

ȘCOALA DOCTORALĂ INTERDISCIPLINARĂ

Facultatea de INGINERIE MECANICĂ

Ana TODERIȚĂ (căs. Sântean)

Studiu privind comportarea
mecanică a chingii centurilor de
siguranță ale autovehiculelor

Conducător științific

Prof.dr.hab.ing.mat. Sorin VLASE

BRAȘOV, 2023

Cuprins

Introducere.....	4
STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PRIVIND SISTEMELE DE SIGURANȚĂ.....	7
1.1 Analiza literaturii de specialitate în domeniu.....	7
1.2. O încercare de sistematizare a sistemelor de siguranță și a problematicii domeniului.....	8
1.3 Instituții desemnate în stabilirea performanței în siguranță.....	15
1.4 Utilizare incorectă a sistemelor de siguranță.....	17
1.5 Materiale utilizate pentru fabricarea centurilor de siguranță.....	21
1.6 Concluzii.....	24
OBIECTIVELE ȘI SCOPUL LUCRĂRII.....	25
2.1. Obiectivele tezei.....	25
REPRODUCEREA DEFECTELOR PENTRU ANALIZĂ.....	27
3.1 Pregătirea mostrelor pentru testare.....	27
3.2 Reproducerea defectului chingă zgâriată.....	29
3.3 Reproducerea defectului chingă arsă.....	30
3.4 Reproducerea defectului de chingă tăiată.....	31
MODELAREA SOLICITĂRILOR DIN CHINGA CENTURII DE SIGURANȚĂ.....	35
4.1. Introducere.....	35
4.2. Analiza cu elemente finite a unui sistem multicorp cu elemente elastice.....	36
4.3 Cinematică și dinamică.....	38
4.4. Metoda analitică în FEA a MBS.....	42
4.5. Concluzii.....	45
REZULTATELE ÎNCERCĂRILOR EXPERIMENTALE.....	47
5.1 Rezultate la încercarea de tracțiune pentru chingă în stare nouă.....	47
5.2 Rezultate la încercarea de tracțiune pentru chingă arsă.....	49
5.3 Rezultate la încercarea de tracțiune pentru chingă tăiată.....	50
5.4 Rezultate la încercarea de tracțiune pentru chingă zgâriată.....	52
SOLICITĂRILE DIN CHINGA CENTURII DE SIGURANȚĂ.....	54
6.1. Introducere.....	54
6.2. Modelul numeric al unei mașini de curse.....	55
6.3. Rezultate.....	58
6.4. Discuții.....	62
6.5. Concluzii.....	63
CONTRIBUȚII ORIGINALE, CONCLUZII, VALORIFICAREA REZULTATELOR ȘI DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE.....	64
7.1. Concluzii.....	64

7.2. Contribuții originale.....	64
7.3. Valorificarea și diseminarea rezultatelor.....	67
7.4. Direcții viitoare de cercetare.....	68
8. BIBLIOGRAFIE.....	69

Introducere

Introducere

Lucrarea de față se ocupă cu studiul performanțelor și comportării materialului chingii din centurile de siguranță în exploatare și a apariției defecțiunilor chingii din centurile de siguranță în condiții de manevrare neconformă din partea utilizatorului.

Lucrarea este structurată pe 6 capitole:

În Capitolul I, STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PRIVIND SISTEMELE DE SIGURANȚĂ, sunt descrise cercetări actuale legate de sistemele de siguranță și este prezentată evoluția complexității sistemelor de siguranță active și pasive. Acest capitol semnalează faptul că nu toți posesorii de autoturisme acordă importanță integrității și folosirii corecte a sistemelor de siguranță. În prezent, siguranța pasagerilor ocupă un loc primordial în sectorul automobilelor. Părțile interesate de-a lungul lanțului de producere al automobilelor recunosc importanța siguranței pasagerilor și își modernizează în mod constant ofertele pentru a furniza tehnologii de siguranță în siguranță care să protejeze pasagerii și pietonii. Implementarea politică proactivă și conștientizarea consumatorilor au jucat un rol cheie în popularizarea sistemelor de siguranță auto.

Tot în cadrul acestui capitol este prezentat și un studiu asupra proprietăților chingii, unde este analizat procesul de producție al chingii și tipurile de materiale folosite și proprietățile acestora.

În Capitolul II, OBIECTIVELE ȘI SCOPUL LUCRĂRII sunt prezentate pe scurt care este obiectivul principal al acestei lucrări și care sunt obiectivele secundare urmărite în cadrul tezei. Obiectivul principal îl reprezintă elaborarea unui model pentru studiul chingii centurilor de siguranță din punctul de vedere al funcționabilității și al comportării în cazul apariției unor defecte tipice, urmat de calcule facute pentru studiul unui astfel de sistem și de determinari experimentale, necesare efectuării studiului. Autorii își propun determinarea modului în care diferite defecte din structura materialului centurii de siguranță pot influența comportarea acesteia în caz de accident.

Câmpul principal de aplicabilitate al acestor cercetări este în domeniul siguranței auto.

În capitolul III, REPRODUCEREA DEFECTELOR PENTRU ANALIZĂ s-a detaliat modul de reproducere al defectelor principale analizate, cauza acestora și o descriere scurtă a utilajului cu care se vor testa mostrele. Sunt analizate centurile care pot prezenta tăieturi, zgârieturi sau ardere, defecte care sunt mai des întâlnite în practică.

În Capitolul IV, METODE ANALITICE PRNTRU MODELAREA COMPORTĂRII LA SOLICITĂRI DINAMICE ALE CHINGII CENTURII DE SIGURANȚĂ se propune un model de calcul al chingii centurilor de siguranță și se prezintă, comparativ, metodele mecanicii analitice care pot fi utilizate pentru determinarea solicitărilor dinamice care apar în chingă, în cazul unui accident. Cel mai important pas în analiza dinamică a unui sistem multicorp cu elemente elastice o reprezintă scrierea ecuațiilor de evoluție pentru sistem. Următorii pași care urmează și anume, asamblarea ecuațiilor de mișcare și rezolvarea acestora se vor face după metodele clasice utilizate în software-ul comercial al metodei elementelor finite. Obținerea ecuațiilor este deci cea mai dificilă problemă de rezolvat, având în vedere multitudinea de termeni care apar într-o astfel de descriere. Ca urmare, găsirea unui formalism care să facă posibilă scrierea cât mai ușoară a acestor ecuații este un pas important în această analiză. Mecanica analitică oferă mai multe formulări, echivalente între ele și echivalente cu ecuațiile lui Lagrange. Putem enunța aici ecuațiile Gibbs-Appell, ecuațiile Hamilton, ecuațiile lui Maggi, ecuațiile lui Jacobi și alte forme echivalente pot fi utilizate în acest fel. Cel mai important pas în analiza dinamică a unui sistem multicorp cu elemente elastice o reprezintă scrierea ecuațiilor de evoluție pentru sistem. Următorii pași care urmează și anume, asamblarea ecuațiilor de mișcare și rezolvarea acestora se vor face după metodele clasice utilizate în software-ul comercial care transpune în aplicații metoda elementelor finite. Obținerea ecuațiilor este deci cea mai dificilă problemă de rezolvat, având în vedere multitudinea de termeni care apar într-o astfel de descriere. Că urmare, găsirea unui formalism care să facă posibilă scrierea cât mai ușoară a acestor ecuații este un pas important în această analiză. Metoda folosită aproape exclusiv în acest tip de analiză, până acum, a fost metoda ecuațiile lui Lagrange. Acest lucru se datorează în primul rând faptului că cercetătorii sunt foarte familiarizați cu această metodă și folosesc noțiuni fundamentale utilizate în prezent frecvent (energie cinetică, potențiala, lucru mecanic, ...). Însă mecanica analitică oferă

mai multe formulări, echivalente între ele și echivalente cu ecuațiile lui Lagrange. Ecuațiile Gibbs-Appell, ecuațiile Hamilton, ecuațiile lui Maggi, ecuațiile lui Jacobi și alte forme echivalente pot fi utilizate pentru acest tip de probleme. Aceste metode sunt prezentate comparativ în cadrul tezei, alegându-se în final, pentru aplicația prezentată, metoda Gibbs-Appell.

În Capitolul V, REZULTATELE ÎNCERCĂRILOR EXPERIMENTALE, s-au detaliat rezultatele încercărilor la tracțiune pentru fiecare mostră în parte în cazul fiecărui tip de defect, identificându-se situația ce are un impact semnificativ din punct de vedere al performanței.

Capitolul VI, intitulat SOLICITĂRILE DIN CHINGA CENTURII DE SIGURANȚĂ își propune să determine comportamentul centurii de siguranță, în cazul existenței unui pasager, legat cu centură într-un vehicul echipat și cu un atenuator în față, care are rolul de a micșora șocurile. Se determina în acest fel forțele și tensiunile care apar în centura de siguranță. O modelare cu metoda elementelor finite (MEF) este utilizată astfel pentru a determina sarcinile la care este supus pasagerul dar și modul în care centura de siguranță rezistă la șocul la care este supusă. Determinarea forțelor care apar în timpul șocului se face folosind metoda Gibbs-Appell. Rezultatele pot fi utile proiectanților, pentru a vedea dacă sistemul poate oferi o siguranță minimă într-o cursă.

În Capitolul VII, sunt prezentate CONCLUZIILE FINALE, CONTRIBUȚII ORIGINALE, DISEMINAREA REZULTATELOR ȘI DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE. Sunt făcute, în cuprinsul acestui capitol, recomandări utile unor aplicații viitoare și sunt prezentate direcții viitoare de cercetare. Doresc să mulțumesc pentru tot sprijinul primit, în mod direct sau indirect și pentru îndrumarea pe care am primit-o de la personalul Universității TRANSILVANIA. Activitățile pentru elaborarea și fundamentarea științifică a acestei lucrări au fost posibile ca rezultat al unei îndrumări științifice de înalt profesionalism și calitate.

Capitolul I.

STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PRIVIND SISTEMELE DE SIGURANȚĂ

1.1 Analiza literaturii de specialitate în domeniu

Sistemele de siguranță reprezintă un element central în cazul proiectării unui autovehicul. Cele pasive sunt utilizate de multă vreme în fabricație și sunt constituite din structura care asigură rezistența mașinii, atenuatorii elastici de impact situați mai ales în partea frontală a mașinii (ar și lateral), centurile de siguranță, airbag-urile, control adaptiv, habitacul în principal. Centura de siguranță este elementul care va fi studiat în cazul lucrării de fata. Sistemele active de siguranță includ perfecționări ale sistemelor de frânare, direcție, suspensie, iluminare și ele sunt utilizate frecvent în echiparea autoturismelor care se găsesc acum pe piața auto.

Accidentele rutiere sunt cauza unei părți semnificative a morbidității și mortalității și duc la mai mulți ani de viață pierduți decât majoritatea bolilor umane. S-au studiat, ca o consecință factorii comportamentali care reprezintă, în mod colectiv, cauza principală a trei din cinci accidente și contribuie hotărâtor la cele rămase. O clasificare a factorilor comportamentali este necesară și fezabilă. Astfel, factorii comportamentali pot fi:

(i) cei care reduc capacitatea pe termen lung (neexperiență, îmbătrânire, boală și dizabilitate, alcoolism, abuz de droguri);

(ii) cei care reduc capacitatea pe termen scurt (somnolență, oboseală, intoxicație acută cu alcool, efecte de droguri pe termen scurt, alimentație excesivă, stres psihologic acut, distragere temporară a atenției);

(iii) cele care promovează comportamentul de asumare a riscurilor cu impact pe termen lung (supraestimarea capacităților, atitudine agresivă, viteză excesivă în mod obișnuit), nerespectarea regulilor de circulație, comportament indecent la volan, neutilizarea centurii de siguranță sau a căștii de siguranță, așezarea inadecvată în timpul conducerii, predispoziția la accidente);

(iv) cele care promovează comportamente de asumare a riscurilor cu impact pe termen scurt (consum moderat de etanol, medicamente psihotrope, infracțiuni cu vehicule, comportament sinucigaș, acte compulsive).

Alunecarea centurii abdominale peste creasta iliacă a pelvisului în timpul accidentelor frontale poate crește substanțial riscul de rănire a pasagerilor. O multitudine de factori, legați de ocupanți sau de designul centurii, sunt

asociați cu acest fenomen. Pentru a face un studiu al lui se identifică cei mai importanți parametri și este dezvoltat un model cu elemente finite [34]. Unghiul centurii, tensiunea dezvoltată în centură și frecarea centurii de corp sunt principalii parametri identificați a avea un rol în accidente.

Pentru a identifica dacă șoferul poartă o centură de siguranță pusă corect, în lucrare [35] este propus un algoritm de detectare a purtării centurii de siguranță bazat pe poziția punctelor caracteristice ale articulațiilor umane. O platformă experimentală pentru testarea centurilor de siguranță este propusă în [36]. Această platformă poate realiza în siguranță și eficient experimentele de accelerare a vehiculului pentru a verifica centura de siguranță și are beneficii economice. Metode de analiză a eforturilor și tensiunilor care apar în centura de siguranță sunt prezentate în [37,38]. Probleme legate de transmisibilitatea scaunului în cazul utilizării centurii de siguranță sunt semnalate în [39]. Transmisibilitatea servește la evaluarea performanțelor de atenuare a vibrațiilor a scaunelor. Deoarece scaunul și șoferul interacționează unul cu celălalt, transmisibilitatea scaunului este afectată de caracteristicile dinamice ale șoferului. Constrângerea mișcării șoferului cauzată de centura de siguranță are ca rezultat modificarea dinamicii scaunului-șofer și a transmisibilității scaunului. Accelerațiile vibrațiilor au fost măsurate pe perna scaunului și la baza scaunului atunci când șoferul purta o centură de abdomen sau un ham pentru scaun în patru puncte. Pe baza analizei acestor parametri, s-a studiat modul în care centura de siguranță afectează dinamica șoferului scaunului și transmisibilitatea scaunului. Modele utilizate pentru proiectarea și calculul centurilor de siguranță sunt prezentate în [40-44]. Rolul centurii de siguranță în evitarea accidentelor grave este relevant în lucrările [45-48]. Constatăm că majoritatea lucrărilor se referă la soluțiile constructive, la legislație, la problemele medicale, la metodele de promovare a purtării centurii și doar puține lucrări se ocupa cu calculul și dimensionarea centurilor de siguranță.

1.2. O încercare de sistematizare a sistemelor de siguranță și a problematicii domeniului

1.2.1 Sisteme de siguranță - descriere generală

În prezent, siguranța pasagerilor ocupă un loc primordial în sectorul automobilelor. Părțile interesate de-a lungul lanțului valoric al automobilelor recunosc importanța siguranței pasagerilor și își modernizează în mod constant ofertele pentru a furniza tehnologii de siguranță în siguranță care să protejeze pasagerii și pietonii. Implementarea

politică proactivă și conștientizarea consumatorilor au jucat un rol cheie în popularizarea sistemelor de siguranță auto.

Sistemele de siguranță pasive sunt deja clasice și rolul lor este bine delimitat și cunoscut. Sistemele pasive joacă un rol în limitarea pagubelor/vătămirilor cauzate șoferului, pasagerilor și pietonilor în caz de accident. Airbag-uri, centuri de siguranță, sistem de protecție împotriva șocurilor sunt sisteme comune de siguranță pasivă instalate în vehicule în prezent.

Airbagurile frontale reprezintă un standard pentru toate autoturismele noi începând din 1998 și pentru camioanele ușoare din 1999. Majoritatea autovehiculelor le-au deținut și înainte. Senzorii de impact conectați la un computer de bord detectează o coliziune frontală și declanșează pernele de aer. Acestea se umflă în câteva milisecunde după care încep să se dezumfle.

Caracteristicile centurii de siguranță

Dispozitivul de pretensionare al centurilor de siguranță reține imediat chinga pentru a opri pasagerul în timpul unui impact frontal. Acest lucru ajută, de asemenea, ocupanții locului să profite în mod corespunzător de un airbag. Limitatorii de forță, o caracteristică însoțitoare pentru dispozitivele de pretensionare, gestionează forța pe care o exercită centura pe pieptul ocupantului.

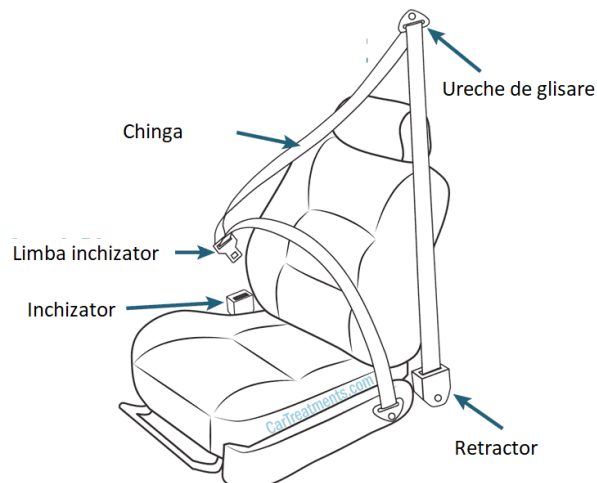


Figura 1.1. Sistem de ancorare al centurii [49]

Unele modele oferă centuri de siguranță gonflabile pe bancheta din spate, care reduc în continuare forța centurilor asupra pasagerilor din spate într-un accident și distribuie aceste forțe într-o zonă mai largă - o preocupare deosebită pentru ocupanții mai fragili, cum ar fi copiii sau vârstnicii.

LATCH (ancoraje inferioare și sisteme pentru copii)

Toate vehiculele trebuie acum să dețină sistemul LATCH pentru a face instalarea scaunului pentru copii mai ușoară și mai sigură. Sistemul dispune de ancoraje inferioare încorporate și punctele de prindere superioare pentru scaunele pentru copii compatibile cu LATCH.

Sistem antiblocare pentru frâne (ABS)

Înainte de sistemul ABS, era ușor să se blocheze roțile în timpul frânării bruște. Glisarea pneurilor din față face imposibilă direcționarea, în special pe suprafețe alunecoase. ABS previne acest lucru prin utilizarea senzorilor la fiecare roată și a unui computer care maximizează acțiunea de frânare la fiecare roată individuală pentru a preveni blocarea. ABS permite șoferului să mențină controlul de direcție în timpul frânării, astfel încât mașina să poată fi manevrată în jurul unui obstacol, dacă este necesar. Acesta este sistemul care aplică rapid frânele pentru a oferi putere maximă și control.

Controlul tracțiunii

Acest sistem controlat electronic limitează rotirea roții în timpul accelerării, astfel încât roțile motoare să aibă o tracțiune maximă. Unele sisteme de control al tracțiunii funcționează numai la viteze reduse, în timp ce altele funcționează la toate vitezele.

A devenit obișnuită în special în cazul SUV-urilor. Producătorii de autovehicule tind să aibă un nume de proprietate pentru sistemele lor de control al stabilității.

1.2.2. Performanță în sistemele de siguranță

O prezentare privind capabilitatea performanțelor sistemelor de siguranță este făcută în cele ce urmează. În domeniul siguranței active există următoarele sisteme frecvent utilizate de fabricanți:

- Sistemul PRE SAFE
- DISTRONIC PLUS cu frână PRE-SAFE
- 2017 Sunet PRE-SAFE
- Asistență în menținerea căii de rulare
- Atenționare la părăsirea căii de rulare
- Atenționare privind modificarea benzii de circulație
- Radarul de sprijin pentru schimbarea benzii de circulație LCS
- Sistem video de asistență de alertă DAS-W
- HWSS-AC Adaptive Cruise Control
- Sistemul electronic de stabilitate ESP-BAS1

Performanțe în domeniul siguranței pasive

- **Centura de siguranță**

Centura este o parte componentă a unui sistem de reținere cu rolul de a menține corpul pasagerului solidar cu scaunul.

Centura de siguranță a fost inventată de George Cayley, inginer englez la sfârșitul anilor 1800, care a creat aceste centuri pentru a ajuta la păstrarea piloților în interiorul vehiculelor lor. Cu toate acestea, prima centură de siguranță brevetată a fost creată de americanul Edward J. Claghorn la 10 februarie 1885 pentru a menține turiștii în siguranță în taxiurile din New York City. În timp, centura de siguranță a început să apară în fabricarea mașinilor pentru a ajuta pasagerii și șoferii să rămână în scaunele auto. La momentul respectiv nu se punea accent pe siguranța pasagerilor și a șoferului.

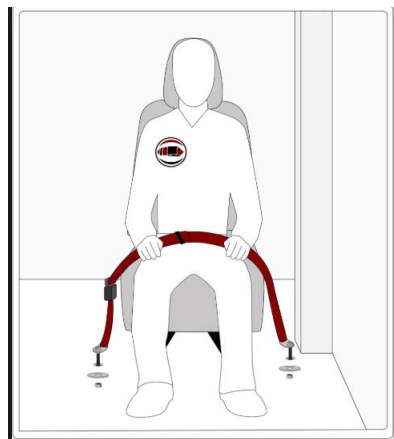


Figura 1.4 Centura de siguranță în 2 puncte [51]

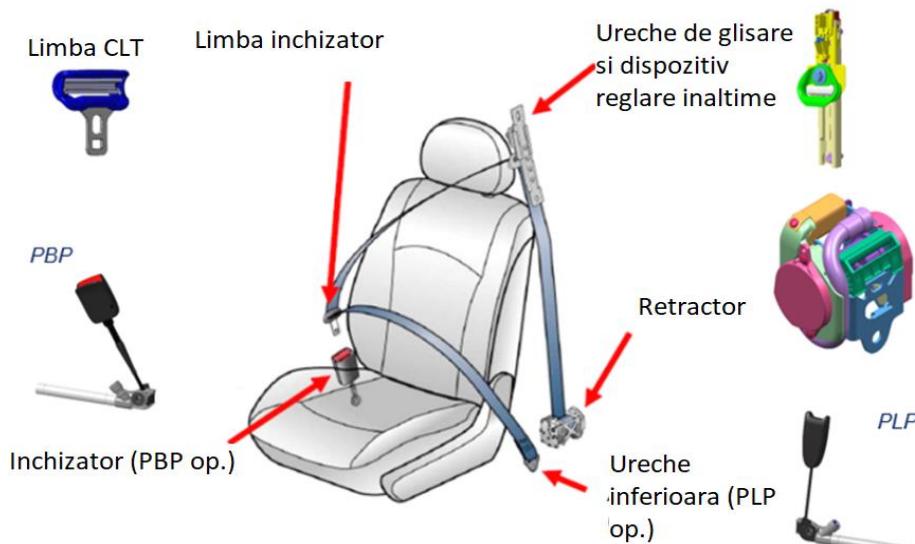


Figura 1.5. Elemente de siguranță pasivă [52]

Acest ansamblu este compus din:

- elemente de înmagazinarea a chingii;
- elemente de fixare pe caroserie;
- elemente de închidere ale centurii;

În momentul rulării autovehiculului în trafic pasagerul este protejat de centură prin 2 sisteme de blocare:

- Sistem sensibil la decelerații aplicate chingii - webbing sensitivity;
- Sistem sensibil la accelerații, decelerații și înclinații ale autovehiculului- car sensitivity.

Din punct de vedere al complexității centurile în trei puncte se clasifică în :

- centuri statice cu sistem de blocare standard
- centuri pirotehnice care prezintă funcția de pretensionare în plus față de cele statice.

Un dispozitiv de pretensionare este un dispozitiv care retrage în mod activ o porțiune de chingă (aproximativ 10-15 cm) în timpul impactului, pentru a menține pasagerul auto aderent la scaunul său și pentru a preveni contactele cu volanul sau cu bordul.

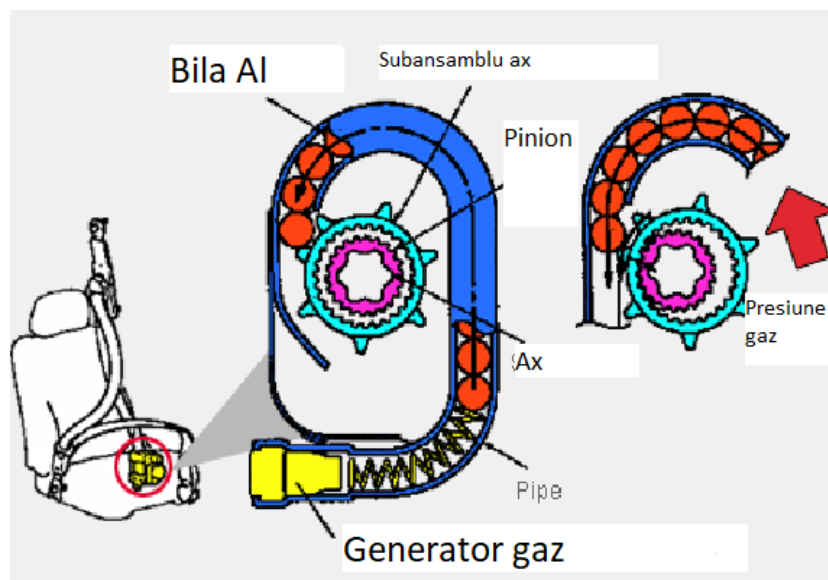


Figura 1.6. Model de sistem de pretensionare al centurii [53]

Acest sistem, prezentat în Figurile 1.6 și 1.7, este format dintr-un tub, un lanț de bile și la capăt există o pastilă cu pulbere pirotehnică. În momentul impactului se transmite un semnal către pastilă și explodează. Acea explozie produce o forță care împinge bilele într-un colector, ghidate cu ajutorul unui pinion. Acesta la rândul său este conectat la ansamblul pe care este înfășurată chingia și retrage automat 120 de mm de chingă în sistemul de înmagazinare.

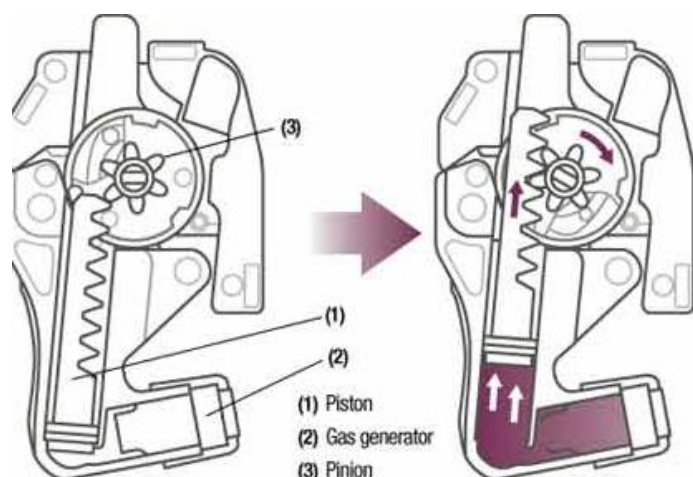


Figura 1.7. Sistem de pretensionare cu macara [54]

Evaluarea autovehiculelor din punct de vedere al siguranței

Pentru distribuirea produselor finale pe piață, autovehiculele trebuie să îndeplinească anumite cerințe din punct de vedere al siguranței.

- Cerințe îndeplinite pentru cumpărători:

Pentru a informa și ajuta în luarea deciziilor privind performanțele în siguranță au fost create organisme ca de exemplu Euro NCAP în Europa, US NCAP și IIHS în America, J-NCAP în Japonia, C-NCAP în China ...

- Cerințe legale:

Minimul pentru a îndeplini specificațiile dintr-o anumită regiune;

ex. ECE-R94 pentru Europa, FMVSS în America, CCC în China.

- Cerințele clientului:

Cerințe și specificații interne;

- Obiective de dezvoltare a produselor;

Euro NCAP a introdus evaluarea generală a siguranței în 2009, pe baza evaluării în patru domenii importante:

- Protecția ocupanților -adulți (pentru șofer și pasager);
- Protecția ocupanților-copii;
- Protecția pietonilor care a fost extinsă pentru a include cicliștii și este acum cunoscută sub numele de protecția utilizatorilor vulnerabili al drumurilor (VRU); și
- Safety Assist, care a evaluat tehnologiile de asistență a șoferilor și de evitare a accidentelor.

Asistență de siguranță

Scorul de asistență pentru siguranță este determinat de la teste la cele mai importante tehnologii de asistare a conducătorului auto care susțin conducerea în condiții de siguranță pentru a evita accidentele și a reduce rănilor. În aceste teste, Euro NCAP testează funcționalitatea sistemului și/sau performanța în timpul condusului normal și în scenariile tipice de accidente.

1.2.3 Sisteme de siguranță active

Elementele de siguranță active sunt cele care ajută la prevenirea sau atenuarea accidentelor rutiere. Spre deosebire de caracteristicile de siguranță pasivă - care sunt concepute pentru a proteja ocupanții vehiculelor odată ce a avut loc un accident - elementele de siguranță active se vor angaja fie să prevină apariția accidentului, fie să reducă severitatea unui accident inevitabil (Figura 1.12).

