

# STUDIUL CINEMATII UNUI MECANISM CU CAME BARREL

**Student**  
DAVID Remus

**Coordonator**  
Conf.univ.dr.ing. POPESCU Florin

## Introducere

Lucrarea abordează studiul cinematicii mecanismelor cu camă cilindrică de tip Barrel a căror tachtet are o mișcare de translație în conformitate cu diverse legi de mișcare. Mecanismul a fost realizat în aplicația SolidWorks®. În primă fază am construit părțile componente, care ulterior au fost asamblate prin stabilirea legăturilor geometrice și mecanice dintre ele. Pentru studiul cinematicii am impus legături de tip contact între cele două elemente de glisare și canalul sinusoidal de pe camă, iar camei i s-a atașat un motor rotativ cu turația constantă de 20 rot/min.

**Cuvinte cheie:** camă, tachtet, canal sinusoidal, părți, ansamblu

## 1. Considerații generale asupra mecanismelor cu came

Mecanismele cu came sunt alcătuite dintr-un element profilat numit camă (element conducător) care transmite mișcarea, prin intermediul unei cuple unui element condus numit tachtet (element condus). Acestea sunt larg raspândite în proiectarea ingineriei mecanice deoarece profilul camei poate avea aproape orice formă, în funcție de legea de mișcare care se dorește pentru tachtet.

Mecanismul cu camă prezentat în lucrare transformă o mișcare de rotație uniformă într-o mișcare liniară oscilantă, mișcarea transmițându-se de la elementul conducător profilat - cama - la elementul condus – tachtet – prin contact direct utilizându-se două elemente de glisare.

Printr-o construcție corespunzătoare a profilului camei aceste mecanisme pot realiza orice lege de mișcare pentru elementul condus și de aceea sunt utilizate în toate domeniile de activitate (construcții de mașini, industria textilă, industria alimentară, mecanică fină, mașini unelte, mașini de calcul etc.) unde se impun anumite legi de mișcare cerute de procesul tehnologic sau de necesitățile de mecanizare și automatizare.

Avantajele utilizării mecanismelor cu came Barrel:

- au un gabarit redus;
- proiectarea lor este relativ simplă;
- au fiabilitate mărită;
- au flexibilitate;
- au o construcție simplă;
- asigură obținerea celor mai variate legi de mișcare ale tchetului, prin realizarea unui profil al camei corespunzător;
- se poate înlocui o camă cu un anumit profil cu o altă camă păstrându-se tchetul, obținându-se astfel o altă lege de mișcare a tchetului.

Dezavantajele utilizării mecanismelor cu came Barrel:

- cuplele superioare au o suprafață mică de contact ceea ce determină o uzură ridicată;
- uzura tchetului și a camei produce modificarea legii de mișcare a tchetului.

## 2. Etapele construcției mecanismului cu camă Barrel

Mecanismul Barrel este un ansamblu alcătuit din următoarele părți:

**2.1 Suportul** pe care se assemblează piesele. Acesta are formă cilindrică. Pentru a putea observa modul de funcționare al mecanismului suportul a fost secționat așa cum se prezintă în figura 1.

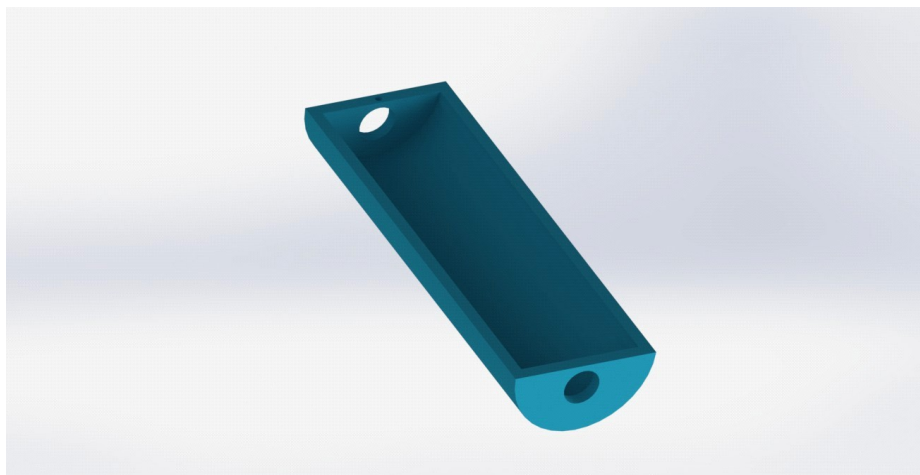


Fig.1 Suportul mecanismului

**2.2 Arborele cu canal sinusoidal** a fost creat prin extrudarea a 3 cilindri de diametre diferite. Pe acest arbore a fost decupat traseul sinusoidal (figura 2) care va determina

mișcarea tachetului prin stabilirea unei legături de tip contact cu elementele de glisare (galeți). În figura 3 este prezentată forma arborelui având canalul sinusoidal decupat.

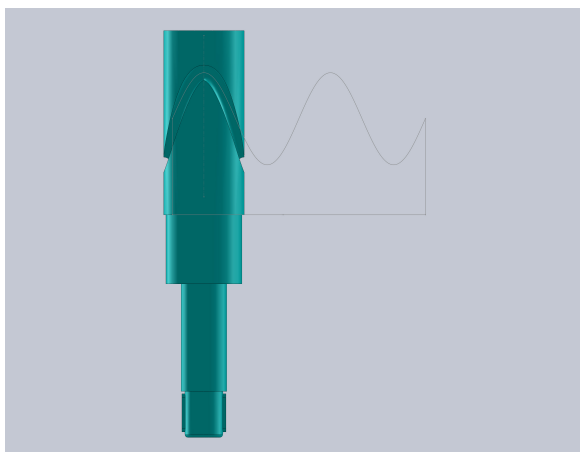


Fig.2 Decuparea traseului sinusoidal



Fig.3 Arborele cu canal sinusoidal

### 2.3 Suportul port-glisieră

Rolul său este de a menține în contact glisierile (galeții) cu canalul sinusoidal (fig. 4).

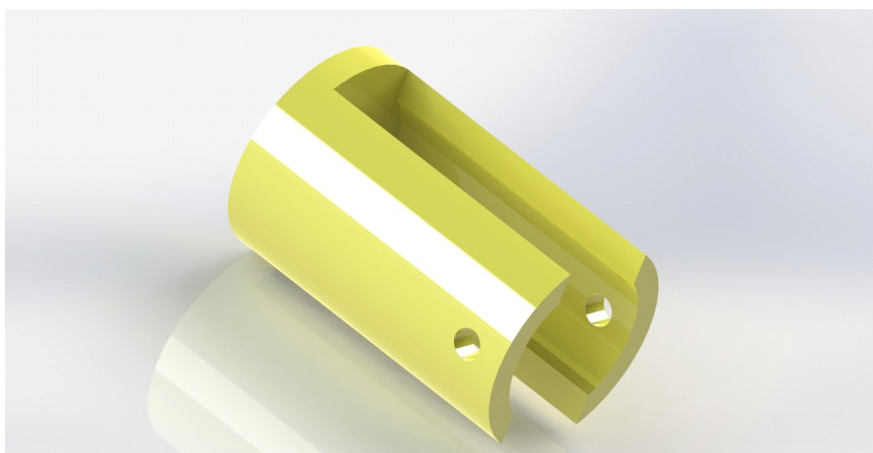


Fig.4 Suportul portglisieră

### 2.3 Arborele canelat

Rolul său este de a împiedica tendința de rotație a suportului port-glisieră ca urmare a legăturii de tip contact dintre elemente de glisare și arborele cu canal sinusoidal (figura 5).

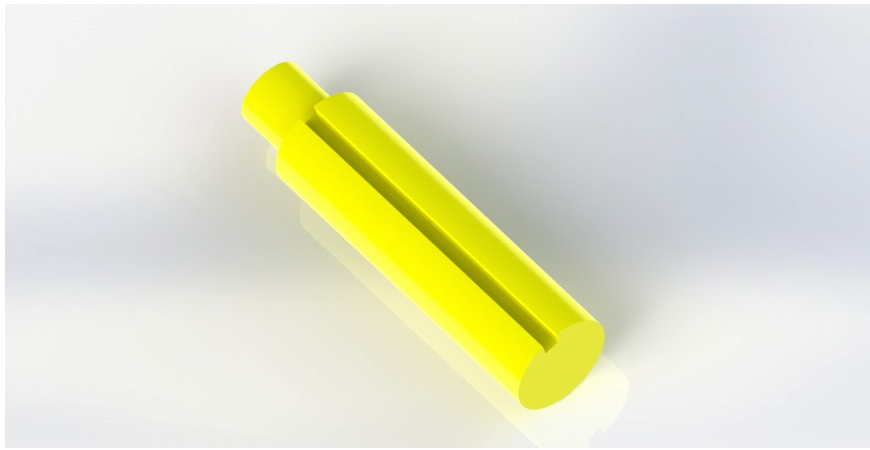


Fig.5 Arborele canelat

#### 2.4 Glisiera (galețul)

Se utilizează două glisiere care sunt în contact cu canalul sinusoidal (figura 6).

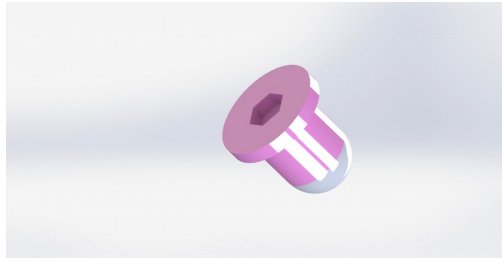


Fig.6 Glisieră

#### 2.5 Suportul arborelui cu canal sinusoidal – suportul arborelui canelat

În figura 7 este prezentat suportul arborelui cu canal sinusoidal, iar în figura 8 suportul arborelui canelat. Acesta are un canal pentru fixarea penei pe care va culisa arborele canelat. Între pană și arborele canelat sunt impuse legături care nu permit rotirea acestuia o dată cu arborele sinusoidal.

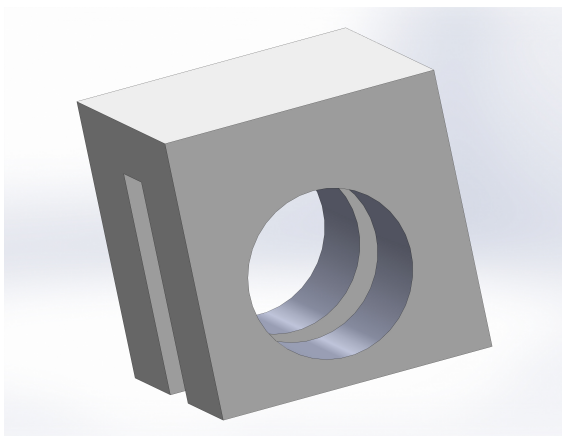


Fig.7 Suportul arborelui cu canal sinusoidal

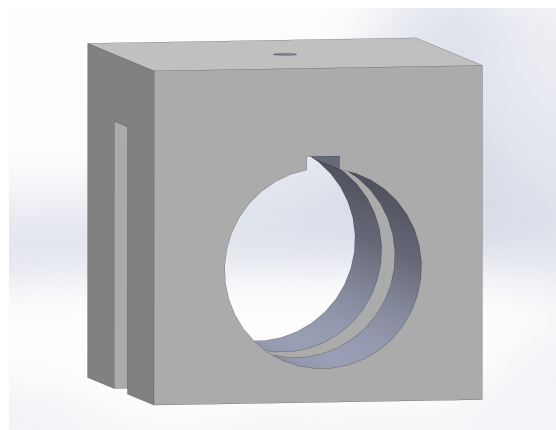


Fig.8 Suportul arborelui canelat

## 2.6 Pana și tija de fixare a acesteia

În figurile 9 și 10 sunt prezentate pana pe care glisează arborele canelat și tija de fixare a acesteia de suportul arborelui canelat.

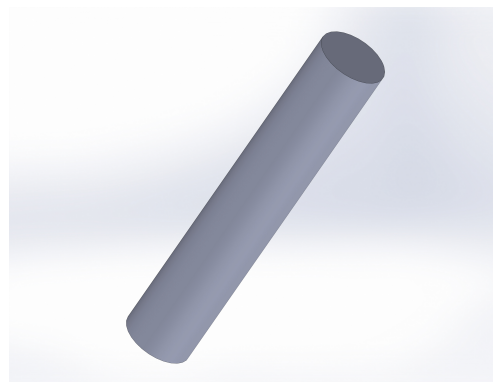
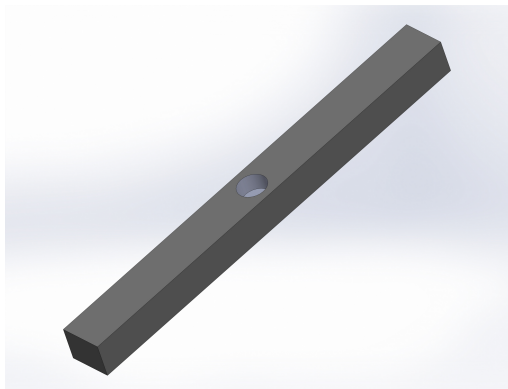


Fig.9 Pana de glisare a arborelui canelat

Fig.10 tija de fixare de suportul arborelui canelat

## 3. Ansamblul mecanismului cu camă Barrel

În figura 11 este prezentat ansamblul mecanismului cu camă de tip Barrel, iar în figura 12 este prezentată diagrama variației vitezei tachelului. Se observă tachelul are o mișcare liniară oscilantă, variația vitezei fiind sinusoidală. Se poate trage concluzia că forma canalului decupat pe arborele cu mișcare de rotație (canal sinusoidal) impune forma de variație a vitezei tachelului.

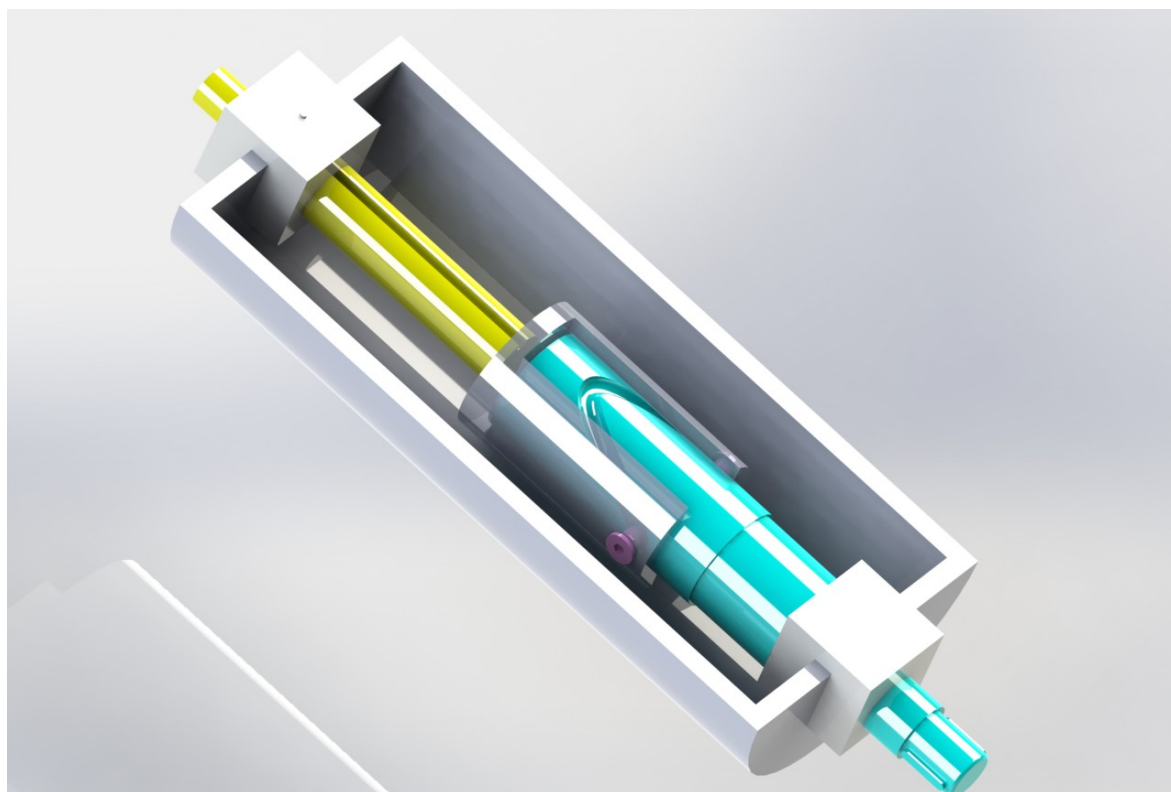


Fig.11 Ansamblul mecanismului

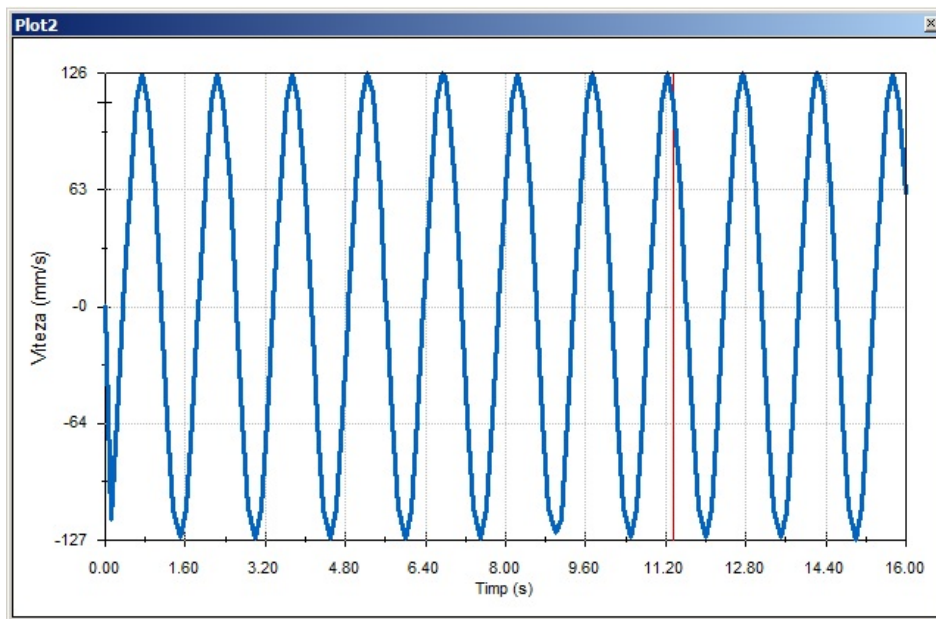


Fig.12 Graficul variației vitezei tachelului

### Concluzii

Mecanismele cu camă servesc pentru transmiterea mișcării și fluxului energetic de la elementul conducător (motor) numit camă, la cel condus, numit tachel. Din punct de vedere funcțional, mecanismele cu camă fac parte din categoria mecanismelor generatoare de funcții, realizând o dependență prescrisă între mișcarea camei și mișcarea tachelului. Pentru mecanismul cu camă Barrel realizat am studiat cinematica elementului condus pentru cazul în care cama are un profil sinusoidal. Forma canalului decupat pe arborele cu mișcare de rotație (canal sinusoidal) impune forma de variație a vitezei tachelului. Se poate concluziona că metoda de construcție a acestui mecanism permite abordarea oricăror funcții de variație a vitezei tachelului pornind de la o mișcare de rotație constantă a camei prin trasarea pe suprafața cilindrică a acesteia a oricărei funcții matematice.

### Bibliografie

1. Bolton, W., *Mechatronics – 3rd Edition*, Printed by Bell & Bain Ltd., Glasgow, 2003;
2. Matt Lombard, *SolidWorks 2010 Bible*, Wiley Publishing, Inc. Indianapolis, Indiana, 2010;
3. <https://www.scribd.com/doc/54931970/Mecanisme-Cu-Came>
4. <https://en.wikipedia.org/wiki/Cam>

# STUDIUL PRIVIND NECESITATEA REABILITĂRII ȘI MODERNIZĂRII DRUMULUI DN 66 (E79) BUMBEȘTI JIU - PETROȘANI

## Studenti:

OPREA (PETCU) Mirela-Silvia<sup>1</sup>

DAVID Remus<sup>2</sup>

## Coordonator:

Șef lucr.dr.ing. TOMUȘ Ovidiu-Bogdan

## 1. Introducere

Cel mai important element al procesului de transport rutier este drumul. Drumurile sunt cunoscute încă din antichitate, dar preocupările pentru modernizarea acestora, în sensul alegerii unui traseu, al construirii de poduri, tuneluri, viaducte și al pietruirii șoselelor au fost posibile în secolul al XVII-lea. La începutul secolului al XX-lea, în Anglia este introdus sistemul de îmbrăcăminte asfaltică a drumurilor. În secolul al XX-lea se extinde asfaltarea șoselelor și se construiesc primele autostrăzi.

În secolul al XX-lea dezvoltarea economică aflată pe diferite nivele de complexitate valorifică fără precedent materiile prime în rolul transportului. Prin intermediul lor se fac schimburi permanente de materii prime, produse și bunuri în general, între diverse zone ale unei țări, între țări aflate pe același continent sau la mari distanțe, pe alte continente. Tot căile de comunicații sunt cele care asigură deplasarea oamenilor între locuința și locul de muncă, în zonele de recreere în scopuri turistice.

Dezvoltarea economică a unei țări, a economiei mondiale în general, sunt de neconceput fără transporturi. Ele asigură buna desfășurare a producției în agricultură și industrie, circulația bunurilor materiale, a oamenilor și a informației. Transporturile facilitează legăturile între regiunile cu materii prime și cele în care se prelucrează, precum și desfășurarea și redistribuirea produselor în centrele consumatoare, circulația oamenilor, apropierea între așezările umane, între țări, continente.

Constituind mijlocul material efectiv pentru concretizarea relațiilor economice interstatale, transporturile internaționale pot fi considerate, pe drept cuvânt, aparatul circulator al întregii economii.

