steinwender G., Unger B., - "Fatigue simulation of power train components during the design process", International Journal of Automotive Technology, Vol. 2, No. 1, p. 9-16, 2001.
104. Steyer, C., Diet, S., Du Bois, P., - "Numerical Simulation of the Proposed Side Impact Procedure", in Proceedings of Crashworthiness and Occupant Protection In Transportation Systems, AMD – Vol.106 and BED – Vol.13, T.B.Khalil, and A.I.King, (eds.), ASME Publisher, p.53-95, 1989.
105. Tada H., Paris P.C., Irwin G.R., - "The Stress Analysis of Cracks Handbook", 2nd Edition, St. Louis, 1985.
106. Thiriez K., Subramanian R., - "Tire Pressure Special Study Tread Depth Analysis", DOT HS 809 359, 2001.
107. Toribio J., - "Polynomial expressions of the Stress Intensity Factor for a cracked bolt", The 9th Biennial European Conference on Fracture, Varna, Bulgaria, 1992, p. 1083 – 1086.
108. Ursoniu S., Brindeu L., - "Unele aspecte ale dinamicii accidentelor de circulație mortale și impactului vehicul-pieton", Timișoara Medicală, Tom XXXV, nr.3, 1990, p.51-56.

109. Vander Lught D.A.. - "Passenger Car Frontal Barrier Simulation Using Nonlinear Finite Element Method", SAE Passenger Car Meeting and Exposition, Dearborn, Michigan. Paper No.871958, 1987.
110. Wang, H.C. and Merdith D., - "The Crush Analysis of Vehicle Structures", International Journal of Impact Engineering, Vol.1, No.3, pp.199-225, 1983
111. Wenzel T.P., Marc Ross M., - "The effects of vehicle model and driver behavior on risk", Accident Analysis and Prevention, 37, p. 479 – 494, 2005.
112. Wiggendaad J.F.M., - "Crasworthiness research at NLR (1990 - 2003)", The 4th International Crash Users Seminar, IKUS4, Amsterdam, 2 - 4 June 2003.
113. Winter R., Mantus M., Pifko A.B., - "Finite Element Crash Analysis of a Rear Engine Auytomobile, 4th International Conference on Vehicle Strctural Mechanics, SAE Publisher, pp.55-61, 1981.
114. Zouk A.K., Marzougui D., Bedewi N.E., - "Development of a detailed Vehicle Finite Element Model Part I: Methodology", International Crashworthiness Conference, Dearborn, Michigan, Woodhead Publishing Limited, p.1984-195, 1998.
115. * * * - "Dinamica accidentelor grave de circulație", ARTRI, 2002.
116. * * * - "Crash 3 Technical Manual", US Department of Transport, 1986.
117. * * * - "National Highway Traffic Safety Administration - Test Reference Guide Version 5", Volume I: Vehicle Tests", NHTSA, 2001.
118. * * * - "National Highway Traffic Safety Administration - Test Reference Guide Version 5, Volume II: Biomechanical Tests", NHTSA, 2001.
119. * * * - "National Highway Traffic Safety Administration - Test Reference Guide Version 5, Volume III: Component Tests", NHTSA, 2001.
120. * * * - "European New Car Assessment Programme" (EuroNCAP), EuroNCAP Protocol Changes January 2003.
121. * * * - "PAM - CRASH, PAM – SAFE", Reference Manual, 2000.
122. * * * - Isuzu Motors Limited, Crash Analysis of 760 Coupe, Body Engineering Department, Personal Communication, 1987.
123. * * * - Ove Arup & Partners International, - "An Integrated Approach To Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection", Report, Issue I, London, 1992.

CUPRINS

CAPITOLUL 1	1
INTRODUCERE	
<i>1.1. DINAMICA ACCIDENTELOR DE CIRCULAȚIE</i>	<i>1</i>
<i>1.2. ANALIZA CAUZELOR ȘI EFECTELOR PRODUCERII ACCIDENTELOR</i>	<i>11</i>
CAPITOLUL 2	26
STADIUL ACTUAL ÎN STUDIUL PARAMETRILOR COLIZIUNII AUTOVEHICULELOR	
<i>2.1. INTRODUCERE</i>	<i>26</i>
<i>2.2. SITUAȚII TIPICE DE COLIZIUNE</i>	<i>28</i>
<i>2.3. COLIZIUNEA UNIDIMENSIONALĂ</i>	<i>32</i>
<i>2.4. COLIZIUNEA BIDIMENSIONALĂ</i>	<i>34</i>
<i>2.5. TRAICTORIA AUTOVEHICULUI DUPĂ IMPACT</i>	<i>40</i>
<i>2.6. DEFORMAREA AUTOVEHICULUI ÎN TIMPUL IMPACTULUI</i>	<i>50</i>
<i>2.7. STABILIREA VITEZELOR LA COLIZIUNILE EXCENTRICE CU OBSTACOLE FIXE</i>	<i>59</i>
<i>2.8. METODE COMPLEMENTARE PENTRU DETERMINAREA VITEZEI ÎN FUNCȚIE DE DEFORMĂȚIILE REMANENTE</i>	<i>61</i>
<i>2.9. DETERMINAREA VITEZEI DE IMPACT LA O COLIZIUNE FRONTALĂ CU UN OBSTACOL FIX</i>	<i>65</i>
<i>2.10. DETERMINAREA VITEZELOR ÎN CALCULUL ÎN CAZUL UNUI AUTOTURISM CARE LOVEȘTE CU FAȚA SPATELE UNUI AUTOTURISM</i>	<i>67</i>
CAPITOLUL 3	75
SIMULAREA PRIN ANALIZĂ CU ELEMENTE FINITE A IMPACTULUI	
<i>3.1. PERSPECTIVĂ ISTORICĂ</i>	<i>75</i>
<i>3.2. CONSIDERAȚII PRIVIND TEHNOLOGIA EXPLICITĂ DE ANALIZĂ CU ELEMENTE FINITE</i>	<i>81</i>
<i>3.3. STUDII DE IMPACT ASUPRA UNUI LONJERON</i>	<i>103</i>
CAPITOLUL 4	114
INFLUENȚA SOLICITĂRILOR VARIABILE ÎN TIMP ASUPRA SIGURANȚEI CIRCULAȚIE	
<i>4.1. INTRODUCERE</i>	<i>114</i>
<i>4.2. PROPAGAREA FISURILOR DE OBOSEALĂ LA SOLICITĂRI VARIABILE CU AMPLITUDINE CONSTANTĂ</i>	<i>116</i>
<i>4.3. CORELAȚII ÎNTRE VITEZA DE PROPAGARE A FISURII ȘI VARIAȚIA FACTORULUI DE INTENSITATE A TENSIUNII</i>	<i>118</i>
<i>4.4. STUDIU DE CAZ PRIVIND ACCIDENTUL RUTIER PRODUS PE DN 69 ÎN RAZA LOCALITĂȚII ORȚIȘOARA ÎN LUNA IULIE 1997</i>	<i>124</i>
CAPITOLUL 5	132
CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE	
BIBLIOGRAFIE	135
CUPRINS	145