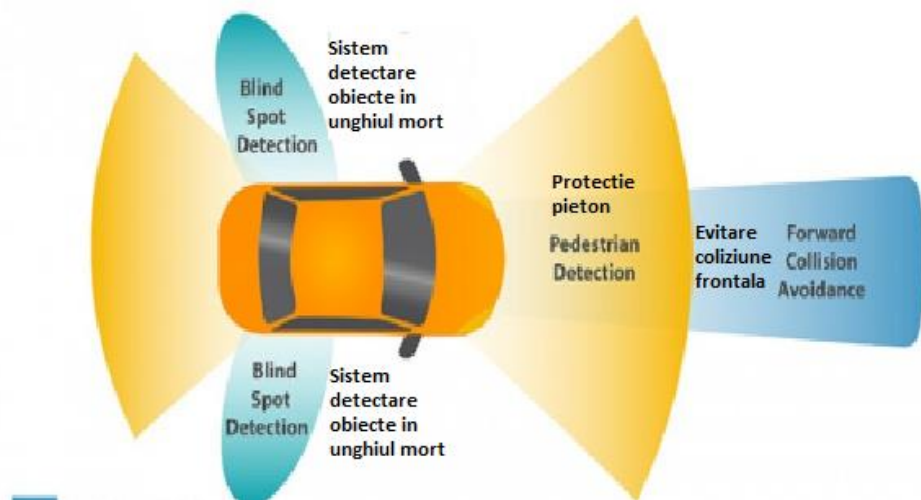


Figura 1.12. Sisteme de siguranță active prezente la un autovehicul [58]

Sistemele active de siguranță au devenit din ce în ce mai eficiente în ultimii ani și, pe măsură ce tehnologia continuă să se dezvolte, tehnologiile avansate de evitare a coliziunilor continuă să fie oferite pe o gamă mai largă de vehicule.

Exemple de sisteme de siguranță active:

1. Poziționarea scaunului șoferului pentru o vizibilitate mai bună;
2. Nivel scăzut de zgomot în interior;
3. Șasiu echilibru și manipulare;
4. Greutate redusă ;
5. Mai bună aderență a anvelopei;
6. Instrumente și simboluri de avertizare lizibile ;
7. Afișează capul în sus;
8. Coliziune de avertizare / evitare;
9. Sistem de franare anti-blocare;
10. Asistență la frânare;
11. Avertizare timpurie de frânare severă înainte;
12. Sistem electronic de control al stabilității (ESP);
13. Controlul tracțiunii;
14. Sistem adaptiv sau autonom de control al vitezei de croazieră ;

15. Adaptare inteligentă la viteză ;

1.3 Instituții desemnate în stabilirea performanței în siguranță

Euro NCAP și-a luat angajamentul de a furniza informații clare , cuprinzătoare și în timp util privind siguranța autovehiculelor de pe piață .Se considera că procese asigura o evaluare corectă din punct de vedere performanță .

Fiecare organizație membră a Euro NCAP sponsorizează evaluarea a cel puțin unui model de mașină pe an. Aceștia pot alege un vehicul care este relevant pentru propria lor piață internă sau unul care este deosebit de important într-un anumit segment de piață. În plus, producătorii de vehicule își pot sponsoriza propriile mașini. Procesul urmat este exact același pentru ambele cazuri.

Până la 4 autoturisme sunt necesare pentru o evaluare de către Euro NCAP. Odată ce mașinile se află la laboratorul de încercări, producătorul este informat cu privire la numerele de identificare ale vehiculelor (VIN) și li se cere să confirme specificațiile.

Clasificarea respectă următoarele standarde:

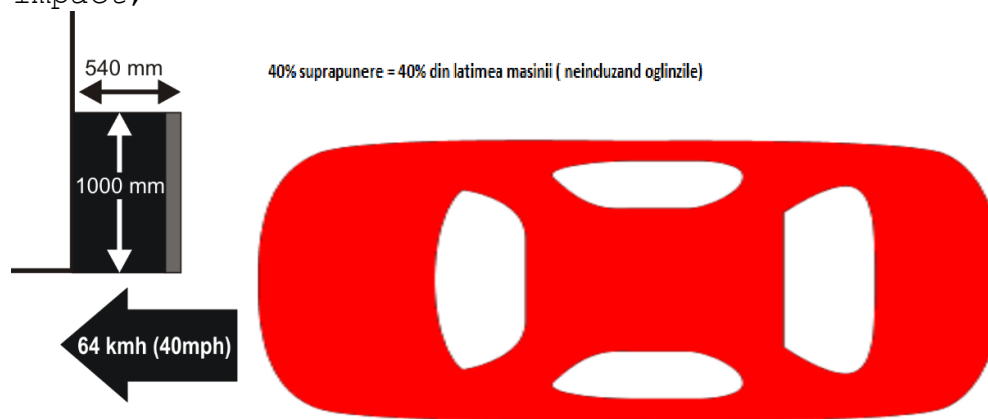
5 stele din punct de vedere al siguranței: Performanță generală bună în protecția împotriva accidentelor. Bine echipat cu o tehnologie robustă de evitare a accidentelor

4 stele din punct de vedere al siguranței: performanță generală bună în protecția împotriva accidentelor; pot exista tehnologii suplimentare de evitare a accidentelor

3 stele din punct de vedere al siguranței: protecția medie a pasagerilor, dar fără tehnologie de evitare a accidentelor

2 stele din punct de vedere al siguranței: protecția nominală la impact, dar lipsită de tehnologie de evitare a accidentelor

1 stea din punct de vedere al siguranței: protecția marginală la impact;



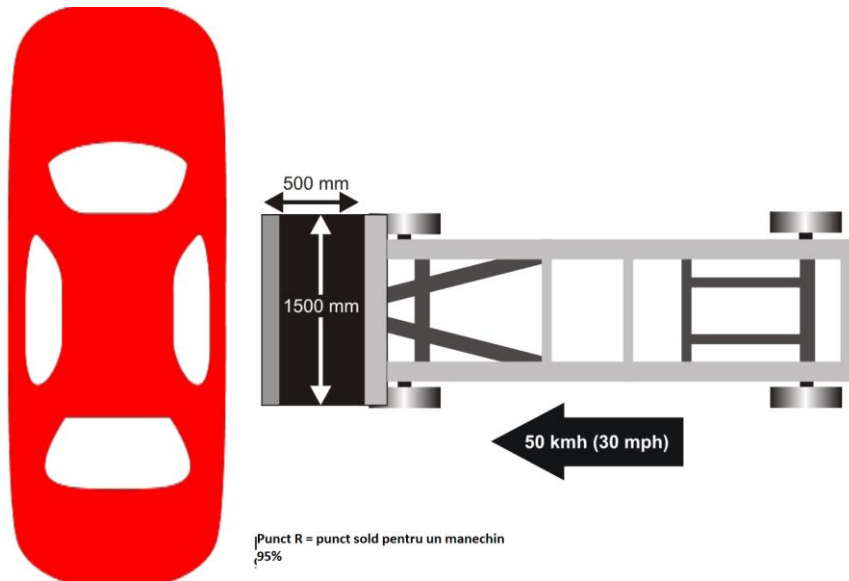


Figura 1.13. Schemă a două tipuri de impact testate (frontal și lateral)

[59]

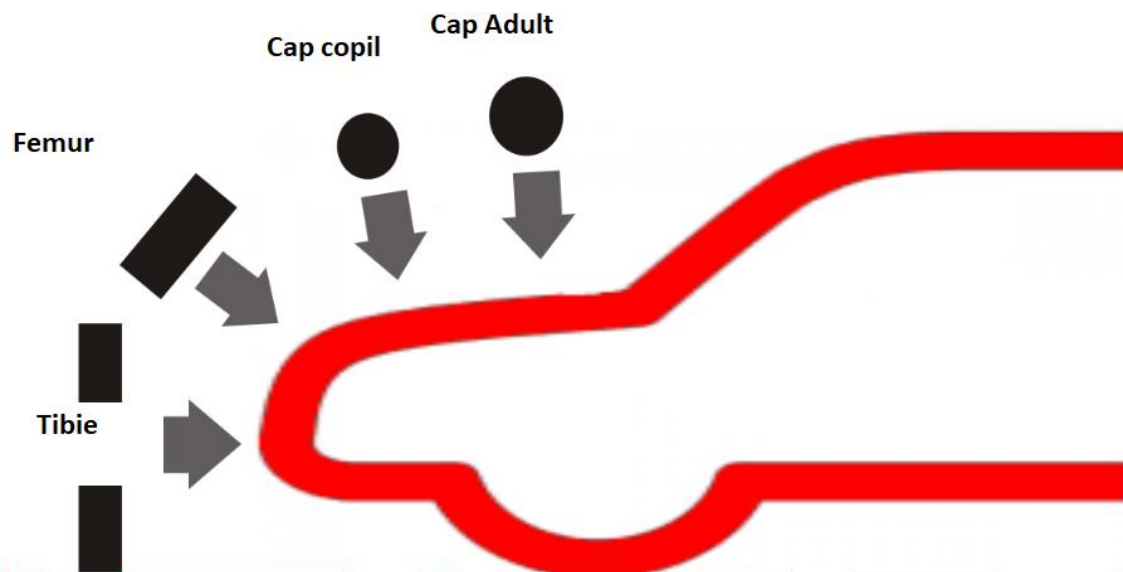


Figura 1.14. Test de impact pieton-autovehicul [59]

Regulamente pentru sisteme de siguranță

Siguranța vehiculelor în țările Uniunii Europene este reglementată în principal de standardele și reglementările internaționale elaborate de Uniunea Europeană (UE) și de Comisia Economică pentru Europa a Organizației Națiunilor Unite (CEE-ONU).

Cu obiectivul principal de eliminare a barierelor comerciale, armonizarea internațională a standardelor vehiculelor de către CEE a ONU a început în 1958 sub supravegherea Grupului de lucru pentru construirea de vehicule al Comisiei pentru transporturi interne [149] de la Geneva. Aceasta a oferit cadrul pentru un sistem de omologare voluntară de tip bazat pe regulamentele CEE-ONU.

În 1970, UE și statele sale membre au elaborat un nou cadru pentru acordul și cooperarea internațională privind inițiativa privind siguranța vehiculelor, care au culminat cu omologarea comună obligatorie de tip A a vehiculelor (care a intrat în vigoare în 1998) și pentru motoarele cu două și trei roți vehicule (în vigoare în 2003).

Regulamentul ONU Începând cu 2015, există 135 de regulamente ale ONU anexate la Acordul din 1958; majoritatea reglementărilor acoperă o componentă sau o singură tehnologie a vehiculului. Apare o listă parțială a reglementărilor actuale aplicabile autoturismelor (se pot aplica reglementări diferite pentru vehiculele grele, motocicletele etc.) Nerespectarea acestor standarde poate pune în pericol viața atât viața pasagerilor și a șoferului din autovehicul cât și a pietonilor .In clipa în care se detectează o problemă care ar putea afecta siguranța se face rechemarea în fabrică/service a autovehiculelor afectate. De-a lungul timpului au existat mai multe astfel de situații[181].

1.4 Utilizare incorectă a sistemelor de siguranță

Deși producătorii de autovehicule și furnizorii acestora își verifică conformitatea produselor cu legislația în vigoare , în urma manevrării greșite sau utilizării incorecte a produsului aceste sisteme de siguranță de siguranță pot fi afectate dacă nu sunt folosite conform cu instrucțiunile sau întreținute corect .

Un studiu realizat pe 300 de femei cu vârste între 17 și 34 de ani, realizat în 2016 de Behavior & Attitudes, în numele RSA a constatat că:

- 28% au recunoscut că au folosit greșit centura de siguranță, purtându-l sub braț, crescând la 35% în rândul femeilor mai tinere.
- 53% dintre cei intervievați au spus că prietenii lor au purtat centura de siguranță sub braț
- Principalele motive citate pentru purtarea centurii de siguranță sub braț au fost ameliorarea tensiunii gâtului (49%) și confortul general (47%).
- 9% au spus că este pentru a-și proteja bronzul, sau 7% pentru a proteja îmbrăcămintea.

Deși respectarea centurii de siguranță este constant foarte puternică în rândul femeilor tinere, nu este universală: de exemplu 23% nu poartă întotdeauna centura de siguranță ca pasager din spate.

În urma unui studiu general s-au constatat următoarele practici greșite în rândul pasagerilor și șoferilor din punct de vedere al asigurării cu centura:

- centură de siguranță poziționată sub brat (2% din șoferi și 2% din toți pasagerii);
- centură de siguranță poziționată în spatele scaunului (0,5% din totalul șoferilor; 1 caz);
- centură poziționată pe braț (9% din șoferi și 21% din toți pasagerii);
- centură poziționată aproape de gât (8% din șoferi și 8% din toți pasagerii);
- centură răsucită (20% din totalul șoferilor și 23% din toți pasagerii);
- centură cu exces de material (8% din șoferi și 9% din toți pasagerii);
- partea de șold poziționată pe abdomen (4% din șoferi și 9% din toți pasagerii);
- scaun poziționat cu unghi exagerat în spate (6% din totalul șoferilor și 9% din totalul pasagerilor).
- scaunul poziționat mult înapoi (9% din șoferi și 17% din toți pasagerii);
- poziția neoptimă a stâlpului B reglat al punctului de ancorare (19% din toți șoferii și 38% din toți pasagerii).

Un alt subiect în rândul pasagerilor este purtarea centurii de siguranță de către femeile însărcinate. Conform analizei răspunsurilor la chestionar de către 1931 de participanți, utilizarea centurii de siguranță în timpul sarcinii este de 91,9%, cu toate acestea, rezultatele au arătat că o proporție foarte mică, doar 4,3% dintre femeile gravide și-au poziționat corect centurile de siguranță. Trei din patru femei par să-și poziționeze secțiunile fie „de-a lungul abdomenului” fie „Plat peste coapsele superioare”. Centurile de siguranță, utilizate corect în trei puncte sunt sisteme de blocare cruciale pentru siguranța atât a fătului, cât și a femeilor gravide.

Acest studiu dezvăluie, de asemenea, că femeile gravide caută în mod activ informații despre utilizarea centurii de siguranță în timpul sarcinii. Disconfortul este una dintre cauzele pentru care femeile însărcinate nu poartă centura de siguranță.

La o centură în trei puncte utilizată corect, pasagerul a introdus limba în închizător și există chingă atât transversal cât și în zona abdominală va acționa în caz de impact într-un mod diferit față de o centură unde pasagerul are chinga doar pe zona pieptului (limba introdusă în închizător însă centură este trasă prin spatele scaunului).

În cazul în care nu se spală chinga conform instrucțiunilor, spălare ușoară cu săpun și material neabraziv poate duce la scămoșarea chingii, deteriorarea structurii.

Un studiu al NHTSA (Național Highway Traffic Safety Administration) (Figura 1.15) arată că există posibilitatea de îmbunătățire al sistemelor de siguranță. Privind din prisma în

care mulți pasageri din autovehicul inclusiv șoferii găsesc metode pentru a nu purta centura de siguranță, acest studiu s-a axat pe instalarea de senzori în locuri cheie (Figura 2.13) pentru a detecta posibilele variații ce pot fi aduse din exterior cum ar fi:

- Introducere limba falsă în închizător (reper neconectat la ansamblu centură);
- Centură de siguranță cuplată în închizător, trasă prin spatele scaunului;
- Centură de siguranță cuplată în închizător, chinga de pe zona pieptului trasă prin spatele scaunului;
- Centură de siguranță cuplată în închizător, chinga de pe zona pieptului ținută în spatele șoferului;
- Centură pasager dreapta cuplată în închizător parte șofer - șoferul nu este asigurat;

Combinăția de senzori selectată a inclus următoarele:

- Detecția originală a ocupantului pe scaun;
- Sistem RFID de potrivire închizator cu limba închizator aferentă;
- Senzori de detecție lungime de chinga extrasă;
- Senzori de unghi pentru urechea de glisare;

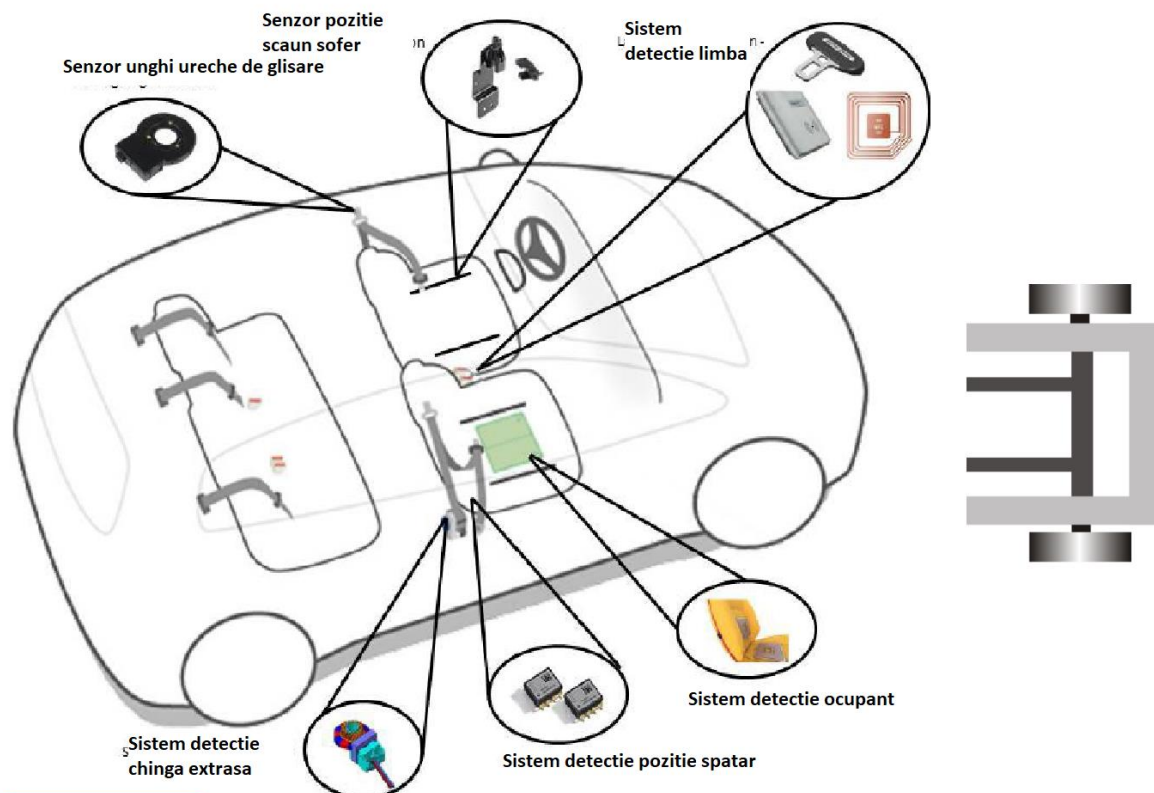


Figura 1.15. Poziționare senzori pentru studiul NTHSA

Sistemul a putut detecta în 95 % dintre cazuri folosirea incorectă a centurii, studiul bazându-se pe un eșantion de 34 de participanți cu înălțime cuprinsă între 155 cm și 189 cm și greutatea variind între 47 și 118 kg.

Un alt mod de utilizare incorectă al sistemelor de siguranță este neverificarea integrității lor și întreținerea necorespunzătoare a acestora.

Întreținerea este o altă considerație esențială a chingii. De regulă, cele mai multe țesături trebuie să fie păstrate curate și uscate, deși unele materiale, cum ar fi polipropilena sunt rezistente la apă. Pentru a curăța pânzele este recomandat un detergent ușor, deși este esențial să rețineți că materialele menționate mai sus sunt fabricate în culori, care se pot estompa sau sângera atunci când sunt expuse anumitor afecțiuni sau tratamente mai curate. Prin urmare, consultați producătorul pentru cea mai bună abordare de întreținere. Pentru a crește utilizarea centurilor de siguranță și pentru a încuraja oamenii să le folosească, producătorii de vehicule s-au dezvoltat sisteme de memento, care avertizează ocupanții că centurile de siguranță nu sunt purtate. Sistemele tind să funcționeze detectând greutatea unui ocupant pe scaun și dacă este centura cuplată. Dacă detectează că un ocupant nu poartă centura de siguranță, se va auzi o alarmă. Aceste sisteme sunt acum obligatorii. Din noiembrie 2014, SBR-urile sunt obligatorii în Europa pe scaunul șoferului pentru mașinile noi.

Chinga este un material rezistent la UV și schimbări de temperatură însă se poate deteriora dacă intervenim asupra sa cu obiecte ascuțite sau care pot agăța (ex: accesorii haine/geantă).

Deși majoritatea firmelor care se ocupă de întreținerea autovehiculelor interior și exterior oferă servicii de curățare al chingilor, nu toți clienții îl cer și nu este efectuat corect în toate locurile.

- Spălarea chingii cu diverse soluții chimice pentru îndepărtarea rapidă a murdăriei, poate avea ca rezultat deteriorarea fibrelor în funcție de compoziția soluției;

- Spălarea chingii cu diverse materiale abrazive , poate avea ca rezultat deteriorarea chingii;

- Spălarea chingii, neuscarea completă a acesteia și înmagazinarea ei în interiorul retractorului, poate afecta reperele metalice prin apariția coroziunii și automat afectarea funcționalității produsului.

Același lucru se poate întâmpla în cazul în care proprietarul transportă animale care pot roade chinga.



Figura 1.16. Centură cu chingă deteriorată în urma transportului neconform al animalelor

1.5 Materiale utilizate pentru fabricarea centurilor de siguranță

Dezvoltarea rapidă și utilizarea materialelor compozite a început în anii 1940. Industria polimerilor a crescut rapid și a încercat să exploateze piața plasticului într-o varietate de aplicații. Apariția unor noi polimeri ușori din laboratoarele de dezvoltare a oferit o posibilă soluție pentru o varietate de utilizări, cu condiția să se facă ceva pentru a crește proprietățile mecanice ale materialelor plastice. Se poate vorbi în mod convenabil despre patru generații de compozite:

- Prima generație (anii 1940): Compozite din fibre de sticlă armate
- A doua generație (anii 1960): Compozite de înaltă performanță în epoca post-Sputnik
- A treia generație (anii 1970 și 1980): căutarea de piețe noi și sinergia proprietăților
- A patra generație (anii 1990): Materiale hibride, nanocompozite și strategii biomimetice

Materialul centurii de siguranță este o minunăție inginerescă și nu doar datorită dispozitivelor care extrag și tensionează centura de siguranță. Materialul care alcătuiește centura în sine, numită chingă, este conceput cu atenție pentru a avea o rezistență la tracțiune extremă de până la 3000 de kg. Chingă originală din centura de siguranță a fost țesută pe un război care nu putea țese decât aproximativ 200 de legături pe minut. Începând cu 1975, cea mai mare chingă este realizată pe războaiele cu ac, care ar putea realiza 1000 de legături pe minut. Războaiele moderne pot țese până la 3000 de legături pe minut.

Astăzi, materialul centurii de siguranță este țesut din 100% poliester. Nylonul a fost cel mai popular material, dar nylonul se întinde mai mult decât poliesterul și este mai predispus la uzură. Micile abraziuni și deteriorarea centurii reduc rezistența la tracțiune, astfel încât această diferență

contează cu adevărat. Centurile de siguranță au, de asemenea, praguri de protecție special concepute, întărite cu fire puternice, care încă permit centurile să rămână flexibile. Cercetările au descoperit, de asemenea, că firele mai puțin energizate creează centuri de siguranță mai durabile, deoarece firele se pot împacheta mai strâns. De obicei, chinga centurii de siguranță are aproximativ 300 de fire pe o centură de 46 mm(Figur 1.17)

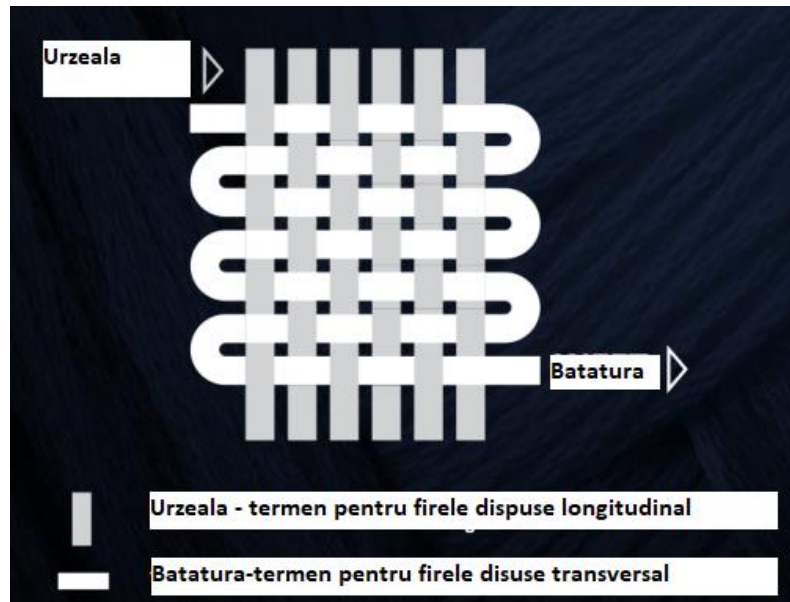


Figura 1.17 Sistem de țesere chingă [60]

Nailon este un material elastic cu rezistență ridicată, care este utilizat în mod obișnuit pentru aplicații cu curea (în special, nylon plat). Acest material tinde să se întindă cu aproximativ 2% lungimea cordonului când este umed. Atunci când se uită la modul de realizare a bandelor de nailon, experții avertizează că țesăturile de nailon nu ar trebui să fie expuse la apă în mod continuu, deoarece materialul tinde să absoarbă lichid și poate adăposti mușeyai dacă nu este întreținut corect.

Chinga de nailon are următoarele proprietăți: Mai greu decât polipropilena, mai puțin vrac și acoperire, costuri mai mari; Rezistență mare, rezistență la abraziune; Rezistență la temperatură mai mare, punct de topire ridicat (220-250 C.); Rezistent la deteriorarea de la mușeyai, bacterii, transpirație, putregai și umezeală; Rezistență slabă la acizi, inertă la alkaline; Absorbție de umiditate de 4,5%; Rezistență mai mică la pete (rezistență slabă împotriva petelor pe bază de apă); Rezistență bună la soare (cu aditiv UV); Nylonul vopsit în mod normal nu este la fel de rapid ca culoarea nylon-vopsită.

Chinga de polyester are proprietățile: rezistență ridicată, rezistență bună la abraziune; punct de topire ridicat (230-240 C.); rezistent la deteriorarea de la mușcături, bacterii, transpirație, putregai și umezeală; rezistență echitabilă la acizi și alcaline la temperatura camerei; absorbție scăzută a umidității (0,40%), uscare rapidă; rezistență mai bună împotriva petelor pe bază de apă, o rezistență slabă la petele de ulei; rezistență bună la soare; cost mai mare pentru vopsire.

În Figura 1.21 sunt prezentate diferitele defecte care pot apărea la o centură de siguranță în timpul utilizării ei.