În scopul evidențierii gradului de înzestrare cu căi de comunicații a unui teritoriu, a fluxurilor de transport, precum și în ce măsură spațiul geografic, dispune de un sistem de transport adecvat, se folosesc o serie de indici economici de genul: densitatea rețelei de căi ale comunicației, transportul de mărfuri redat în t/km., transportul de calatori/km.

Nivelul de dezvoltare al căilor de comunicații și transport depinde de gradul de dezvoltare economică a fiecărui stat, de programul științei și de tehnici, de intensitatea traficului de mărfuri și călători. De asemenea, această dezvoltare, depinde, în mare măsură de condițiile naturale.

## 2. Stadiul actual al drumului DN 66 (E79) Bumbești-Jiu- Petroșani

Sectorul de drumul național (DN 66) se situează în județul Gorj și Hunedoara, România. Pornește din localitatea Bumbești-Jiu km 93+490 și străbate întregul defileu al Jiului, până la intrarea în localitatea Petroșani km 125+760, jud. Hunedoara (fig. 1).

---

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Ingineria Transporturilor și a Traficului, anul I.

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Ingineria Transporturilor și a Traficului, anul II.

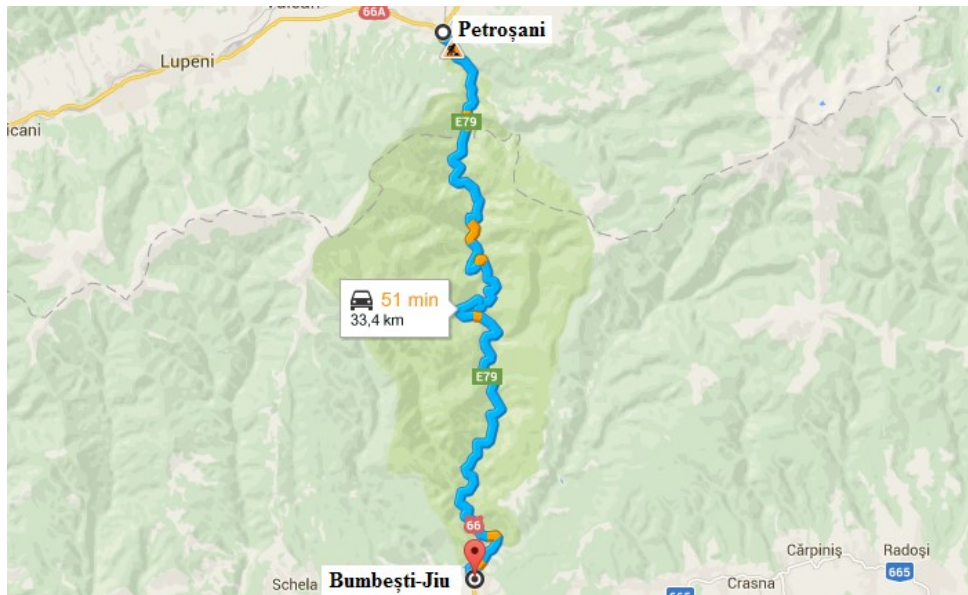


Fig. 1. Sectorul de drum Bumbesti Jiu – Petroșani

Drumul DN 66 (E79), în mare măsură, are curbe cu raze corespunzătoare unor viteze de 40 – 60 km/h prin localități și de peste 60 km/h în afară localităților. Numai pe alocuri viteza de circulație este sub 50 km/h (respectiv viteza legală în localități).

Pe sectorul km 95,5 - km 125, zona de defileu a râului Jiu, drumul existent este foarte sinuos; curbe și contracurbe, în general cu raze cuprinse între 20 – 100 m. Porțiuni de drum pe o lungime cumulată de 2440 m (8,3%) au viteza de circulație sub 25 km/h datorită lipsei totale de vizibilitate. Pe o lungime de 14.290 m (37% din lungime) viteza este de 25 km/h, pe 9.380 m (31,8%)  $V = 40 - 60$  km/h și 3.390 m (11,5%)  $V > 60$  km/h.

În profit longitudinal, declivitățile sunt în limitele admise de STAS. Vizibilitatea în plan vertical în numeroase racordări convexe nu se realizează deoarece raza racordării este pentru o viteză inferioară celei din plan. Această lipsă de corelare conduce la scăderea vitezei de circulație.

În profit transversal drumul existent prezintă următoarele elemente:

- Parte carosabilă de 6,00 - 7,00 m;
- Platforma minimă 8,50 m;
- Pantă transversală în aliniament 2,5 %.

Pe acest tronson au fost identificate ca cinci tronsoane care sunt "puncte negre":

1. Tronsonul cuprins între km 94+045 - km 94+350. Pe acest tronson regăsim o curbă la stânga cu rază 85 m (mergând către Petroșani) urmată de un pod cu lățimea de 5,5 m. În momentul de față pe această porțiune de drum nu pot circula simultan două autovehicule ceea ce constituie un potențial pericol pentru siguranța participanților la trafic. O consecință directă a acestei secțiuni reduse fiind și diminuarea capacității de circulație pe acest tronson (fig. 2).

2. Tronsonul cuprins între km 105+000 - km 105+500. Pe acest tronson regăsim un pod de 5,00 m lățime. Podul este precedat de o curbă cu raza de 33,50 m și urmat de o curbă cu rază 73,00 m. Tot acest ansamblu de elemente face că în momentul de față circulația să nu se desfășoare în condiții de siguranță și confort.

3. Tronsonul cuprins între km 109+680 - km 109+960. Pe acest tronson regăsim o succesiune de curbe cu raze cuprinse între 35,00 m și 50,00 m și cu lățimea platformei drumului de 6,5 m. Acesta lățime este inadecvată deoarece nu are în componență și supralărgirea necesară pentru aceste raze, astfel nefiind asigurată străbaterea în condiții de siguranță a acestui tronson.





Fig. 2. Tronsonul cuprins între km 94+045 - km 94+350



Fig. 3. Tronsonul cuprins între km 119+900 - km 120+060 „Cârligul întors”

4. Tronsonul cuprins între km 110+760 - km 110+940. Pe acest tronson regăsim o succesiune de curbe ce alcătuiesc un ansamblu în formă de "ac de păr" cu o rază minimă de 12,00 m. Acest ansamblu de elemente conduce la o vizibilitate foarte redusă fapt ce duce la scăderea siguranței participanților la trafic, dar totodată conduce la o viteză de circulație de 25 km/h.

5. Tronsonul cuprins între km 119+900 - km 120+060 (fig. 3). Pe acest tronson regăsim o curbă cu raza de 45,00 m ce se află în zona de subtraversare a căii ferate ce străbate defileul Jiului. Acesta curbă nu a fost amenajată corespunzător în plan, neavând supralărgirea necesară și astfel nepermițând străbaterea în condiții de siguranță a acestui tronson.

### 3. Studiul de caz DN66 (E79) Bumbesti Jiu-Petroșani

Studiul de trafic este o componentă suport a studiului de fezabilitate, furnizând date privind capacitatea de circulație a drumului reabilitat precum și date pentru dimensionarea prin trafic a sistemului rutier.

Drept vehicule etalon se utilizează:

- vehicule etalon tip autoturism, pentru calculele de capacitate de circulație;
- osia standard de 115 kN, pentru dimensionarea structurilor rutiere și a structurilor de ranforsare;

Coefficienții medii de echivalare a vehiculelor fizice în osii de 115 kN, sunt prezentați în tabelul 1.

**Tabelul 1.** Coeficienții medii de echivalare a vehiculelor fizice în osii de 115 kN

Tipuri de Structuri rutiere	Grupa de vehicule					
	Autocamioane și derivate cu 2 osii	Autocamioane și derivate cu 3 și 4 osii	Autovehicule articulate	Autobuze	Tractoare Cu/fără remorci	Tren rutier
Suple și semirigide	0.4	0.6	0.8	0.6	0.3	0.8
Ranforsări structuri rutiere suple și semirigide	0.3	0.8	0.9	0.6	0.2	0.7
Rigide	0.3	3.8	2.9	1.5	0.2	1.6

Pentru realizarea scenariului de creștere viitoare a traficului, am folosit date elaborate de INCERTRANS - CRESTRIN după procesarea datelor de recensământ din anul 2010.

<b>Categoriile de Vehicule utilizate la efectuarea, de catre CESTRIN-CNADNR, a Recensamantului National de Circulatie din anul 2010</b>			
nr ord	denumire	descriere	axe
1	MOTOCICLETE	motociclete, motociclete cu atas, scutere, motorete	-
2	AUTOTURISME	autoturisme, autoturisme tip combi	2-axe
3	MICROBUZE	microbuze cu max 8+1 locuri	2-axe
4	AUTOBUZE	autobuze si autocare	2-axe, 3-axe
5	AUTOCAMIONETE	autocamionete, autospeciale cu MTMA<=3,5t	2-axe
6	AUTOCAMIOANE SI DERIVATE CU 2-AXE	autocamioane cu 2 axe, autobasculanta cu 2 axe, autocisterna cu 2 axe, alte autovehicule cu sasiu de autocamion cu 2 axe si greutate totala peste 3,5t	2-axe
7	AUTOCAMIOANE SI DERIVATE CU 3 SAU CU 4-AXE	autocamioane si derivate cu 3 axe sau 4 axe, autobasculante cu 3 axe sau 4 axe, autoremorcher cu 3 axe sau 4 axe, automacara cu 3 axe sau 4 axe	3-axe, 4-axe
8	AUTOVEHICULE ARTICULATE	autovehicule articulate (tip TIR), vehicule cu peste 4-axe, remorhere cu trailer	mai mult de 4-axe
9	TRACTOARE SI VEHICULE SPECIALE	tractoare agricole cu/fara remorca, vehicule speciale	2-axe, 3-axe
10	TRENURI RUTIERE	Autocamioane si derivate, cu 2, sau cu 3 sau cu 4 axe, tractând remorca	2-axe, 3-axe
11	VEHICULE CU TRACTIUNE ANIMALA		-

Pentru proiectarea lucrărilor privind modernizarea drumului național și pentru estimarea gradului de utilizare a capacității de circulație a acestuia, traficul de vehicule fizice se echivalează în vehicule etalon de calcul.

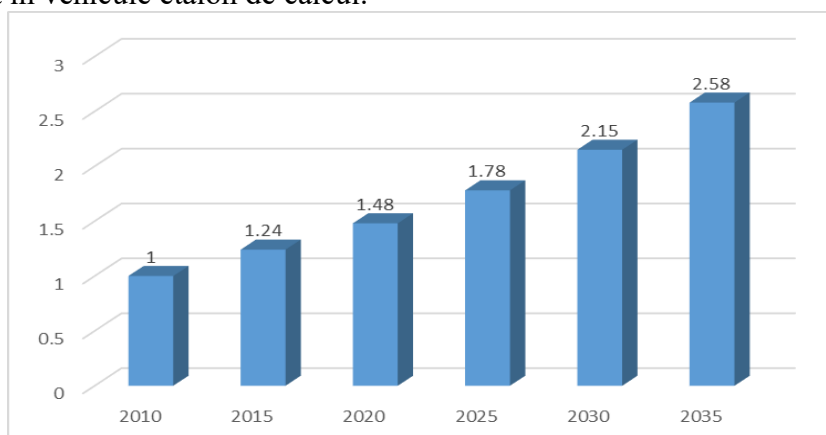


Fig. 4. Numărul de autovehicule 2010 – 2035 (%)

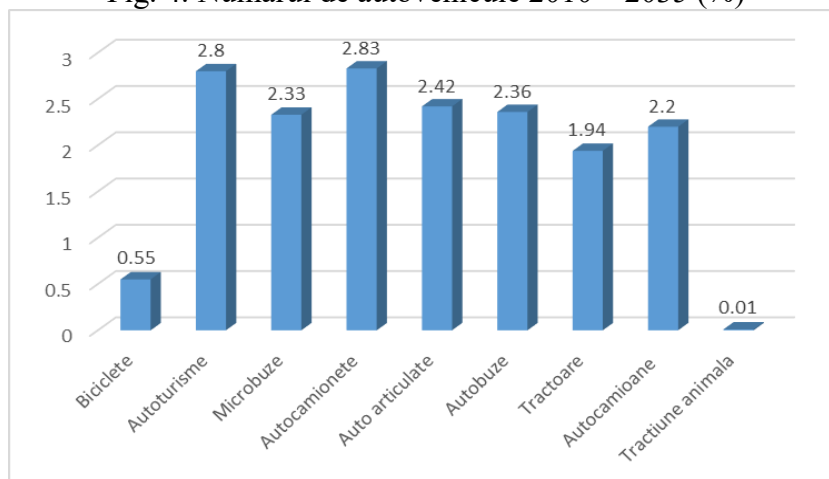


Fig. 5. Creșterea numărului de autovehicule în anul 2035

Pentru sectoarele omogene de trafic determinate au fost determinate valorile corespunzătoare traficului de calcul (fig. 4), pentru perioada de perspectivă 2015 – 2032, cazul sisteme rutiere suple și semirigide precum și pentru cazul osii 115 kN ranforsări.

În urma studiului de trafic se poate observa că numărul de vehicule este într-o continuă creștere, iar în anul 2035 va fi mai mare cu aproximativ 158%, ceea ce duce la concluzia, că este necesară reabilitarea și modernizarea drumului național DN 66 (E79).

Singurele vehicule care vor fi într-o continuă scădere sunt bicicletele și vehiculele cu tracțiune animală (fig. 5).

Un alt factor important pentru care trebuie modernizat acest tronson de drum este și pentru faptul că este distanța cea mai mică de traversare a Munților Carpați din Ardeal în Oltenia.

Creșterea continuă a traficului a condus la degradarea în anumite zone a drumului, astfel încât caracteristicile tehnice și de exploatare ale drumului nu mai corespund în totalitate normelor tehnice în vigoare.

Îmbrăcămintea bituminoasă prezintă o stare avansată de degradare accentuată în zonele în care evacuarea apelor din precipitații este defectuoasă.

Degradările semnalate au tendința de extindere și implicit conduc la periclitarea siguranței circulației și confortului participanților la trafic. Astfel, necesitatea realizării investiției se impune în vederea îmbunătățirii condițiilor de trafic.

#### **4. Concluzii**

Lucrările proiectate îmbunătățesc starea drumului actual, prin ranforsarea sistemului rutier, consolidează și măresc podurile pentru a asigura condiții normale pentru circulația rutieră în condiții de siguranță.

Obiectivele la scară extinsă ale proiectului de reabilitare și modernizare sunt:

- creșterea valorii terenurilor din zonă, având în vedere extinderea viitoare a zonelor urbane adiacente;
- dezvoltarea și implementarea de alte mici proiecte de infrastructură care vor ajuta la dezvoltarea locală;
- îmbunătățirea infrastructurii de transport pentru a permite dezvoltarea obiectivelor economice și turistice din zonă;
- dezvoltarea sectorului privat și creșterea numărului de locuri de muncă din zonă.

#### **BIBLIOGRAFIE:**

- [1] Diaconu E., Dicu M. și Răcănel C.: “Căi de comunicații rutiere. Principii de proiectare”, Editura CONSPRESS București, 2006;
- [2] Dorobanțu S., Paucă C.: “Trasee și terasamente”, Editura Didactică și Pedagogică București, 1979;
- [3] Răcănel I: „Drumuri moderne. Racordări cu clotoida”, Editura Tehnică, 1987;
- [4] \*\*\* Documentație tehnică de reabilitare DN66 (E79) Bumbesti Jiu-Petroșani.

# Studiul analitic al comportării la impact a structurii caroseriei unui autocamion folosind metoda lovirii cu un pendula

## Studenti:

DAVID Remus<sup>1</sup>

OPREA (PETCU) Mirela-Silvia<sup>2</sup>

## Coordonatori:

Prof.univ.dr.ing. KOVACS Iosif

Şef lucr.dr.ing. TOMUŞ Ovidiu-Bogdan

**Abstract:** Structura caroseriei unui camion trebuie să ofere o bună protecție în caz de impact, să nu fie deformabilă sub acțiunea unei sarcini excepționale. În lucrare este prezentată testarea standardizată pentru siguranța pasivă a caroseriei unui camion, unde impactul frontal se realizează pe colțul de sus al cabinei și care se face cu ajutorul unui pendul. Modelul geometric a fost dezvoltat pornind de la o structură de camion reală compusă din două părți (cadrul șasiului și cabina) conectate la un sistem de prindere cu arcuri și amortizoare. Metoda permite realizarea unor modele deformabile ale structurilor caroseriei, modele foarte utile pentru studierea comportamentului de impact. Metoda poate fi folosit pentru orice test care trebuie realizată cu ajutorul unui pendul cu o anumită energie de impact.

## 1. INTRODUCERE

Deformarea caroseriei în timpul unui accident poate fi prezisă prin studii experimentale sau analitice ale comportării structurii sub acțiunea sarcinilor de impact (frontal, lateral sau răsturnare). Încercarea la răsturnare trebuie făcută pentru orice tip de autovehicul. În urma răsturnării, structura acestor autovehicule trebuie să asigure un spațiu minim de supraviețuire pentru conducătorul auto și pentru toți pasagerii. Multe regulamente europene permit testarea comportării la răsturnare prin utilizarea metodei pendulului. În faza de proiectare a unei structuri de caroserie, efectuarea calculelor de rezistență se face în mod curent, utilizând metoda elementului finit. Aceasta metoda permite realizarea unor modele deformabile ale structurii caroseriei, modele foarte utile pentru analiza comportării statice și dinamice. În calculele de rezistență a structurii sub acțiunea sarcinilor care apar în timpul exploatării, este posibilă utilizarea modelelor liniare de material deoarece tensiunea efectivă maximă trebuie să fie sub tensiunea admisibilă. În analiza dinamică a unui proces de impact, pentru a obține rezultate bune, este important să se considere modele neliniare de material, deoarece în această situație apare deformația plastică a structurii. Aceasta lucrare prezintă o simulare utilizând metoda elementului finit, a impactului frontal în colțul de sus al cabinei unui autocamion. Impactul este realizat cu ajutorul unui pendul de forma cilindrică care lovește structura. Modelul propus este compus din structura autocamionului și pendulul cilindric de masă  $M$  care inițial este ridicat la înălțimea  $H$  (fig.1).

Energia pe care o are cilindrul în momentul în care va lovi cabina este:  $E=MgH$  (unde  $g$  este accelerația gravitațională). Este posibilă utilizarea oricărei forme de pendul, nu doar

---

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Ingineria Transporturilor și a Traficului, anul II.

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Ingineria Transporturilor și a Traficului, anul I.

cilindru.

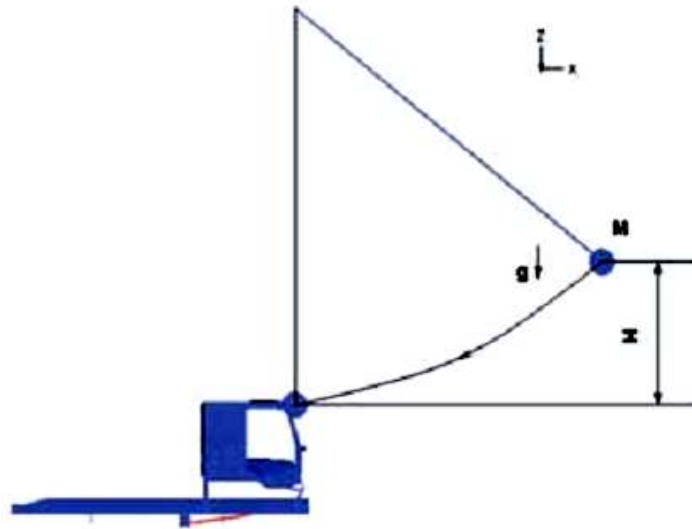


Fig. 1. Modelul pendulului

## 2. MODELUL DIN ELEMENTE FINITE

Modelul geometric al structurii caroseriei autocamionului este compus din două părți (cadru șasiu și cabina), conectate prin sistemul de rezemare format din arcuri și amortizoare (fig. 2). Bineînțeles, au fost făcute simplificări ale geometriei structurii.

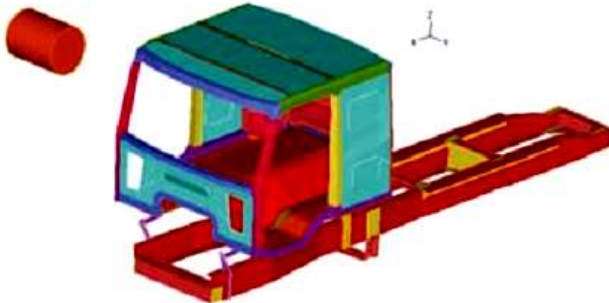


Fig. 2. Modelul geometric

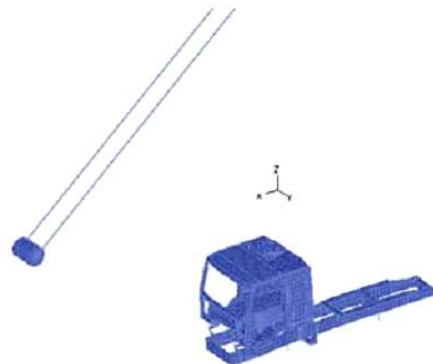


Fig. 3. Modelul din elementul finit

Cilindrul care lovește cabina are dimensiunile alese astfel încât să se obțină volumul dorit și masa  $M$  dorită, în funcție de densitatea materialului cilindrului.

Unghiul de deviație inițială și lungimea pendulului determină o anumită înălțime  $H$  a poziției inițiale a pendulului, în scopul obținerii energiei potențiale care este dorită. Structura caroseriei este discretizată în elemente finite tip „shell”. Pentru a simula articulațiile sistemului de rezemare a cabinei, au fost utilizate ecuații de constrângere.