- Înțepături;
- Fire trase;
- Deviații în țesătură;
- Chingă trasă (bottle neck effect)
- Pete;
- Taieturi;

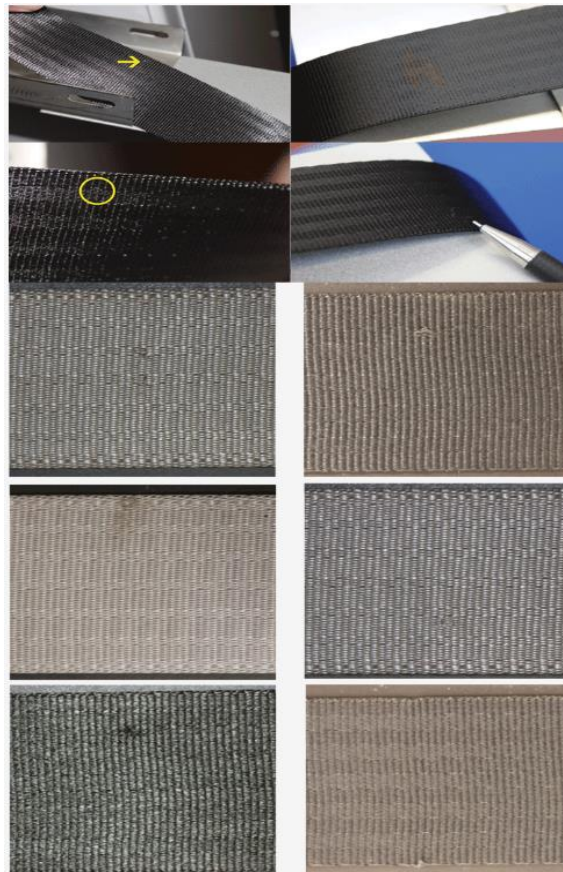


Figura 1.21 Defecte ce pot fi detectate în producerea chingii

1.6 Concluzii

În urma analizei literaturii de specialitate privind stadiul actual al cercetărilor în domeniul sistemelor de siguranță putem trage următoarele concluzii:

- În ultimii cincizeci de ani siguranță pasagerilor din autovehicul a evoluat considerabil, de la centuri abdominale la centuri cu sisteme de pretensionare și airbag.
- S-au format instituții specializate pentru asigurarea respectarea cerințelor din punct de vedere al siguranței EURO NCAP, US NCAP. Aceștia își schimbă metodele de evaluare în funcție de cum se dezvoltă piața auto pe sistemele de siguranță.
- Deși se fac numeroase campanii de conștientizare și studii putem constata că nu mulți cunosc modul de funcționare al unei centuri și cum putem afecta funcționalitatea acesteia dacă nu este poziționată corect.
- Cele mai vulnerabile persoane sunt copiii și femeile însărcinate unde nu există acces la suficiente informații legate de asigurarea în autovehicul.
- Nu este descris clar un mod de întreținere al sistemelor de siguranță și verificarea integrității acestora.
- Există extreme de puține lucrări dedicate unui calcul al tensiunilor care apar în centura de siguranță și de asemenea puține modele matematice care să analizeze în profunzime fenomenele cu soc care se petrec într-un interval foarte scurt dar pot avea efecte dramatice asupra conducătorului auto și a pasagerilor. În acest sens lucrarea de față vine să completeze aceasta lipsă în studiul unor modele adecvate și în analiza fenomenelor produce în timpul acțiunii unei curele de siguranță. De asemenea lipsesc studiile care să ne arate tensiunile care apar în curea la solicitarea maximă.

Capitolul II.

OBIECTIVELE ȘI SCOPUL LUCRĂRII

2.1. Obiectivele tezei

Pe baza studiului prezentat în capitolul precedent se pot formula obiectivele tezei de doctorat.

Obiectivul principal îl reprezintă elaborarea unui model pentru studiul chingii centurilor de siguranță din punctul de vedere al funcționabilității și al comportării în cazul apariției unor defecte tipice, urmat de calcule facute pentru studiul unui astfel de sistem și de determinări experimentale, necesare efectuării studiului. Autorii își propun determinarea modului în care diferite defecte din structura materialului centurii de siguranță pot influența comportarea acestuia în caz de accident.

Câmpul principal de aplicabilitate al acestor cercetări este în domeniul siguranței auto.

Obiectivul general care urmează a fi realizat în etapele principale enunțate mai sus conduce la obiective conexe, care vor fi definite pentru diferite faze ale realizării tezei și care, îndeplinite, vor conduce spre îndeplinirea globală a temei propuse spre cercetare. Printre aceste obiective conexe menționăm:

1. O analiză a cercetărilor în domeniu studiat și identificarea stadiului actual al cercetărilor. Domeniul este interdisciplinar și asta a făcut necesară studierea unor lucrări și a literaturii din mecanică, știința materialelor, matematică, metode numerice, metodă elementelor finite, metode experimentale etc. În bibliografie este menționată doar literatură considerată sugestivă pentru subiectul studiat, aleasă dintr-o multitudine de lucrări, existente mai ales în domeniile conexe;
2. Identificarea unor direcții de cercetare noi în cadrul domeniului, cuprinzând direcții de cercetare care nu au mai fost analizate în trecut din acest punct de vedere;
3. Analiză critică a metodelor de modelare pentru determinarea solicitărilor care apar în chinga centurii de siguranță;
4. Alegerea celor mai potrivite metode pentru scrierea ecuațiilor de mișcare pentru astfel de sisteme, rezolvarea lor și interpretarea calitativă;
5. Analiza critică a metodelor de rezolvare cantitativă și calitativă a ecuațiilor obținute;

6. Analiza și identificarea celor mai potrivite metode de calcul numeric pentru rezolvarea problemelor speciale impuse de tematică;
7. Modelarea sistemelor studiate utilizând Metodă Elementelor Finite;
8. Studiul teoretic al unor astfel de materiale și determinarea unor proprietăți caracteristice;
9. Determinări experimentale ale proprietăților materialelor studiate;
10. Analiză critică a rezultatelor teoretice obținute, concluzii și propuneri de valorificare a cercetărilor;
11. Diseminarea rezultatelor prin publicarea rezultatelor în reviste indexate ISI și prin participarea la conferințe științifice naționale și internaționale;
12. Identificarea unor posibile viitoare direcții de cercetare și de dezvoltare ale subiectului;
13. Formularea unor concluzii și indicații pentru proiectanții din industria autovehiculelor.
14. Sensibilizarea conducătorilor auto asupra importanței purtării centurii de siguranță și verificarea integrității acesteia.

Capitolul III

REPRODUCEREA DEFECTELOR PENTRU ANALIZĂ

3.1 Pregătirea mostrelor pentru testare

Pentru o bună evaluare a rezistenței la tracțiune a chingii s-a făcut o comparație între mostre în stare nouă și mostre care simulează anumite deteriorări ce pot apărea din mai multe cauze. Astfel au fost alese pentru testul comparativ următoarele defecte:

-chingă zgâriată(Figura 3.1) : poate apărea în urma zgârieturilor provocate de animale transportate în autovehicul sau în urmă frecării cu anumite accesorii (cureaua , ținte).



Figura 3.1 Chingă zgâriată

- chingă arsă (Figura 3.2): O mare parte din șoferi/pasageri sunt fumători , sunt dese cazurile în care scrumul țigării /țigara este scăpată și nu poate fi stinsă imediat .

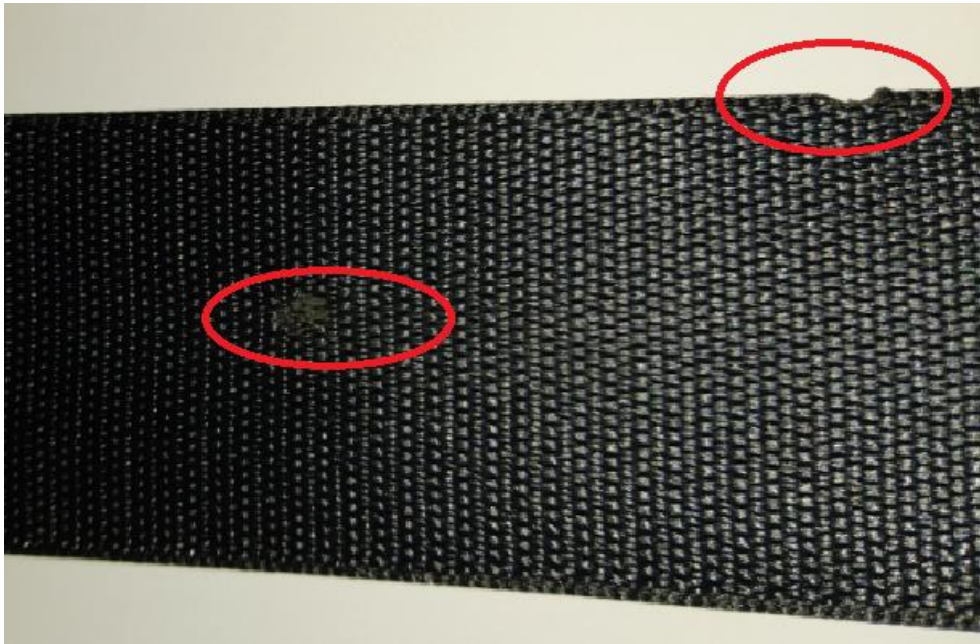


Figura 3.2. Chingă arsă

-chinga tăiată (Figura 3.3): Nu puține au fost cazurile în care accidental s-au produs tăieturi pe chingă, de exemplu la dezambalarea unui colet în mașină



Figura 3.3 Chingă cu urmă de înțepătură în urma ruperii butonului de reținere

În cazul studiului din lucrare s-a folosit același tip de chingă, cu același tip de țesătură și aceeași culoare, cea standard: Negru. Se dorește stabilirea gradului de deteriorare și pericolul la care se pot expune pasagerii în astfel de situații și acțiunile ce trebuie luate la întâlnirea unor astfel de situații.

3.2 Reproducerea defectului chingă zgâriată

Chinga se poate zgâria din diferite motive. Spre exemplu din cauza transportului necorespunzător al animalelor (căini, pisici), permițându-le accesul la chingă. Sau în urma contactului cu un obiect tăios cum ar fi un accesoriu ascuțit. Astfel, defectul s-a reprodus prin treceri rapide cu un obiect ascuțit pe suprafața chingii fără a pune presiune mare în încercarea de a simula punerea centurii de siguranță în mașină.

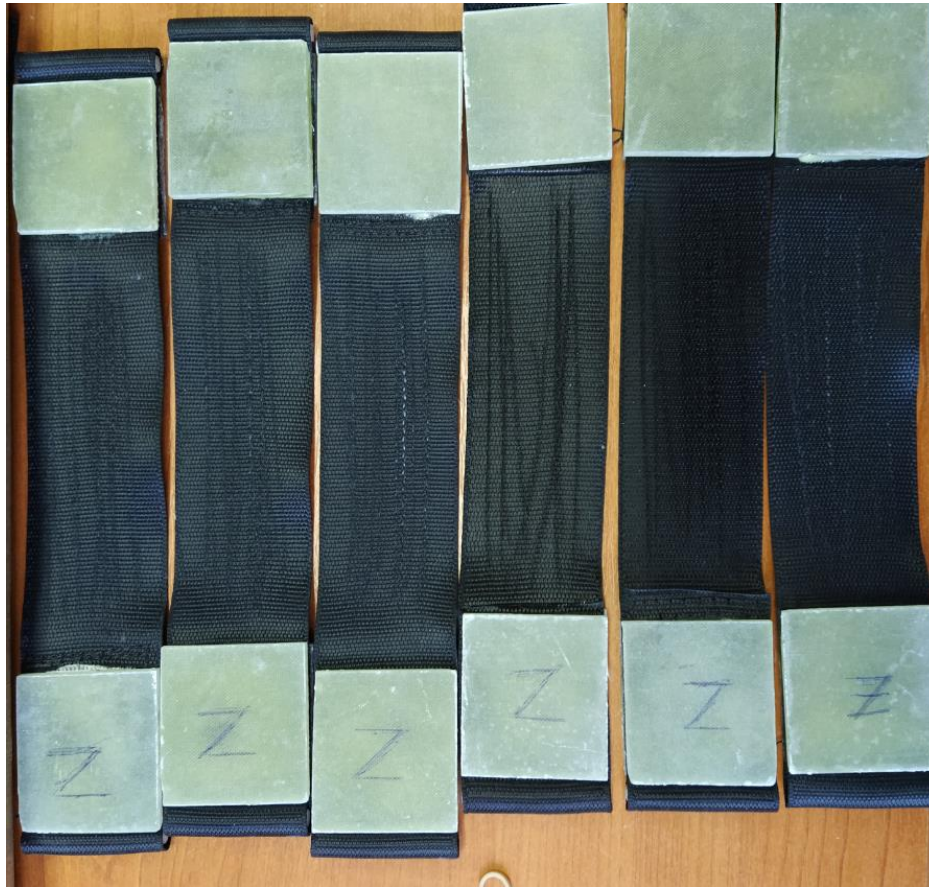


Figura 3.4. Chingă pe care s-au reprodus zgârieturi

Se poate observa ca există defecte vizibile pe chingă în țesatură.

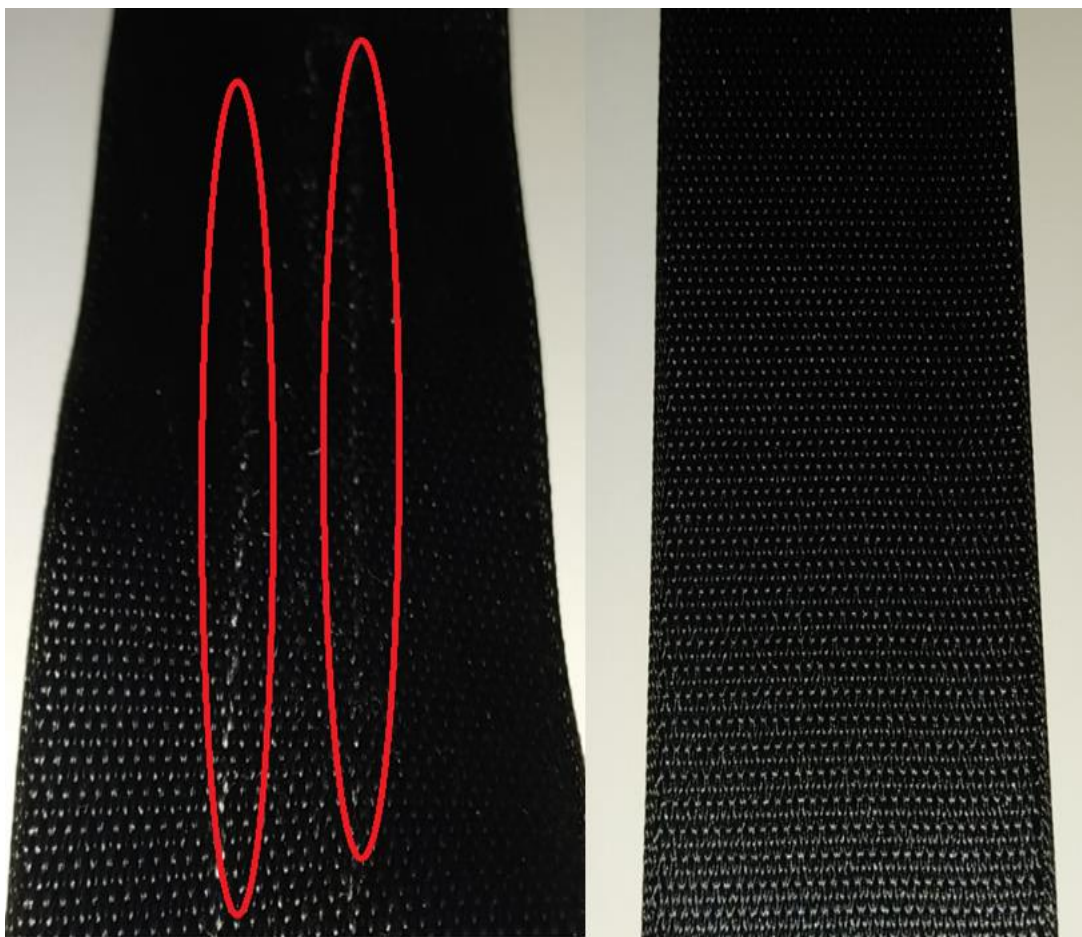


Figura 3.5. Chingă cu zgârieturi

Deoarece chinga din componența centurii de siguranță are o țesătură fină pentru a nu provoca discomfort pasagerilor, aceasta are o rugozitate scăzută. În momentul pregătirii mostrelor s-a constatat că acestea nu pot fi fixate în dispozitivul de tracțiune fără că acestea să alunece în timpul pornirii testării. Astfel capetele mostrelor au fost tratate cu rășina pentru a putea avea un element de prindere în dispozitiv.

3.3 Reproducerea defectului chingă arsă

Deși legislația rutieră sancționează șoferii sau pasagerii care fumează într-un autovehicul de serviciu, aceasta nu se supune și autoturismelor personale. Deseori se întâmplă să se scape țigara sau scrumul acesteia pe tapițeria mașinii și pe centura. Și deși în ultima perioadă și tehnologia țigărilor a evoluat, ele stingându-se singure după o perioadă de inactivitate, chiar și 10 secunde sunt suficiente pentru a provoca o daună semnificativă elementelor mașinii.

Reproducerea defectului în cazul nostru s-a făcut prin expunerea chingii la o țigară aprinsă până aceasta s-a stins. O arsură provocată în centrul mostrei nu va afecta țesătura

decât superficial însă, expunerea marginii acestora vă deterioara semnificativ structura mostrelor.



Figura 3.6. Chingă cu arsură reprodusă

3.4 Reproducerea defectului de chingă tăiată

Pentru acest defect s-au produs mici tăieturi pe marginea mostrelor de testat. În viață de zi cu zi acest lucru se întâmplă rar însă poate apărea la manevrarea unor obiecte ascuțite în zona chingii (folosirea unui cutter pentru a deschide un colet).

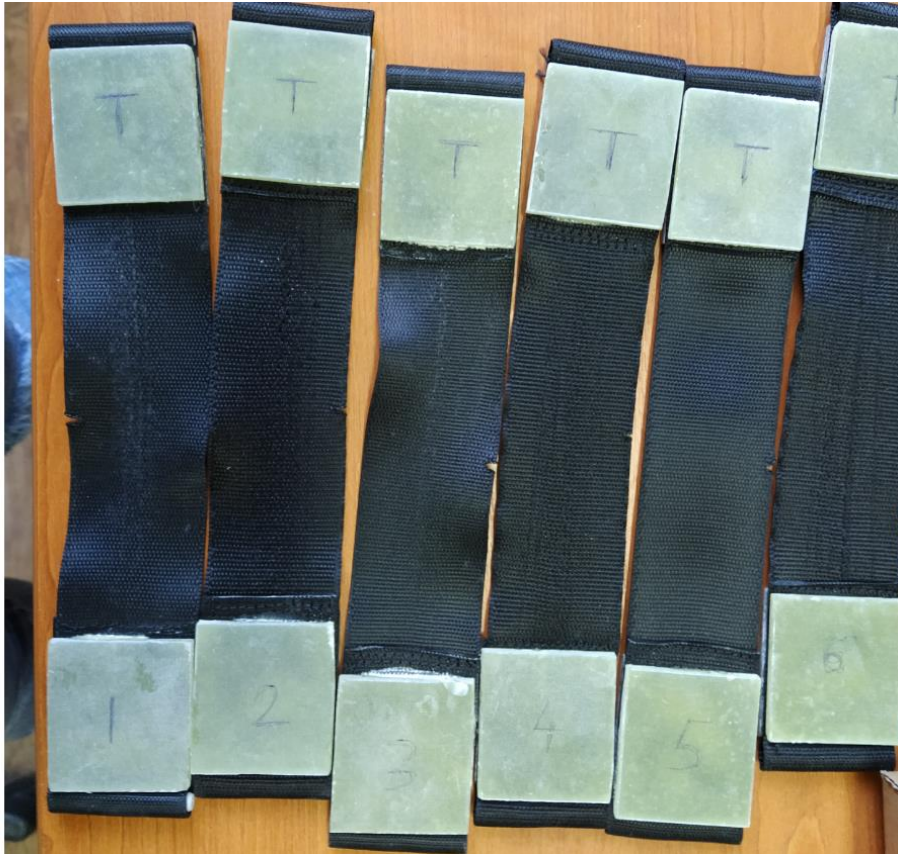


Figura 3.7. Chingi cu taietură

3.5 Pregătirea aparatului de testare

Mașina avansată de testare a materialelor LS100Plus încorporează o gamă extinsă de cercetare a funcțiilor, este ideal pentru a efectua teste complexe, precum și cele de rutină în aplicații de până la 100 kN .

Caracteristicile mașinii sunt:

- Simplu de configurat, operat și întreținut;
- Măsurarea sarcinii de mare precizie;
- Menținerea constantă a sarcinii;
- Rata de eșantionare a datelor 8 kHz;
- Controlul vitezei de încărcare;
- Salvează până la 600 de rezultate ale testelor;
- 10 setări programabile pentru testare;
- Încărcarea prealabilă a eșantioanelor ;
- Testare în mai multe etape cu software-ul NEXYGENPlus;
- Rezoluție de extensie <0,03 microni;
- Opțiuni de afișare în mai multe limbi;

- Opțiuni de afișare cu mai multe unități;
- Flash actualizabil;
- O gamă largă de celule de încărcare, mânere, tije, extensometre.

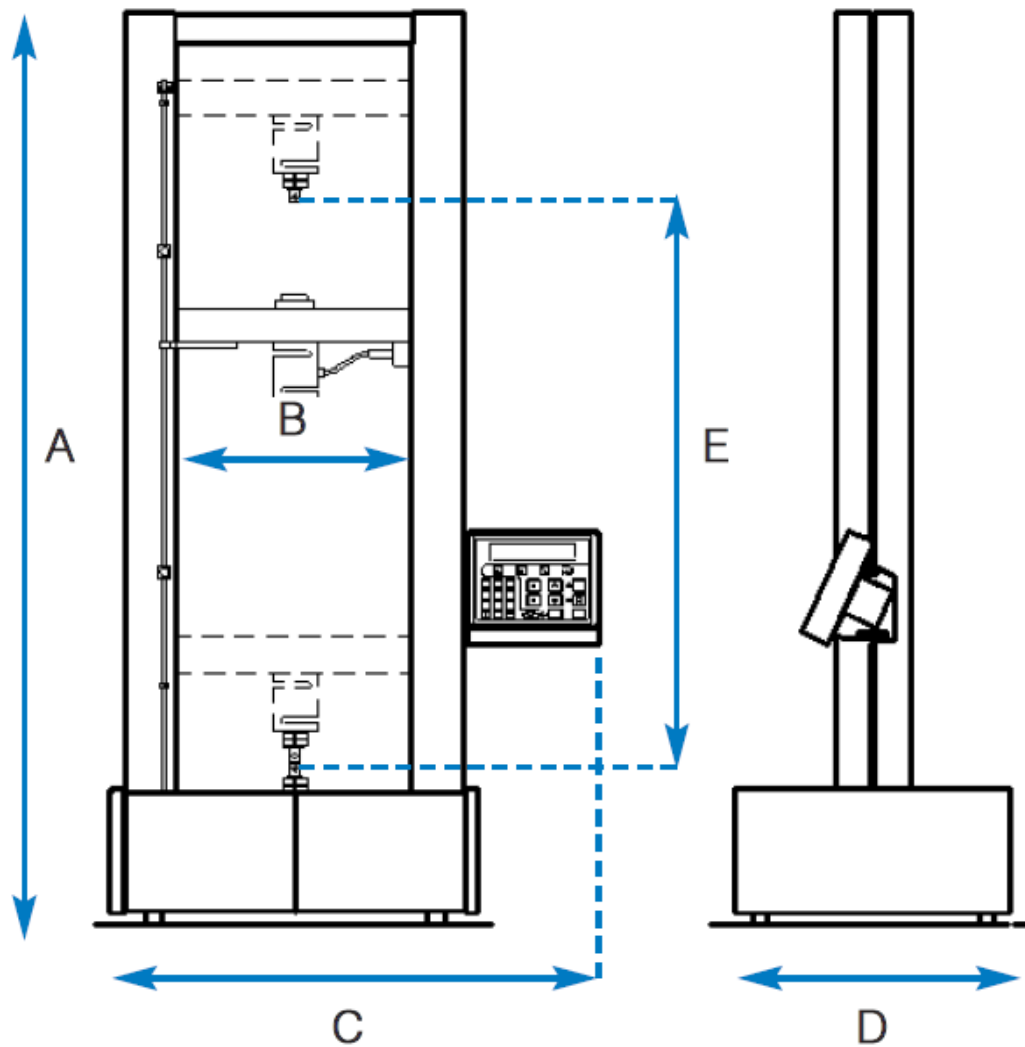


Figura 3.8. Schița mașinii de testare

	mm
A (Standard machine height)	1567
A (Extended machine height)	1857
B	404
C	868
D	596
E (Standard machine travel)	824
E (Extended machine travel)	1012



Figura 3.9. Mașina de încercat LS100Plus

Capitolul IV.

MODELAREA SOLICITĂRILOR DIN CHINGA CENTURII DE SIGURANȚĂ

4.1. Introducere

Cercetările din ultimii ani, generate de multiplele aplicații practice din inginerie, unde se utilizează echipamente din ce în ce mai complexe, care funcționează la viteze mai mari, în condiții de mediu dificile și supuse unor sarcini mari, au condus dezvoltarea metodelor de analiză a sistemelor mecanice deformabile mari. Studiile care s-au datorat acestor evoluții în ingineria mecanică au condus la analiza sistemelor multicorp cu elemente deformabile. Pentru a realiza această analiză, cercetătorii au dezvoltat și reevaluat metodele existente, pentru a putea fi aplicate la noile situații apărute. Dezvoltarea acestui domeniu se bazează pe tehnicile numerice legate de metoda elementelor finite (FEM) precum și pe aplicarea metodelor clasice, utilizate în mecanica analitică (acesta din urmă reprezentând cea mai bună modalitate de abordare a unor astfel de sisteme). Mecanica analitică are avantajul metodelor generale, în care procedurile care se aplică urmează o anumită ordine, aceeași în toate cazurile care pot apărea. Aceste metode pot fi ușor utilizate în construcția unor algoritmi.

Aplicațiile practice pentru rezolvarea problemelor concrete, imediate în industrie, au fost susținute de lucrări teoretice care au dezvoltat bazele matematice ale modelării numerice a unor astfel de probleme. Scopul acestor lucrări este de a oferi posibilități largi de simulare pe calculator pentru analiza unor modele mai precise, care să surprindă detalii semnificative în funcționarea sistemelor mecanice. Dezvoltarea unor astfel de algoritmi adecvați permite modelarea și analiza sistemelor care nu pot fi rezolvate cu softurile comerciale existente.

Cercetătorii folosesc trei moduri de abordare a unor astfel de probleme. Prima dintre aceste abordări folosește algoritmi care implică simulări de succes prin stabilirea unei interfețe între softurile existente. A doua modalitate implementează algoritmi care vizează studierea sistemelor multicorp în algoritmi de elemente finite existenți. A treia modalitate utilizată este formularea cu elemente finite aplicată direct pe modelul sistemului mecanic cu elemente elastice, ceea ce necesită un efort mare pentru implementarea în algoritmi de

calcul [72-74]. Lucrările care se ocupă de integrarea efectivă a ecuațiilor de mișcare arată rezultate obținute pentru a facilita acest pas în [75]. Modelarea precisă a unor astfel de sisteme este o contribuție importantă la dezvoltarea metodelor de calcul ingineresc, dar potențialul este scăzut datorită calculului numeric implicat. Integrarea ecuațiilor de mișcare a unui sistem complex cu mai multe corpuri este o etapă cu mare consum de timp. De exemplu, simularea comportamentului unui arbore cotit care interacționează cu elementele din jur necesită un timp de procesare pentru CPU de câteva ore și are o contribuție semnificativă în timpul total necesar pentru un astfel de calcul. Metodele de îmbunătățire a acestui pas sunt prezentate în [75]. O procedură generală de integrare folosind calculul simbolic este prezentată în [76]. Comparăția cu alte modele utilizate în literatură evidențiază avantajele acestei abordări.

4.2. Analiza cu elemente finite a unui sistem multicorp cu elemente elastice

Metoda elementelor finite reprezintă o metodă de aproximare pentru a determina câmpul de deformare al unui corp elastic elastic. Pentru aceasta, corpul elastic este discretizat în corpuri independente, legate între ele prin noduri, care asigură transmiterea forțelor între elemente. Fiecare nod este definit de parametri care reprezintă coordonatele independente ale elementului. Principiul metodei este aproximarea câmpului de deplasare al elementului cu funcții polinomiale cunoscute. Fiecare tip de element finit ales pentru studiu este caracterizat de funcții de interpolare specifice (funcții de formă). În acest fel, deplasarea fiecărui punct aparținând elementului finit este definită de deplasările sau rotațiile nodurilor elementului studiat. În acest fel, se pot aplica ecuațiile diferențiale ale mecanicii mediului continuu, considerând funcțiile care determină deplasările cunoscute a fi funcții analitice cunoscute. Pentru un singur element finit se pot scrie apoi ecuațiile de evoluție ale elementului, care sunt ecuații diferențiale de ordinul doi cu coeficienți constanți. Pentru a obține aceste ecuații se folosesc metode consacrate în Mecanica Analitică, precum, de exemplu, metoda ecuațiilor lui Lagrange. Coeficienții de matrice ai ecuațiilor obținute sunt determinați de funcțiile de formă alese pentru a defini elementul finit.