Cilindrul este discretizat în elemente finite tip „3D-Solid”. Cilindrul este conectat cu centrul pendulului, folosind legături rigide. Modelul din elemente finite este prezentat în figura 3.

Masele componentelor care sunt așezate pe caroserie au fost considerate ca mase concentrate distribuite în diferite puncte ale modelului geometric. În timpul analizei dinamice a unui proces de impact, tensiunile efective din unele zone ale structurii pot fi mai mari decât tensiunea de curgere a materialului sau chiar mai mari decât tensiunea de rupere, alungirile relative având valori ridicate.

Din aceste motive, trebuie utilizate modele de material neliniare (biliniare sau multiliniare). Principalele caracteristici ale modelului biliniar folosit sunt următoarele: modulul lui Young, coeficientul lui Poisson, densitatea, tensiunea limita de curgere, tensiunea de rupere, alungirea maxima la rupere. Impactul a fost modelat printr-o analiza de contact între structura caroseriei și cilindrul pendulului. Au fost modelate ca suprafețe de contact 3D doar o parte a colțului cabinei și suprafața exterioară a cilindrului. Între suprafețele de contact s-a considerat coeficientul de frecare corespunzător.

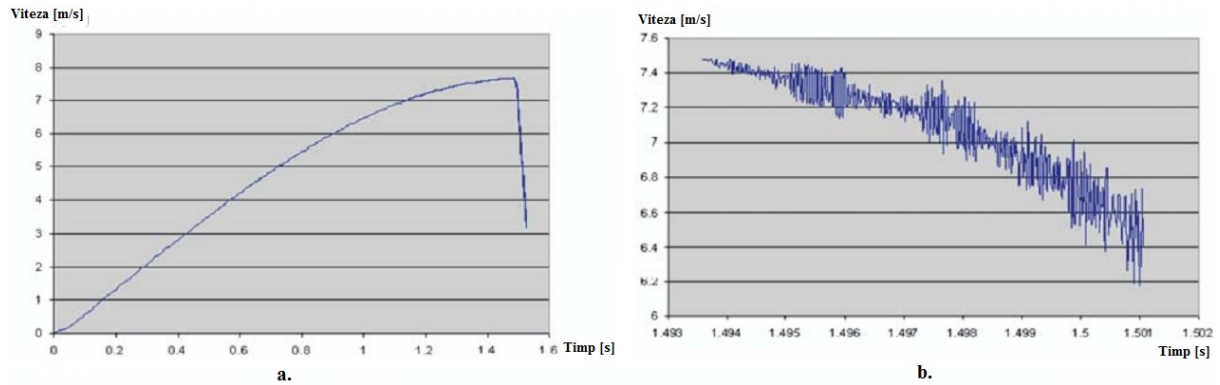


Fig. 4. Variația vitezei pendulului (a) și oscilațiile vitezei după impact

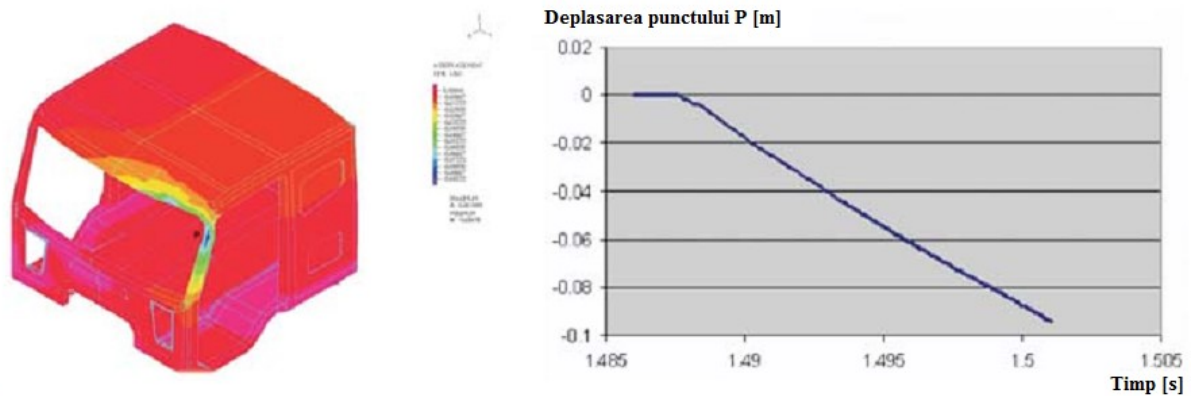


Fig. 5. Viteza de deformare a punctului P

### 3. PREDICTIA COMPORTARII STRUCTURII

Pentru a calcula procesul de impact, trebuie utilizată o analiză dinamică tranzitorie cu un pas de timp de calcul foarte mic (chiar și  $10^{-6}$  s). Un proces de deformare de 100 ms necesită calcularea a 105 pași. Soluția este calculată în câteva ore, în cazul unui calculator neperformant. În primele etape, pendulul este accelerat sub acțiunea forțelor gravitaționale. Viteza maxima este obținută când pendulul lovește cabina, energia cinetica a acestuia fiind egala cu energia potențială inițială. După impact, viteza pendulului descrește rapid (fig. 4.a). Figura 4.b prezintă oscilațiile vitezei în primele milisecunde după impact. Simularea trebuie efectuată până când viteza devine zero. Viteza de deformare a structurii în punctul P de maxima deplasare poate fi considerată aproape constantă, fără oscilații (fig. 5). Tensiunea efectivă crește rapid, în special în zona impactului inițial și în structura caroseriei. Este posibilă observarea forțelor și a tensiunilor care apar în elementele sistemului de rezemare a cabinei și în cadrul șasiu (fig. 6). Bineînțeles, mai importanta este studierea evoluției tensiunilor în structura cabinei (fig. 7), observarea zonelor unde este depășită tensiunea limita de curgere sau tensiunea de rupere sau observarea deformărilor plastice remanente (fig. 8).

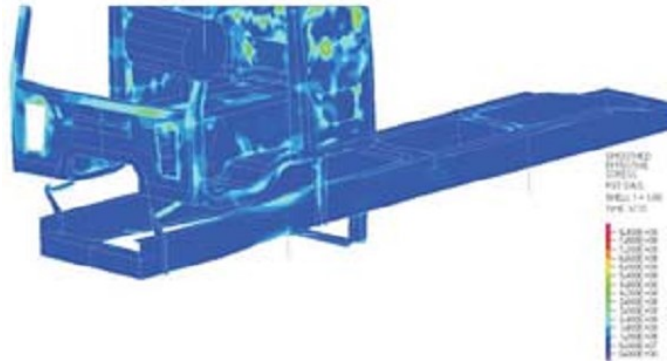


Fig. 6. Tensiunile efective în elementele sistemului de rezemare a cabinei și în cadrul șasiu

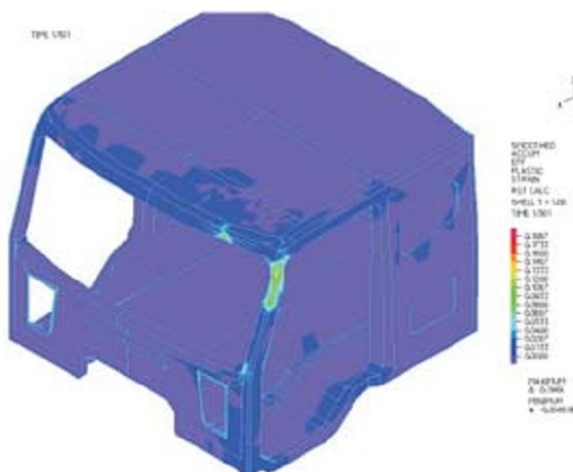


Fig. 7. Tensiunile efective în structura cabinei

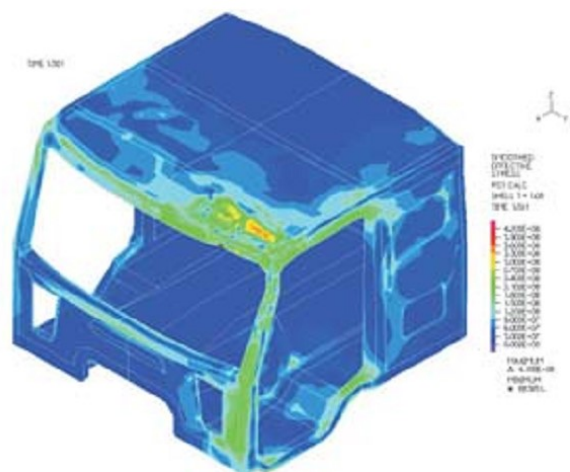


Fig. 8. Deformațiile plastice remanente din structura cabinei

#### 4. CONCLUZII

Metoda poate fi utilizată cu succes pentru a estima, în faza de proiectare, comportarea la impact a structurii caroseriei. Este posibilă observarea deformării structurii și a modului în care energia de impact este transmisă elementelor structurii prin elementele de rezemare. Metoda poate fi utilizată pentru orice test care poate fi realizat folosind un pendul cu o anumită energie de impact (de exemplu, răsturnarea autobuzelor).

#### BIBLIOGRAFIE:

- [1] Bathe, K.J. ș.a., Advances in Crush Analysis, Computers and Structures, Elsevier Science Ltd., USA, 1999;
- [2] Iozsa, D. ș.a., Crash Behaviour Study for Bodies Structures of Automobiles, CONAT 2004, Brașov, Romania, 2004;
- [3] Kenneth, O. Body in White & Exterior, Cab Engineering, Product Development, VOLVO Truck Co., 2003;
- [4] \*\*\* ADINA, Theory and Modeling Guide, ADINA R&D, Inc., USA, 2000.d un pendul cu o anumita energie de impact (de exemplu, rasturnarea autobuzelor).

# CERCETĂRI PRIVIND MODELAREA CINEMATICĂ ȘI DINAMICĂ, A PASAGERILOR DINTR-UN AUTOVEHICUL REȚINUȚI DE CENTURA DE SIGURANȚĂ, CU AJUTORUL CALCULATORULUI

RUS Ioan Cristian, student anul II- master IEPM  
COMANDARI Valeria, student anul I-Ingineria Transporturilor

## Descrierea modului de simulare cu ajutorul pachetului Madymo din cadrul programului de simulare PC-Crash

PC-Crash este un program de reconstituire a accidentelor de circulație. Utilizează metoda retrospectivă. Cu ajutorul programului PC-Crash se poate analiza situația de coliziune a două sau mai multe autovehicule, iar cu ajutorul programului Madymo, se poate vedea deplasarea ocupantului în interiorul habitaculului în timpul eventualului accident rutier. În PC-Crash este posibil să se efectueze simulări detaliate de mișcare a ocupantului cu centură sau fără centură, având interfața opțională pentru Madymo (modelul matematic dinamic).

Madymo este un program de modelare a ocupantului dezvoltat de cei de la Institutul de Cercetare a Autovehiculelor, fiind folosit de constructorii de autovehicule și dezvoltatori. Madymo utilizează un model al ocupantului multicorp, având ca element finit centura de siguranță și airbag-ul. Dispozitivul de pretensionare nu poate fi definit.

Versiunea Madymo are unele limitări (Fig 1.1) în ceea ce privește modelarea, astfel:

- înălțimea ocupantului nu se poate modifica;
- volanul și poziția acestuia este fixă;
- centura de siguranță și dimensiunile scaunului sunt și ele de asemenea fixe;
- chinga centurii de siguranță este fixată elastic (13% alungire și o forță de 13 kN).

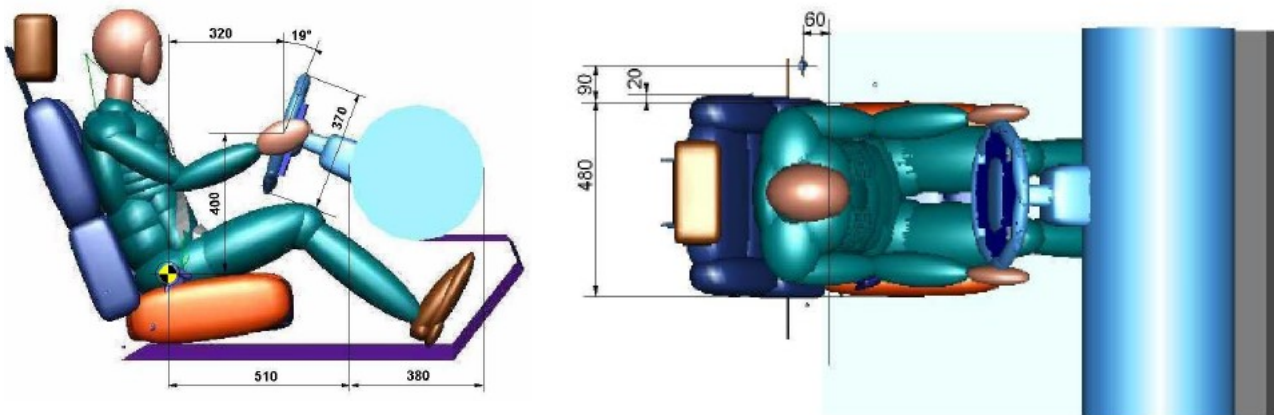


Fig. 1.1. Poziția ocupantului și dimensiunile elementelor habitaculului.



## 1.2. Pașii urmăriți în realizarea simulării

Pentru a realiza simularea, primul pas care trebuie făcut este acela de a selecta tipul de autovehicul (Fig. 1.2) cu toate datele tehnice pe care le are, starea drumului pentru care se dorește să se facă simularea, după care se trece la simularea accidentului, având posibilitatea alegerii a două sau mai multe autovehicule (Fig.1.3).

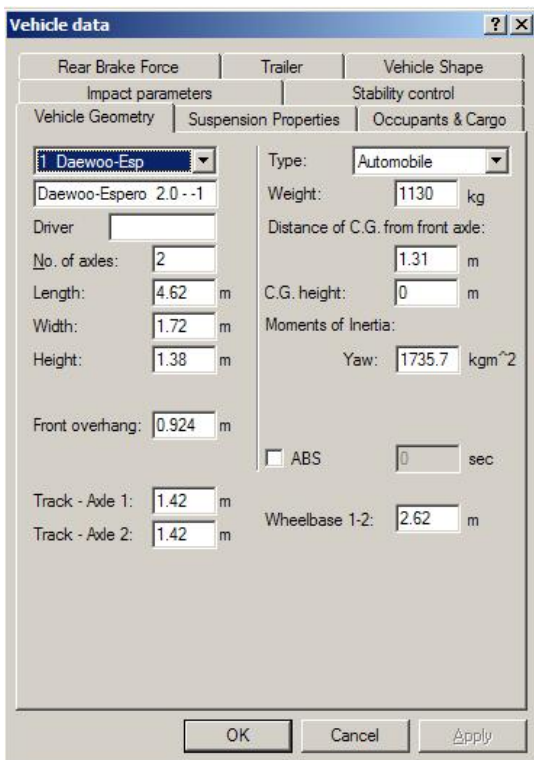


Fig. 1.2. Date referitoare la autovehicul.

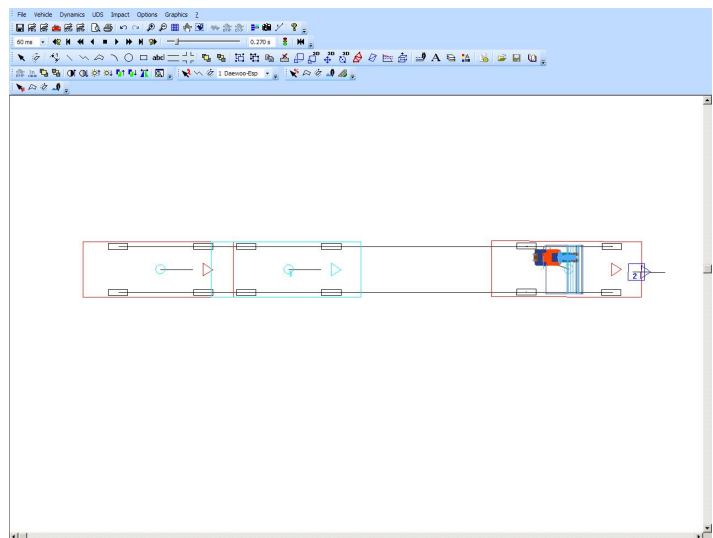


Fig. 1.3. Simularea coliziunii.

Pentru a realiza simularea în PC-Crash, aceasta trebuie să fie completă și salvată. Pentru simularea pre-impactului, este necesar un timp de cel puțin 250 ms, pentru ca manechinul Madymo să ajungă la starea de echilibru. Pentru simularea în programul Madymo, se selectează fereastra (*Impact - Simularea Ocupantului Madymo*). Aceasta deschide fereastra (*Calculul Ocupantului*), care are cinci aplicații, și anume:

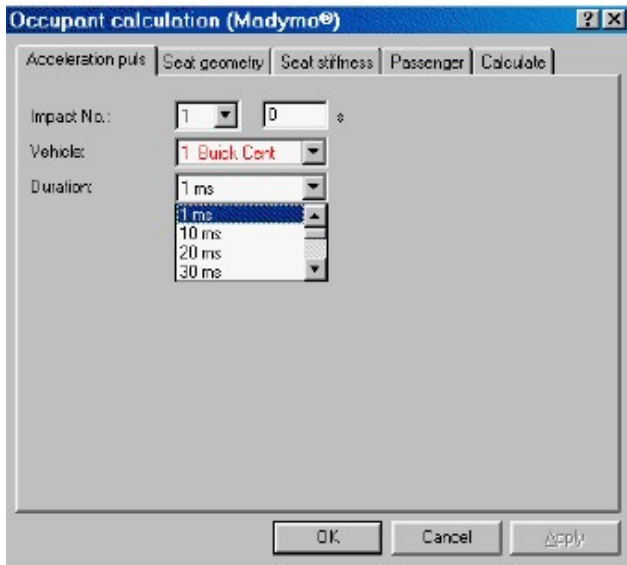


Fig. 1.4. Accelația impulsului.

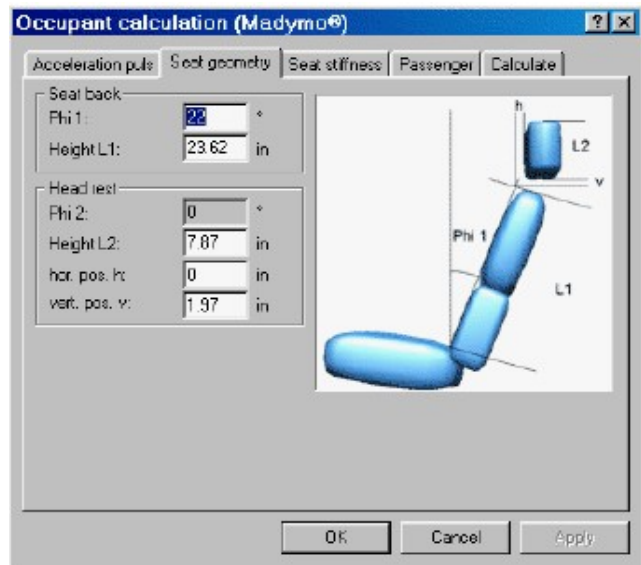


Fig. 1.5. Geometria scaunului.

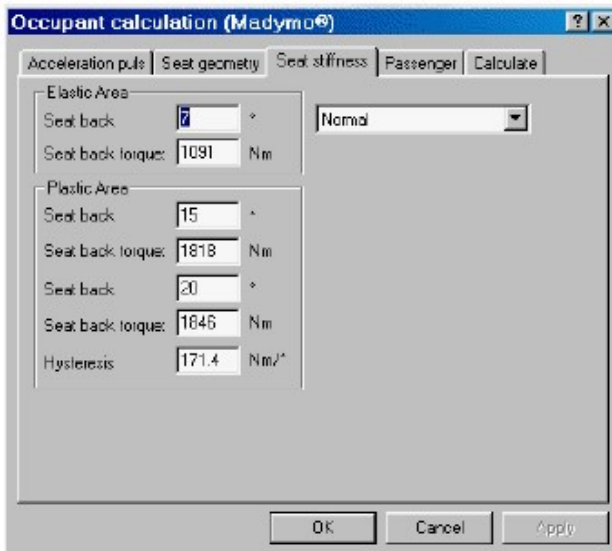


Fig. 1.6. Rigiditatea scaunului.

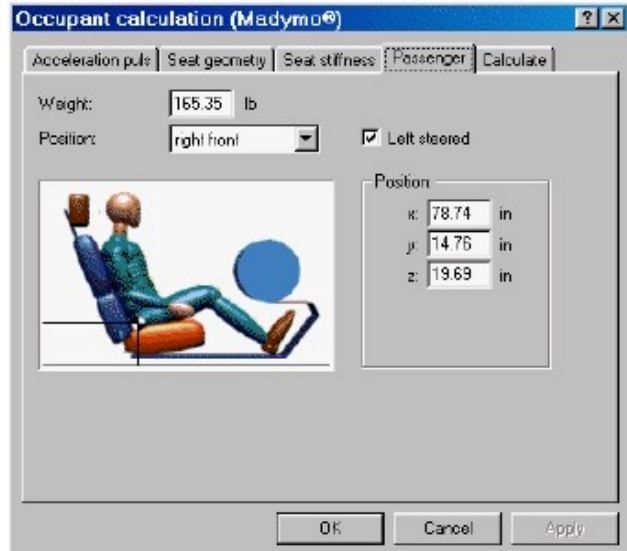


Fig. 1.7. Date despre pasager.

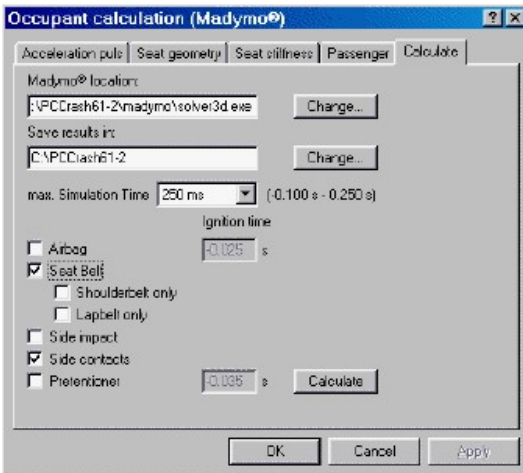
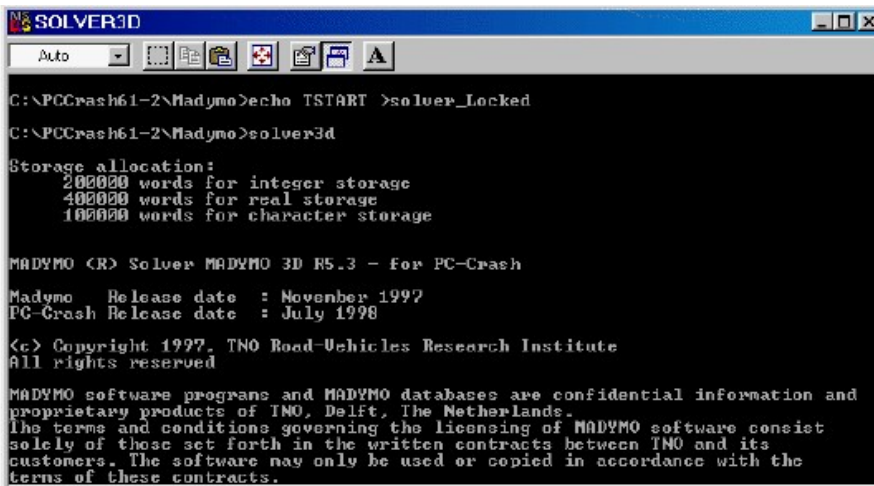


Fig. 1.8. Rularea programului de simulare.



➤ Vizualizarea 3D

Acest program are posibilitatea vizualizării 3D a ocupantului in interiorul habitaculului. În figurile 1.9, 1.10, se poate selecta culoarea autovehiculului sau se poate realiza cadrul autovehiculului (Fig. 1.11) sub forma unor sârme. De asemenea se poate renunța la cadrul autovehiculului (Fig. 1.12).

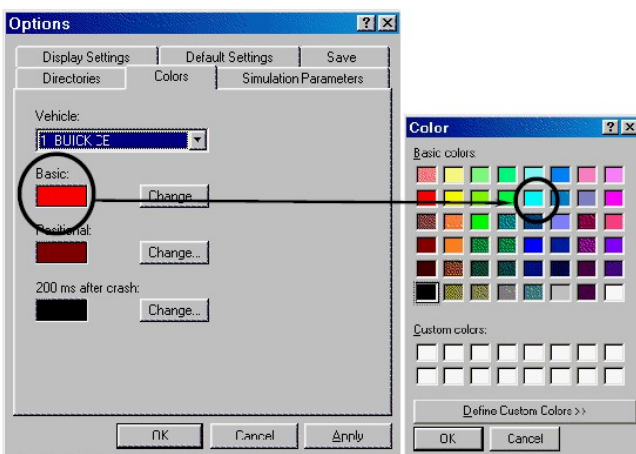


Fig. 1.9. Opțiunile programului.

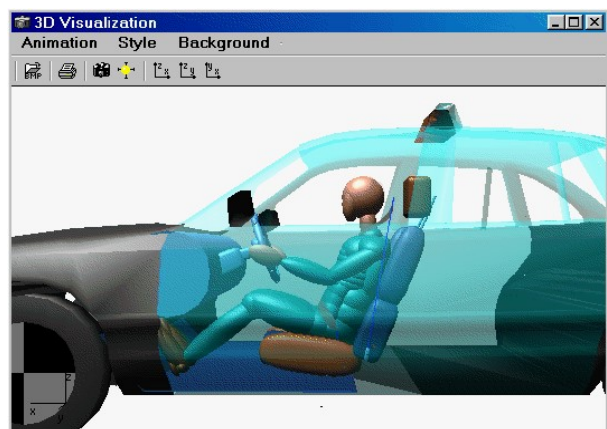


Fig. 1.10. Alegerea culorii caroseriei.

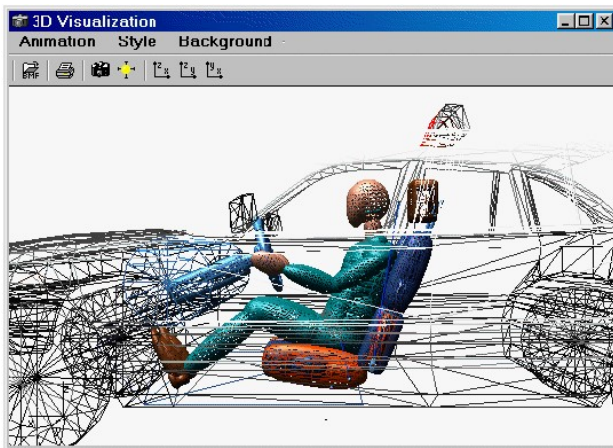


Fig. 1.11. Autovehiculul având cadrul din sârmă.

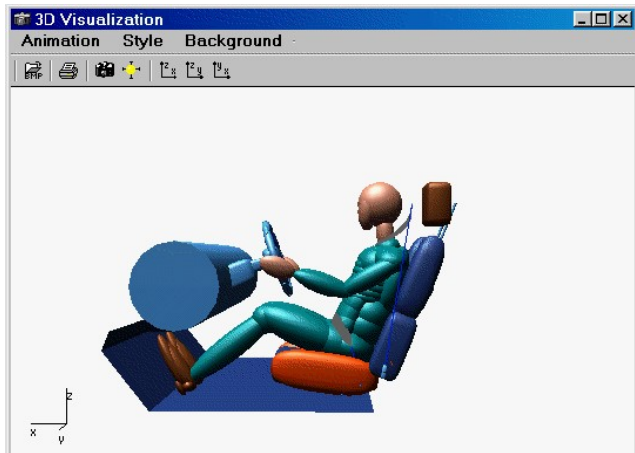


Fig. 1.12. Eliminarea cadrului.

Versiunea disponibilă în cadrul programului de simulare PC-Crash, întrunește o serie de opțiuni absolut necesare în vederea realizării și procesării datelor:

- posibilități de animație;
- posibilități de redare a graficelor;
- posibilitatea manipulării modelelor mari, până la 250.000 elemente;
- posibilitatea realizării unor filmulețe etc.

Acest modul este specializat pe realizarea graficelor dorite de către utilizator, permițând în acest mod obținerea detaliilor dorite.

### 1.3. Simularea ocupantului în caz de impact

În cele ce urmează se vor arăta rezultatele simulării unui manechin în caz de impact; astfel. În figurile 1.13, 1.14, 1.15, 1.16, sunt arătate viteza de impact a ocupantului, accelerația ocupantului, deplasarea simulată a ocupantului, precum și momentul de torsiune din articulații. Aceste grafice sunt realizate asupra unui manechin care nu este reținut de centura de siguranță. În figurile 1.17, 1.18, 1.19, 1.20, 1.21, sunt arătate viteza de impact a ocupantului, accelerația ocupantului, deplasarea simulată a ocupantului, forța rezultată în centură, momentul de torsiune din articulații.

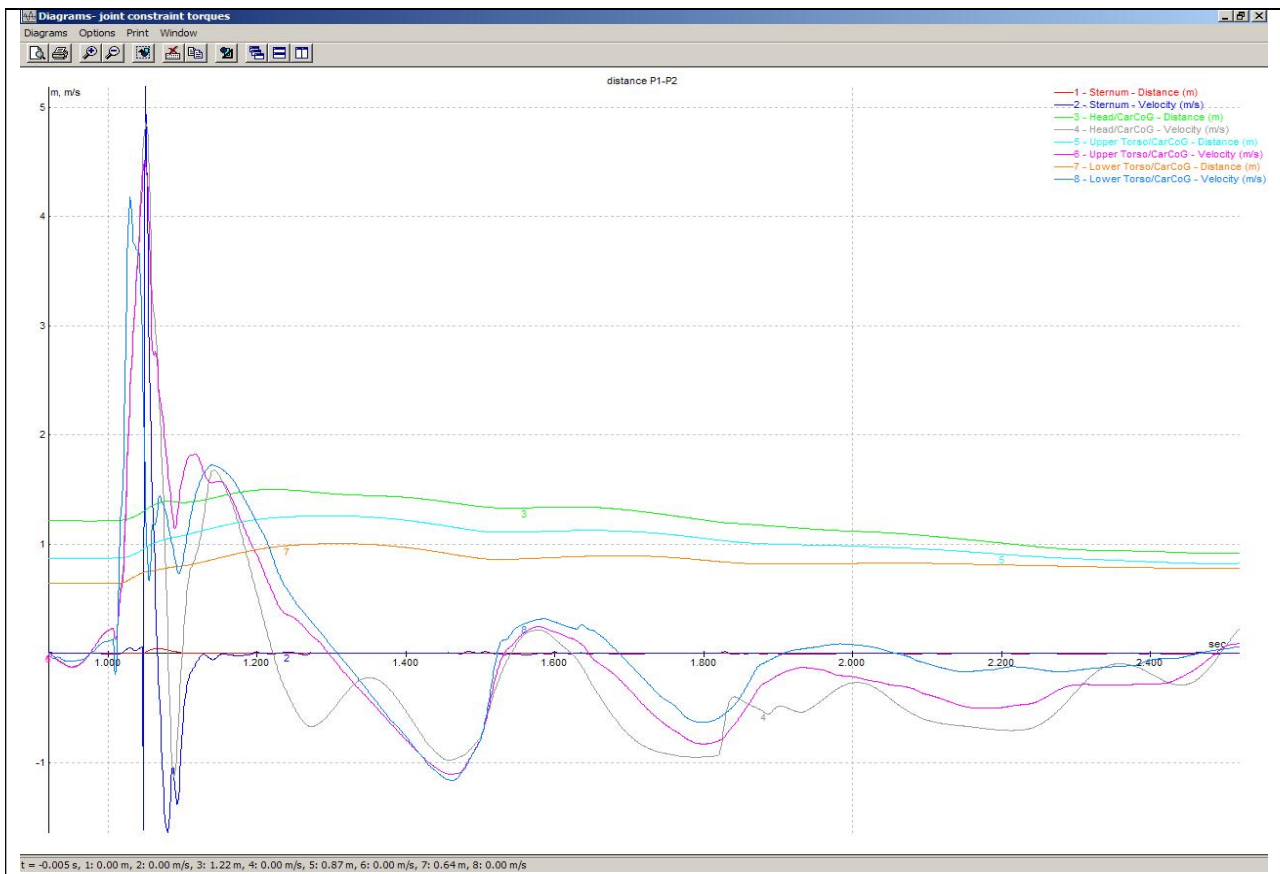


Fig. 1.13. Viteza de impact a ocupantului fără centură.

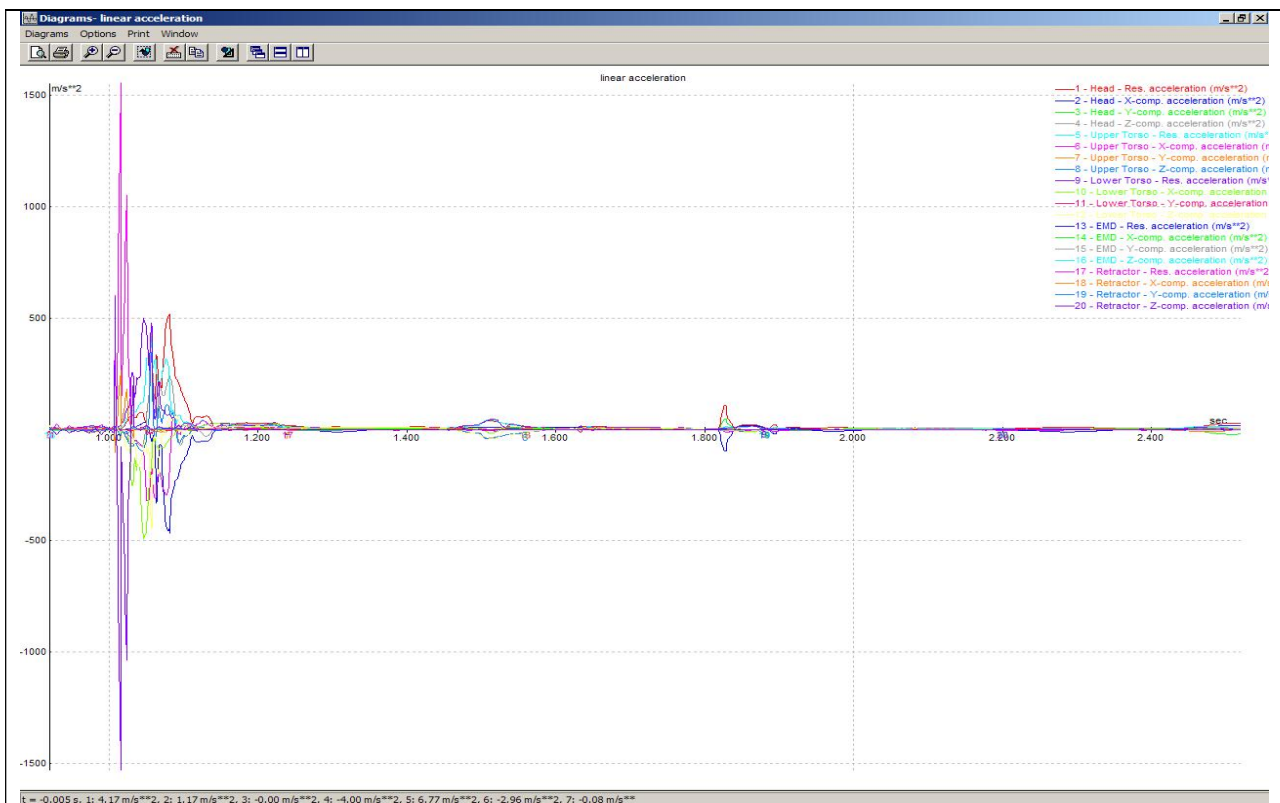


Fig. 1.14. Accelația ocupantului fără centură.

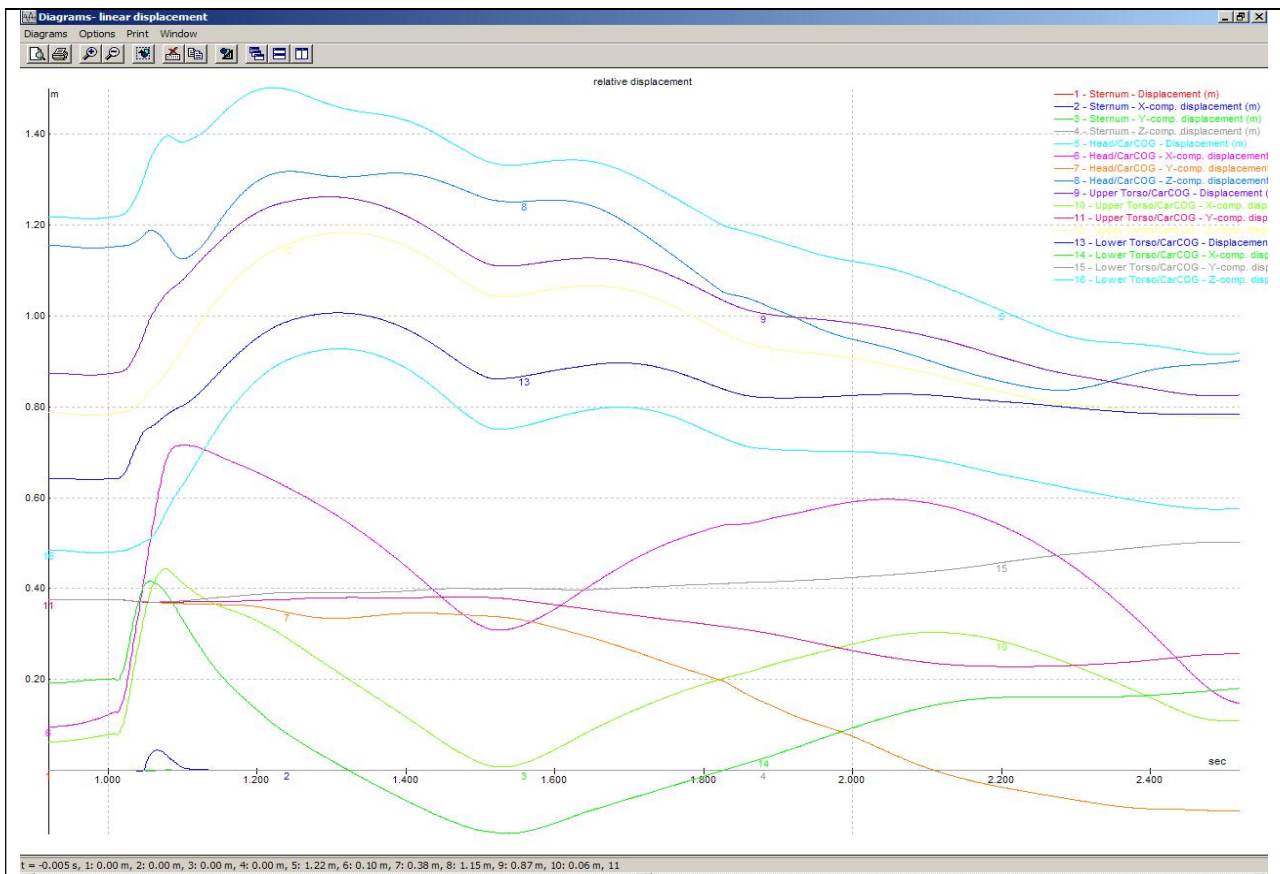


Fig. 1.15. Deplasarea simulată a corpului ocupantului fără centură.

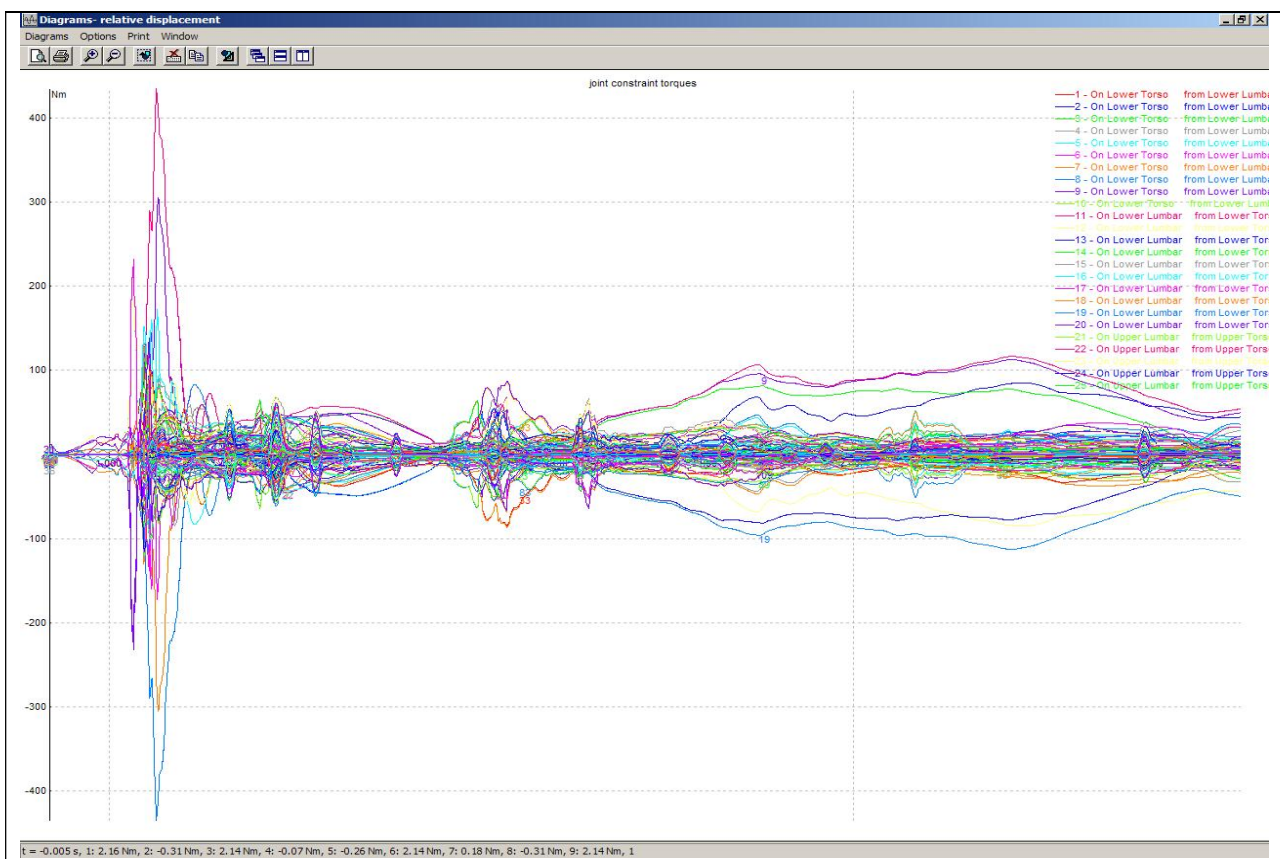


Fig. 1.16. Momentul de torsiune al corpului ocupantului.