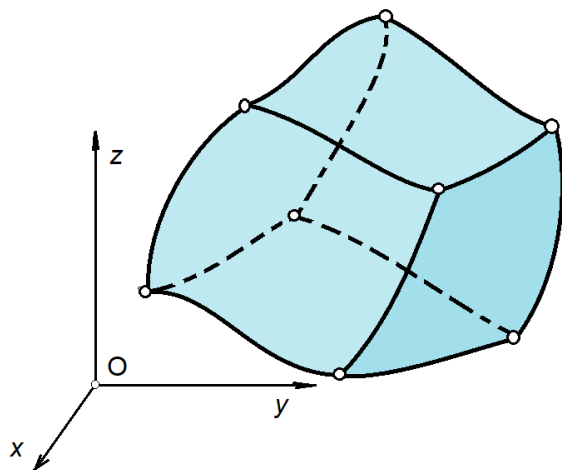


Figura 4.1 Un element finit

Ecuatiile sunt obținute, pentru un element finit, în general într-un cadru de referință local. Următoarea etapă este asamblarea tuturor ecuațiilor de mișcare, scrise pentru fiecare element individual, într-un sistem de ecuații diferențiale care caracterizează mișcarea și deformațiile întregului sistem. Pentru a realiza acest lucru, este necesar să scrieți toate aceste ecuații de mișcare, fiecare legată de un sistem de referință local, într-un sistem de referință global unic. La acest nivel, toate operațiunile menționate sunt bine documentate și verificate de software comercial.

O problemă importantă este obținerea ecuațiilor de mișcare pentru un singur element folosind o metodă aleasă în așa fel încât numărul de operații necesare pentru rezolvarea problemei să fie minim.

Studiul acestei probleme se face de mult timp, cercetările efectuate fiind prezentate într-o bogată literatură. Primele cercetări s-au ocupat de elemente mecanice în mișcare care pot fi discretizate prin elemente finite unidimensionale, iar mișcarea a fost considerată plană [94-96].

Elementele finite complexe, bi- și tridimensionale au fost studiate și aplicate în [97]. Recent, au fost dezvoltate metode de analiză și au fost studiate modele mai sofisticate [98-103].

Ecuatiile lui Lagrange sunt instrumentul principal pentru a obține ecuații de mișcare pentru un element finit care discretizează un sistem MBS, indiferent dacă sunt utilizate elemente finite uni, bidimensionale sau tridimensionale sau tipul de mișcare al elementelor sistemului MBS. Aceasta metoda s-a dovedit de-a lungul timpului, foarte utilă, relativ comodă de aplicat și verificată de nenumăratele aplicații studiate cu ea. Avantajul major este utilizarea noțiunilor cu care cercetătorii sunt foarte familiarizați. În acest moment, în studii, ecuațiile lui Lagrange sunt cea mai utilizată metodă pentru studiul unor astfel de probleme.

4.3 Cinematică și dinamică

Sistemul de referință mobil participă la mișcarea generală a sistemului MBS. Pentru acest element este cunoscută viteza unghiulară $\bar{\omega}$, accelerația unghiulară $\bar{\varepsilon}$, viteza \bar{v}_o și accelerația \bar{a}_o originii sistemului de referință local. Vom folosi doi indici L (din local) și G (din global) vor fi folosiți pentru a desemna dimensiunile corespunzătoare sistemului de coordonate local/global. Operatorul ortonormal $[R]$ face transformarea componentelor din sistemul local în cel global, $\{a\}_G = [R]\{a\}_L$.

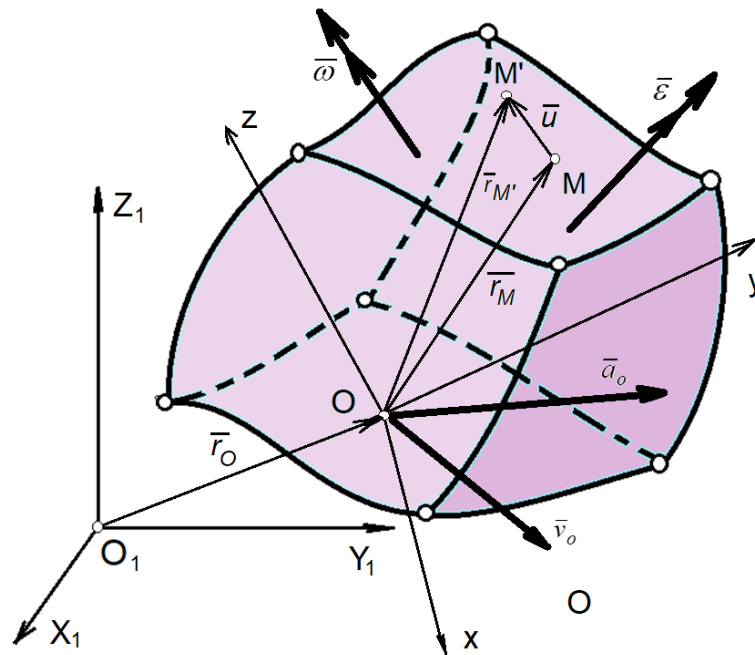


Figura 4.2

Se considera următoarele notații :

$$[R] = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} \end{bmatrix}; \{r_O\}_G = \begin{bmatrix} X_{O,1} \\ X_{O,2} \\ X_{O,3} \end{bmatrix}; \{r_M\}_G = \begin{bmatrix} X_{M,1} \\ X_{M,2} \\ X_{M,3} \end{bmatrix};$$

$$\{r_M\}_L = \begin{bmatrix} x_{M,1} \\ x_{M,2} \\ x_{M,3} \end{bmatrix}; \{r_{M'}\}_G = \begin{bmatrix} X_{M',1} \\ X_{M',2} \\ X_{M',3} \end{bmatrix}; \{r_{M'}\}_L = \begin{bmatrix} x_{M',1} \\ x_{M',2} \\ x_{M',3} \end{bmatrix}; \{r\}_L = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix}; \{u\}_L = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix}.$$

$$\{u\}_L = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix}.$$

unde $\{r_{M'}\}_G$ și $\{r_M\}_G$ reprezintă vectorii de poziție ai punctului M, respectiv M'; $\{u\}_L$ - este vectorul deplasării și $\{r_O\}_G$ este vectorul de poziție al originii.

Un punct arbitrar M al elementului finit, devine, după deformare, punctul M'. Coordonatele sale sunt:

$$\{r_{M'}\}_G = \{r_O\}_G + [R](\{r\}_L + \{u\}_L) \quad (1)$$

Dependența dintre deplasarea independentă a nodului și deplasarea unui punct curent este definită în FEA prin relația:

$$\{u\} = [N]\{\delta\} \quad (2)$$

unde:

$$\{\delta\} = \{\delta\}_L = \begin{Bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \vdots \\ \delta_p \end{Bmatrix}$$

este vectorul coordonatelor independente și $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_p$ sunt coordonatele independente. Poziția punctului M' este, având în vedere Ecuația 2):

$$\{r_{M'}\}_G = \{r_O\}_G + [R]\{r\}_L + [R][N]\{\delta\} \quad (3)$$

Componentele vectorului viteză al lui M' sunt:

$$\{v_{M'}\}_G = \{\dot{r}_{M'}\}_G = \{\dot{r}_O\}_G + [\dot{R}]\{r\}_L + [\dot{R}][N]\{\delta\} + [R][N]\{\dot{\delta}\} \quad (4)$$

și ale accelerației sunt:

$$\{a_{M'}\}_G = \{\ddot{r}_O\}_G + [\ddot{R}]\{r\}_L + [\ddot{R}][N]\{\delta\} + 2[\dot{R}][N]\{\dot{\delta}\} + [R][N]\{\ddot{\delta}\} \quad (5)$$

Dacă suntem interesați să exprimăm viteza în sistemul local de coordonate, avem:

$$\begin{aligned} \{v_{M'}\}_L &= [R]^T \{v_{M'}\}_G = \{\dot{r}_O\}_L + [R]^T [R]\{r\}_L + [R]^T [RT][N]\{\delta\}_L + [N]\{\dot{\delta}\}_L = \\ &= \begin{bmatrix} E & [ROT]^T [R\dot{O}T] & [ROT]^T [R\dot{O}T][N] & [N] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{r}_O\}_L \\ \{r\}_L \\ \{\delta\}_L \\ \{\dot{\delta}\}_L \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\{a_{M'}\}_L = [ROT]^T \{a_{M'}\}_G = \{\ddot{r}_O\}_L + [ROT]^T [R\ddot{O}T]\{r\}_L + [ROT]^T [R\ddot{O}T][N]\{\delta\}_L + 2[ROT]^T [R\dot{O}T][N]\{\dot{\delta}\}_L + [N]\{\ddot{\delta}\}_L \quad (6)$$

$$= [E \quad [ROT]^T [R\dot{O}T] \quad + [ROT]^T [R\ddot{O}T] [N] \quad 2[ROT]^T [R\dot{O}T] [N] \quad [N]] \begin{Bmatrix} \{\ddot{r}_O\}_L \\ \{r\}_L \\ \{\delta\}_L \\ \{\dot{\delta}\}_L \\ \{\ddot{\delta}\}_L \end{Bmatrix} = \cdot$$

Energia cinetică are expresia:

$$E_c = \frac{1}{2} \int_V \rho \{v_M\}_G^T \{v_M\}_G dV = . \quad (7)$$

Având în vedere ecuația (5) se obține pentru energie cinetică expresia completă:

$$E_c = \begin{Bmatrix} \{\dot{r}_O\}_L & \{r\}_L & \{\delta\}_L & \{\dot{\delta}\}_L \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} E & [ROT]^T [R\dot{O}T] & [ROT]^T [R\dot{O}T] [N] & [N] \\ [R\dot{O}T]^T [ROT] & [R\dot{O}T]^T [R\dot{O}T] & [R\dot{O}T]^T [R\dot{O}T] [N] & [R\dot{O}T]^T [ROT] [N] \\ [N]^T [R\dot{O}T]^T [ROT] & [N]^T [R\dot{O}T]^T [R\dot{O}T] & [N]^T [R\dot{O}T]^T [R\dot{O}T] [N] & [N]^T [R\dot{O}T]^T [ROT] [N] \\ [N]^T & [N]^T [ROT]^T [R\dot{O}T] & [N]^T [ROT]^T [R\dot{O}T] [N] & [N]^T [N] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{r}_O\}_L \\ \{r\}_L \\ \{\delta\}_L \\ \{\dot{\delta}\}_L \end{Bmatrix}$$

Se notează:

$$[m] = \int_V \rho [N]^T [N] dV ; \quad (9)$$

$$[m^i_O] = \int_V \rho [N]^T dV ; \quad \{q^i(\varepsilon)\}_L = \int_V \rho [N]^T [\varepsilon]_L \{r\}_L dV ; \quad (10)$$

$$\{q^i(\omega)\}_L = \int_V \rho [N]^T [\omega]_L [\omega]_L \{r\}_L dV ; \quad (11)$$

$$[k(\varepsilon)] = \int_V \rho [N]^T [\varepsilon] [N] dV ; \quad (12)$$

$$[k(\omega)] = \int_V \rho [N]^T [\omega]_L [\omega]_L [N] dV ; \quad (13)$$

$$[c] = \int_V \rho [N]^T [\omega]_L [N] dV ; \quad (14)$$

$$\{m_{ix}\} = \int_V \rho [S_{(i)}]^T x dV ; \quad \{m_{iy}\} = \int_V \rho [N_{(i)}]^T y dV ; \quad \{m_{iz}\} = \int_V \rho [N_{(i)}]^T z dV . \quad (15)$$

Expresia clasică pentru energia potențial (energia internă) este:

$$E_p = \frac{1}{2} \int_V \{\sigma\}^T \{\varepsilon\} dV = \frac{1}{2} \int_V \sigma_{ij} \varepsilon_{ij} dV , \quad (16)$$

unde $\{\varepsilon\}$ este vectorul deformațiilor specific și $\{\sigma\}$ este vectorul tensiunilor. Legea Hooke generalizată are forma binecunoscută:

$$\{\sigma\} = [H]\{\varepsilon\}. \quad (17)$$

Deformațiile specifice pot fi exprimate sub forma:

$$\{\varepsilon\} = [b]\{u\} = [b][N]\{d\}. \quad (18)$$

Folosind ecuațiile (17-18) se obține:

$$E_p = \frac{1}{2} \{\delta\}_L^T \left(\int_V [N]^T [b]^T [H]^T [b][N] dV \right) \{\delta\}_L. \quad (19)$$

Matricea $[k]$ este matricea rigidității:

$$[k] = \int_V [N]^T [b]^T [H]^T [b][N] dV. \quad (20)$$

Ecuația (19) are forma binecunoscută:

$$E_p = \frac{1}{2} \int_V \{\delta\}_L^T [k] \{\delta\}_L dV. \quad (21)$$

Forțele concentrate $\{q\}_{L_C}$ și forțele de volum (distribuite) $\{p\} = \{p(x, y, z)\}$ vor face, respectiv, lucrul mecanic:

$$W^c = \{q\}_L^T \{\delta\}_L, \quad (22)$$

și:

$$W = \int_V \{p\}_L^T \{f\}_L dV = \left(\int_V \{p\}_L^T [N] dV \right) \{\delta\}_L = \{q^*\}_L^T \{\delta\}_L. \quad (23)$$

Expresia Lagrangianului este [119]:

$$L = E_c - E_p + W + W^c, \quad (24)$$

Folosind ecuațiile (19-21) Lagrangianul ia forma:

$$L = E_c - \frac{1}{2} \int_V \{\delta\}_L^T [k] \{\delta\}_L dV + \{q^*\}_L^T \{\delta\}_L + \{q\}_L^T \{\delta\}_L. \quad (25)$$

Impulsul pentru un element este:

$$\begin{aligned} \{p\}_G &= \int_V \rho \{v_M\}_G dV \\ &= \int_V \rho \left(\{\dot{r}_O\}_G + [R\dot{O}T] \{r\}_L + [R\dot{O}T][N] \{\delta\}_L + [ROT][N] \{\dot{\delta}\}_L \right) dV \\ &= m \{\dot{r}_O\}_G + [R\dot{O}T] \{\bar{S}\}_L + [R\dot{O}T] \left(\int_V \rho [N] dV \right) \{\delta\}_L + [ROT] \left(\int_V \rho [N] dV \right) \{\dot{\delta}\}_L \\ &= m \{\dot{r}_O\}_G + m [\dot{R}] \{\bar{r}_C\}_L + [\dot{R}] [m_O^i] \{\delta\}_L + [R] [m_O^i] \{\dot{\delta}\}_L \end{aligned} \quad (26)$$

Notația $m = \int_V \rho dV$ reprezintă masa totală a elementului finit, $\{\bar{S}\}_L$ momentul static și $[m_O^i] = \int_V \rho [N] dV$ matricea inerțială a elementului (vezi Ec. (11)).

În sistemul local de coordonate există relația:

$$\begin{aligned} \{p\}_L &= [ROT]^T \{p\}_G = \\ &= m\{\dot{r}_O\}_L + m[ROT]^T [R\dot{O}T] \{\bar{r}_C\}_L + [ROT]^T [R\dot{O}T] [m_o^i] \{\delta\}_L + [m_o^i] \{\dot{\delta}\}_L. \end{aligned} \quad (27)$$

Impulsul poate fi calculat și cu relația:

$$\{p\}_L = \left\{ \frac{\partial L}{\partial \{\dot{d}\}_L} \right\}. \quad (28)$$

Se poate obține vectorul vitezelor: $\{\dot{\delta}\}_L$

$$\{\dot{\delta}\}_L = [m_o^i]^{-1} (\{p\}_L - m\{\dot{r}_O\}_L - m[ROT]^T [R\dot{O}T] \{\bar{r}_C\}_L - [ROT]^T [R\dot{O}T] [m_o^i] \{\delta\}_L). \quad (29)$$

Folosind notațiile anterioare, Hamiltonianul devine:

$$H = \left\{ \frac{\partial L}{\partial \{\dot{\delta}\}_L} \right\}^T \{\dot{\delta}\}_L - L = \{p\}^T [m_o^i]^{-1} (\{p\}_L - m\{\dot{r}_O\}_L - m[ROT]^T [R\dot{O}T] \{\bar{r}_C\}_L - [ROT]^T [R\dot{O}T] [m_o^i] \{\delta\}_L) - L. \quad (30)$$

unde pentru Lagrangian s-a folosit Ec.(25).

4.4. Metoda analitică în FEA a MBS

4.4.1. Ecuatiile lui Lagrange

Ecuatiile lui Lagrange clasice sunt:

$$\frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial L}{\partial \dot{\delta}} \right\}_L - \left\{ \frac{\partial L}{\partial \delta} \right\}_L = 0 \quad (34)$$

Prin $\left\{ \frac{\partial E}{\partial X} \right\}$ este notat:

$$\left\{ \frac{\partial E}{\partial X} \right\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial E}{\partial x_1} \\ \frac{\partial E}{\partial x_2} \\ \vdots \\ \frac{\partial E}{\partial x_n} \end{Bmatrix} \quad \text{și} \quad \{X\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix}. \quad (35)$$

Folosind Lagrangianul, obținut anterior în Ecs. (25), rezultă:

$$[m]\{\ddot{\delta}\}_L + [c]\{\dot{\delta}\}_L + ([k] + [k(\varepsilon)] + [k(\omega)])\{\delta\}_L = \{q\}_L + \{q^*\}_L - \{q^i(\varepsilon)\}_L - \{q^i(\omega)\}_L - [m_o^i]\{\ddot{r}_O\}_L. \quad (36)$$

Menționăm aici diferența dintre aplicarea ecuațiilor lui

Lagrange (trei diferențieri $\left\{ \frac{\partial L}{\partial d} \right\}$, $\frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial L}{\partial \dot{d}} \right\}$, $\left\{ \frac{\partial L}{\partial d} \right\}$ trebuie să facă)

și aplicarea ecuațiilor Gibbs- Appell (când este necesar să se facă o singură diferențiere $\left\{ \frac{\partial E_a}{\partial \dot{d}} \right\}$) [120].

4.4.2 Ecuațiile Gibbs-Appell

Ecuația Gibbs-Appell reprezintă o alternativă la ecuațiile lui Lagrange. Pentru a le folosi este necesar să cunoaștem energia accelerațiilor, obținută în Ec.(30). Ecuațiile Gibbs-Appell sunt [82]:

$$\frac{\partial E_a}{\partial \dot{q}_j} = Q_j \quad j = \overline{1, n} \quad (37)$$

Ecuațiile (30) au, în componenta lor următorii termeni:

E_{a2} care conțin termenii patratici în accelerații:

$$E_{a2} = \frac{1}{2} \int_V \rho \left(\{\ddot{\delta}\}_L^T [N]^T [N] \{\ddot{\delta}\}_L \right) dV ; \quad (38)$$

E_{a1} care conțin termenii liniari în accelerații:

$$E_{a1} = \int_V \rho \left(\{\ddot{\delta}\}_L^T [N]^T [ROT]^T \{\ddot{r}_O\} + \{\ddot{\delta}\}_L^T [N]^T [ROT]^T [RÖT] \{r\}_L + \{\ddot{\delta}\}_L^T [N]^T [ROT]^T [RÖT] [N] \{d\}_L + 2 \{\ddot{\delta}\}_L^T [N]^T [ROT]^T [RÖT] [N] \{d\}_L \right) dV ;$$

termenii E_{a0} fără niciun termen cu accelerații, care nu joacă niciun rol în obținerea ecuațiilor.

Ecuațiile (37) pot fi scrise, dacă se iau în considerare notațiile anterioare:

$$\left\{ \frac{\partial E_a}{\partial \dot{d}} \right\}_L - \{Q\}_L = 0 ; \quad (40)$$

Termenul E_a este:

$$E_a = E_{a0}(\dot{q}) + E_{a1}(\dot{q}, \ddot{q}) + E_{a2}(\ddot{q}) ; \quad (41)$$

și:

$$\{Q\}_L = [k] \{\delta\}_L + \{q\}_L + \{q^*\}_L ; \quad (42)$$

Dacă facem diferențierea se obține:

$$\frac{\partial E_{a2}}{\partial \{\ddot{d}\}_L} = \left(\int_V \rho [N]^T [S] dV \right) \{\ddot{d}\}_L = [m] \{\ddot{d}\}_L ; \quad (43)$$

$$\frac{\partial E_{a1}}{\partial \{\ddot{d}\}_L} = -[m_O^i] \{\ddot{r}_O\}_L - \{q^i(\omega)\} - \{q^i(\varepsilon)\} + ([k(\omega)] + [k(\varepsilon)]) \{d\}_L + [c] \{\dot{d}\}_L ; \quad (44)$$

$$\frac{\partial E_{a0}}{\partial \{\ddot{d}\}_L} = 0 \quad (45)$$

Introducând în (40) rezultă, în final, ecuațiile (36).

În comparație cu metoda lui Lagrange, această metodă necesită un număr mai mic de diferențieri. În acest fel numărul de calcule scade, deci timpul necesar pentru rezolvarea unor astfel de probleme. Dacă se ține cont de faptul că modelele cu elemente finite implică un număr mare de grade de libertate, deci un număr mare de calcule, reducerea numărului de

operațiuni oferite de această metodă poate duce la economii semnificative de timp pe calculator.

4.4.3 Metoda ecuațiilor lui Hamilton

Utilizarea formalismului Lagrange conduce la obținerea unui sistem de ecuații diferențiale de ordinul doi. Din punct de vedere tehnic, rezolvarea acestui sistem de ecuații de ordinul doi se face prin transformarea lui într-un sistem de ecuații diferențiale de ordinul întâi de dublă dimensiune. Mecanica hamiltoniană folosește $2n$ necunoscute, iar sistemul de ecuații diferențiale obținut este de la început un sistem de ecuații diferențiale de ordinul întâi, de mărime $2n$. Necunoscutele sunt coordonatele generalizate și momentul conjugat canonic:

$$\{p\}_L = - \left\{ \frac{\partial L}{\partial \{\delta\}_L} \right\} \quad (46)$$

Deci, principala diferență dintre metoda lui Lagrange și metoda lui Hamilton este utilizarea impusului în locul vitezelor generalizate. Avantajul major al aplicării metodei ar putea fi tocmai obținerea directă a unui sistem de ecuații de ordinul întâi, care poate fi rezolvat direct, folosind software-ul comercial uzual.

Ecuațiile lui Hamilton sunt un sistem de ecuații diferențiale de ordinul întâi [80]. Sunt:

$$\{\dot{\delta}\}_L = \left\{ \frac{\partial H}{\partial \{p\}_L} \right\} ; \quad \{\dot{p}\}_L = - \left\{ \frac{\partial H}{\partial \{\delta\}_L} \right\} \quad (47)$$

Din ecuațiile (27)-(29) obține:

$$\begin{aligned} \{\dot{\delta}\}_L &= [m_o^i]^{-1} (\{p\}_L - m\{\dot{r}_o\}_L - m[ROT]^T [R\dot{O}T] \{\bar{r}_c\}_L - [ROT]^T [R\dot{O}T] [m_o^i] \{\delta\}_L), \\ \{\dot{p}\}_L &= \{p\}^T [m_o^i]^{-1} [ROT]^T [R\dot{O}T] [m_o^i] + \int_V \rho \{\dot{r}_o\}_L^T [ROT]^T [R\dot{O}T] [N] dV \\ &+ \int_V \rho \{r\}_L^T [R\dot{O}T]^T [R\dot{O}T] [S] dV + \int_V \rho [N]^T [R\dot{O}T]^T [R\dot{O}T] [N] \{\delta\}_L + [N]^T [R\dot{O}T]^T [ROT] [N] \{\delta\}_L dV \\ &- \int_V [k] \{d\}_L dV + \{q^*\}_L^T + \{q\}_L^T \end{aligned}$$

Acestea reprezintă ecuațiile de mișcare căutate.

Principalul avantaj al metodei lui Hamilton este că ne oferă un sistem de ecuații diferențiale de ordinul întâi. Dar în care numărul de necunoscute de găsit este dublu. În cazul utilizării altor metode, ecuațiile diferențiale obținute sunt de ordinul doi. Tehnicile de rezolvare necesită transformarea lor în sisteme diferențiale de ordinul întâi, prin introducerea de noi variabile. În cazul metodei lui Hamilton, aceste noi variabile sunt obținute direct și au semnificație fizică.

4.4.4 Ecuațiile lui Maggi

Se consideră un sistem mecanic cu coordonatele q_1, q_2, \dots, q_n legate între ele prin m relații lineare:

$$\sum_{k=1}^n a_{kj} \left[\left(\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial q_k} \right) - Q_k \right] = 0 ; \quad j = \overline{1, n-m} \quad (49)$$

Considerându-se ecuațiile d'Alembert-Lagrange:

$$\sum_{i=1}^N (\bar{F}_i - m_i \bar{a}_i) \delta \bar{r}_i = 0 \quad , \quad (50)$$

Utilizarea acestor ecuații devine mai simplă pentru analiza unui sistem mecanic, din punctul de vedere al descrierii formale. În acest caz, doar energia cinetică este necesară pentru a obține ecuațiile de mișcare. Legăturile cinematice care există între elemente oferă posibilitatea de a elimina forțele de legătură din cadrul ecuațiilor și astfel se poate simplifica calculul.

4.5. Concluzii

Cel mai important pas în analiza dinamică a unui sistem multicorp cu elemente elastice o reprezintă scrierea ecuațiilor de evoluție pentru sistem. Următorii pași care urmează, și anume, asamblarea ecuațiilor de mișcare și rezolvarea acestora se vor face după metodele clasice utilizate în software-ul comercial al metooi elementelor finite. Obținerea ecuațiilor este deci cea mai dificilă problemă de rezolvat, având în vedere multitudinea de termeni care apar într-o astfel de descriere. Ca urmare, găsirea unui formalism care să facă posibilă scrierea cât mai ușoară a acestor ecuații este un pas important în această analiză. Metoda folosită aproape exclusiv în acest tip de analiză, până acum, a fost metoda ecuațiilor lui Lagrange. Acest lucru se datorează în primul rând faptului că cercetătorii sunt foarte familiarizați cu această metodă și folosesc noțiuni fundamentale utilizate în prezent frecvent de către cercetători (energie cinetică, potențială, lucru mecanic, ...). Însă Mecanica analitică oferă mai multe formulări, echivalente între ele și echivalente cu ecuațiile lui Lagrange. Ecuațiile Gibbs-Appell, ecuațiile Hamilton, ecuațiile lui Maggi, ecuațiile lui Jacobi și alte forme echivalente pot fi utilizate în acest fel. Având o asemenea multitudine de metode care pot fi utilizate, echivalente între ele, se pune întrebarea care dintre aceste metode poate fi aplicată mai ușor decât metoda ecuațiilor lui Lagrange. În teza de față s-au analizat mai multe forme analitice utilizate pentru determinarea ecuațiilor de mișcare ale sistemelor multicorp cu elemente elastice pentru a identifica și analiza avantajele și dezavantajele acestor metode, care ar putea permite un rezultat mai economic. Ecuațiile lui Lagrange au avantajul de a fi o metodă utilizată pe scară largă de către cercetători și datorită familiarizării cercetătorilor cu aceasta. Ecuațiile Gibbs-Appell se dovedesc a fi ușor de scris ecuațiile, omitând câțiva pași legați de derivarea ecuațiilor. Se dovedește a fi o metodă mai economică în ceea ce privește timpul necesar scrierii ecuațiilor. În această metodă, numărul

de diferențieri de termeni scade și, ca urmare, numărul total de calcule necesare scade. Menționăm însă că metoda lui Lagrange are avantajul de a folosi energia cinetică, noțiune foarte familiară, cu care operăm ușor. Ecuațiile Gibbs-Appell folosesc energia accelerațiilor, o noțiune cu care majoritatea inginerilor sunt mai puțin familiarizați.

Metoda lui Maggi are și avantajele simplității în abordarea problemelor, fiind în esență echivalentă cu metoda Gibbs-Appell. Metoda ecuațiilor lui Hamilton se dovedește a fi cea mai puțin profitabilă pentru tipul de probleme studiate, în general, timpul necesar obținerii ecuațiilor nu este economic și complexitatea calculelor intermediare este mare. Totuși, nu negăm că această abordare s-ar putea dovedi utilă în anumite aplicații deoarece sistemul de ecuații diferențiale obținut este de ordinul întâi și evită astfel o etapă de calcul, utilizată în rezolvarea clasică a acestor sisteme, unde sistemele de ecuații obținute sunt diferențiale de ordinul doi.

Dacă luăm în considerare toate aceste considerații putem presupune în mod rezonabil că metodele alternative și echivalente dezvoltate în mecanica analitică (și care, deocamdată, nu par să aibă aplicabilitate practică) vor fi reevaluate și dezvoltate, datorită modelării mai fidele.

CAPITOLUL V

REZULTATELE ÎNCERCĂRILOR EXPERIMENTALE

Descrierea mașinii de încercat și modul de pregătire al probelor pentru efectuarea încercărilor au fost descrise în Capitolul 3. S-a constatat într-o prima fază că mostrele nu puteau fi fixate corespunzător în grip-urile mașinii de tracțiune, deoarece chinga aluneca din gripuri și astfel rezultatele au fost alterate. Pentru a înlătura acest neajuns capetele mostrelor au fost rigidizate cu un compozit pentru a putea fi fixate corespunzător și a nu mai aluneca în grip-uri.

5.1 Rezultate la încercarea de tracțiune pentru chinga în stare nouă

În Tabelul 1 s-au introdus datele și câteva rezultate ale încercării pentru mostrele de chinga în stare nouă

Tabelul 1. Dimensiunile și condițiile de încercare și rezultate pentru chinga nouă

Mostra	Viteza de încercare (mm/min)	Lățime (mm)	Grosimea (mm)	Secțiune (mm ²)	Forța maximă (kN)	Tensiunea la forța max. (MPa)	Alungirea la forța max. (mm)
1	100	47	1,5	70,5	19,101	270,948	73,08
2	100	47	1,5	70,5	17,148	243,240	62,95
3	100	47	1,5	70,5	18,581	263,567	84,13
4	100	47	1,5	70,5	19,884	282,046	69,85
5	100	47	1,5	70,5	17,540	248,797	62,90
6	100	47	1,5	70,5	15,798	224,085	55,50

S-au introdus datele pentru testare, viteza de 100 mm/min, lățimea chingii de 47 mm și grosimea de 1,5 mm. Cea mai mică valoare obținută a fost de 15,798 kN și cea maximă de 19,884 la rupere completă. În cele ce urmează sunt prezentate diagramele tensiune-alungire specifică pentru încercările efectuate.

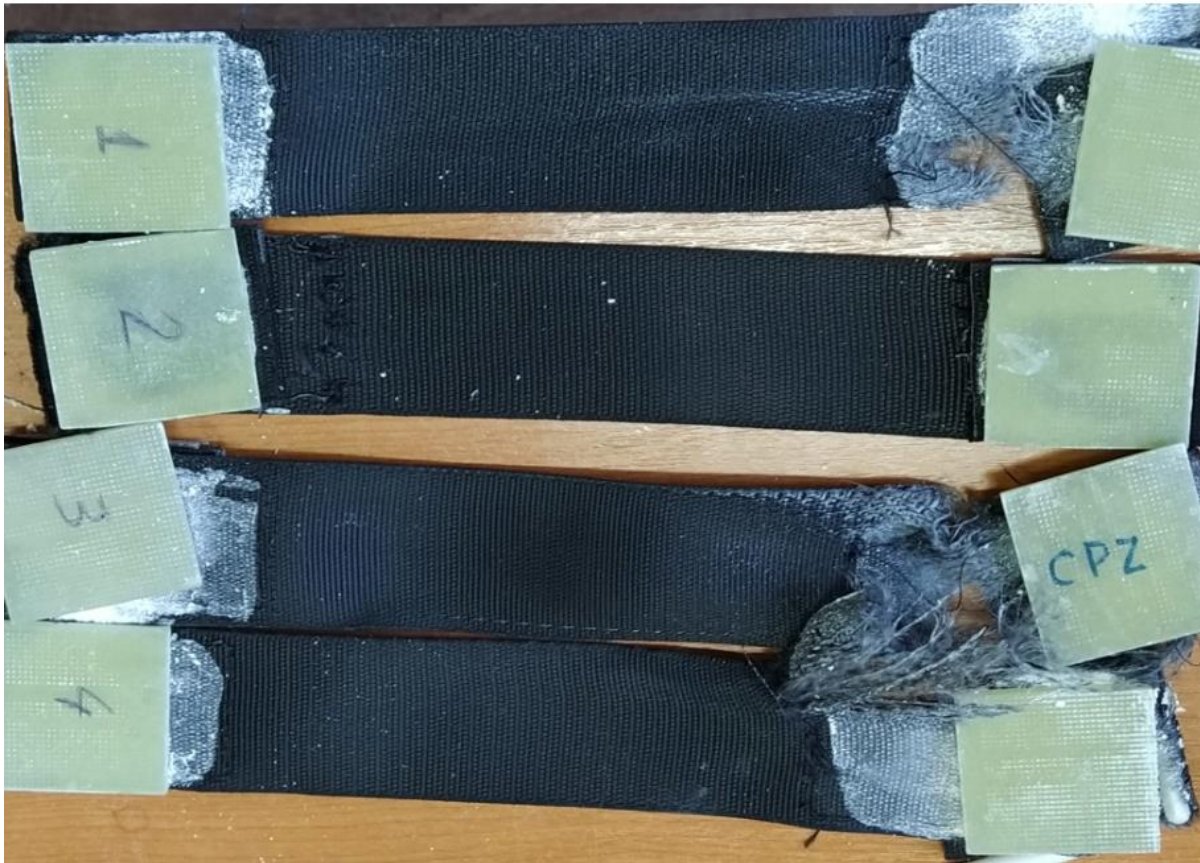


Figura 5.7 Aspectul epruvetelor dupa efectuarea încercării

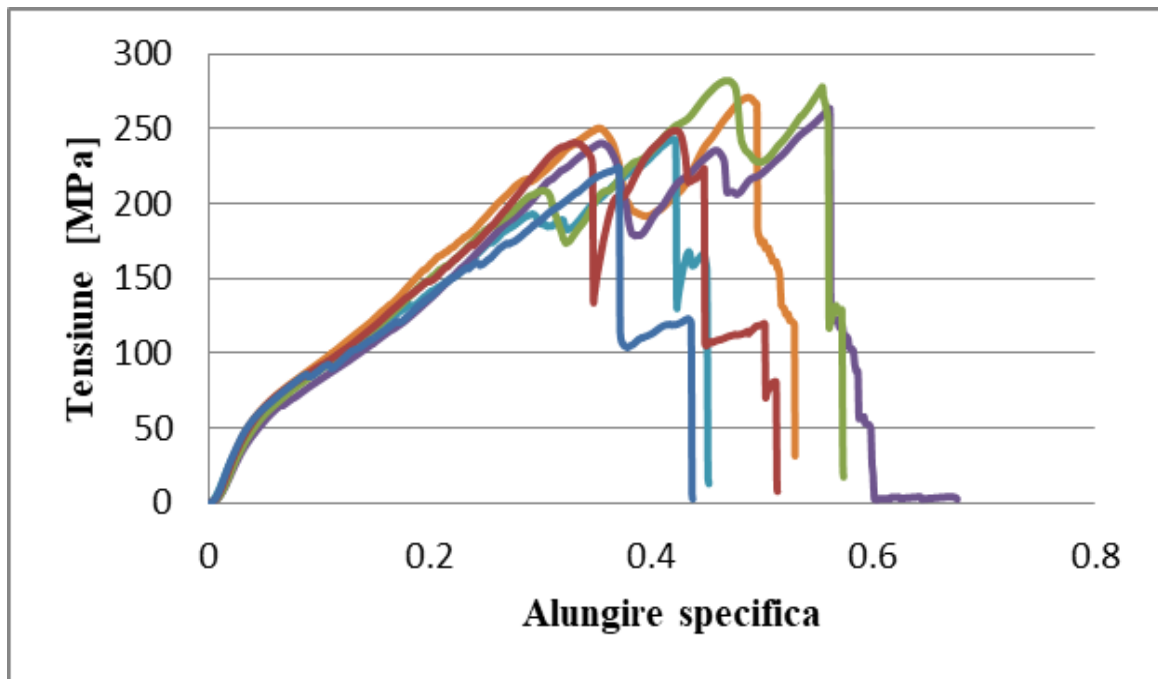


Figura 5.8 Suprapunerea rezultatelor pentru cele 6 epruvete încercate

5.2 Rezultate la încercarea de tracțiune pentru chinga arsă

In Tabelul 2 s-au introdus datele și câteva rezultate ale încercării pentru mostrele de chinga arsă

Tabelul 2. Dimensiunile și condițiile de încercare și rezultate pentru chinga arsă

Mostra	Viteza de încercare (mm/min)	Lățime (mm)	Grosimea (mm)	Secțiune (mm ²)	Forța maximă (kN)	Tensiunea la forța max. (MPa)	Alungirea la forța max. (mm)
1	100	47	1,5	70,5	17,875	253,555	64,73
2	100	47	1,5	70,5	19,147	271,599	66,24
3	100	47	1,5	70,5	19,460	276,032	86,61
4	100	47	1,5	70,5	18,836	267,185	70,62
5	100	47	1,5	70,5	10,577	150,033	46,37
6	100	47	1,5	70,5	18,756	266,055	67,60

S-au introdus datele pentru testare, viteza de 100 mm/min, lățimea chingii de 47 mm și grosimea de 1,5 mm. Cea mai mică valoare obținută a fost de 10,577 kN și cea maximă de 19,460 la rupere completă.

Epruveta 5 a avut un comportament aparte față de restul epruvetelor (vezi Fig.5.14) și ca urmare a fost scoasă din setul de date utilizate pentru calcule.



Figura 5.14 Aspectul epruvetelor arse dupa efectuarea încercării

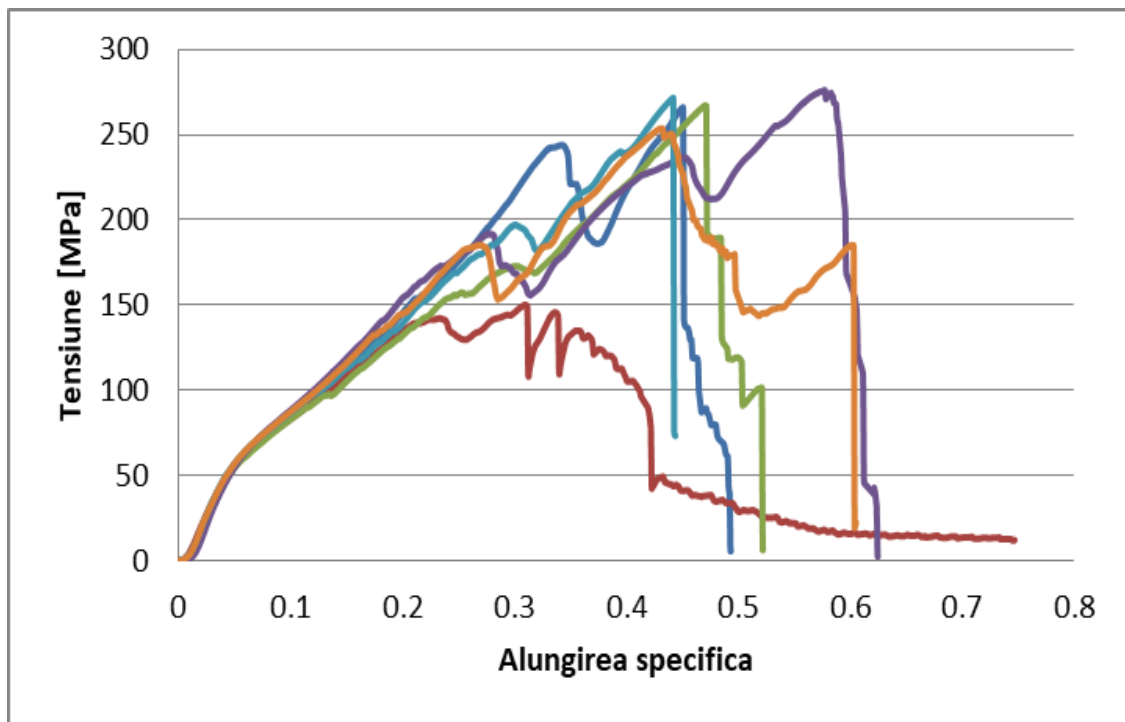


Figura 5.15 Suprapunerea rezultatelor pentru cele 6 epruvete arse încercate

5.3 Rezultate la încercarea de tracțiune pentru chinga tăiată

In Tabelul 3 s-au introdus datele și câteva rezultate ale încercării pentru mostrele de chingă tăiată

Tabelul 3. Dimensiunile și condițiile de încercare și rezultate pentru chinga tăiată

Mostra	Viteza de încercare (mm/min)	Lățime (mm)	Grosimea (mm)	Secțiune (mm ²)	Forța maximă (kN)	Tensiunea la forța max. (MPa)	Alungirea la forța max. (mm)
1	100	47	1,5	70,5	13,913	197,359	61,64
2	100	47	1,5	70,5	16,934	240,205	52,40
3	100	47	1,5	70,5	14,864	210,842	62,58
4	100	47	1,5	70,5	14,750	209,230	50,07
5	100	47	1,5	70,5	18,346	260,231	51,72
6	100	47	1,5	70,5	13,267	188,190	55,59

S-au introdus datele pentru testare, viteza de 100 mm/min, lățimea chingii de 47 mm și grosimea de 1,5 mm. Cea mai mică valoare obținută a fost de 13,127 kN și cea maximă de 18,346 la rupere completă.



Figura 5.22 Aspectul epruvetelor tăiate după efectuarea încercării

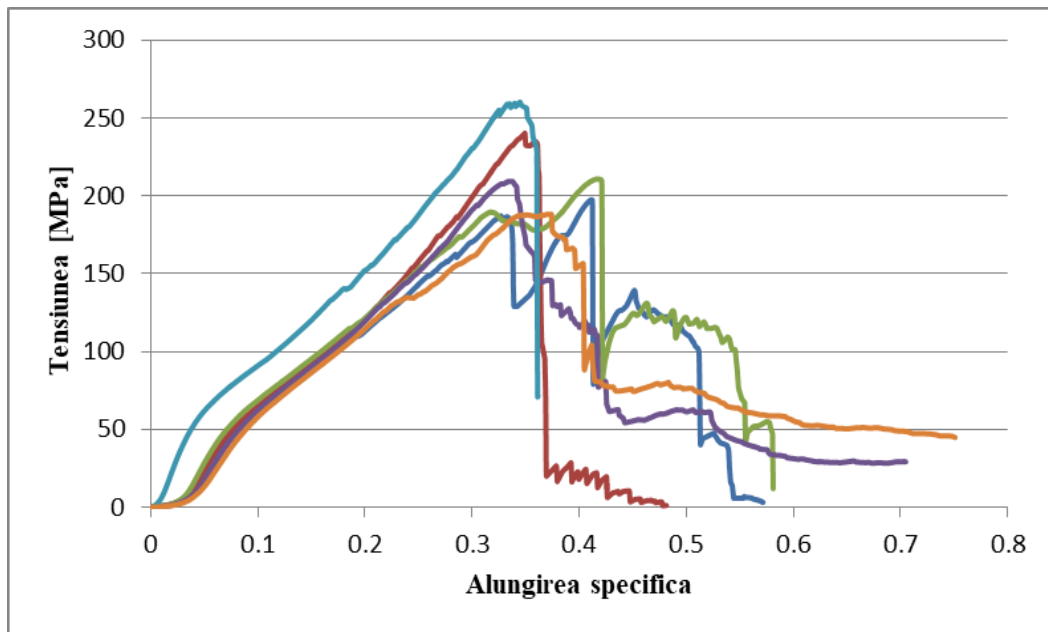


Figura 5.23 Suprapunerea rezultatelor pentru cele 6 epruvete tăiate încercate

5.4 Rezultate la încercarea de tracțiune pentru chingă zgâriată

În Tabelul 4 s-au introdus datele și câteva rezultate ale încercării pentru mostrele de chingă tăiată

Tabelul 4. Dimensiunile și condițiile de încercare și rezultate pentru chingă zgâriată

Mostra	Viteza de încercare (mm/min)	Lățime (mm)	Grosimea (mm)	Secțiune (mm ²)	Forța maximă (kN)	Tensiunea la forța max. (MPa)	Alungirea la forța max. (mm)
1	100	47	1,5	70,5	16,553	234,796	64,95
2	100	47	1,5	70,5	19,490	276,461	83,41
3	100	47	1,5	70,5	15,158	215,017	69,03
4	100	47	1,5	70,5	19,385	274,967	89,55
5	100	47	1,5	70,5	15,361	217,889	61,86
6	100	47	1,5	70,5	19,381	274,917	90,56

S-au introdus datele pentru testare, viteza de 100 mm/min, lățimea chingii de 47 mm și grosimea de 1,5 mm. Cea mai mică valoare obținută a fost de 15,158 kN și cea maximă de 19,490 la rupere completă.



Figura 5.31. Aspectul epruvetelor zgâriate după efectuarea încercării

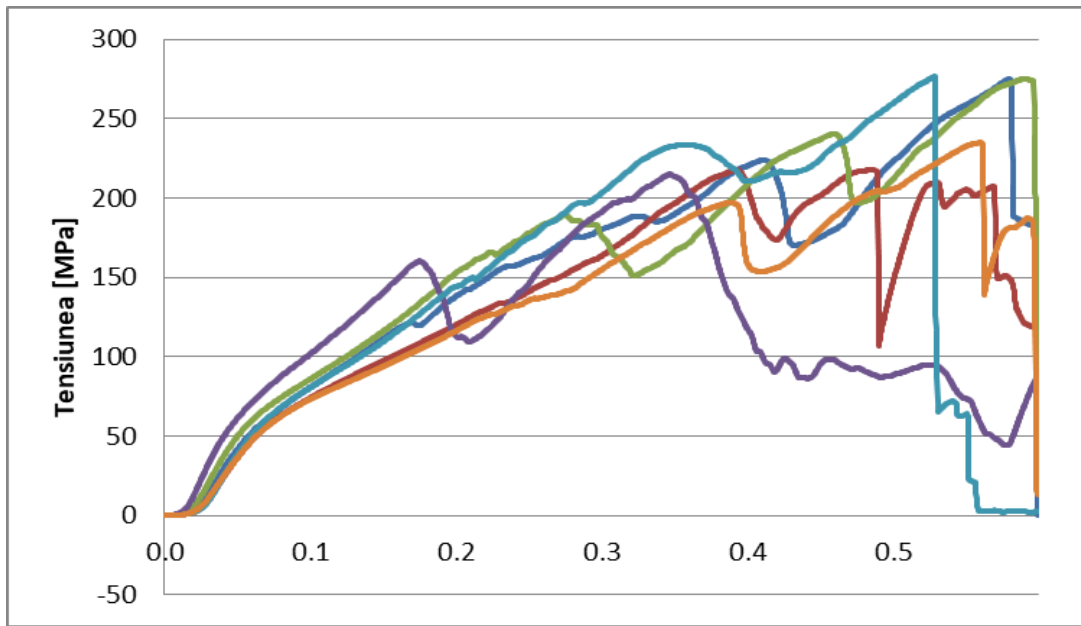


Figura 5.32 Suprapunerea rezultatelor pentru cele 6 epruvete zgâriate încercate

Capitolul VI

SOLICITĂRILE DIN CHINGA CENTURII DE SIGURANȚĂ

6.1. Introducere

În prezent, siguranța pasagerilor este esențială în industria producției de mașini. Industria auto recunoaște importanța siguranței pasagerilor și își modernizează constant ofertele pentru a oferi tehnologii de siguranță care să protejeze pasagerii și pietonii. În această direcție, sistemele de siguranță pasivă joacă un rol important în limitarea daunelor/rănirii cauzate șoferului, pasagerilor și pietonilor în cazul unui accident. Airbagurile (față, față în două trepte, laterale), sistemele de frânare antiblocare (ABS), controlul tracțiunii, controlul electronic al stabilității (ESC), centurile de siguranță, sistemul de protecție împotriva șocurilor etc. sunt sisteme de siguranță pasivă comune instalate în vehicule astăzi. În această capitol se vor analiza efectele șocurilor care apar asupra unui manechin în cazul unui vehicul (o mașină de curse) care suferă o coliziune frontală fiind echipat cu sistem de protecție împotriva șocurilor și centură de siguranță.

Constatările inspecțiilor post-accident ale sistemelor centurilor de siguranță sunt extrem de importante pentru evaluarea performanței centurilor de siguranță. Pe baza acestora, lucrarea oferă soluții pentru îmbunătățirile actuale și viitoare ale designului. Materialul curelei este M19_fabri, cu modulele Young $E_{11} = E_{22} = 2.500\text{MPa}$; raportul Poisson $\nu = 0,2$; modulul de încovoiere $G = 1040\text{MPa}$; densitatea $\rho = 1000\text{kg/m}^3$.

În [128] este prezentată o soluție pentru îmbunătățirea proprietăților mecanice ale centurii prin optimizarea topologiei țesutului. Acest lucru a redus deformarea maximă a lățimii amortizorului cu 36,7% și a redus tensiunea maximă cu 17,6%. În acest fel, s-a realizat o creștere semnificativă a performanței mecanice a curelei.

Diferite aspecte ale construcției și funcționării centurilor de siguranță sunt prezentate în [129-131]. Studiile experimentale au fost prezentate în [132-134] iar alte aspecte sunt prezentate în [135,136].

În contextul prezentat, siguranța pasagerului în cazul unei coliziuni frontale este un deziderat important pentru industria auto. În lucrare sunt studiate tensiunile care apar în centura de siguranță a unui vehicul și accelerațiile care apar în diferite puncte ale unui manechin, în cazul unei

coliziuni frontale a unui vehicul. Modelarea se face pentru cazul specific al unei mașini de curse.

Scopul lucrării este de a determina sarcinile la care este supus conducătorul auto, în prima parte a intervalului care urmează unei coliziuni frontale. Pentru aceasta se face o modelare FEM a întregului sistem auto, șofer auto, centură de siguranță. Aplicația este făcută pentru o mașină de curse adevărată, folosită de Universitatea Transilvania în cadrul unor concursuri auto studentești. Airbag-ul nu este luat în considerare în acest caz. Rezultatele obținute deschid un orizont larg de cercetare, întrucât comportamentul sistemului este influențat de mulți factori, iar descrierile actuale sunt încă insuficiente. Răspunsul mecanic al sistemului este studiat în acest interval de timp foarte scurt după ciocnire, pentru a vedea dacă sistemul poate asigura o siguranță minimă într-o cursă. În cazul acestui capitol se prezintă un model matematic convenabil folosind metoda Gibbs-Appell, pentru a putea determina rapid solicitările care apar în sistem și care vor fi apoi utilizate în modelul FEM [104-109,119-121,156,157]. Modelarea unei adevărate mașini de curse, folosită în competiții de studenți, permite obținerea unor rezultate prezentate în lucrare. Evident, numeroase probleme rămân deschise pentru studii ulterioare, precum studiul unei centuri fixate în patru puncte sau studiul efectelor biologice ale accelerațiilor susținute de șofer sau pasager.

6.2. Modelul numeric al unei mașini de curse

În acest moment industria auto a dezvoltat un sistem pentru a proteja cât mai mult posibil șoferul și pasagerii, eforturi concentrate pe corpul uman. Dar pentru efectuarea unor experimente nu avem un corp uman real pentru a putea testa sistemele.

În timp, a avut loc o evoluție continuă a acestor „manechine”, creând modele din ce în ce mai apropiate de corpul uman. Principalul dezavantaj este că, deși sunt foarte precise din punct de vedere al cinematicii și pot oferi valori foarte apropiate de adevăr a accelerațiilor, este dificil de precizat cerințele reale asupra omului și potențialul de a-i afecta diferitele organe, cu posibile consecințe grave. Pentru aceasta au fost create manechine cu biofidelitate îmbunătățită și o posibilitate mai mare de a efectua măsurători. Astfel au fost create: „manechine cu impact frontal”, „manechine cu impact lateral” și „manechine aerospațiale”. Desigur, au fost create diferite modele pentru bărbați, femei și copii. Cele mai multe cercetări utilizează un manechin adult standard de mărime medie, având înălțimea și greutatea medie a populației masculine adulte din SUA. Modelul MEF analizat este prezentat în figura 1. Acest model conține structura de kart cu un amortizor numit atenuator de impact plasat în fața structurii

si un manechin fixat pe un scaun cu sistem de centura in trei puncte.

Scopul absorbantului este de a diminua energia de impact transmisă manechinului după o ciocnire frontală cu un perete rigid. Manechinul utilizat în analiza accidentelor FEA este un tip FE Hybrid III 50th Masculin. Manechinul Hybrid III 50th percentile pentru testul de impact masculin, reprezentând bărbatul adult mediu, este cel mai utilizat manechin de test de impact din lume pentru evaluarea sistemelor de reținere a siguranței auto în testele de impact frontal [161].

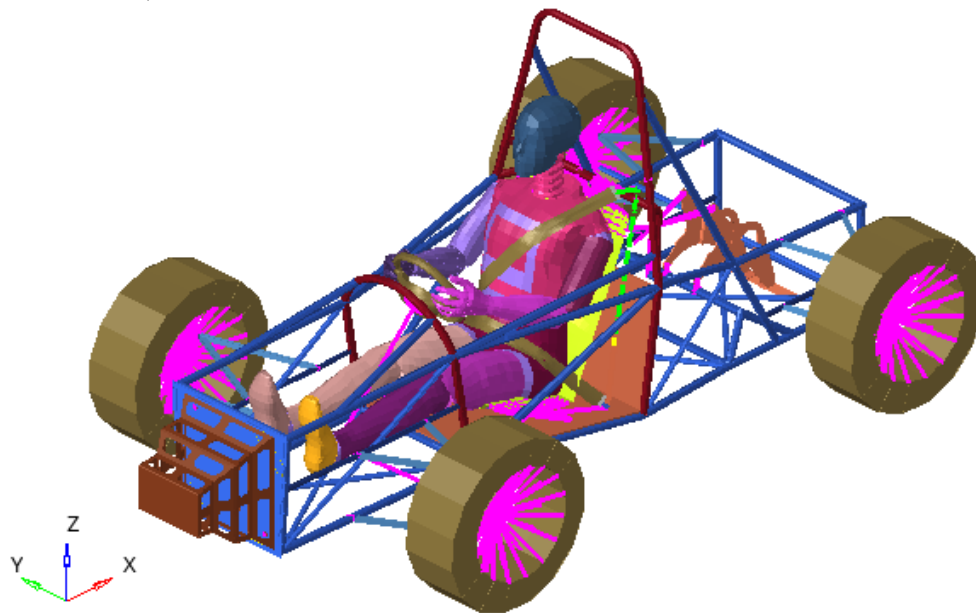
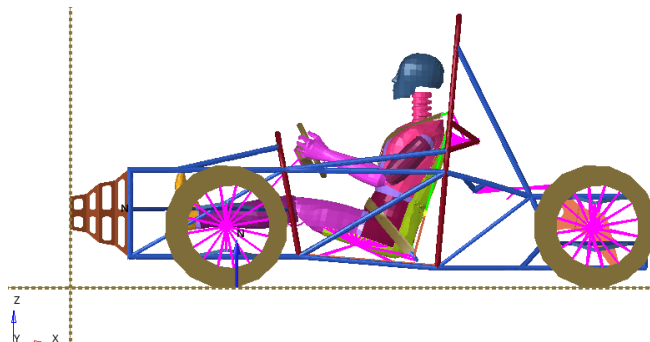


Figura 6.1. Mașina cu amortizor și centură de siguranță.

Vedere laterală



Vedere din față



Figura 6.2. Mașina cu amortizor și centură de siguranță.
Vedere laterală și frontală



Figura 6.3. Manechinul și sistemul de centură de siguranță (vedere laterală și față - Hybrid III 50th Male FE)

S-au studiat două versiuni de atenuator de impact, una cu grosimea de 2 mm și cealaltă versiune cu grosimea de 3,5 mm. Pe baza acestui design, se consideră o mașină echipată cu un amortizor în față, care are rolul de a absorbi șocurile în cazul unui impact frontal și cu o centură de siguranță care acționează asupra unui manechin situat în mașină (Figura 3). [161,162].

În figura 6. 4 este prezentat un sistem de amortizor pătrat, realizat din tablă de 2 mm grosime, care echipează mașina de curse studiată. Acest amortizor are rolul de a prelua cea mai mare parte a șocului suferit de șofer în coliziunea frontală.

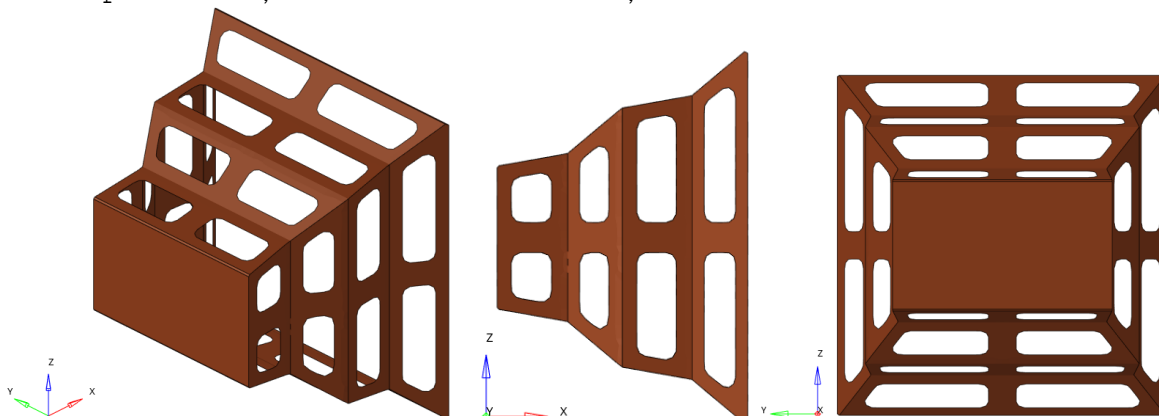


Figura 6.4. Sistemul amortizorului. Vederi diferite

Materialul folosit pentru amortizor este oțel carbon, iar proprietățile mecanice ale materialului sunt: Young Modulus- 200 GPa; Raportul otrăvirii - 0,3; Limita de curgere la tracțiune - 315 MPa; Rezistența maximă la tracțiune - 438 MPa; Alungirea la rupere - 30%.