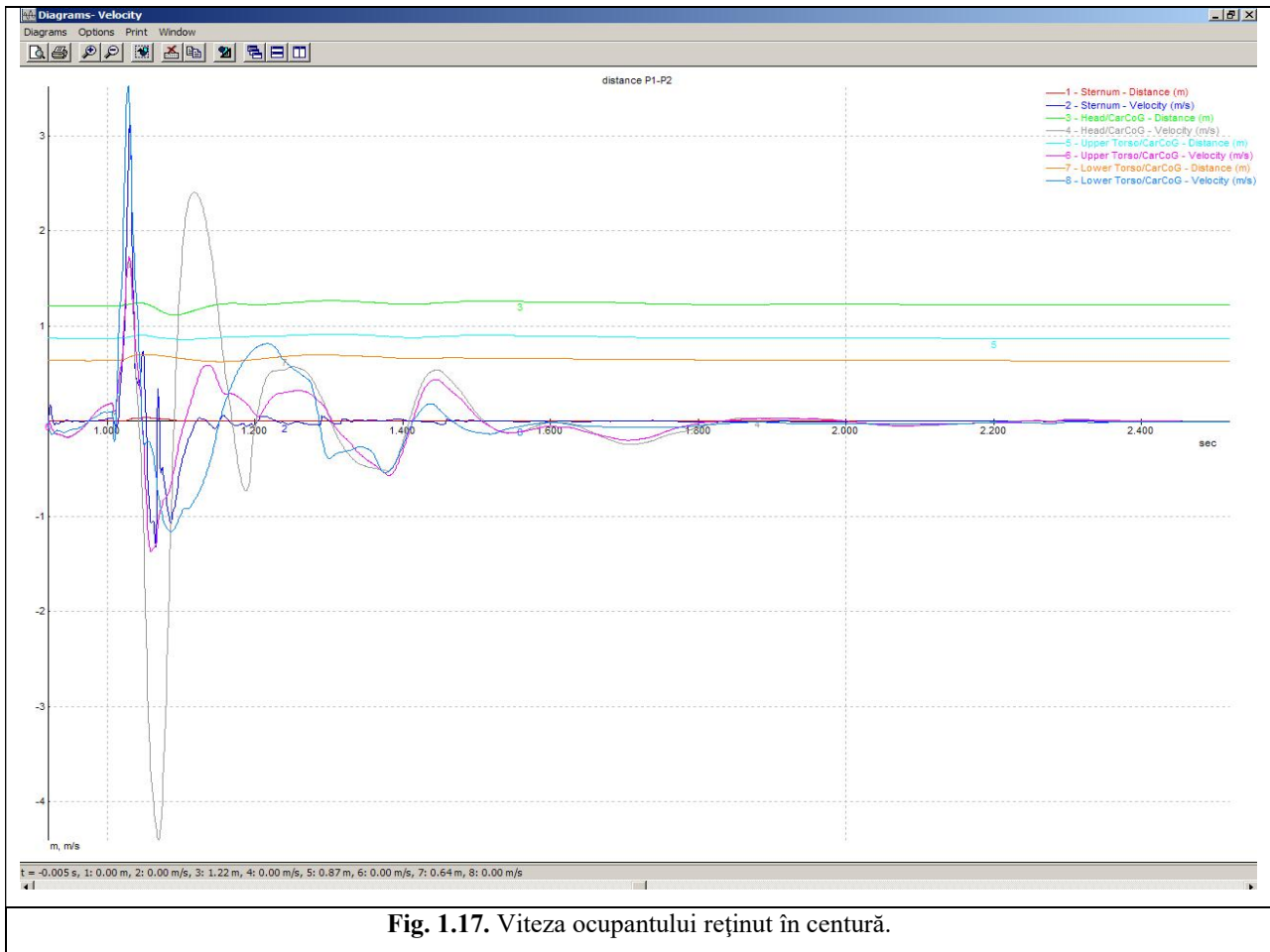


Fig. 1.17. Viteza ocupantului reținut în centură.

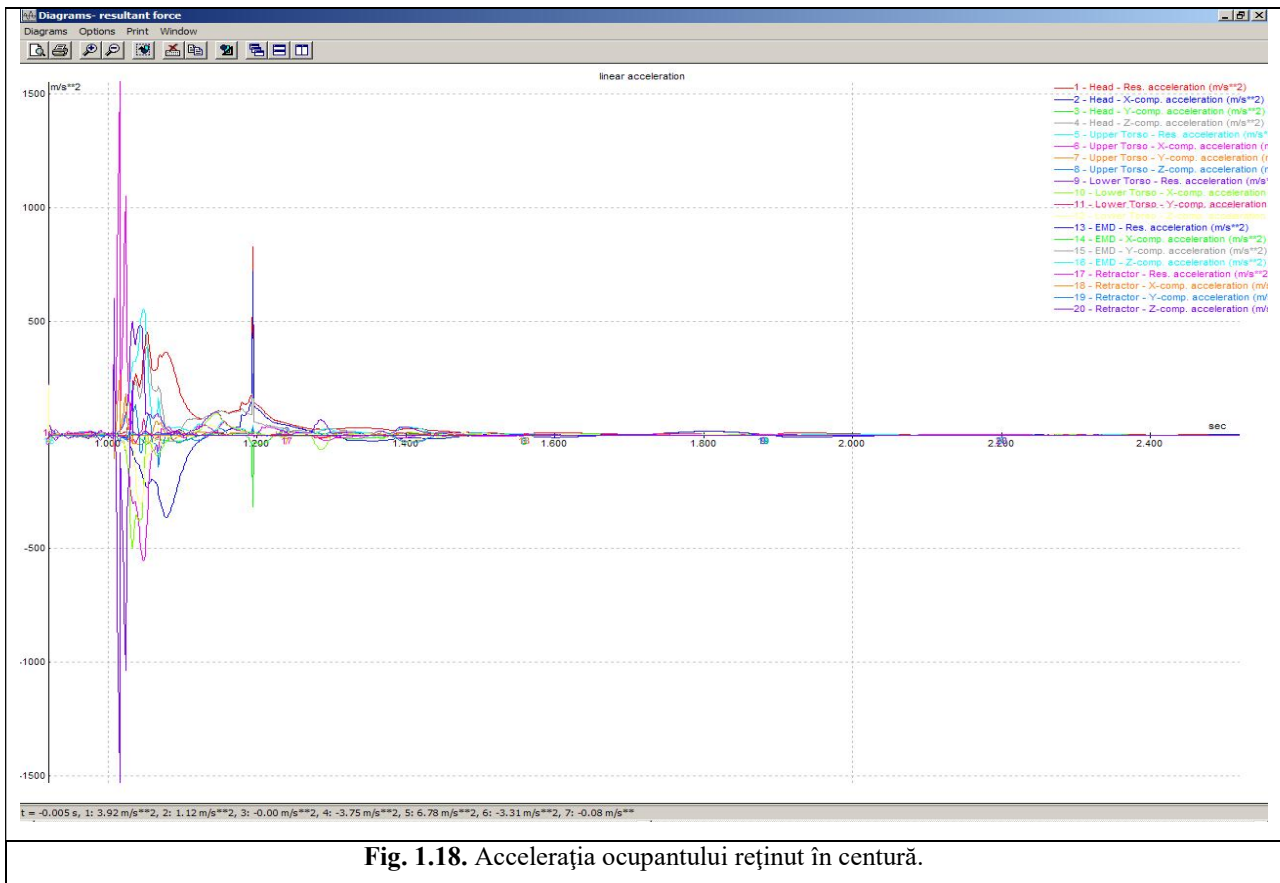


Fig. 1.18. Accelația ocupantului reținut în centură.

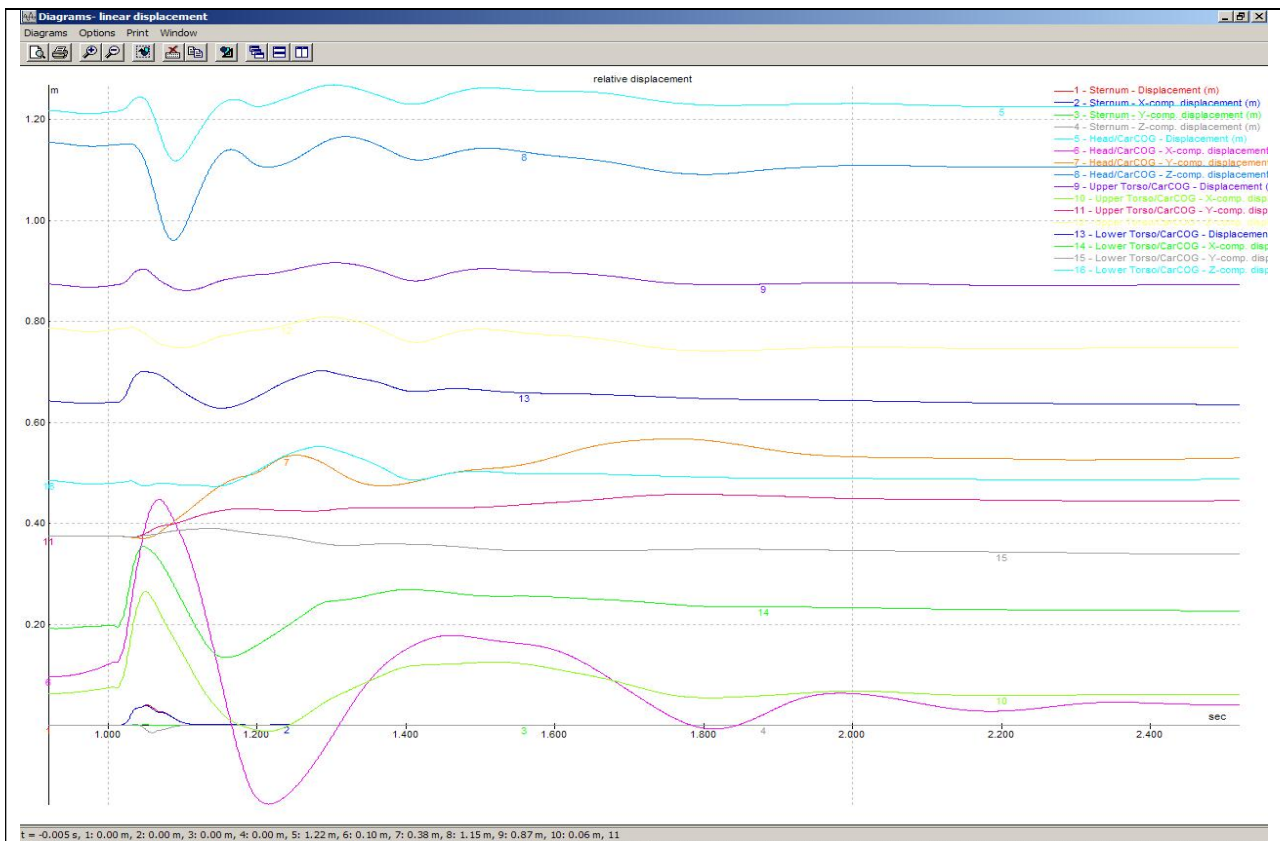


Fig. 1.19. Deplasarea simulată a corpului ocupantului în centură.

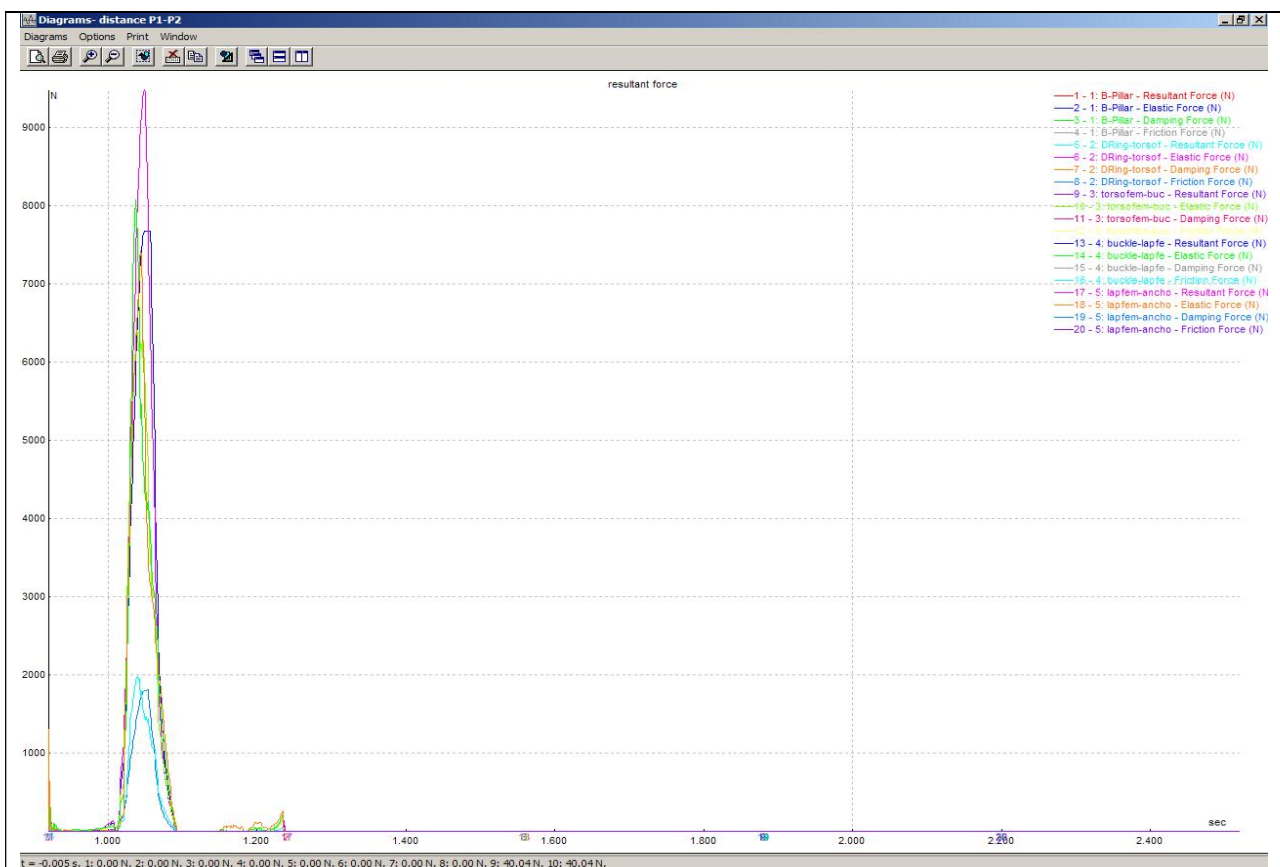
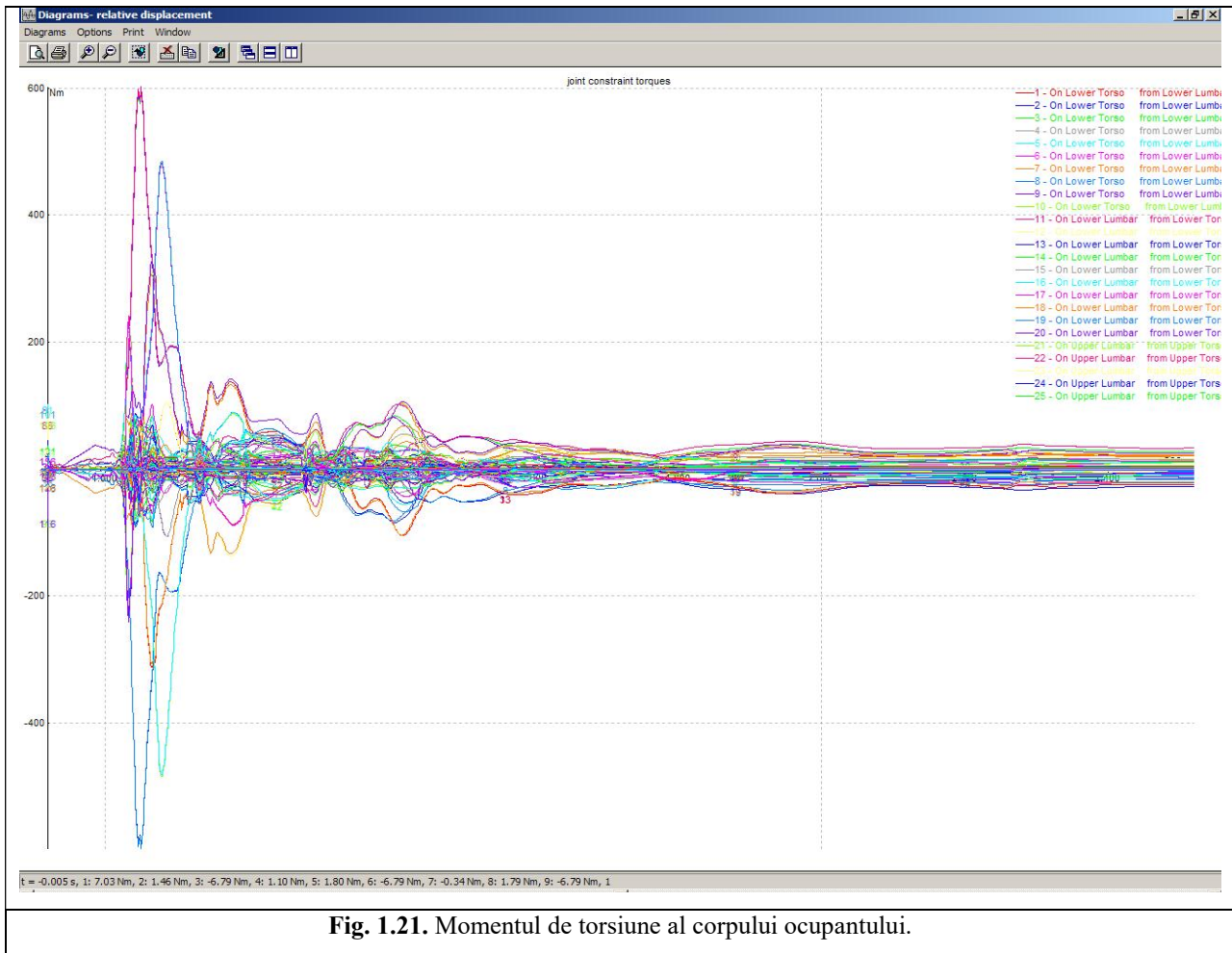


Fig. 1.20. Forța rezultată în cazul impactului asupra centurii.





Din simulările făcute se pot trage următoarele concluzii:

- simularea reprezintă o parte importantă din fabricarea unui produs, încă din faza de proiectare și până în momentul comercializării lui;
- simularea este o metodă ieftină și rapidă de obținere a informațiilor necesare evaluării unui tip de impact, mai ales când se proiectează noi produse care fac parte din sistemele de siguranță pasivă;
- se observă că viteza în caz de impact a ocupantului este mai mare în situația când acesta nu este reținut de centură;
- de asemenea deplasarea ocupantului este mai mică când acesta este reținut de centura de siguranță;
- momentul de torsiune ale diferitelor părți ale corpului după impact este mai redus dacă ocupantul este reținut de centura de siguranță.

## CONCLUZII .

Siguranța circulației rutiere, prin implicațiile sale, reprezintă astăzi un domeniu cu o semnificativă importanță socială. Prezenta lucrare și-a propus a-și aduce contribuția la dezvoltarea acestui domeniu de cercetare prin analiza comportamentului cinematic și dinamic al corpului ocupantului în habitacul autovehiculului în timpul evenimentului de impact frontal.

Cercetarea nivelului actual al dezvoltării sistemelor de siguranță pasivă ale autovehiculelor a debutat cu evidențierea rolului major pe care îl au cercetătorii din domeniul autovehiculelor în asigurarea unui înalt grad de siguranță a circulației rutiere.

Ca urmare a necesității purtării centurii de siguranță, s-au arătat câteva cercetări cu privire la metodele și mijloacele de investigare a gradului de siguranță pasivă oferit de centura de siguranță, iar în ultima parte a capitolului doi s-au arătat câteva rezultate grafice necesare pentru a putea proiecta sisteme de siguranță cât mai performante studiat de către cei de la DYNAmore.

În urma studiului criteriilor de evaluare a nivelurilor de vătămare a corpului uman implicat în evenimentul de trafic rutier, s-a evidențiat importanța cunoașterii mecanismelor de vătămare în timpul accidentelor rutiere ale diferitelor segmente ale corpului uman, precum și a răspunsurilor biomecanice ale acestora, în scopul asigurării posibilităților de proiectare optimizată a autovehiculelor și a dispozitivelor acestora cu rol în asigurarea protecției ocupantului, dar și a mijloacelor necesare testării gradului de siguranță pasivă.

A fost făcută o scurtă prezentare a istoricului biomecanicii impactului, apoi au fost identificate și descrise succint ariile majore de cercetare în acest domeniu: identificarea mecanismelor producerii vătămarilor, evaluarea răspunsurilor biomecanice, cunoașterea nivelului de toleranță al fiecărui segment al corpului uman și simularea impactului corpului uman.

Simularea unui manechin în caz de impact, reprezintă cel mai important aspect al acestei lucrări.

Din simularea realizată, se poate observa:

- viteza de impact a ocupantului;
- accelerația ocupantului;
- deplasarea ocupantului;
- momentul de torsiune al corpului ocupantului.

Din simularea făcută se pot trage următoarele concluzii:

- simularea este o metodă ieftină și rapidă de obținere a informațiilor necesare evaluării unui anumit tip de impact, mai ales când se proiectează noi elemente din cadrul unor sisteme pasive;

- atât în situația când ocupantul este reținut de centura de siguranță sau nu, există diferențe asupra acestuia în ceea ce privește limitele corpului.

Pentru îmbunătățirea sistemului de siguranță pasivă, și anume a centurii de siguranță, se impun, asupra autovehiculelor autohtone, următoarele:

- din cauza unui număr destul de mare de autovehicule vechi de peste 10 ani, care erau dotate cu centuri de siguranță fără retractor sau nu dispuneau de centuri de siguranță, se recomandă prin lege înlocuirea acestora cu altele de ultimă generație;
- pentru o mai bună asigurare a ocupanților aflați pe locul median din spate, se impune introducerea centurii de siguranță în trei puncte;
- adoptarea în dotările standard a centurilor cu pirotehnic care asigură o reținere mult mai eficace decât cele doar cu retractor;
- pentru o mai bună siguranță a ocupanților, alături de centurile de siguranță, se recomandă introducerea și a airbag-ului ca dotare standard.