Structura de kart formată din bare care formează ansamblul șasiului a fost modelată cu elemente de carcasă de ordinul 1 cu patru noduri de colț, fiecare nod având șase DOF. Conexiunea dintre toate barele din structura de kart a fost realizată folosind tehnica nodurilor comune. Masa motorului a fost adăugată ca masă concentrată care a fost conectată la structură prin elementele corpului rigid RBE2. Amortizorul a fost modelat folosind elemente de tip carcasă.

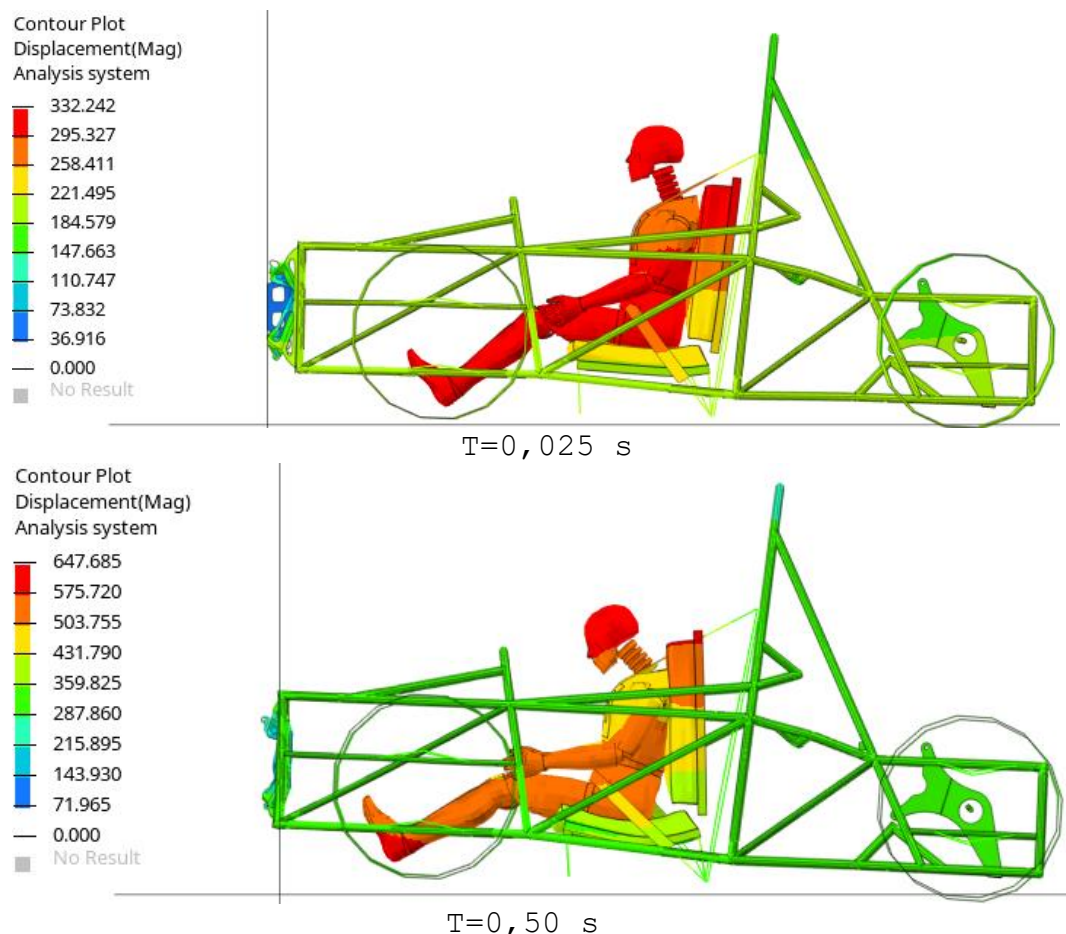
Etapa de preprocesare a modelului FE a fost realizată prin intermediul Hypermesh și postprocesarea cu Hyperview, ambele software incluse în pachetul ALTAIR Hyperworks. Simularea impactului accidentului de rulare a kartului a fost realizată cu soluția RADIOSS care ar putea fi considerată o soluție de analiză pentru evaluarea și optimizarea performanței produsului pentru probleme extrem de neliniare sub încărcări dinamice.

Pentru a avea o informație despre comportamentul manechinului după un impact frontal al mașinii cu un perete rigid, au fost luate în considerare trei accelerometre virtuale pe manechin în următoarea locație: cap, torace și pelvis.

Viteza de impact a structurii de kart cu perete rigid considerată în analiză a fost de 7 m/s (25,2 kph). Conform regulii competiției studenților de Formula, cererea de viteză de impact pentru testele virtuale și reale este de 7 m/s (25,2 km/h), iar în analiza noastră această viteză a fost mărită pentru a lua în considerare un factor de risc.

6.3.Rezultate

Comportamentul sistemului, în momente diferite, este prezentat în Figura 6.7.



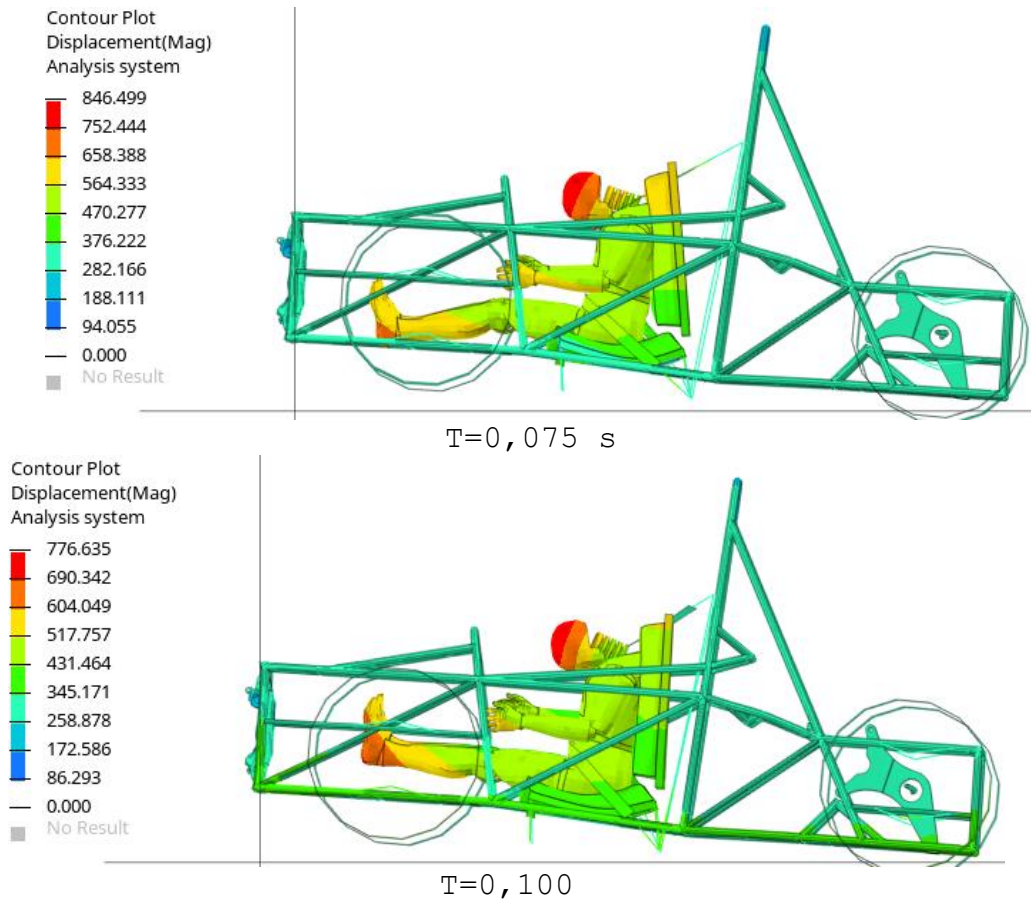


Figura 6.7. Poziție după: a) 0,025s ; b) 0,050s; c) 0,075 s ; d) 0,10 s. Dimensiunile sunt in mm.

În Figura 6.8 sunt prezentate forțele din centura toracelui și centura pelvisului când se folosește un atenuator cu grosimea peretelui de 2 mm și în Figura 6.9 forțele din centura toracelui și pelvisului când se folosește un atenuator cu grosimea peretelui de 3,5 mm. Grosimea se referă la materialul metalic folosit pentru atenuatorul de impact.

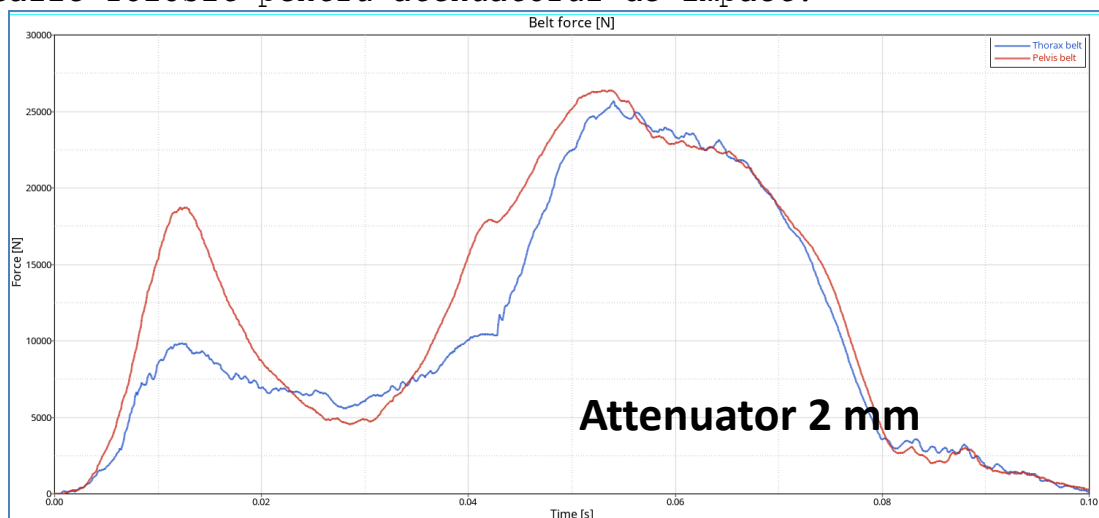


Figura 6.8. Forțele în torace și centura pelvisului. Peretele amortizorul are o grosime de 2 mm

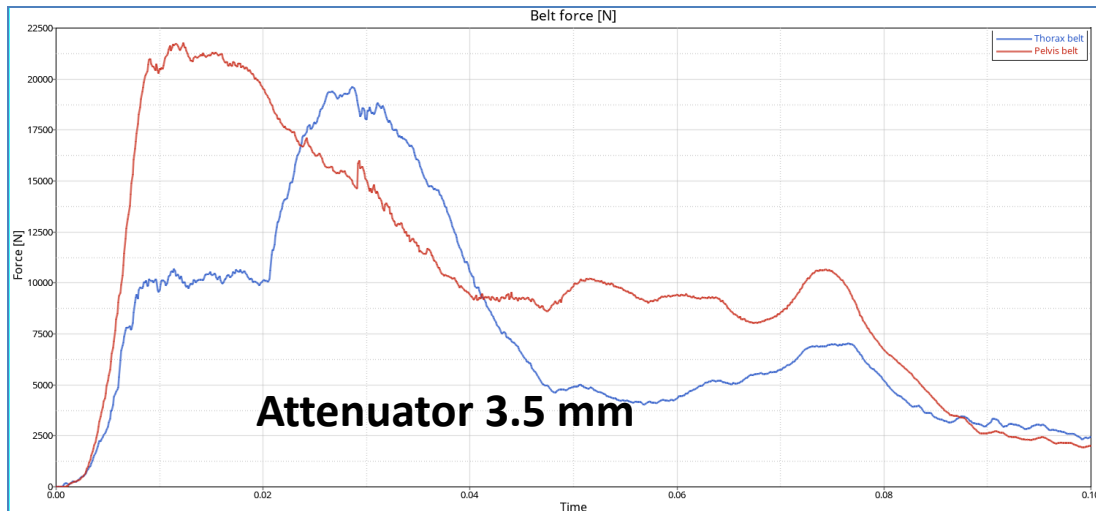


Figura 6.9. Forțele în torace și centura pelvisului. Peretele amortizorului are o grosime de 2 mm

În figurile 6.17-6.19 sunt prezentate decelerațiile determinate cu un accelerometru virtual plasat pe pelvis, torace și cap.

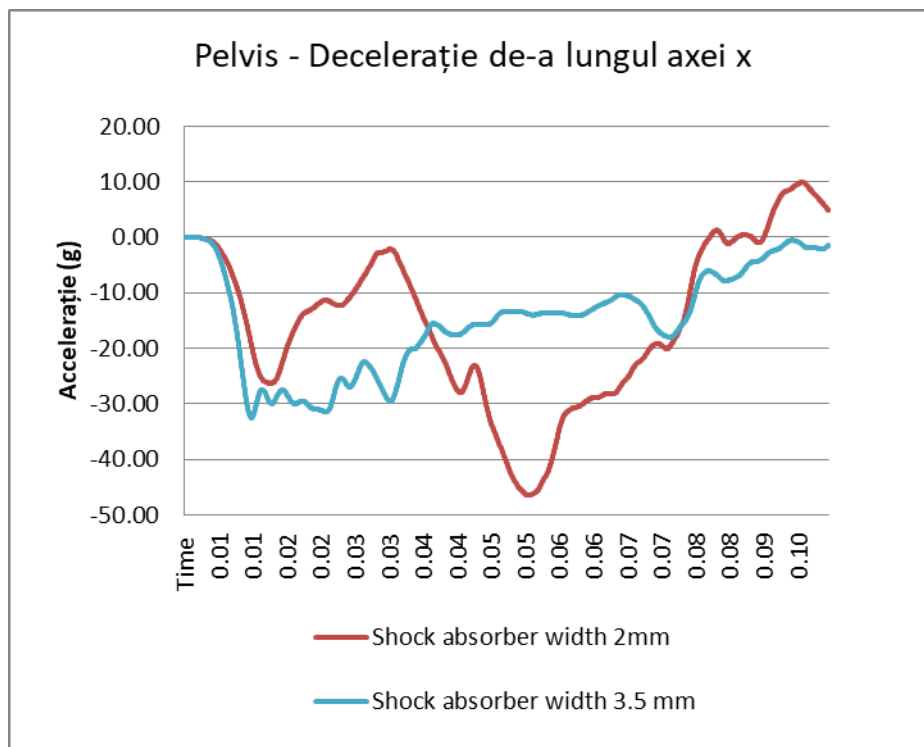


Figura 6.17. Accelerația înregistrată de un accelerometru virtual în pelvis, $v = 13 \text{ m/s}$

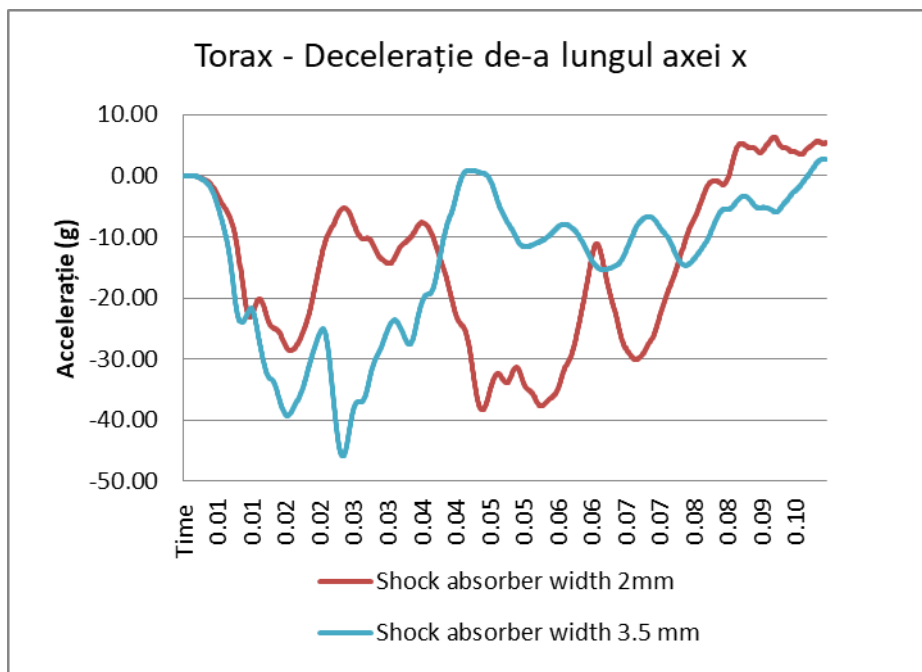


Figura 6.18. Accelerația înregistrată de un accelorometru virtual în torace, $v=13$ m/s

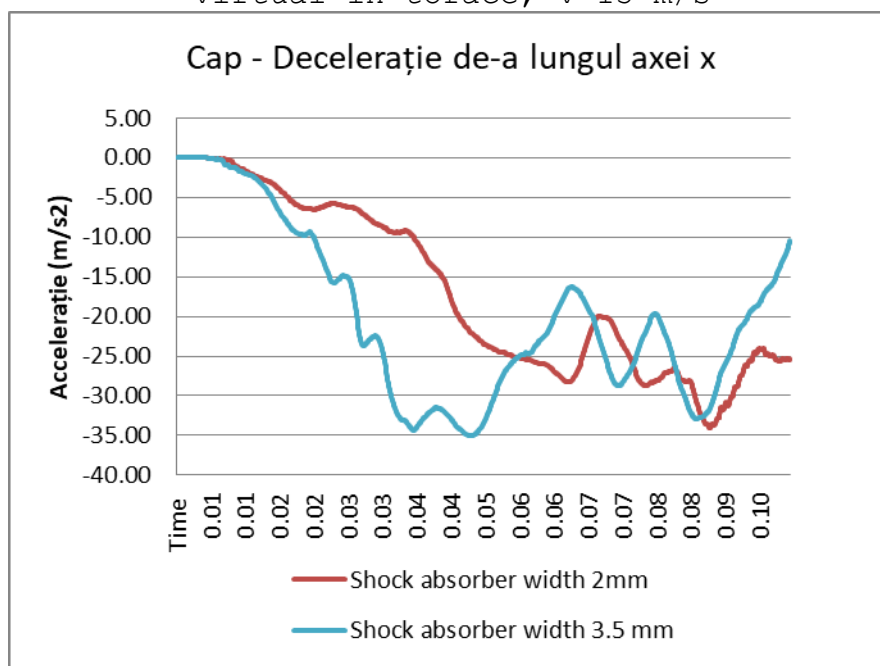


Figura 6.19. Accelerația înregistrată de un accelorometru virtual situate pe cap, $v=13$ m/s

Decelerația de vârf obținută este de 40 g iar decelerația medie este de 20 g respectând criteriile menționate (Figura 6.21). În Fig. 6.22 sunt prezentate accelerațiile de ordinul doi.

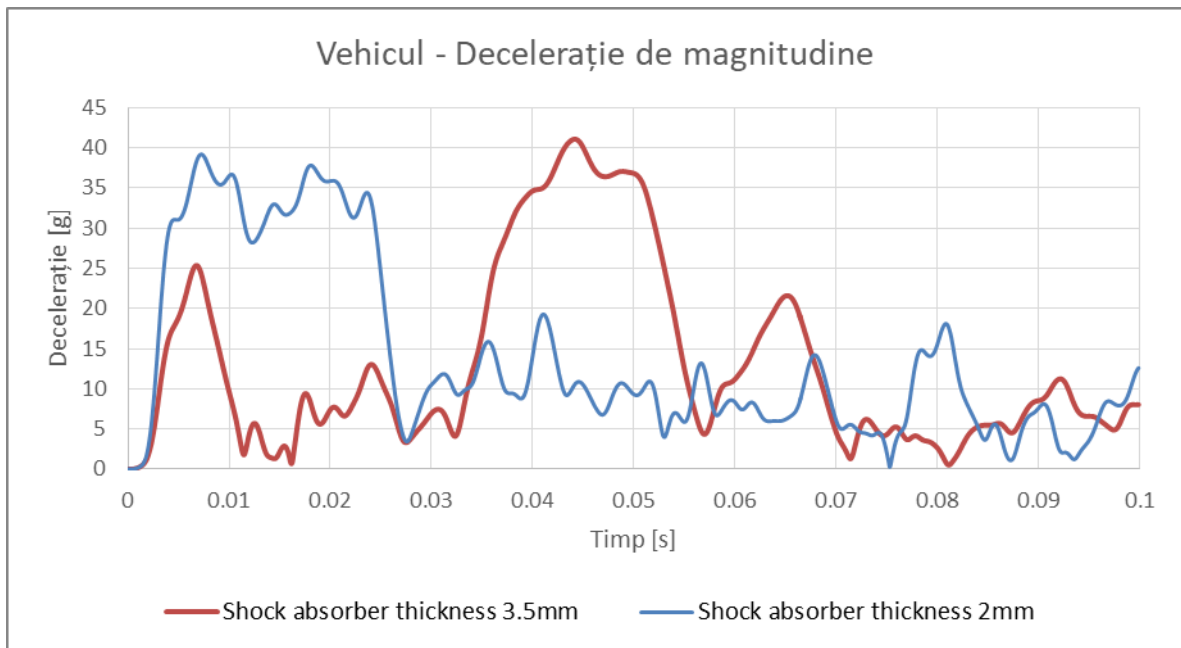


Figura 6.21. Decelerația vehiculului la un șoc de 7 m/s

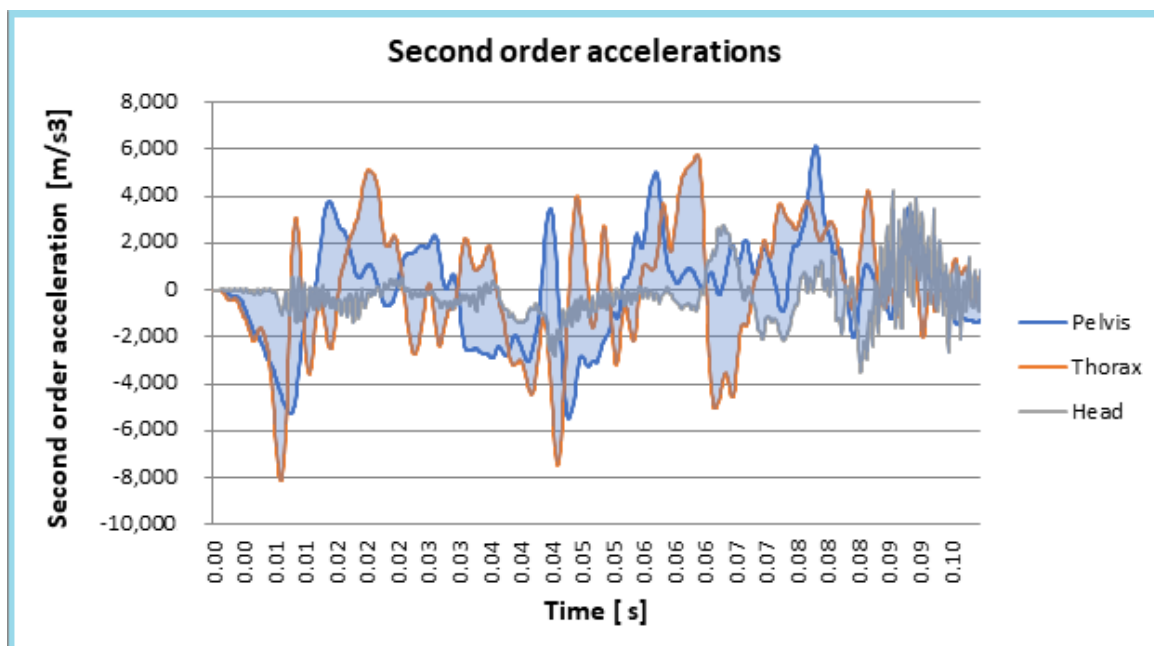


Figura 6.22. Accelerații de ordinul doi

6.4. Discuții

Capitolul își propune să determine comportamentul unui pasager, legat cu centura de siguranță într-un vehicul care este echipat și cu un amortizor în față. În paralel, sunt prezentate și forțele care apar în centura de siguranță. O modelare MEF este utilizată pentru a determina sarcinile la care este supus pasagerul. Determinarea forțelor care apar în timpul șocului se face folosind metoda Gibbs-Appell. Utilizarea unui atenuator de 3,5 mm se dovedește a fi mai bună

din punct de vedere al pasagerului, forța maximă în centură și, prin urmare, solicitările asupra corpului pasagerului sunt mai mici decât în cazul utilizării unui atenuator de 2 mm. Mai mult, pentru atenuatorul de 2 mm sunt două momente în care solicitarea din chinga curelii de siguranță este foarte mare, astfel ca efectul asupra corpului pasagerului este mai rău. Scopul lucrării nu a fost acela de a determina efectul biologic al accelerațiilor și accelerațiilor de ordinul doi asupra corpului uman în această situație de coliziune frontală, dar valorile obținute pot fi folosite de cercetătorii din domeniu.

Rezultatele obținute în lucrare deschid un orizont larg de cercetare, întrucât comportamentul șoferului sau pasagerului este determinat de mulți factori, iar descrierile actuale din literatură sunt încă insuficiente. Rezultatele pot fi utile proiectanților, pentru a vedea dacă sistemul poate asigura o siguranță minimă într-o cursă. Modelarea unei adevărate mașini de curse, folosită în competiții de studenții universitari, a fost folosită în lucrare pentru a obține informații valoroase. Semnalăm că numeroase probleme rămân deschise pentru studii ulterioare, precum studiul unei centuri fixate în patru puncte sau studiul efectelor biologice ale accelerațiilor susținute de șofer sau pasager.

Problema studiată în lucrare necesită dezvoltări viitoare, impuse de complexitatea problemei abordate, care implică mai multe domenii de interes. Pe lângă modelarea mecanică foarte complexă și elaborată, sunt necesare studii privind comportamentul biologic al manechinului folosit pentru modelare.

6.5. Concluzii

În cadrul capitolului s-a studiat comportamentul unui corp (manechin) care se află într-o mașină de curse, în cazul unei coliziuni frontale cu un perete, pentru a vedea care sunt sarcinile care acționează asupra manechinului. Pe baza unui model complex de mașină, echipat cu două sisteme de siguranță centură și sistem de absorbție a șocurilor, manechinul se obține comportamentul, în cazul coliziunii frontale a ansamblului mașină-manechin. Se determină accelerațiile pe care diferite puncte ale corpului manechinului le-au obținut și forța care apare în centura de siguranță. Metoda lui Gibbs-Appell este utilizată pentru răspunsul sistemului bazat pe ecuațiile de mișcare într-o problemă care implică șocuri. Lucrarea a dovedit că vechiul principiu revăzut al mecanicii poate oferi un mijloc interesant și se utilizează FEM pentru a modela sistemul și softul folosit este Altair Hyperworks. Se poate determina dacă centura de siguranță poate funcționa dacă are defecte în timpul utilizării, precum zgârieturi, arsuri de țigară sau mușcături de animale.

Capitolul VII

CONTRIBUȚII ORIGINALE, CONCLUZII, VALORIFICAREA REZULTATELOR ȘI DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

7.1. Concluzii

Raportându-ne la valorile obținute putem observa că există deviații mici în performanță față de chinga în stare nouă pentru mostrele cu chingă arsă și chingă zgâriată, mai precis o scădere de 3.2% respectiv 2.5%.

Deviații în performanță considerabile s-au putut constata pe mostrele de chingă tăiată având o scădere de 14.8%.

Tip caz	Medie forță(kN)	Medie stres la încărcare maxima	Performanță față de reper(%)
chingă martor	18	255.44	n/a
chingă arsă	17.43	247.4	-3.20%
Chingă tăiată	15.34	217.67	-14.80%
chingă zgâriată	17.55	249	-2.50%

Putem concluziona astfel că doar un defect care afectează în profunzime țesătura poate duce la o scădere a performanței în caz de impact.

Atât mostrele de chingă în stare nouă cât și cele cu defecte tip arsură și zgârieretură au cedat în zona de prindere spre deosebire de mostrele cu defect de tăietură unde au cedat în zona defectului.

Forța medie la care au cedat epruvetele este cuprinsă între 15.34 kN și 18 kN, valoarea minimă corespunzând unei forțe apărute asupra unui pasager de 75 kg la impactul unui autovehicul care se deplasează cu viteza de 30 km/h cu un perete vertical.

7.2. Contribuții originale

Direcția principală a acestei lucrări a fost identificarea defectelor principale ce apar în urma manipulării greșite a centurilor de siguranță de către utilizator. Aceste rezultate pot fi folosite în studii ulterioare asupra proprietăților materialelor folosite la producerea chingii centurii de siguranță. Problema utilizării greșite a centurilor de

siguranță a fost dezbătută în mai multe studii de caz/lucrări științifice, de la folosirea incorectă a scaunelor de copii până la implementarea de senzori ce pot detecta o poziție incorectă a centurii , mici "trucuri" ce pot pune viața pasagerilor în pericol.

Problematika abordată în lucrare a fost studiată într-o serie de lucrări de specialitate și teza de față vine în completarea unor studii anterioare realizate. Rezultatele obținute în cadrul tezei de doctorat sunt originale și se adaugă altor cercetări în domeniul siguranței, utilizând instrumentele specifice Ingineriei Mecanice.

Rezultatele obținute în lucrare deschid un orizont larg de cercetare întrucât comportamentul șoferului sau pasagerului este determinat de mulți factori, iar descrierile actuale din literatura de specialitate sunt încă insuficiente. Semnalăm că numeroase probleme rămân deschise pentru studii ulterioare, precum studiul unei centuri fixate în patru puncte sau studiul efectelor biologice ale accelerațiilor susținute de șofer sau pasager. Problema studiată în lucrare necesită o dezvoltare viitoare și este impusă de complexitatea problemei abordate, care implică mai multe domenii de interes. Pe lângă modelarea mecanică foarte complexă și elaborată, sunt necesare studii care investighează comportamentul biologic al manechinului folosit pentru modelare.

În continuare punctez principalele contribuții originale pe care le-am adus în cadrul studiului de față:

1.S-a făcut o analiză critică a cercetărilor în domeniu studiat și identificat stadiul actual al cercetărilor. Industria autovehiculelor, deși cu vechime, dezvoltare exponențială și multiple inovații, abia relative recent a început să dezvolte sisteme de siguranță high-tech. În momentul de față asistăm la o dezvoltare spectaculoasă atât a sistemelor pasive dar și a celor active. Centura de siguranță, deși printre primele sisteme apărute, rămâne în continuare una din componentele cheie pentru siguranță noastră iar un studiu al chingii acestei centuri, adaptat la dezvoltarea tehnicilor de calcul numeric din momentul de față, care să ne permită determinarea comportării ei în cazul unui accident, rămâne util.

2.Pentru elementul pe care ne-am concentrat în lucrare în sistemul centurii de siguranță și anume chinga centurii s-au identificat cele mai comune defecte provocate involuntar pe sistemele de siguranță și practici considerate nesigure (rework-ul centurilor pirotehnice după un accident). În urma unei analize atente s-au ales cele mai relevante defecte pentru testarea ulterioară.

3.Pentru că s-a dovedit dificilă găsirea unor centuri de siguranță care să prezinte defectele identificate și utilizarea lor în cercetare s-au reprodus aceste tipuri de defecte în laborator, pe materialul utilizat la fabricarea

chingii, în încercarea de a simula efectele apărute în utilizarea reală. În felul acesta am dispus de un număr corespunzător de epruvete pentru a putea face încercări de laborator.

4.În cadrul laboratorului s-au efectuat încercări de tracțiune asupra mostrelor pregătite anterior, s-au înregistrat și analizat rezultatele obținute. S-au făcut încercări atât asupra unor mostre de material fără defecte cât și asupra mostrelor pe care au fost reproduse principalele defecte întâlnite în viață reală. Astfel s-au încercat epruvete zgâriate, arse și tăiate pentru a determina proprietățile mecanice ale acestor materiale.

5.S-a făcut analiza comparativă pe tipul de defect față de mostrele martor pentru a aprecia măsura în care un anumit tip de defect poate influența comportarea materialului în caz de accident. În urma rezultatelor s-a identificat defectul cu cel mai mare impact asupra comportării chingii centurii.

6.S-a făcut o analiză critică a metodelor mecanicii analitice care ar putea fi aplicate în cazul unei modelări utilizând metoda elementelor finite a ansamblului pasager-centura de siguranță, pentru identificarea forțelor de inerție care pot acționa asupra pasagerului în cazul unui accident.

7.S-a studiat unui corp (manechin) care se afla într-o mașină de curse, în cazul unei coliziuni frontale cu un perete, pentru a vedea ce sarcini acționează asupra manechinului. Pe baza unui model de mașină complex, echipat cu centură de siguranță și un sistem de absorbție a șocurilor, comportamentul manechinului a fost obținut în urma coliziunii frontale a ansamblului mașină-manechin. Au fost determinate accelerațiile în diferite puncte ale corpului manechinului și s-a determinat forța care a apărut în chinga centurii de siguranță. Ecuațiile Gibbs-Appell au fost utilizate pentru a evalua încărcările care acționează asupra manechinului.

8.Pentru modelarea sistemului a fost folosit software-ul FEM Altair Hyperworks II în scopul de a determina dacă o centură de siguranță poate să-și realizeze rolul dacă are defecte apărute în timpul utilizării curente, cum ar fi zgârieturi, arsuri de țigară sau mușcături de animale și a compara cu funcționarea unei centuri care nu are astfel de defecte.

9.S-au determinat solicitările la care este supus șoferul autoturismului în prima parte a intervalului care urmează unei coliziuni frontale. S-a realizat, utilizând FEM, modelarea întregului sistem autovehicul-conducător auto-centură de siguranță. Modelarea a fost realizată pentru un autovehicul real - o mașină de curse folosită de Universitatea Transilvania la concursuri auto. Airbagurile nu au fost luate în considerare în acest caz.

10.Răspunsul mecanic al sistemului a fost studiat în acest interval foarte scurt de timp după impact pentru a vedea dacă sistemul ar putea asigura o siguranță minimă într-o cursă.

11.S-au identificat posibile viitoare direcții de cercetare și de dezvoltare a subiectului. Rezultatele obținute deschid un orizont larg de cercetare întrucât comportamentul sistemului este influențat de numeroși factori iar descrierile actuale sunt încă insuficiente.

12.Reconsiderarea unor metode clasice ale mecanicii analitice în contextual dezvoltării metodelor numerice în mometul de fata se impune. În acest mod scrierea automatizată a ecuațiilor de mișcare a unor astfel e sisteme ar putea fi simplificată.

13.Evident, numeroase probleme necesită investigații suplimentare, de exemplu, studiul unei centuri fixate în patru puncte sau studiul efectelor biologice ale accelerațiilor de ordin superior suportate de către șofer sau pasager.

14.Rezultatele obținute au fost promovate prin publicarea unui număr de 10 articole științifice în revistele de specialitate internaționale, cotate WoS (7) sau BDI (3), alte 2 doua articole urmând a apărea în toamna acestui an.

7.3. Valorificarea și diseminarea rezultatelor

Pe parcursul pregătirii tezei de față au fost publicate 10 lucrări în tematica strictă a tezei sau în tematici derivate din studiul inițial, alte două lucrări urmând a fi publicate după prezentarea lor la o conferință internațională:

Lucrări ISI Web of Science (7 lucrari)

1. Itu, C., Toderita, A., Melnic, L.V., Vlase, S. Effects of Seat Belts and Shock Absorbers on the Safety of Racing Car Drivers. MATHEMATICS, 2022, VL 10, IS 19, AR 3593, DI 10.3390/math10193593. **IF 2,592.**
2. Bencze, A., Scutaru, M.L., Marin, M., Vlase, S., Toderita, A. Adder Box Used in the Heavy Trucks Transmission Noise Reduction. SYMMETRY-BASEL, 2021, VL 13, IS 11, AR 2165, DI 10.3390/sym13112165. **IF 2,94.**
3. Itu, C., Vlase, S., Marin, M., Toderita, A. Use of the Symmetries in the Study of Vibration Response of a Hollow Cylinder. SYMMETRY-BASEL, 2021, VL 13, IS 11, AR 2145, DI 10.3390/sym13112145. **IF 2.94.**
4. Toderita, A., Vlase, S., Reliability Study on PUR Injection Machine. 13TH INTERNATIONAL CONFERENCE INTERDISCIPLINARITY IN ENGINEERING (INTER-ENG 2019), Procedia Manufacturing, Targu Mures, ROMANIA, 2020, VL 46, pp. 885-890, DI 10.1016/j.promfg.2020.05.004.
5. Toderita, A., Vlase, S. Impact of extraction agents in mold part for PUR injection. 12TH INTERNATIONAL CONFERENCE INTERDISCIPLINARITY IN ENGINEERING (INTER-ENG 2018), pSE Procedia Manufacturing, OCT 04-05, 2018, Targu Mures, ROMANIA, 2019, VL 32, pp.74-78, DI10.1016/j.promfg.2019.02.185.
6. Bratu, P., Vlase, S., Dragan, N., Vasile, O., Itu, C., Nitu, C.M., Toderita, A. Modal Analysis of the Inertial

Platform of the Laser ELI-NP Facility in Magurele-Bucharest. Romanian Journal of Accoustic and Vibration, vol. 19, issue 2, 2022, pp. 112-120.

7. Chircan, E., Scutaru, M.L., Toderița, A., Modrea, A. Motion Equation of a Rectangular Finite Element with a Two-Dimension Motion in a Membrane State. Procedia Manufacturing, Vol.46, 2020, pp.209-216

Alte lucrări BDI (Scopus, Google Scholar)

8. Chircan, E., Scutaru, M.L., Toderița, A. Dynamical Response of a Beam in a Centrifugal Field Using the Finite Element Method. 15th Conference on Acoustics and Vibration of Mechanical Structures, AVMS 2019, 30 May 2019, Timisoara, Springer Proceedings in Physics, Volume 251, pp.101 -113, 2021.
9. Toderita, A., Vlase, S. TENSILE STRENGTH STUDY ON SAFETY SYSTEMS. International Conference COMAT 2020, October 2020, Brasov, Romania; pp.167-171, <http://hdl.handle.net/123456789/2537>
10. Toderita, A.; Vlase, S. IMPACT OF CARBON FIBER IN PUR INJECTION, International Conference COMAT 2018, October 2018, Brasov, Romania, pp.53-56, <http://hdl.handle.net/123456789/2285>

Alte lucrări ce urmează a fi publicate ISI Web of Science

11. Toderița (Santean) Ana, Chircan Eliza and Omar Shrrat Abulah Omar The study of the front safety belt webbing with defects from cuts. Inter-Eng 2023, Targu Mures
12. Toderița (Santean) Ana, Chircan Eliza and Teoorescu Draghicescu Horatiu Stress in the strap of the safety belt with accidental burns. Inter-Eng 2023, Targu Mures

7.4. Direcții viitoare de cercetare

Perfecționarea modelului matematic pentru calculul fortelor care apar in chinga centurii de siguranta.

8. BIBLIOGRAFIE

1. Ziegler, P.N. Effect of Safety Belt Usage Laws around World. *Journal of Safety Research*, 1977, VL 9, IS 2, pp. 97-99.
2. Katz, J., Stotter, A. Passive Safety Belt Operatyed by Motor-Car Door. *Vehicle System Dynamics*. 1978, VL 7, IS 3, pp. 113-122, doi 10.1080/00423117808968556.
3. Geller, E.S. Rewarding Safgety Belt usage at an Industrial-Setting - Tests of Treatment Generality and Response Maintenance. *Journal of Applied Behavior Analysis*, 1983, VL 16, IS 2, pp.189-202, doi 10.1901/jaba.1983.16-189.
4. Oday, J., Scott, R.E. Safety Belt Use, Ejection and Entrapment. *Health Education Quarterly*, 1984, VL 11, IS 2, pp.141-146, DI 10.1177/109019818401100205.
5. Brag, B.W.E., Finn, P. Influence of Safety Belt usage on Perception of the Risk of an accident. *Accident Analysis and Prevention*, 1985, VL 17, IS 1, pp.15-23, DI 10.1016/0001-4575(85)90004-1.
6. Simonsmorton, B.G., Brink, S., Bates, D. Effectiveness and Cost-Effectiveness of Persuasive Communications and Incentives in Increasing Safety Belt Use. *Health Education Quarterly*, 1987, VL 14, IS 2, pp.167-179, doi 10.1177/109019818701400204.
7. Evans, L., Frick, M.C., Safety belt effectiveness in preventing driver fatalities versus a number of vehicular accident, roadway and environmental factors. *Journal of Safety Research*, 1986, VL 17, IS 4, pp.143-154, DI 10.1016/0022-4375(86)90065-4.
8. Hakkert, A.S., Zaidel, D.M., Sarelle, E. Patterns of Safety Belt Usage Following Introduction of a Safety Belt Wearing Law. *Accident Analysis and prevention*, 1981, VL 13, IS 2, pp. 65-82, doi 10.1016/0001-4575(81)90021-X.
9. Latimer, E.A., Lave, L.B. Initial Effects of the New York State Auto Safety Belt Law. *American Journal of Public Health*, 1987, VL 77, IS 2, pp.183-186, doi 10.2105/ AJP.77.2.183.
10. Lowenhielm, P., Voigt, G.E., Ljung, C.B.A., Wihlberg, B.G. Influence of Post-Mortem Changes on Experimental Safety Belt Injuries. *ZEITSCHRIFT FUR RECHTSMEDIZIN-JOURNAL OF LEGAL MEDICINE*, 1977, VL 80, IS 3, pp.171-182, doi 10.1007/BF02114612.
11. Tarriere, C., Hartemann, F., Fayon, A., Banzet, P., Leung, Y.C. The prevention of lesions of the face - the role of safety belt and its limitations. *Journal de Medecine Legal et Driot Medical*, 1981, VL 24, IS 2, pp.193-212.

12. Lechaux, J.P., Poinsard, J.P., Ravaud, Y., Asseraf, J., Boulakia, C. Abdominal traumas due to the safety belt. *Nouvelles Presse Medicale*, 1981, VL 10, IS 41, pp.3385-3388.
13. Tolonen, J., Kiviluoto, O., Santavirta, S., Slatiis, P. THE EFFECTS OF VEHICLE MASS, SPEED AND SAFETY BELT WEARING ON THE CAUSES OF DEATH IN ROAD TRAFFIC ACCIDENTS. *ANNALES CHIRURGIAE ET GYNAECOLOGIAE*, 1984, VL73, IS1, pp. 14-20.
14. Evans, L. Estimating Fatality Reductions from Increased Safety Belt Use. *Risk Analysis*, 1987, VL 7, IS 1, pp.49-57, DI 10.1111/j.1539-6924.1987.tb00968.x.
15. Sleet, D.A. MOTOR-VEHICLE TRAUMA AND SAFETY BELT USE IN THE CONTEXT OF PUBLIC-HEALTH PRIORITIES. *Journal of Trauma-Injury Infection and Critical Care*, 1987, VL 27, IS 7, pp. 695-702, doi 10.1097/00005373-198707000-00001.
16. Campbell, B.J. SAFETY BELT INJURY REDUCTION RELATED TO CRASH SEVERITY AND FRONT SEATED POSITION. *Journal of Trauma-Injury Infection and Critical Care*, 1987, VL 27, IS 7, pp.733-739, doi 10.1097/00005373-198707000-00007.
17. Evans, L., FATALITY RISK REDUCTION FROM SAFETY BELT USE. *Journal of Trauma-Injury Infection and Critical Care ARE*, 1987, VL 27, IS 7, pp.746-749, DI 10.1097/00005373-198707000-00009.
18. Geller, E.S., Johnson, R.P., Pelton, S.L., COMMUNITY-BASED INTERVENTIONS FOR ENCOURAGING SAFETY BELT USE. *AMERICAN Journal of Community Psy\chology*, 1982, VL 10, IS 2, pp.183-195, doi 10.1007/BF00896423.
19. Geller, E.S. A DELAYED REWARD STRATEGY FOR LARGE-SCALE MOTIVATION OF SAFETY BELT USE - A TEST OF LONG-TERM IMPACT. *Accident Analysis and prevention*, 1984, VL 16, IS 5-6, pp 457-463, doi 10.1016/0001-4575(84)90058-7.
20. Rudd, J.R., Geller, E.S. A university-based incentive program to increase safety belt use - toward cost-effective institutionalization. *Journal of Applied Behavior Analysis*, 1985, VL 18, IS 3, pp.215-226, DI 10.1901/jaba.1985.18-215.
21. Geller, E.S., Bruff, C.D., Nimmer, J.G. FLASH FOR LIFE - COMMUNITY-BASED PROMPTING FOR SAFETY BELT PROMOTION. *Journal of Applied Behavior Analysis*, 1985, VL 18, IS 4, pp.309-314, DI 10.1901/jaba.1985.18-309.
22. Cope, J.G., Grossnickle, W.F., Geller, E.S. AN EVALUATION OF 3 CORPORATE STRATEGIES FOR SAFETY BELT USE PROMOTION. *Accident Analysis and Prevention*, 1986, VL 18, IS 3, pp.243-251, DI 10.1016/0001-4575(86)90008-4.
23. Thyer, B.A., Geller, E.S., Williams, M., Purcell, E. COMMUNITY-BASED FLASHING TO INCREASE SAFETY BELT USE. *Journal of Experimental Education*, 1987, VL 55, IS 3, pp.155-159, DI 10.1080/00220973.1987.10806449.

24. Geller, E.S., Rudd, J.R., Kalsher, M.J., Streff, F.M., Lehman, G.R. Employer-Based Programs to Motivate Safety Belt Use - A review of short-term and long-term effects. *Journal of Safety Research*, 1987, VL 18, IS 1, pp.1-17, DI 10.1016/0022-4375(87)90059-4.
25. Nelson, G.D., Moffit, P.B. Safety Belt Promotion - Theory and Practice. *Accident Analysis and Prevention*, 1988, VL 20, IS 1, pp.27-38, DI 10.1016/0001-4575(88)90012-7.
26. Petridou, E., Moustaki, M. Human factors in the causation of road traffic crashes. *European Journal of Epidemiology*, 2000, VL 16, IS 9, pp.819-826, DI 10.1023/A:1007649804201.
27. Nordberg, E. Injuries as a public health problem in sub-Saharan Africa: Epidemiology and prospects for control. *East African Medical Journal*, 2000, VL 77, IS 12, pp. 1-43.
28. Schlundt, D., Warren, R., Miller, S., Reducing unintentional injuries on the nation's highways: A literature review. *Journal of Health Care for the Poor and Underserved*, 2004, VL 15, IS 1, pp.76-98, DI 10.1353/hpu.2004.0012.
29. Ogasawara, M., Chiba, A., Kawauchi, K., Sorimachi, Y. Back seat safety belt use and child restraints seat use in Japan. *Injury Prevention*, 2021, VL 27, SU 2, MA P4.007, pp.A69-A69, DI 10.1136/injuryprev-2021-safety.210.
30. Khaddar, S., Perumal, V., Gupta, S., Understanding effect of traffic and driver related characteristics on seat belt usage in Mumbai city using random parameter logit approach and time series analysis. *International Journal of Injury Control and Safety Promotion*, 2020, VL 27, IS 4, pp.458-464, DI 10.1080/17457300.2020.1810074.
31. Li, A., Shen, S.J., Nwosu, A., Ratnapradipa, K.L., Cooper, J., Zhu, M.T. Investigating traffic fatality trends and restraint use among rear-seat passengers in the United States, 2000-2016. *Journal of Safety Research*, 2020, VL 73, pp.9-16, doi 10.1016/j.jsr.2020.02.005.
32. Chen, S.D., Zhang, S.W., Xing, Y.Y., Lu, J. Identifying the Factors Contributing to the Severity of Truck-Involved Crashes in Shanghai River-Crossing Tunnel. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 2020, VL 17, IS 9, AR 3155, doi 10.3390/ijerph17093155.
33. Rudisill, T.M., Menon, S. Hendricks, B., Zhu, M. Smith, G.S. Differences between occupational and non-occupational-related motor vehicle collisions in West Virginia: A cross-sectional and spatial analysis. *Plos One*, 2019, VL 14, IS 12, AR e0227388, doi 10.1371/journal.pone.0227388.

34. Naseri, H., Iraeus, J., Johansson, H. A numerical study on the safety belt-to-pelvis interaction, *International Journal for Numerical Methods in Biomedical Engineering*, AR e3572, DI 10.1002/cnm.3572, EA FEB 2022.
35. Yi, Q., Yi, Q. Safety Belt Wearing Detection Algorithm Based on Human Joint Points. 2021 IEEE International Conference on Consumer Electronics and Computer Engineering (ICCECE), JAN 15-17, 2021, Guangzhou, CHINA.
36. Yu, B.J., Feng, X.R., Yu, W.H. Design of Vehicle Safety Belt Motion Detection Platform Based on Digital PID Regulation. *International Conference on Electronical, Mechanical and Materials Engineering (ICE2ME2019)*, JAN 20-21, 2019, Wuhan, CHINA, 2019, VL 181, BP 143, EP 146.
37. Shi, P.C., Wang, S., Xiao, P. Strength Analysis on Safety-Belt ISOFIX Anchorage for Vehicles Based on HyperWorks and Ls-Dyna. *Neural Information Processing, ICONIP 2017*, PT V, 24th International Conference on Neural Information Processing (ICONIP), NOV 14-18, 2017, Guangzhou, CHINA, 2017, VL 10638, BP 387, EP 396, doi 10.1007/978-3-319-70139-4_39.
38. Xu, J., Song, K. Study on Automatic Detection Method of Automobile Safety Belt Based on the Improvement of Adaboost Algorithm. *Proceedings of the 3rd International Conference on Mechatronics and Industrial Informatics (ICMII)*, OCT 30-31, 2015, Zhuhai, CHINA, 2015, VL 31, BP 1045, EP 1049.
39. Zhao, X.J., Schindler, C Investigation of the effect of safety belt on the seat transmissibility. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part K- Journal of Multibody Dynamics*, 2014, VL 228, IS 3, BP 252, EP 265, doi DI 10.1177/1464419314530695.
40. Gavelin, A., Iraeus, J., Lindquist, M., Oldenburg, M. Evaluation of finite element models of seat structures with integrated safety belts using full-scale experiments. *INTERNATIONAL JOURNAL OF CRASHWORTHINESS*, 2010, VL 15, IS 3, pp.265-280, AR PII 924713450, doi 10.1080/13588260903250994.
41. Gavelin, A., Lindquist, M., Haggblad, H.A., Oldenburg, M. Methodology for mass minimisation of a seat structure with integrated safety belts constrained by biomechanical responses on the occupant in frontal crashes. *International Journal, of Crashworthiness*, 2010, VL 15, IS 4, pp.343-355, AR PII 927513408, DI 10.1080/13588260903385550.
42. Eby, D.W. Factors Influencing Safety Belt Use. *Handbook of Traffic Psychology*, 2011, pp 215-229, doi 10.1016/B978-0-12-381984-0.10016-5.
43. Zhao, X.Y., Xing, Y.F., Zhao, B. The Dynamic Simulation Analysis of the Vehicle Safety Belt Retractor. *Advanced Materials Research, International Conference on*

- Manufacturing Engineering and Automation, DEC 07-09, 2010, Guangzhou, CHINA, 2011, VL 139-141, pp.1097-1100, doi 10.4028/www.scientific.net/AMR.139-141.1097.
44. Skarka, W., Kadzielawa, D. Automation of Designing Car Safety Belts. Transdisciplinary Engineering: A Paradigm Shift. 24th ISPE Inc International Conference on Transdisciplinary Engineering, JUL 10-14, 2017, Nanyang Technol Univ, Singapore, 2017, VL 5, BP 1041, EP 1048, doi 10.3233/978-1-61499-779-5-1041.
 45. Sivak, M., Schoettle, B., Rupp, J. Survival in Fatal Road Crashes: Body Mass Index, Gender, and Safety Belt Use. Traffic Injury Prevention, 2010, VL 11, IS 1, pp 66-68, AR PII 919157974, DI 10.1080/15389580903390649.
 46. Conner, K.A., Xiang, H.Y., Smith, G.A. The impact of a standard enforcement safety belt law on fatalities and hospital charges in Ohio. Journal of Safety Research, 2010, VL 41, IS 1, pp. 17-23, doi 10.1016/j.jsr.2009.10.005.
 47. Coimbra, R., Conroy, C., Tominaga, G.T., Bansal, V., Schwartz, A. Causes of scapula fractures differ from other shoulder injuries in occupants seriously injured during motor vehicle crashes. Injury-International Journal of the Care of the Injured, 2010, VL 41, IS 2, pp.151-155, doi 10.1016/j.injury.2009.07.006.
 48. Timonov, P., Goshev, M., Brainova-Michich, I., Alexandrov, A., Nikolov, D., Fasova, A. Safety belt abdominal trauma associated with anthropometric characteristics of an injured person a case report. Egyptian Journal of Forensic Sciences, 2018, VL 8, IS 1, AR 53, doi 10.1186/s41935-018-0085-3.
 49. <https://cartreatments.com/seat-belt-wont-retract/> (Ultima accesare in 28.04.2022).
 50. <https://www.mercedesbenzofeaston.com/mercedes-benz-safety-features> (Ultima accesare in 28.04.2022).
 51. <https://www.seatbeltsplus.com/category/2-Point-Lap-Seatbelts.html> (Ultima accesare in 28.04.2022).
 52. www.mdpi.com/1424-8820/ (Ultima accesare in 28.04.2022).
 53. www.ordtechnologies.com (Ultima accesare in 28.04.2022).
 54. www.vehicle-lab.net/airbags.html (Ultima accesare in 28.04.2022).
 55. www.tkolb.net, GM Airbags Pretensioners 2008 (Ultima accesare in 28.04.2022).
 56. salevipmalls.ga (Ultima accesare in 28.04.2022).
 57. www.auto-expert.md (Ultima accesare in 28.04.2022).
 58. www.kodsienginerring.com (Ultima accesare in 28.04.2022).
 59. <http://www.euroncap.com/home.aspx> (Ultima accesare in 28.04.2022).
 60. www.webbingproducts.com (Ultima accesare in 28.04.2022).
 61. www.amdwebbing.com (Ultima accesare in 28.04.2022).