Chiar dacă soluțiile impuse prezintă un efort financiar ridicat, siguranța zilei de mâine ar trebui să fie prima opțiune care să fie luată în considerare de constructorii de autovehicule.

## **BIBLIOGRAFIE**

1. Clifford, C. C., *Fundamental Principles for Vehicle/Occupant Systems Analysis*.
2. Cordoș, N., Burnete, N., Todoruț, A., *Coliziunea automobilelor*, Editura Todescu, Cluj-Napoca, 2003.
3. Gaiginschi, R., Gaiginschi, L., Filip, I., Drosescu, R., Sachelarie, A., Pintilie, M., *Siguranța circulației rutiere*, vol II. Editura Tehnică București 2006.
4. Hesselting, R. J., *Active Restraint Systems - Feedback Control of Occupant Motion*, Technische Universiteit Eindhoven, Augustus, 2004.
5. Huang, M., *Vehicle Crash Mechanics*, SAE International, CRC Press, USA, 2002.
6. Ilie, S., Tabacu, I., Crivac, G., Nicolae, V., *Studiul transmisibilității zgomotului în vederea creșterii confortului acustic în automobile* - Buletinul Științific al Universității din Pitești, Seria Autovehicule Rutiere, anul X, numărul 14, Pitești, 2004.
7. Ilie, S., Tabacu, Ș., Stănescu, D., Nicolae, V., Niculescu, R., *A Simulink-Simmechanics model dedicated to the study of the kinematic parameters of the occupant's motion during the frontal impact* - University of Pitești Scientific Bulletin, Automotive Series, year XII, no.16, Pitești, 2007.
8. Ilie, S., Tabacu, I., Crivac, G., Nicolae, V., *Model with three degrees of freedom for studying the unbelted occupant's body motion in automobile interior during the frontal impact* - University of Pitești Scientific Bulletin, Automotive Series, year XII, no.16, Pitești, 2007.

# **STUDIU PRIVIND SIGURANȚA PASAGERILOR DINTR-UN AUTOVEHICUL CARE FOLOSESC CENTURILE DE SIGURANȚĂ**

**Student**

**Ciulavu Emilian, IT – anul 3**

**Coordonatori**

**Prof. univ. dr. ing. Radu Sorin Mihai**

**Șef lucr.dr.ing. Stănilă Sorina**

## **1. Considerații generale**

Siguranța circulației rutiere preocupă astăzi tot mai mulți specialiști, fie din domeniul industriei autovehiculelor, fie din alte domenii. Obiectivul comun este de a îmbunătăți cât mai mult posibil actualul concept al siguranței circulației rutiere, dar și de a dezvolta și integra noi sisteme și echipamente performante, care să ducă la îmbunătățirea indicilor care caracterizează siguranța rutieră. Autovehiculele moderne trebuie să satisfacă o varietate largă de cerințe dintre care cele mai importante sunt: siguranța, impactul autovehiculului asupra mediului înconjurător, confortul și prețul favorabil. Aceste cerințe importante pot fi îndeplinite numai prin utilizarea corespunzătoare a materialelor și tehnicilor avansate de proiectare. Producătorii de autovehicule continuă astăzi să-și îndrepte toată gama de cercetare în domeniul proiectării și fabricării autovehiculelor, în sensul întâmpinării așteptărilor pieței de autovehicule de mâine.

Siguranța autovehiculelor se compune, strict schematic din două mari grupe: siguranța activă și siguranța pasivă. Referitor la siguranța pasivă, este de știut faptul că în prezent una dintre preocupările principale ale constructorilor de autovehicule o constituie protejarea ocupanților în caz de accident. Sistemele de protecție pentru îmbunătățirea siguranței pasive au evoluat de la introducerea unei simple centuri, la echiparea cu airbag-uri și sisteme inteligente de protecție, fapt ce a dus la modificarea tuturor conceptelor referitoare la siguranța pasivă. În sfera siguranței pasive, în ultimii ani, testele făcute asupra autovehiculelor au devenit din ce în ce mai drastice. Există teste

obligatorii referitoare la siguranța pasivă, pe care un autovehicul nou trebuie să le treacă în vederea omologării lui.

Gradul de siguranță al unui autovehicul se evaluează în principal în urma unor încercări experimentale, desfășurate în condiții normale aflate în vigoare în acest domeniu. De-a lungul ultimului deceniu, metodele de încercare s-au diversificat și rafinat, datorită faptului că autovehiculul reprezintă un ansamblu din ce în ce mai complex.

## Clasificarea centurilor de siguranță

Încă de la apariția centurilor de siguranță, acestea se pot clasifica în funcție de:

- *Dupa materialul folosit*

Centurile de siguranță sunt confecționate de cele mai multe ori din bumbac cu poliester.

- *Dupa modul de prindere, (Fig. 1, 2, 3, 4).*



**Fig. 1.** Cu prindere în 6 puncte.



**Fig. 2.** Cu prindere în 5 puncte (adresată copiilor ce au o greutate cuprinsă între 9 și 18 kg).



**Fig. 3.** Cu prindere în 4 puncte.



**Fig. 4.** Cu prindere în 3 puncte.

- *Dupa siguranța și confortul acesteia*

## **Asigurarea prin centură de siguranță**

Centura de siguranță face parte din sistemul de siguranță pasivă, dar își îndeplinește funcțiile doar în cazurile când este folosită corect.

Multe cercetări ale diferitor universități, centre de siguranță pasivă și laboratoare care studiază urmările accidentelor au ajuns la concluzii deloc îmbucurătoare. În timpul coliziunii la viteza de 50 km/h, asupra organismului de 80 kg a unui matur acționează o forță de 2 tone. În acest caz, asupra copilului revine o lovitură cu forța de 500 kg.

În prezent marea majoritate a fabricanților de dispozitive pasive de securitate promovează centura de siguranță cu două treceri (peste torace și pelvis) și trei puncte de ancorare, de curând fiind introduse și centurile de siguranță în patru puncte (în X sau în V).

Cu ajutorul centurii de siguranță, ocupanții din autovehicul sunt menținuți într-o poziție sigură pe scaune, fapt ce permite obținerea unui maxim de protecție. Ocupanții asigurați prin centuri suferă o decelerare progresivă până la oprire, în timpul impactului energia distribuindu-se uniform pe suprafața corpului. Totuși, atunci când viteza de impact este foarte mare, chiar și persoanele asigurate prin centură pot să intre în contact cu zone sau obiecte din interiorul habitaculului, deoarece atingerea acestora se face înainte ca centura să poată opri complet corpul pasagerului respectiv.

Centurile de siguranță au fost prevăzute cu limitatori de tensionare care să îmbunătățească cinematica ocupanților și cursa toracelui. În timpul unui impact frontal, dispozitivul de pretensionare va reduce cursa redundantă realizând o cuplare încă din stadii incipiente ale coliziunii, iar limitatorul de tensionare va reduce forțele sau momentele exercitate la nivelul pieptului și capului.

## **Structura sistemului de asigurare prin centură de siguranță**

Centurile de siguranță pot fi configurate în diverse moduri, dar cea mai des întâlnită și utilizată în industria auto este varianta cu trei puncte de ancorare și dublă

asigurare, toracică și lombară. Elementele componente ale unei astfel de centuri este prezentată în figura 5.



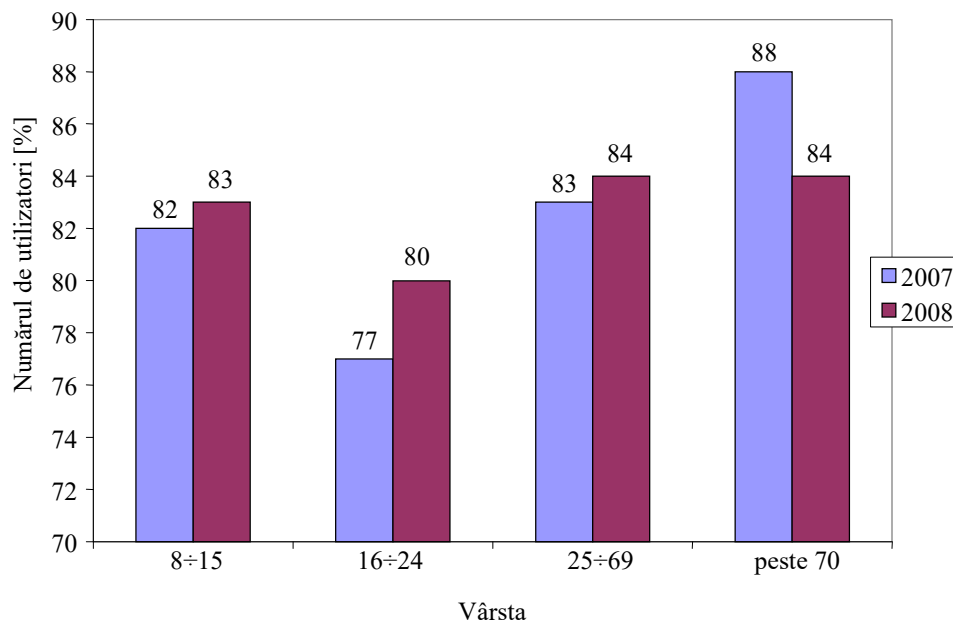
**Fig. 5** Elementele componente ale unei centuri de siguranță cu prindere în trei puncte. în care: 1 este catarama care vine prinsă în partea de sus a stâlpului mașinii (catarama D); 2 este catarama necesară prinderii sau desfacerii centurii (catarama B); 3 este catarama poziționată în partea de jos a stâlpului mașinii (catarama A); 4 este retractori.

## Sondaje cu privire la utilizarea centurilor de siguranță

Centurile de siguranță utilizate în SUA pentru ocupanții cu vârste sub 70 de ani a crescut în 2008. Centurile de siguranță utilizate pentru ocupanți cu vârste cuprinse între 8-15 ani a fost de 83% în 2008 ( față de 82% în 2007), 80% pentru ocupanți cu vârste cuprinse între 16...24 de ani ( față de 77% în 2007) și 84% pentru ocupanți ce vârste cuprinse între 25...69 de ani ( față de 83% în 2007). Deși din punct de vedere statistic nu este semnificativ, aceste creșteri sunt un semn pozitiv, ceea ce înseamnă că mai multe persoane au început să utilizeze centurile de siguranță. Utilizarea centurilor de siguranță pentru persoane ce au vârstă de 70 de ani și care trec de această vârstă, a scăzut de la 88% în 2007 la 84% în 2008. Aceste rezultate sunt de la (NOPUS) *Protectia Națională a Ocupanților privind Supraviețuirea*, care prevede numai la nivel național, date bazate cu privire la utilizarea centurii de siguranță în Statele Unite. "NOPUS" este realizat anual de către *Centrul Național de Administrație și Statistică* și *Analiza Națională pentru Siguranța Traficului*.

Sondajul făcut în 2008, arată următoarele:

- utilizarea centurii de siguranță a continuat să fie mai mică în cazul celor cu vârste cuprinse între 16-24 de ani, decât alte grupe de vârstă, (Fig. 6)
- utilizarea centurilor de siguranță a continuat să fie mai mare la femei decât la bărbați;
- utilizarea centurilor de siguranță a continuat să fie mai mică în rândul negrilor decât altor rase;
- utilizarea centurilor de siguranță a continuat să fie mai mică în rândul conducătorilor auto de autovehicule decât în rândul conducătorilor auto care fac transport de persoane .



**Fig. 6** Utilizarea centurii de siguranță în 2007 și 2008.

## **Modelare dinamică și cinematică în cadrul programelor de simulare a coliziunilor**

În reconstituirea accidentelor și simularea unor evenimente rutiere sunt utilizate în prezent o serie de programe pentru calculator ce aduc un real beneficiu atât experților investigatori cât, mai ales, proiectanților de sisteme de siguranță pasivă (airbag, centură de siguranță pretensionabilă, scaune etc.).



Aceștia utilizează rezultatele simulărilor și reconstituirilor de accidente rutiere în scopul proiectării unor sisteme de siguranță cât mai performante.

Pentru a estima răspunsul ocupanților în diverse tipuri de coliziuni este simulată deplasarea în interiorul habitaculului și interacțiunea acestor manechini umane cu părți din interiorul autovehiculului reprezentate prin forme simplificate (plane, cilindrii, elipsoizi etc.) ca urmare a unui impuls de accelerație survenit în urma coliziunii.

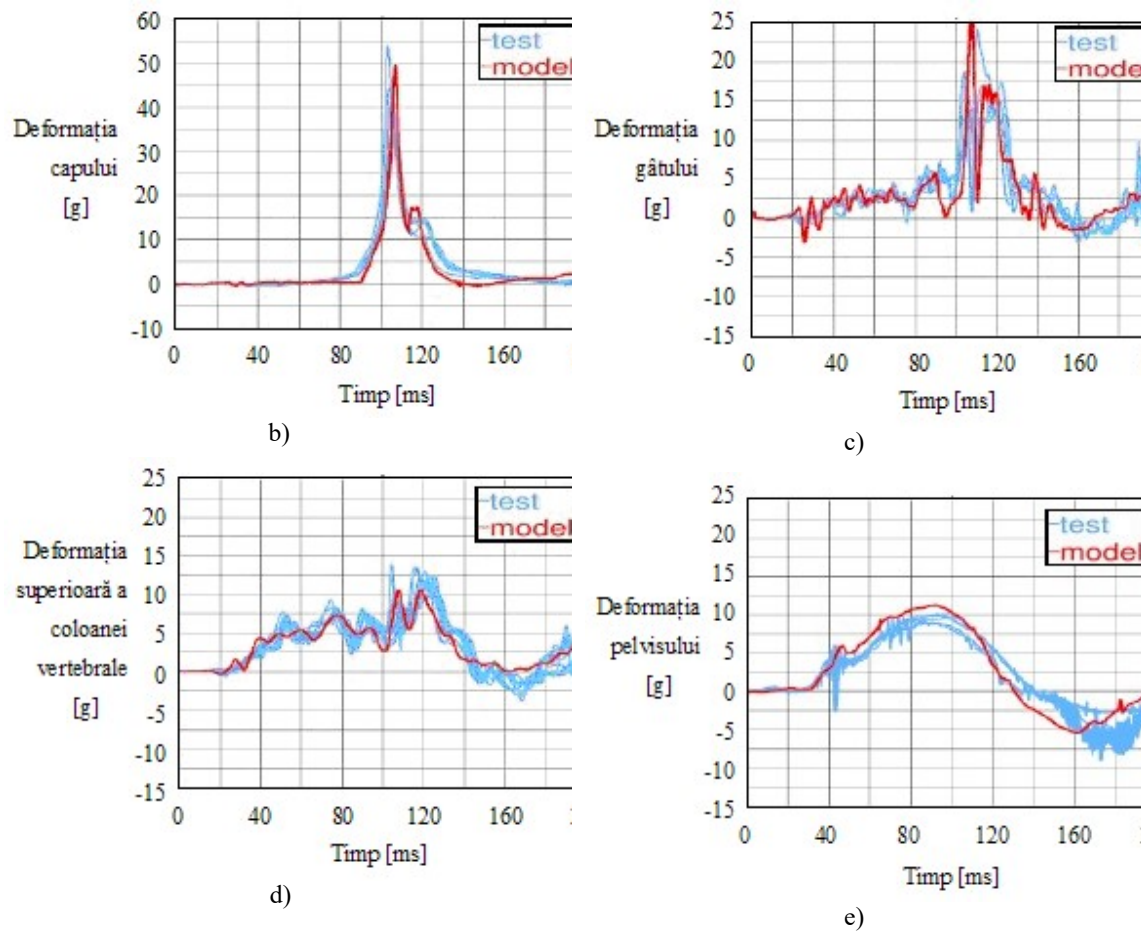
Aceste modele sunt mai simple din punct de vedere matematic utilizând relații ce descriu cinematica și dinamica corpurilor rigide. Atât manechinii realizați fizic, cât și modelele software sunt dedicate tipului de impact studiat cu solicitări biomecanice specifice.

Răspunsul la diferitele solicitări într-un impact real sau simulat, încadrarea în coridoarele de validare precum și valorile parametrilor dinamici (acclerații, viteze, deplasări, deformări, răsuciri etc.) trebuie să fie cât mai apropiate între modelul real și cel virtual. Unul dintre aceste programe este cel realizat de către cei de la (DYNAmore).

În figurile 6 a), b), c), d), e) și 7 a), b), c), d), e) sunt prezentate diferite impacturi laterale ale unor manechini virtuale.

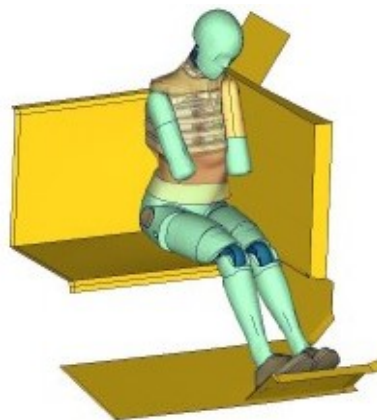


a)

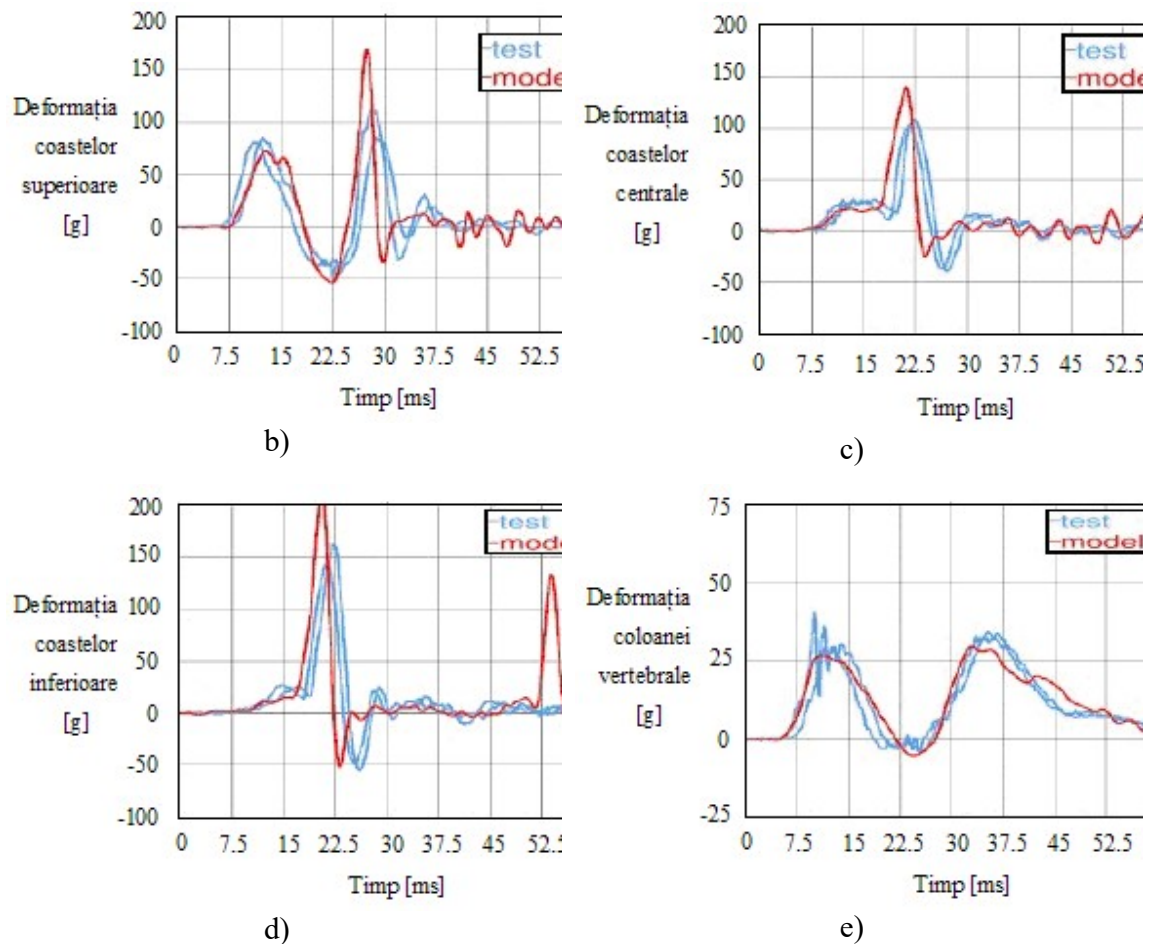


**Fig. 6** Modelul BioRID II aflat pe un scaun și deformațiile reprezentate grafic ale acestuia în cazul unor coliziuni.

în care: a) este modelul BioRID II, b) este deformația capului în funcție de timp, c) este deformația gâtului în funcție de timp, d) este deformația superioară a coloanei vertebrale în funcție de timp, e) este deformația pelvisului în funcție de timp.



a)



**Fig. 7** Modelul ES-2 în impact cu o barieră netedă și deformațiile reprezentate grafic ale acestuia în cazul unor coliziuni.

în care: a) este modelul ES-2, b) este deformația coastelor superioare în funcție de timp, c) este deformația coastelor centrale în funcție de timp, d) este deformația coastelor inferioare în funcție de timp, e) este deformația coloanei vertebrale în funcție de timp.

## Concluzii

Rolul primordial în asigurarea cu ajutorul centurilor de siguranță îl au constructorii de autovehicule care trebuie să perfecționeze continuu sistemele de asigurare sau să dezvolte altele noi, pentru a veni în întâmpinarea cerințelor legislative tot mai severe și așteptărilor tot mai mari ai clienților. S-a constatat că sistemele inteligente de siguranță tind să preia tot mai multe sarcini ale ocupanților aflați în autovehicul. S-a făcut o clasificare a centurilor de siguranță și au fost descrise pe scurt părțile componente ale centurilor de siguranță. A fost efectuat și un sondaj în care s-a arătat numărul de utilizatori ai centurilor de siguranță. În finalul lucrării s-a arătat o simulare în cadrul unor

programe de modelare cinematică și dinamică asupra ocupanților și deformațiile care apar în situația unui accident de circulație.

## **BIBLIOGRAFIE**

1.Cordoș, N., Burnete, N., Todoruț, A., *Coliziunea automobilelor*, Editura Todescu, Cluj-Napoca, 2003.

2.Gaiginschi, R., Gaiginschi, L., Filip, I., Drosescu, R., Sachelarie, A., Pintiliei, M., *Siguranța circulației rutiere*, vol II. Editura Tehnică București 2006.

# STUDIUL PRIVIND SUSPENDAREA AUTOBASCULANTELOR GRELE UTILIZATE ÎN CARIERA ROȘIA POIENI

Coordonatori: Șef lucr.dr.ing. TOMUȘ Ovidiu-Bogdan  
Șef lucr.dr.ing. ANDRAȘ Andrei

Studentă: CĂLCIOIU Elena-Raisa<sup>1</sup>

## 1. Considerații generale privind instalația de suspendare

Autobasculantele de tip greu fac parte din categoria utilajelor de transport a masei miniere (minereuri) în exploatarea din cariere. Buna funcționare a acestora, realizarea întreținerilor și a reparațiilor în timp cât mai scurt și în deplină siguranță, contribuie direct la creșterea productivității muncii în ansamblul activităților desfășurate în cariere.

Metodele de suspendare a autobasculantelor grele, necesită manoperă multă, personal auxiliar și timpi morți în procesul de reparație. În același timp nu sunt asigurate condițiile de respectare a normelor de protecția muncii, improvizațiile efectuate ducând la posibilitate de apariție frecventă a accidentelor de muncă.

Aceste deficiențe majore conduce la ideea realizării unei instalații pentru suspendarea autobasculantelor, care să îndeplinească următoarele condiții:

- să asigure posibilitatea de suspendare a tuturor tipurilor de autobasculante ce formează parcul auto de transport din carieră. Din prezentarea autobasculantelor, rezultă că instalația de suspendare trebuie să asigure ridicarea unei mase de maxim 200 tone, câte 100 de tone pe fiecare osie;

- să asigure suspendarea individuală a punților din față și din spate precum și a întregii autobasculante;

- să aibă o construcție simplă, dar în același timp rezistentă, care să permită o manevrabilitate ușoară și sigură;

- să elimine în totalitate riscurile de apariție a accidentelor.

Pornind de la aceste considerente s-a procedat la întocmirea documentației de execuție pentru instalația de ridicat, denumită în continuare „Instalație de ridicat autobasculante grele IRAG-200”.

## 2. Descrierea constructiv - funcțională a instalației

Instalația IRAG – 200 este destinată ridicării, în vederea intervențiilor și reparațiilor, a autobasculantei de tip greu, cu o masă maximă de 200 tone, deci cu maxim 100 tone pe osie.

Principalele caracteristici tehnice ale instalației sunt prezentate în tabelul 1.

Conform desenului de ansamblu, instalația de ridicat autobasculante, prezentată simplificat în figura 1 se compune din grupul hidraulic 1, pentru producerea energiei hidraulice, pupitrul de comandă 2 prin care se asigură comanda elementelor de forță, 3, (cricuri hidraulice), aceste elemente fiind interconectate între ele prin intermediul furtunurilor din cauciuc sau țevi.

Pentru sporirea siguranței utilizării instalației, aceasta mai cuprinde și tamponul 4, necesar pentru limitarea deplasării autobasculantei și oprirea acesteia la punctul fix în vederea realizării suspendării, precum și instalația electrică de acționare și semnalizare.

În figurile 2 și 3 construcția de ansamblu și schema hidraulică de principiu a acesteia.

Motorul electric de acționare a pompei hidraulice este de tipul ASI 132 S-34-4. Este un motor asincron cu rotorul în scurtcircuit și are o turație de 1500 rot/min, fiind alimentat în

---

<sup>1</sup> Inginerie Transporturilor și a Traficului, anul IV, Universitatea din Petroșani

curent alternativ.

**Tabelul 1** Caracteristicile tehnice ale instalației IRAG-200

Nr. crt	Caracteristica	UM	Valoarea caracteristicii
1	Forța maximă dezvoltată	kN	2000
2	Înălțimea maximă de ridicare	mm	160
3	Tipul acționării	-	electrohidraulică
4	Masa totală a instalației	kg	660
5	Dimensiuni de gabarit (orientative)	Lungime	10,0
		Lățime	3,0

Pompa hidraulică este cu roți dințate, tipul PRD 2 – 115 S, cu sens de antrenare spre stânga, și asigură un debit de 14 cm<sup>3</sup> pe fiecare rotație.

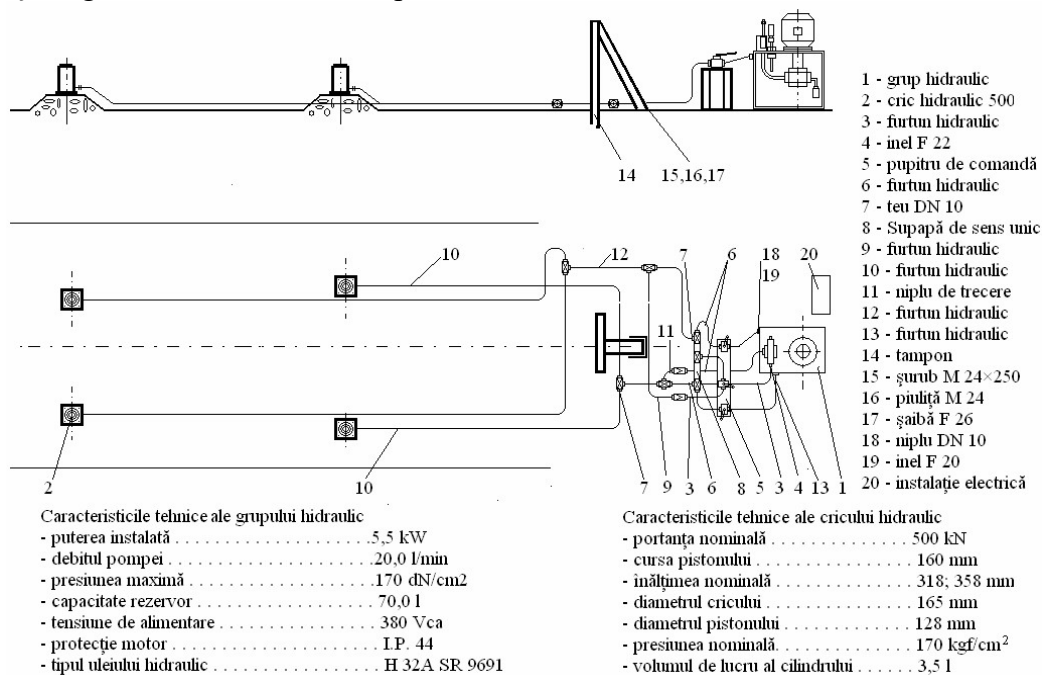


Fig. 1. Instalația de ridicare autobasculante

Rezervorul hidraulic cu capacitatea de 70 de litri este o construcție sudată, pe care se montează motorul electric și pompa hidraulică.

Distribuitorul hidraulic, tip DMN 10-04-O, este cu comandă manuală și are trei căi și patru poziții, cu poziția neutră blocată.

Grupul hidraulic de acționare mai cuprinde un filtru montat în rezervor pe conducta de aspirație a pompei, un manometru tip AR 60 și o supapă de limitarea presiunii, tip SDK 10-00-1-SO, cu presiunea nominală de 31,5 MPa.

Pupitrul de comandă, prezentat în figura 4, cuprinde, în principal, un robinet pentru închidere-deschidere cu trei căi, cod 66-2-11 A, destinat comenzii directe individuală sau simultană a perechilor de cricuri de ridicare și două robinete cu două căi de circulație, cod 66-2-10, necesare pentru deschiderea căilor necesare pentru închiderea cricurilor hidraulice.

În general, aceste cricuri sunt destinate pentru ridicarea utilajelor industriale de greutate mare, în cadrul lucrărilor de montare, demontare și reparații. Ele se fabrică în două variante, cu piston lis și piston filetat prevăzută cu piuliță pentru blocarea sarcinii.

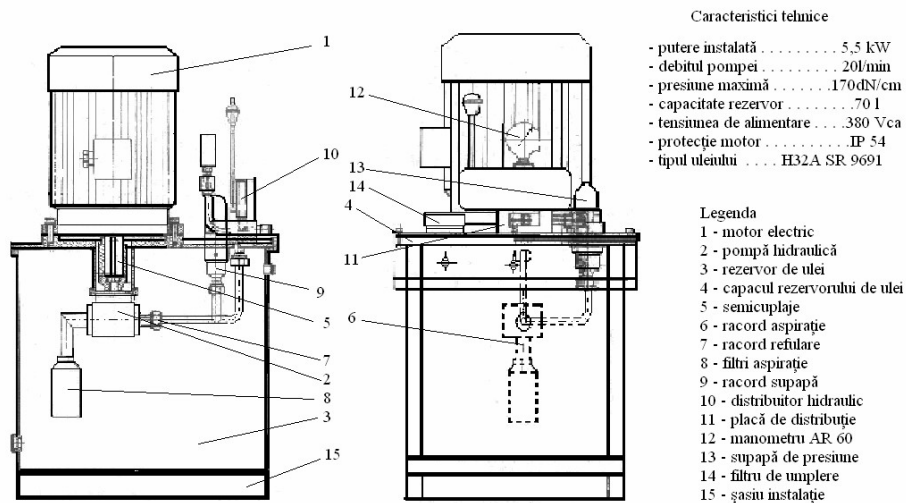


Fig. 2. Vedere de ansamblu a grupului hidraulic

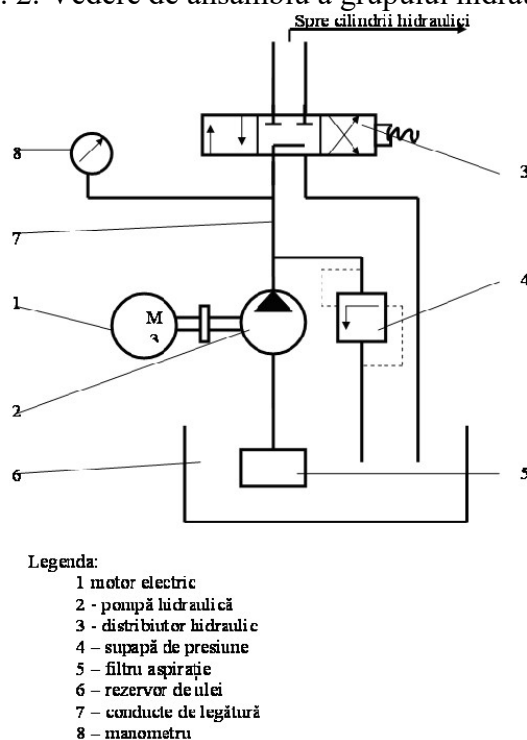


Fig. 3. Schema hidraulică de principiu a grupului hidraulic

Întrucât cricurile hidraulice sunt elementele de forță de care depinde securitatea întregii instalații de suspendare a autobasculantelor grele, este necesar ca la execuția și exploatarea lor să se respecte o serie de condiții, dintre care cele mai importante sunt:

- sudurile pieselor din OLC 45 se fac după preîncălzirea acestora, ele trebuie să asigure etanșeitățile elementelor îmbinate și să fie executate de sudori autorizați de D.G.M.S.I. – I.S.C.I.R. ;

- se verifică în mod deosebit cilindrul, în ceea ce privește macro și microgeometria suprafeței interioare, precum și pistonul, privind jocurile față de cilindru, respectiv piulița de ghidaj;

- modificările care afectează interschimbabilitatea și cele care pot influența procesul tehnologic în exploatare se fac numai cu avizul conducerii tehnice a uzinei constructoare și a beneficiarului.

- se execută probe de tip din doi în doi ani și întotdeauna când se aduc produsului îmbunătățiri

constructive care îi modifică parametrii tehnici și interschimbabilitatea. În principal, probele de tip constau în verificarea funcționării în gol, în timpul căreia cricul trebuie să se manevreze ușor să nu prezinte scăpări de ulei. Abaterile admise față de caracteristicile din tabel sunt de  $\pm 5\%$ . De asemenea se face verificarea la rezistență a cricului în cursul căreia elementele componente nu trebuie să se deformeze remanent pentru o presiune interioară de 60 MPa;

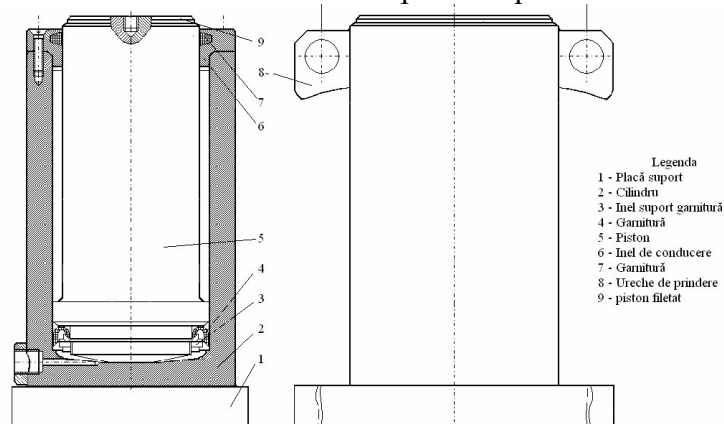


Fig. 4. Construcția cricului hidraulic

Verificarea funcționării în gol se face prin manevrări repetate ale cricului efectuând cursa de cel puțin cinci ori urmărindu-se jocurile între piston și cilindru, funcționarea ventilului de revenire care trebuie să permită coborârea pistonului sub greutatea proprie din poziția maximă în cel mult 10 minute precum și etanșitatea sudurilor și a garniturilor.

Verificarea funcționării în sarcină se face prin:

- încărcarea cricului cu sarcină maximă aplicată centric și determinarea presiunii corespunzătoare;

- măsurarea timpului necesar efectuării cursei, cricul fiind încărcat cu sarcină maximă;

- verificarea etanșității. Pistonul încărcat cu sarcină maximă într-o poziție intermediară nu trebuie să coboare după întreruperea acționării. Durata încercării este de 30 minute. Pistonul trebuie să urce sau să coboare lin, fără înțepeniri;

Verificarea la rezistență se face stabilindu-se dacă au apărut deformații remanente după ce cricul, în poziția maximă, a fost încărcat cu o sarcină corespunzătoare presiunii de 60 MPa, menținută timp de 60 de minute;

Cricurile se controlează, înainte de darea lor în exploatare, de către unitățile deținătoare, care le folosesc în conformitate cu capitolul VI din „Instrucțiunile tehnice pentru construirea, montarea, exploatarea și controlul macaralelor, mecanismelor de ridicat și dispozitivele lor auxiliare”, precum și în conformitate cu prescripțiile tehnice C4 – 83, colecția I.S.C.I.R.

Instalația electrică a instalației IRAG-200 se compune dintr-o cutie de comandă și protecție, care este poziționată lângă pupitrul hidraulic, din cablurile de legătură de la tabloul de distribuție la cutia de comandă și de la cutia de comandă la motorul electric de acționare a pompei hidraulice.

Instalația de semnalizare are rolul de avertiza personalul de deservire a instalației asupra modului de funcționare.

Pornirea instalației se face prin răsucirea cheii în butonul  $b_0$  și apăsarea butonului de pornire  $b_1$ , astfel se închide contactul  $c$  și pornește motorul cu pompa. Contactul  $c$  se automenține.

La pornire hupa de semnalizare  $h_1$  funcționează cinci secunde, iar în continuare starea de funcționalitate este arătată de lămpile  $h_2$  și  $h_3$ .

La depășirea presiunii maxime manometrul cu contact electric își închide contactul 2 și oprește funcționarea pompei, fiind nevoie de reluarea ciclului după remedierea



defecțiunilor.

### 3. Funcționarea instalației de ridicat autobasculante grele

Instalația de ridicat autobasculante grele IRAG –200 este un utilaj care se montează și se folosește în halele de întreținere și reparații a autobasculantelor de tip greu.

Cele patru cricuri hidraulice, montate pe pardoseală, sunt fixate în fundația de beton prin șuruburi și dispuse la ampatamentul și ecartamentul (față, spate) de ridicare a autobasculantelor. Instalația poate fi utilizată pentru ridicarea și suspendarea oricăreia din tipodimensiunile de autobasculante existente în carieră, deoarece s-au conceput piese de legătură între cricurile montate fix și șasiul autobasculantei.

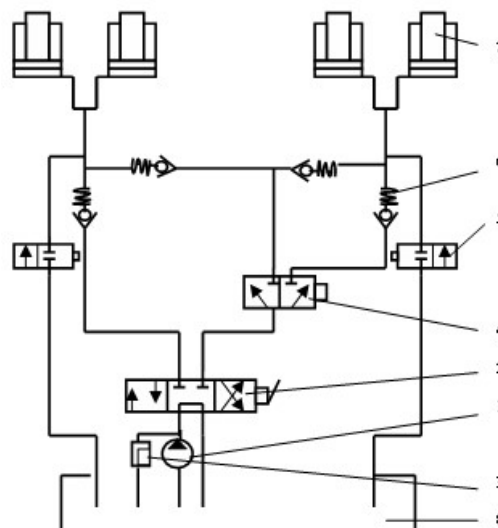
Pentru poziționarea basculantei în locul de lucru este necesar a se trasa pe pardoseală, cu vopsea, ecartamentul roților din față (aceasta pentru dirijarea corectă a șoferului), iar pentru oprire este montat un tampon, care asigură poziționarea pentru cricurile hidraulice.

În figura 5 este prezentată schema hidraulică de acționare, din care rezultă modul de funcționare a instalației în ansamblu.

Cricurile sunt acționate de către agentul sub presiune provenit de la grupul hidraulic, astfel că se pot ridica toate patru odată, sau două câte două în funcție de necesitate, adică fața sau spatele autobasculantei. Acest lucru se realizează prin intermediul distribuitorului hidraulic și a robinetului de închidere – deschidere cu trei căi.

Coborârea cricurilor hidraulice se face prin greutatea proprie a autobasculantei, deschizându-se cele două robinete de închidere – deschidere cu două căi, prin care se scoate instalația de sub presiune, întrucât uleiul este condus spre rezervor.

Reținerea presiunii de lucru în cricurile hidraulice se realizează pe cele patru supape de sens și cele două robinete de închidere – deschidere cu două căi. Dacă una sau mai multe supape de sens nu funcționează corect, atunci presiunea este reținută prin intermediul distribuitorului hidraulic cu comandă manuală care, pe poziția neutră este blocat.



- Legenda:
- 1 - pompă hidraulică
  - 2 - distribuitor hidraulic
  - 3 - supapă de presiune
  - 4 - robinet închidere deschidere cu 3 căi
  - 5 - robinet închidere deschidere cu 2 căi
  - 6 - supapă de sens unic
  - 7 - cilindri hidraulici
  - 8 - rezervor de ulei

Fig. 5. Schema hidraulică de principiu a instalației de ridicat IRAG 200

Totuși, pentru a evita pericolul de închidere accidentală a cricurilor, fie datorită funcționării necorespunzătoare a supapelor de sens sau a distribuitorului cu comandă manuală, dar mai ales datorită posibilității reale de spargere a țevelor și furtunurilor de

legătură dintre elementele instalației, pentru fiecare cric este prevăzut un prelungitor mecanic care se așează între autobasculantă și țeava cricului, pe toată lungimea cursei, imediat ce autobasculanta a fost ridicată. Astfel se elimină orice posibilitate de coborâre accidentală a autobasculantei.

#### **4. Concluzii**

Se demonstrează că această instalație este necesară în atelierele de întreținere și reparații ale unităților deținătoare de autobasculante grele și că poate fi generalizată pentru suspendarea tuturor tipurilor de autovehicule din parcul de transport.

Utilizarea unei instalații de acest gen are o serie de avantaje, dintre care cele mai importante sunt:

- reducerea timpilor aferenți suspendării autobasculantelor, cu avantaje substanțiale în economia generală de timp a activităților de întreținere și reparații;
  - reducerea numărului de personal care execută suspendările, fiind necesar un singur muncitor și care trebuie să aibă doar cunoștințe generale mecanice;
  - construcția instalației IRAG – 200 este foarte simplă, robustă și fără elemente periculoase;
  - mișcarea de ridicare se face prin împingere iar distanța de ridicare de la sol este doar 160 mm;
  - instalația nu are șocuri, vibrații și zgomot, având o mișcare foarte lină pentru efectuarea acestei curse;
  - în timpul efectuării suspendării nu este nevoie de personal auxiliar care să intre în zona de acțiune a instalației;
  - reducerea instalației la poziția „0” se face prin propria greutate a autobasculantei doar prin acționarea unui distribuitor;
  - la intrarea în funcțiune este prevăzută cu sistem de semnalizare atât acustică, cât și optică (hupă de semnalizare, lampă roșie pentru instalație sub presiune și lampă verde pentru instalație fără presiune în circuite, chei de blocaj pentru curent);
  - instalația este prevăzută cu priză generală de împământare, cât și priză locală pentru grupul hidraulic;
  - instalația hidraulică este prevăzută cu supape de sens și limitator presiune pentru manevre greșite și creșteri de presiune în instalație;
  - conducătorul auto nu trebuie să rămână în autobasculantă din momentul introducerii mașinii pe instalație;
- Dezavantajele utilizării unei astfel de instalații pot fi:
- ocuparea unei suprafețe mari în hala de reparații, deoarece trebuie lăsat și spațiu pentru manevre cu motostivuitoarea pentru a se putea da jos anvelopele de pe o parte și alta ;
  - datorită faptului că este o instalație fixă, dacă nu se lucrează cu ea, locul în atelier nu se poate folosi pentru introducerea unei autobasculante pentru alt tip de reparație.