62. www.industrialwebbing.com (Ultima accesare in 28.04.2022).
63. Gans, F.R. *Engineering Dynamics: From the Lagrangian to Simulation*. 2013 New York: Springer. ISBN 978-1-4614-3929-5
64. Shi, Z.; Meacci, M.; Meli, E.; Wang, KY; Rindi, A. Validation of a Finite Element Multibody System Model for Vehicle-Slab Track Application. 26th Symposium of the International Association of Vehicle System Dynamics (IAVSD), Gothenburg, Sweden, Aug. 12-16, 2019. In ADVANCES IN DYNAMICS OF VEHICLES ON ROADS AND TRACKS, IAVSD 2019, Proceedings Paper, in Book Series, Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 407-414, DOI 10.1007/978-3-030-38077-9_48, 2020.
65. Tokarczyk, J. Migration of Computational Models in Virtual Prototyping of Complex Mechanical Systems. Book Group Author IAENG. World Congress on Engineering and Computer Science, WCECS 2012, San Francisco, CA, OCT 24-26, 2012, VOL II, Proceedings Paper, Book Series: Lecture Notes in Engineering and Computer Science, **2012**, pp.1334-1337.
66. Marce-Nogue, J.; Klodowski, A.; Sanchez, M.; Gil, L. Coupling finite element analysis and multibody system dynamics for biological research. *Palaeontologia Electronica*, **2015**, Volume 18, Issue 2, Article Number 5T.
67. Miao, B. R.; Zhang, W. H.; Huang, G. H.; Wu, S. C.; Zhao, Y. X. Research of High Speed Train Carbody Structure Vibration Behaviors and Structure Fatigue Strength Characteristic Technology. *Advanced in Product Development and Reliability III 2012*. Proceedings Paper. Book Seriesz. *Advanced Materials Research*. **2012**, Vol. 544, pp. 256-261, DOI 10.4028/www.scientific.net/AMR.544.256.
68. Ding, J.G. ; Dai, Y.W. ; Qiao, Z.; Huang, H.J.; Zhuang, W. Analysis of the Response of a Frame Structure during an Earthquake Using the Transfer Matrix Method of a Multibody System. *Journal of Engineering Mechanics*, **2015**, Vol. 141, Issue 8, Article Number 04015020, DOI 10.1061/(ASCE)EM.1943-7889.0000919.
69. Wallrapp, O.; Sachau, D. Space Flight Dynamic Simulations using Finite Element Results in Multibody System Codes. 2nd International Conference on Computational Structures Technology, Athens, Greece, 1994, Proceedings Paper. In *ADVANCES IN COMPUTATIONAL MECHANICS*, **1994**, pp.149-158.
70. Zhang, J.H.; Jiang, S.S. Definition of Boundary Conditions and Dynamic Analysis of Rocket Sled and Turntable. 1st International Conference on Mechanical Engineering, Phuket, THAILAND. Proceedings Paper. Book Series. *Applied Mechanics and Materials*, **2011**, Vol. 52-

- 54, pp. 261-268, Part 1-3, DOI 10.4028/www.scientific.net/AMM.52-54.261.
71. Scutaru, M.L.; Chircan, E.; Marin, M.; Grif, H.S. Liaison Forces Eliminating and Assembling of the Motion Equation in the Study of Multibody System with Elastic Elements. 13TH INTERNATIONAL CONFERENCE INTERDISCIPLINARITY IN ENGINEERING (INTER-ENG 2019), Targu Mures, ROMANIA, OCT 03-04, 2019, Proceedings Paper, Book Series: Procedia Manufacturing, **2020**, Volume 46, pp.78-86, DOI 10.1016/j.promfg.2020.03.013
 72. Shabana, A.A. On the integration of large deformation finite element and multibody system algorithms. Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering and Mechanics 2005, Vols 1 and 2, pp. 63-70, 2005
 73. Shabana, A.A.; Bauchau, O.A.; Hulbert, G.M. Integration of Large Deformation Finite Element and Multibody System Algorithms. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, **2007**, Vol.2, Issue 4, pp. 351-359, DOI 10.1115/1.2756075
 74. Rui, X.; Rong, B.; Wang, G. New Method for Dynamics Modeling and Simulation of Flexible Multibody System. PROCEEDINGS OF THE THIRD INTERNATIONAL CONFERENCE ON MECHANICAL ENGINEERING AND MECHANICS, Beijing, CHINA, OCT 21-23, 2009, Proceedings Vols 1 and 2, **2009**, pp. 17-23
 75. Witteveen, W.; Stefan, P.; Pichler, F. On the Projection of a Flexible Bodies Modal Coordinates Onto Another Finite Element Model With Local Modifications. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, **2019**, Vol. 14, Issue 7, Article Number 074501, DOI 10.1115/1.4043524
 76. Liang, Y.T. ; McPhee, J. Symbolic integration of multibody system dynamics with the finite element method. Multibody System Dynamics, **2018**, Volume 43, Issue 4, pp. 387-405, DOI 10.1007/s11044-018-9627-6
 77. Patel, M.; Orzechowski, G.; Tian, Q.; Shabana, A.A. A new multibody system approach for tire modeling using ANCF finite elements. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part K-Journal of Multibody Dynamics, **2016**, Volume 230, Issue 1, pp. 69-84, DOI 10.1177/1464419315574641
 78. Zhang, J.H.; Jiang, S.S. Rigid-Flexible Coupling Model and Dynamic Analysis of Rocket Sled. International Conference on Sustainable Construction Materials and Computer Engineering (ICSCMCE 2011). Sustainable Construction Materials and Computer Engineering, Kunming, CHINA, Sep. 24-25, 2011, Proceedings Paper, Book Series:Advanced Materials Research, **2012**, Vol.346, Page 447-454, DOI 10.4028/www.scientific.net/AMR.346.447

79. Lu, H.J.; Rui, X.T.; Ding, Y.Y.; Chang, Y.; Chen, Y.H.; Ding, J.G.; Zhang, X.P. A hybrid numerical method for vibration analysis of linear multibody systems with flexible components. *Applied Mathematical Modelling*, **2022**, Vol. 101, Page 748-771, DOI 10.1016/j.apm.2021.09.015
80. You, T.W.; Gong, D.; Zhou, J.S.; Sun, Y.; Chen, J.X. Frequency response function-based model updating of flexible vehicle body using experiment modal parameter. *Vehicle System Dynamics*, **2021**, DOI 10.1080/00423114.2021.1983182
81. Costa, J.N.; Antunes, P.; Magalhaes, H.; Pombo, J.; Ambrosio, J. A finite element methodology to model flexible tracks with arbitrary geometry for railway dynamics applications. *Computers & Structures*, **2021**, Vol. 254, Article Number 106519, DOI 10.1016/j.compstruc.2021.106519
82. Krauklis, A.E.; Gagani, A.I.; Echtermeyer, A.T. Prediction of Orthotropic Hygroscopic Swelling of Fiber-Reinforced Composites from Isotropic Swelling of Matrix Polymer. *J. Compos. Sci.* 2019, 3(1), 10; <https://doi.org/10.3390/jcs3010010>
83. Krauklis, A.E.; Gagani, A.I.; Echtermeyer, A.T. Near-Infrared Spectroscopic Method for Monitoring Water Content in Epoxy Resins and Fiber-Reinforced Composites. *Materials* 2018, 11(4), 586; <https://doi.org/10.3390/ma11040586>
84. Gagani, A.I.; Monsås, A.B.; Krauklis, A.E.; Echtermeyer, A.T. The effect of temperature and water immersion on the interlaminar shear fatigue of glass fiber epoxy composites using the I-beam method. *Composites Science and Technology*, Volume 181, 8 September 2019, 107703, <https://doi.org/10.1016/j.compscitech.2019.107703>
85. Rocha, A.V.M.; Akhavan-Safar, A.; Carbas, R.; Marques E.A.S.; Goyal, R.; El-zein, M.; da Silva, L.F.M. Numerical analysis of mixed-mode fatigue crack growth of adhesive joints using CZM. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*. Volume 106, April 2020, 102493
86. Rocha, A.V.M.; Akhavan-Safar, A.; Carbas, R.; Marques, E.A.S.; Goyal, R.; El-zein, M.; da Silva, L.F.M. Fatigue crack growth analysis of different adhesive systems: Effects of mode mixity and load level. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Volume 43, Issue 2, February 2020, pp.330-341, <https://doi.org/10.1111/ffe.13145>
87. Manca, A.G.; Pappalardo, C.M. Topology Optimization Procedure of Aircraft Mechanical Components Based on Computer-Aided Design, Multibody Dynamics, and Finite Element Analysis. 3rd International Conference on Design, Simulation, Manufacturing - (DSMIE), Kharkiv, UKRAINE, Jun. 09-12, 2020, *Advances in Design*,

- Simulation and Manufacturing III: Mechanical and Chemical Engineering, Vol. 2, Book Series: Lecture Notes in Mechanical Engineering, **2020**, pp. 159-168, DOI 10.1007/978-3-030-50491-5_16
88. Lu, H.J.; Rui, X.T.; Zhang, X.P. A computationally efficient modeling method for the vibration analyses of two-dimensional system structures using reduce transfer matrix method for multibody system. *Journal of Sound and Vibration*, **2021**, Vol. 502, Article Number 116096, DOI 10.1016/j.jsv.2021.116096
 89. Liu, X.; Sun, C.L.; Banerjee, J.R.; Dan, H.C.; Chang, L. An exact dynamic stiffness method for multibody systems consisting of beams and rigid-bodies. *Mechanical Systems and Signal Processing*, **2021**, Vol. 150, Article Number 107264, DOI 10.1016/j.ymsp.2020.107264
 90. Raofian, A.; Taghvaeipour, A.; Kamali, E.A. Elastodynamic analysis of multibody systems and parametric mass matrix derivation. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, **2020**, DOI 10.1080/15397734.2020.1815211, Early Access
 91. Jeong, S.; Yoo, H.Hz. Generalized classical Ritz method for modeling geometrically nonlinear flexible multibody systems having a general topology. *International Journal of Mechanical Sciences*, **2020**, Vol.181, Article Number 105687, DOI 10.1016/j.ijmecsci.2020.105687
 92. Wang, G.; Qi, Z.H.; Xu, J.S. A high-precision corotational formulation of 3D beam elements for dynamic analysis of flexible multibody systems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, **2020**, Volume 360, Article Number 112701, DOI 10.1016/j.cma.2019.112701
 93. Hou, Y.S.; Liu, C.; Hu, H.Y. Component-level proper orthogonal decomposition for flexible multibody systems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. **2020**, Volume 361, Article Number 112690, DOI 10.1016/j.cma.2019.11269
 94. Bagci, C. Elastodynamic Response of Mechanical Systems using Matrix Exponential Mode Uncoupling and Incremental Forcing Techniques with Finite Element Method. *Proceedings of the Sixth World Congress on Theory of Machines and Mechanisms*, India, **1983**, p.472.
 95. Bahgat, B.M.; Willmert, K.D. Finite Element Vibrational Analysis of Planar Mechanisms. *Mech. Mach. Theory*, **1976**, vol.11, p.47.
 96. Cleghorn, W.L.; Fenton, E.G.; Tabarrok, K.B. Finite Element Analysis of High-Speed Flexible Mechanisms. *Mech. Mach. Theory*, **1981**, vol.16, p.407.
 97. Vlase, S.; Dănăşel, C.; Scutaru, M.L.; Mihălcică, M. Finite Element Analysis of a Two-Dimensional Linear Elastic Systems with a Plane "rigid Motion. *Rom. Journ. Phys.*, **2014**, Vol. 59, Issue 5-6, pp 476-487

98. Deü, J.-F.; Galucio, A.C.; Ohayon, R. Dynamic responses of flexible-link mechanisms with passive/active damping treatment. *Computers & Structures*, **2008**, Vol. 86, Issues 3-5, pp. 258-265.
99. Hou, W.; Zhang, X. Dynamic analysis of flexible linkage mechanisms under uniform temperature change. *Journal of Sound and Vibration*, **2009**, Vol.319, Issues 1-2, pp. 570-592.
100. Neto, M.A.; Ambrósio, J.A.C.; Leal, R.P. Composite materials in flexible multibody systems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2006, Vol.195, Issues 50-51, p.6860-6873.
101. Piras, G.; Cleghorn, W.L.; Mills, J.K. Dynamic finite-element analysis of a planar high-speed, high-precision parallel manipulator with flexible links. *Mech. Mach. Theory*, 2005, Vol.40, Issue 7, p. 849-862.
102. Shi, Y.M.; Li, Z.F.; Hua, H.X.; Fu, Z.F.; Liu, T.X. The Modeling and Vibration Control of Beams with Active Constrained Layer Damping. *Journal of Sound and Vibration*, 2001, Vol.245, Issue 5, p. 785-800.
103. Zhang, X.; Erdman, A.G. Dynamic responses of flexible linkage mechanisms with viscoelastic constrained layer damping treatment. *Computers & Structures*, 2001, Vol.79, Issue 13, p. 1265-1274.
104. Gibbs, J.W. On the fundamental formulae of dynamics. *American Journal of Mathematics*, 1879, V.2, pp 49-64.
105. Appell, P. Sur une forme générale des equations de la dynamique. *C.R. Acad. Sci. Paris*, 1899, vol. 129.
106. Mirtaheri, S. M.; Zohoor, H. The Explicit Gibbs-Appell Equations of Motion for Rigid-Body Constrained Mechanical System. *Book Series: RSI International Conference on Robotics and Mechatronics ICRoM*, 2018, pp 304-309.
107. Korayem, M.H.; Dehkordi, S.F. Motion equations of cooperative multi flexible mobile manipulator via recursive Gibbs-Appell formulation. *Applied Mathematical Modelling*, 2019, Vol. 65, pp 443-463.
108. Shafei, A.M.; Shafei, H.R. A systematic method for the hybrid dynamic modeling of open kinematic chains confined in a closed environment. *Multibody System Dynamics*, 2017, 38(1), pp 21-42.
109. Korayem, M.H.; Dehkordi, S.F. Derivation of dynamic equation of viscoelastic manipulator with revolute-prismatic joint using recursive Gibbs-Appell formulation. *Nonlinear Dynamics*, 2017, 89(3), pp 2041-2064.
110. Marin, M.; Ellahi, R.; Chirilă, A. On solutions of Saint-Venant's problem for elastic dipolar bodies with voids, *Carpathian Journal of Mathematics*, 2017, 33(2), pp. 219-232.

111. Cheng, Y.D. ; Wang, Z.X. A new discontinuous Galerkin finite element method for directly solving the Hamilton-Jacobi equations. *Journal of Computational Physics*, 2014, Vol.268y, pp. 134-153, DOI 10.1016/j.jcp.2014.02.041.
112. Zheng, F.; Qiu, J.X. Directly solving the Hamilton-Jacobi equations by Hermite WENO Schemes. *JOURNAL OF COMPUTATIONAL PHYSICS*, 2016, Vol.307, pp. 423-445, DOI 10.1016/j.jcp.2015.12.011.
113. Anguelov, R.; Lubuma, J.M.S.; Minani, F. A monotone scheme for Hamilton-Jacobi equations via the nonstandard finite difference method. *Mathematical Methods in the Applied Sciences*, 2010, Vol.33, Issue 1, pp.41-48, DOI 10.1002/mma.1148.
114. Liu, H.L.; Pollack, M.; Saran, H. Alternating Evolution Schemes for Hamilton-Jacobi Equations. *SIAM Journal on Scientific Computing*, Vol. 35, Issue 1, pp. A122-A149, DOI 10.1137/120862806.
115. Rong, B.; Rui, X.T.; Tao, L.; Wang, G.P. Theoretical modeling and numerical solution methods for flexible multibody system dynamics. *Nonlinear Dynamics*, 2019, Vol. 98, Issue 2, pp.1519-1553, DOI 10.1007/s11071-019-05191-3.
116. Vlase, S.; Marin, M.; Scutaru, M.L. Maggi's Equations Used in the Finite Element Analysis of the Multibody Systems with Elastic Elements. *Mathematics*, 2020, Vol. 8, Issue 3, Article Number 399, DOI 10.3390/math8030399.
117. Vlase, S.; Negrean, I.; Marin, M.; Nastac, S. Kane's Method-Based Simulation and Modeling Robots with Elastic Elements, Using Finite Element Method. *Mathematics*, 2020, Vol. 8, Issue 5, Article Number 805, DOI 10.3390/math8050805.
118. Mitu, G.L.; Chircan, E.; Scutaru, M.L.; Vlase, S. Kane's Formalism Used to the Vibration Analysis of a Wind Water Pump. *SYMMETRY-BASEL*, 2020, Volume 12, Issue 6, Article Number 1030, DOI 10.3390/sym12061030.
119. Ursu-Fisher, N. *Elements of Analytical Mechanics*. House of Science Book Press, C-Napoca, 2015..
120. Vlase, S.; Negrean, I.; Marin, M.; Scutaru, M.L. Energy of Accelerations used to obtain the Motion Equations of a Three-Dimensional Finite Element. *Symmetry* 2020,12(2), 321; <https://doi.org/10.3390/sym12020321>.
121. Vlase, S.; Marin, M.; Scutaru, M.L. Maggi's equations used in the finite element analysis of the multibody systems with elastic elements. *Mathematics* 2020, 8(3), 399; doi.org/10.3390/math8030399
122. Ashley, S. Mechanical Seat-Belt Tensioner. *Mech. Eng.* 1992, 114, 24.
123. DeGaspari, J. 'Smarter' seat belt fiber. *Mech. Eng.* 2002, 124, 22-30.

124. Takimizu, Y. Retraction performance of motor vehicle seat belt. *J. Jpn. Soc. Tribol.* 1997, 42, 625-630.
125. Sances, A.; Kumaresan, S.; Herbst, B.; Meyer, S.; Hock, D. Biomechanics of seat belt restraint system. In *Proceedings of the 41st Annual Rocky Mountain Bioengineering Symposium/41st International ISA Biomedical Sciences Instrumentation Symposium*, Ft Collins, CO, USA, 23-25 April 2004; Volume 449, pp. 377-380.
126. Shi, P.C.; Xu, Z.W. Analysis of Seat. In *Proceedings of the 5th Annual International Conference on Material Science and Environmental Engineering (MSEE 2017)*, Xiamen, China, 15-17 October 2017; Volume 301, p. 012127.
127. Huston, R.L. A Review of the effectiveness of seat belt systems: Design and safety considerations. *Int. J. Crashworthiness* 2001, 6, 243-252.
128. Zhao, F.; Jiao, H.Y. Topography Optimization of Automobile Seat Belt Bracket. the 2017 International Conference on Mechanical, Electronic, Control and Automation Engineering (MECAE 2017), Beijing, China, 25-26 March 2017; Volume 61, pp. 10-14.
129. Dubois, D.; Gross, P.; Tramecon, A.; Markiewicz, E. Finite element analysis of seat belt bunching phenomena. *Int. J. Crashworthiness* 2006, 11, 519-528. [CrossRef]
130. Kang, S.J.; Chun, B.K. Strength analysis of automotive seat belt anchorage. *Int. J. Veh. Des.* 2001, 26, 496-508.
131. Roberts, A.; Partain, M.; Batzer, S.; Renfroe, D. Failure analysis of seat belt buckle inertial release. *Eng. Fail. Anal.* 2007, 14, 1135-1143.
132. Dubois, D.; Zellmer, H.; Markiewicz, E. Experimental and numerical analysis of seat belt bunching phenomenon. *Int. J. Impact Eng.* 2009, 36, 763-774.
133. Cao, L.G.; Feng, H. Torque performance measurement system for spring in seat belt. In *Proceedings of the 3rd International Conference on Advances in Materials Manufacturing (ICAMMP 2012)*, Beihai, China, 22-23 December 2012; Volume 655-657, pp. 1149-1152.
134. Tang, Y.M.; Lv, N.; Xue, Q.; Wang, T.; Tan, W.F. Experiment Simulation of Seat Belt and ISOFIX Anchorage for a Commercial Vehicle. In *Proceedings of the 8th International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation (ICMTMA)*, Macau, China, 11-12 March 2016; pp. 282-285.
135. Jung, S.P.; Park, T.W.; Park, C.S. Dynamic analysis and design optimisation of the seat belt pretensioner. *Veh. Syst. Dyn.* 2010, 48, 65-78.
136. Meyer, S.E.; Hock, D.; Forrest, S.; Herbst, B. Motor vehicle seat belt restraint system analysis during rollover. In *Proceedings of the 40th Annual Rocky*

- Mountain Bioengineering Symposium/40th International ISA Biomedical Sciences Instrumentation Symposium, Biloxi, MS, USA, 10-13 April 2003; Volume 39, pp. 229-240.
137. Karishma, P.; Venugopal, K.V.; Raju, I.R.K. Optimization and Impact Analysis of a Roll Cage Model. *Int. Res. J. Eng. Technol. (IRJET)* 2018, 5, 526-543.
 138. Kanketr, T.; Phongphinnittana, E.; Patamaproh, B. Design of a CFRP composite monocoque: Simulation approach. In *Proceedings of the 9th Thai-Society-of-Mechanical-Engineers International Conference on Mechanical Engineering (TSME ICoME)*, Phuket, Thailand, 11-14 December 2018; IOP Conference Series-Materials Science and Engineering. Volume 501, p. 012014.
 139. Lufinka, A. Crash Test of the Student Racing Car Impact Attenuator. In *Proceedings of the 58th International Conference of Machine Design Departments (ICMD 2017)*, Prague, Czech Republic, 6-8 September 2017; pp. 210-213.
 140. Kaul, A.; Abbas, A.; Smith, G.; Manjila, S.; Pace, J.; Steinmetz, M. A revolution in preventing fatal craniovertebral junction injuries: Lessons learned from the Head and Neck Support device in professional auto racing. *J. Neurosurgery-Spine* 2016, 25, 756-761.
 141. Mhradi, S.; Golfianto, H.; Mahyuddin, A.I.; Dirgantara, T. Head Injury Analysis of Vehicle Occupant in Frontal Crash Simulation: Case Study of ITB's Formula SAE Race Car. *J. Eng. Technol. Sci.* 2017, 49, 534-545.
 142. Guegan, P.; Lebreton, D.; Pasco, F.; Othman, R.; Le Corre, S.; Poitou, A. Metallic energy-absorbing inserts for Formula One tyre barriers. *Proceeding Inst. Mech. Eng. Part D-J. Automob. Eng.* 2008, 222, 699-704.
 143. Davies, H.C.; Bryant, M.; Hope, M.; Meiller, C. Design, development, and manufacture of an aluminium honeycomb sandwich panel monocoque chassis for Formula Student competition. *Proceeding Inst. Mech. Eng. Part D-J. Automob. Eng.* 2012, 226, 325-337.
 144. Albak, E.I.; Solmaz, E.; Kaya, N.; Ozturk, F. Impact attenuator conceptual design using lightweight materials and meta-modeling technique. *Mater. Test.* 2019, 61, 621-626.
 145. Switek, W.; Vallejo, R. Finite element dynamic simulation of a race car. In *Proceedings of the Computer Aided Optimum Design of Structures VIII, Structures and Materials, Proceedings of the 8th International Conference on Computer Aided Optimum Design of Structures*, Dearborn, MI, USA, 19-21 May 2003; WIT Press: Southampton, UK; Volume 13, pp. 115-122.
 146. Nguyen, H.C.; Vo-Minh, T. The use of the node-based smoothed finite element method to estimate static and seismic bearing capacities of shallow strip footings. *J. Rock Mech. Geotech. Eng.* 2022, 14, 180-196.

147. Iorio, L. Revisiting the 2PN Pericenter Precession in View of Possible Future Measurements. *Universe* 2020, 6, 53.
148. Negrean, I. Formulations about Elastodynamics in Robotics. *Acta Tech. Napoc. Ser. Appl. Math. Mech. Eng.* 2019, 62, 237-250.
149. Hassan, M.; Bruni, S. Experimental and numerical investigation of the possibilities for the structural health monitoring of railway axles based on acceleration measurements. *Struct. Health Monit. Int. J.* 2019, 18, 902-919.
150. Xiao, M.L.; Zhang, Y.; Zhu, H.Y. The mechanism of hindering occupants' evacuation from seismic responses of building. *Nat. Hazards* 2019, 96, 669-692.
151. Ma, S.J.; Xu, X.X.; Huang, P.T.; Hu, L.Y. The discussion on Lagrange equation containing third order derivatives. *Acta Phys. Sin.* 2004, 53, 3648-3651.
152. Krut'ko, P.D. Energy damping problems and control algorithms of motion of dynamical systems. *Nonlinear models. J. Comput. Syst. Sci. Int.* 1999, 38, 841-859.
153. Kim, C.J.; Kang, Y.J.; Lee, B.H. Experimental spectral damage prediction of a linear elastic system using acceleration response. *Mech. Syst. Signal Processing* 2011, 25, 2538-2548.
154. Krutko, P.D. Control of the motion of Lagrangian systems. Synthesis of algorithms by the method of the inverse problems of dynamics. *J. Comput. Syst. Sci. Int.* 1996, 77-94.
155. Berges, C.; Weber, Y.; Soufflet, P. General linearized model use for High Power Reliability Assessment test results: Conditions, procedure and case study. *Microelectron. Reliab.* 2015, 55, 1346-1350.
156. Stachiw, T.; Khouli, F.; Langlois, R.G.; Afagh, F.F. Linearization of Aircraft Landing Equations of Motion with Airframe Flexibility Effects. *SAE Int. J. Aerosp.* 2022, 15, 19-38.
157. Ledezma-Ramirez, D.F.; Guzman-Nieto, M.; Tapia-Gonzalez, P.E.; Ferguson, N.S. Shock isolation systems using non linear stiffness and damping. *Proceedings of International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA2014) and International Conference on Uncertainty in Structural Dynamics (USD2014)*, Leuven, Belgium, 15-17 September 2014; pp. 4111-4121.
158. Kim, K.H.; Yoh, J. Multi-physics modeling based on combustion of energetic materials. *Explosion, Shock Wave and Hypervelocity Phenomena in Materials. In Materials Science Forum; Materials II, Book Series; Trans Tech Publications Ltd.: Bäch, Switzerland, 2008; Volume 566, pp. 95-100.*
159. Murthy, A.N.; Pfabe, M.; Xu, J.F.; Talke, F.E. Dynamic response of 1-in. form factor disk drives to external

- shock and vibration loads. *Microsyst. Technol.* 2007, 13, 1031-1038.
160. Clegg, R.A.; Hayhurst, C.J.; Nahme, H. Validation of an advanced material model for simulating the impact and shock response of composite materials. *AIP Conf. Proc.* 2002, 620, 685-688.
 161. Hundal, M.S. Linear Shock Isolator-Response to Velocity Pulse. *J. Sound Vib.* 1983, 86, 293-296.
 162. Hill, R.J.; Boratav, O.N. Next-order structure-function equations. *Phys. Fluids* 2001, 13, 276-283.
 163. Alghafir, M.N.; Dunne, J.F. A NARX damper model for virtual tuning of automotive suspension systems with high-frequency loading. *Veh. Syst. Dyn.* 2012, 50, 167-197.
 164. Wheaton, B.J.; Maybeck, P.S. 2nd-Order Acceleration Models for an MMAE Target Tracker. *IEEE Trans. Aerosp. Electron. Syst.* 1995, 31, 151-167.
 165. Djenidi, L.; Antonia, R.A. Modeling the third-order velocity structure function in the scaling range at finite Reynolds numbers. *J. Math. Phys.* 2021, 62, 083102.
 166. Owen, H.; Codina, R. A third-order velocity correction scheme obtained at the discrete level. *Int. J. Numer. Methods Fluids* 2012, 69, 57-72.
 167. Filben, T.M.; Pritchard, N.S.; Oravec, C.S.; Hile, C.W.; Bercaw, J.R.; Zoch, S.R.; Miller, L.E.; Bullock, G.S.; Flashman, L.A.; Miles, C.M.; et al. Pilot characterization of head kinematics in grassroots dirt track racing traffic injury prevention. *Traffic Inj. Prev.* 2022.
 168. Bhat, A.; Gupta, V.; Aulakh, S.S.; Elsen, R.S. Generative design and analysis of a double-wishbone suspension assembly: A methodology for developing constraint oriented solutions for optimum material distribution. *J. Eng. Des. Technol.* 2021, in press.
 169. Drage, T.; Lim, K.L.; Koh, J.E.H.; Gregory, D.; Brogle, C.; Braunl, T. Integrated Modular Safety System Design for Intelligent Autonomous Vehicles. In *Proceedings of the 2021 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*, Nagoya, Japan, 11-17 July 2021; pp. 258-265.
 170. Vaverka, O.; Koutny, D.; Palousek, D. Topologically optimized axle carrier for Formula Student produced by selective laser melting. *Rapid Prototyp. J.* 2019, 25, 1545-1551.
 171. Lufinka, A. Testul de impact al atenuatorului de impact al mașinii de curse pentru studenți. *Proceedings of the 58th International Conference of Machine Design Departments (ICMD 2017)*, pp. 210-213, 2017
 172. Negrean, I.; Crișan, A.-D.; Vlase, S. O nouă abordare în dinamica analitică a sistemelor mecanice. *Symmetry* , **2020** , 12(1), 95.

173. euro-ncap-frontal-protocol-version-60.pdf (euroncap.com)
- PROGRAM EUROPEAN DE EVALUARE A MAȘINILOR NOI (E uro NCAP), PROTOCOL DE TESTARE A IMPACTULUI FRONTAL
Versiunea 6.0 august 201 2.
174. 1995_10.pdf (ircobi.org) - THE BIOFIDELITY OF HYBRID III DUMMIES , Dimitrios Kallieris , Andreas Rizzetti, Rainer Mattern , Institutul de Medicină Legală Universitatea din Heidelberg.
175. NPRM_SID.pdf - CRITERII DE PREZĂMIRE PENTRU MANECINELE DE IMPACT LATERAL , mai 2004, de Shashi Kuppa Centrul Național de Cercetare în Biomecanică a Transporturilor Administrația Națională pentru Siguranța Traficului pe Autostrăzi.
176. Hybrid III 50th Masculin FE | Humanetics (humaneticsgroup.com, Online, accesat pe 25.9.2022).
177. Li, X. Simulare System of Car Crash Test in C-NCAP Analysis Based on Improved Apriori Algorithm, *Physics Procedia* **2012** , 25, pp.2066 - 2071. <https://doi.org/10.1016/j.phpro.2012.03.351> .
178. Martinez, MJ Rețele neuronale artificiale pentru evaluarea siguranței pasive. *Scrisori de inginerie* **2022** , 30(1):289-297.
179. Untaroiu, CD; Shina, J.; Ivarssona, J.; Crandalla, JR; Subita, D.; Takahashib, Y.; Akiyamab, A.; Kikuchi, Y. Un studiu al cinematicii impactului pietonului folosind modele manechinoase cu elemente finite: coridoarele și scalarea analizei dimensionale a traiectoriilor corpului superior. *Jurnalul Internațional de Crashworthiness* Vol. 13, nr. 5, octombrie 2008, 469-478.
180. Bhatti, MM; M. Marin, M.; Zeeshan, A.; Abdelsalam, SI Tendințe recente în dinamica fluidelor computaționale, *Front Phys*, 8(2020), 10.3389/fphy.2020.593111.