#### **Bibliografie**

1. Koronka, F. – Exploatarea, întreținerea și repararea utilajului mecanic minier, Editura Tehnică București, 1993;
2. Marian, I. – Utilaje de încărcare și transport minier, Editura Didactică și Pedagogică București, 1984;

# **Studiu privind modalitatea de organizare a activității de mentenanță a autovehiculelor pe baza analizei fiabilității componentelor lor**

**Coordonatori: Conf.univ.dr.ing. JULA Dumitru  
Șef lucr.dr.ing. TOMUȘ Ovidiu-Bogdan**

**Student: COTEA (CĂTĂLINA) Adriana-Iuliana**

**REZUMAT:** Lucrarea abordează problema îmbunătățirii activității de mentenanță a sistemelor de frânare și rulare ale unui parc de autoturisme taxi, pe baza unui studiu de fiabilitate. Au fost detectate componentele cu fiabilitatea cea mai scăzută și au fost analizate defecțiunile lor. Ținând seama de nivelurile de risc a fost conceput un program de mentenanță preventivă cu înlocuirea programată a părților slabe ale acestor sisteme.

## **1. INTRODUCERE**

Utilizarea autoturismelor în regim de taxi într-un oraș aglomerat, având o infrastructura în stare precară, reprezintă unul dintre cele mai dificile regimuri de funcționare ale automobilelor. Sistemele de frânare și rulare dețin un rol important în definirea siguranței active a automobilelor, ele fiind, în același timp, printre cele mai solicitate sisteme ale acestuia. De aceea prezenta lucrare este direcționată pe studiul fiabilității și siguranței lor.

Până în prezent înlocuirea anumitor piese s-a făcut la intervale planificate, în timp ce alte piese sunt înlocuite atunci când starea lor tehnică se deteriorează, ceea ce produce probleme atât din punct de vedere tehnic cât și economic. Autorii prezentei lucrări au încercat să conceapă un sistem de mentenanță preventivă cu înlocuiri preventive a celor mai puțin fiabile piese astfel încât probabilitatea defecțiunilor neașteptate să scadă simțitor. Posibila creștere a costurilor de mentenanță va fi compensată de câștigul important în siguranța activă la care sistemele studiate joacă un rol important. De asemenea, planificarea activității de mentenanță poate duce la o mai bună organizare a lor, ceea ce reprezintă scăderea costurilor aferente.

## **2. ORGANIZAREA EXPERIMENTULUI**

Inițial s-a avut în vedere ca experimentul să fie dezvoltat pe 100 de autoturisme moderne românești utilizate în regim de taxi. La scurt timp după începerea experimentului, unul dintre automobile a suferit un accident rutier grav astfel încât eșantionul s-a redus la 99 de unități. Aceasta dimensiune a eșantionului a asigurat un nivel ridicat de încredere în rezultatele calculelor statistice dezvoltate pentru analiza fiabilității. Deoarece nu numai dimensiunea eșantionului este importantă pentru calitatea studiului statistic, ci și durata experimentului, monitorizarea celor 99 de autoturisme a durat aproximativ doi ani, între 2005 și 2007, perioada în care fiecare autoturism a parcurs între 85 000 și 140 000 km. Aceasta perioada acoperă un segment important din viața unui astfel de autoturism, pe parcursul căruia au loc practic toate tipurile de defecțiuni pentru cele mai multe sisteme și piese ale automobilului: defecțiuni precoce (în prima etapă a vieții), căderi aliatoare (pe parcursul vieții utile), defecțiuni de îmbătrânire (la sfârșitul vieții).

Pe parcursul celor doi ani de monitorizare a autoturismelor au fost înregistrate într-o bază de date descrierea defecțiunilor, momentele de producere a lor cât și înlocuirea preventivă de piese.

### 3. REZULTATELE EXPERIMENTULUI

Defecțiunile au fost înregistrate luându-se în considerare sistemele la care acestea s-au produs: motor, transmisie, suspensie și sistemele: de aprindere, electric, de frânare, de direcție și de rulare.

Trebuie evidențiat faptul ca pe parcursul celor doi ani, un singur motor din cele 99 a suferit o defecțiune la mecanismul motor, necesitând înlocuirea chiulasei.

Regimul de conducere specific orașului cu schimbări frecvente ale treptelor de viteză, porniri și opriri ce necesită acționarea ambreiajului a cauzat 37 de defecțiuni care au condus la înlocuirea discurilor de ambreiaj. Schimbătorul de viteze s-a dovedit a fi foarte fiabil în aceste condiții grele, o singură defecțiune înregistrându-se. De asemenea, arborii planetari s-au dovedit a fi fiabili, doar patru dintre ei au fost înlocuiți.

Pentru sistemul electric, cele mai puțin fiabile componente au fost becurile, 627 dintre acestea au fost înlocuite; de asemenea, 77 baterii de acumulatori și 17 curele de alternator s-au defectat pe parcursul experimentului. Sistemul de frânare a suferit un intens proces de uzare din cauza traficului urban. Mecanismul de frânare al punții față a fost cel mai afectat, 149 seturi plăcute de frână au fost înlocuite înainte de termenul planificat și 64 discuri de frână s-au defectat. Mecanismul de frânare al punții spate s-a dovedit a fi mai fiabil, necesitând înlocuirea a numai șapte seturi de saboți. Doar șase servomecanisme de frână s-au defectat.

Sistemul de direcție s-a dovedit a fi destul de fiabil, doar 14 mecanisme de direcție defectându-se. De asemenea, 112 bielete de direcție au fost înlocuite datorită defecțiunilor produse la articulațiile acestora. Defecțiunile produse la articulațiile brațelor suspensiei și a barelor anti-ruliu au fost frecvente, înregistrându-se 47, respectiv 61 de defecțiuni. Șase amortizoare și 66 de rulmenți ai sistemului de rulare s-au defectat.

Prezenta lucrare se concentrează pe defecțiunile celor mai puțin fiabile dispozitive ce contribuie la siguranța autovehiculului: discuri de frână, plăcute de frână, bielete de direcție și rulmenții sistemului de rulare.

### 4. STUDIUL FIABILITĂȚII

Scopul principal al studiului de fiabilitate l-a constituit identificarea parametrilor legii Weibull pentru defecțiunile înregistrate la piesele menționate:

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t-a}{\eta}\right)^\beta}$$

unde  $a$  reprezintă parametrul de inițializare,  $\eta$  – parametrul de scară și  $\beta$  – parametrul de formă. În concordanță cu parametrul de formă  $\beta$ , natura defecțiunilor a putut fi stabilită. În cazul celor mai puțin fiabile piese situate la sfârșitul vieții, caracterizate printr-un număr mare de defecțiuni, s-a recomandat înlocuirea preventivă a acestora.

În cazul bieletelor de direcție, parametrii legii Weibull calculați pe baza momentului apariției defecțiunii au fost:  $a = 0$  km,  $\eta = 104\,659$  km,  $\beta = 5,5$ . Evoluția fiabilității, a densității de probabilitate a timpului de bună funcționare și a ratei de defectare a fost reprezentată în figura 1, și se poate observa că funcția de fiabilitate rămâne egală cu 1 până la 40.000 km, ceea ce evidențiază o rezerva mare de viață. Pentru a găsi un interval convenabil de înlocuire a bieletelor de direcție, probabilitatea producerii defecțiunilor a fost calculată folosind legea binomială:

$$P_{k,N} = C_N^k \cdot (1 - R)^k \cdot R^{N-k}$$

$$P_{k,N} = C_N^k \cdot (1 - R)^k \cdot R^{N-k}$$

unde  $C_N^k C_N^k$  reprezintă combinații de  $N$  luate câte  $k$ ,  $N$  – numărul total de elemente,  $k$  – numărul de defecțiuni,  $RR$  - valoarea funcției de fiabilitate. Calculele au fost efectuate pentru două situații corespunzătoare unei perioade de înlocuire preventivă de 80.000 km, respectiv de 60.000 km (fi g. 2). Se observa ca în primul caz probabilitatea de producere a defecțiunilor este relativ ridicată (peste 12 defecțiuni, cu o medie de 20). A doua variantă duce la o scădere semnificativă a numărului de defecțiuni, cu o medie a acestora egală cu 5. Astfel, această variantă poate fi luată în considerare ca fiind o soluție adecvată din punct de vedere al siguranței.

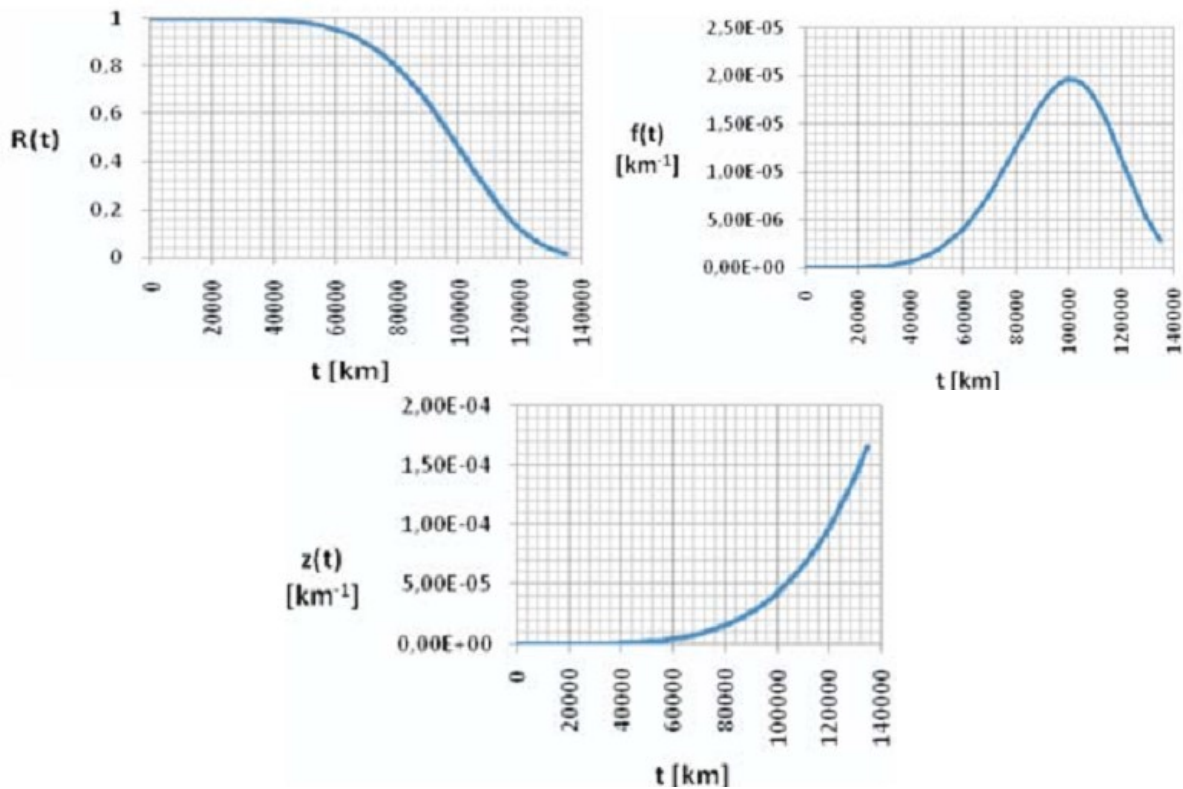


Fig. 1. Funcția fiabilității, a densității de probabilitate a timpului de buna funcționare și a ratei de defectare pentru legea Weibull în cazul bielețelor de direcție

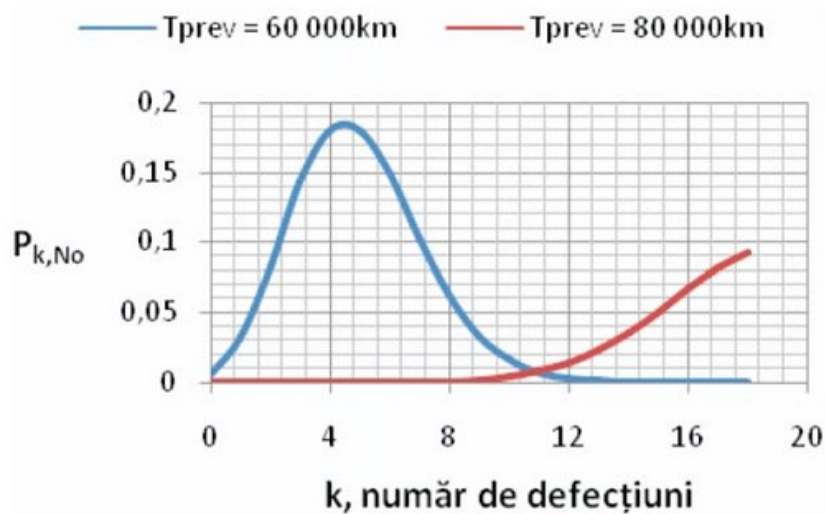


Fig. 2. Probabilitatea de producere a defecțiunilor în cazul bielețelor de direcție (legea binomială)

Un comportament similar s-a observat în cazul rulmenților sistemului de rulare și a discurilor de frâna. În ambele cazuri, funcția de fi abilitate rămâne egală cu 1 până la 40.000 km, evidențiind o rezerva mare de viață (fig. 3). În cazul rulmenților sistemului de rulare, parametrii legii Weibull calculați pe baza momentului apariției defecțiunii au fost:  $a = 0$  km,  $\eta = 158\,771$  km,  $\beta = 3,56$ , în timp ce în cazul discurilor de frâna valorile au fost:  $a = 17.344$  km,  $\eta = 105\,186$  km și  $\beta = 3,58$ .

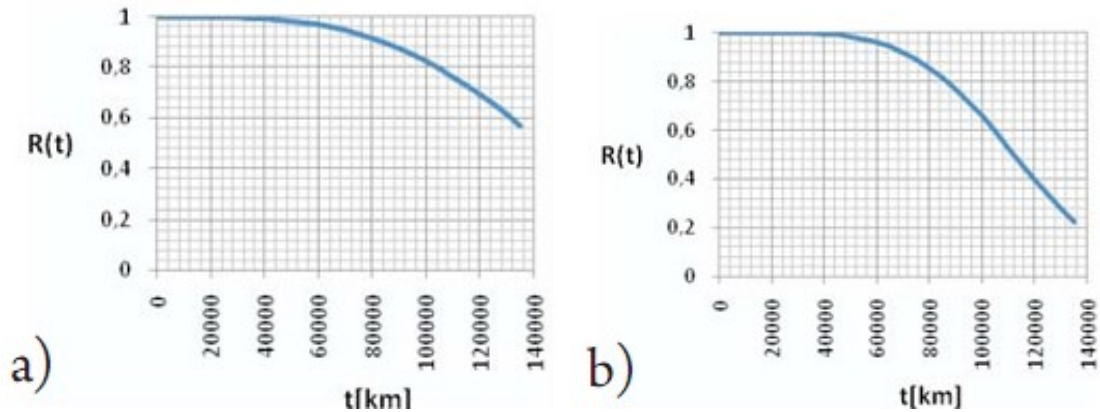


Fig. 3 Funcția de fi abilitate pentru legea Weibull rulmenților sistemului de rulare  
b) discuri de frâna

Valoarea parametrului  $\beta$  mai mare de 3, arată ca aceste piese au suferit defecțiuni cauzate de îmbătrânirea acestora.

Diferite perioade pentru înlocuirea preventivă a acestor piese s-au luat în considerare: 40.000 km, 60.000 km, 80.000 km pentru rulmenții sistemului de rulare și 60.000 km, 80.000 km pentru discurile de frâna. Așa cum se poate vedea din figura 4, intervalul adecvat de înlocuire este de 60.000 km pentru ca numărul cel mai probabil de defecțiuni este destul de scăzut și costurile de mentenanță nu cresc foarte mult. Operațiile de înlocuire vor fi aplicate simultan mai multor piese: plăcuțe de frâna, discuri de frâna, bielețe de direcție și rulmenții sistemului de rulare.

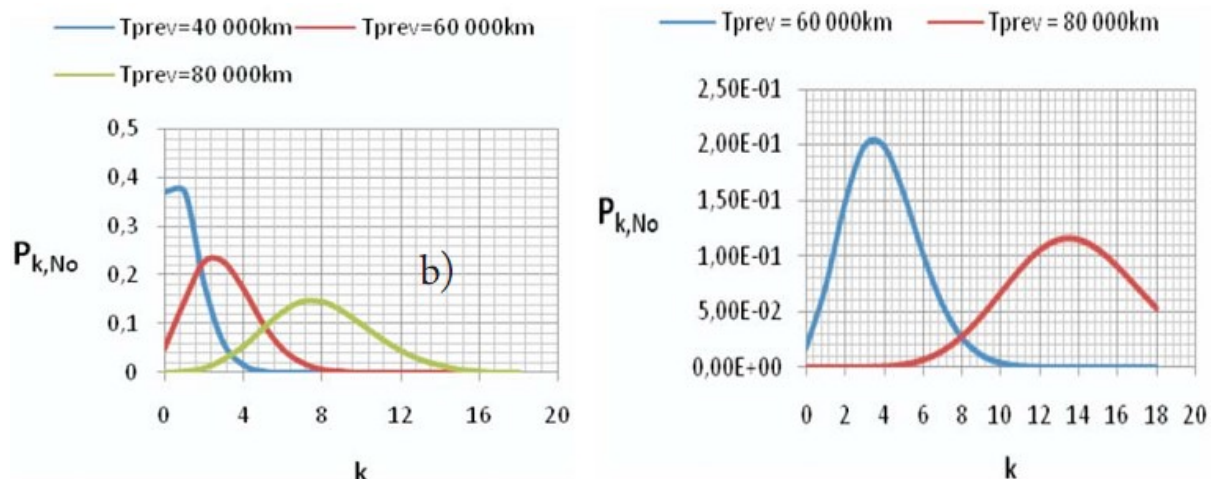


Fig. 4 Probabilitatea de producere a defecțiunilor în cazul rulmenților sistemului de rulare  
a) și a discurilor de frâna – b) (legea binomială)

În cazul plăcuțelor de frâna situația este diferită. Programul de întreținere prevede înlocuirea plăcuțelor de frâna la fiecare 20.000 km. Astfel, pe parcursul celor doi ani de experiment au fost efectuate câteva înlocuiri la fiecare autoturism, așa ca numărul total de seturi utilizate a fost de 462, dintre care 149 înainte de termen. Trebuie evidențiat faptul ca de câteva ori termenul planificat a fost depășit, ceea ce a făcut ca interpretarea datelor

experimentale sa fi e dificila. Datele statistice evidențiază o comportare diferita a pieselor de schimb fata de cele originale. În timp ce pentru seturile originale funcția de fi abilitate are valoarea de 0,91 la sfârșitul perioadei de utilizare, seturile de rezerva abia ating valoarea de 0,32 (fig. 5).

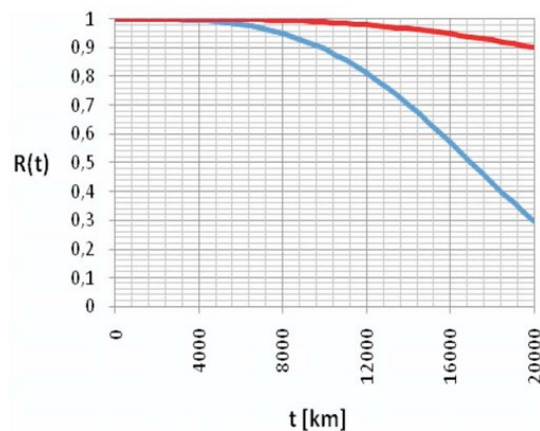


Fig. 5. Funcția de fi abilitate pentru legea Weibull în cazul plăcutelor de frâna

Pentru întreg eșantionul, valorile parametrilor legii Weibull sunt:  $a = 0$  km,  $\eta = 18\,918$  km,  $\beta = 3,47$ . Se poate observa ca valoarea relativ scăzută a parametrului  $\eta$  explica scăderea fi abilității, în timp ce valoarea parametrului  $\beta$  indica defecțiuni de îmbătrânire. Aparent, trebuie redusa perioada utilizării plăcutelor de frâna, dar acest lucru este greșit; în schimb, trebuie făcută o schimbare în calitatea plăcutelor de schimb astfel încât acestea sa aibă aceeași fi abilitate ca și cele originale.

## 5. CONCLUZII

Acest studiu a evidențiat un nivel bun de fi abilitate a anumitor componente importante ce contribuie la siguranța activa a autovehiculului. Evoluția apariției defecțiunilor indica necesitatea unui nou sistem de mentenanța care sa prevadă înlocuirea preventiva a unor componente precum discurile de frâna, rulmenții sistemului de rulare și bieletele de direcție.

Termenul de înlocuire recomandat pentru fiecare este de 60.000 km. După înlocuirea pieselor menționate, verificarea sistemului de frânare și a sistemului de direcție trebuie îndeplinita simultan. În acest fel un număr important de defecțiuni neașteptate care afectează siguranța autovehiculului vor fi evitate, starea tehnica generala și nivelul de siguranța al autovehiculului vor fi îmbunătățite, precum și eficienta programului de întreținere. De asemenea, companiile de taxi obțin avantaje prin evitarea perioadelor de imobilizare neașteptata a autovehiculelor.

## BIBLIOGRAFIE:

- [1] Andreescu C. - *Aplicații numerice la studiul fiabilității automobilelor*, Ed. Magie, București, 1996
- [2] Andreescu, C., Fileru, I., Toma, M. - *Evaluating the Functional Reliability of a Complex Device by Diagnosis*, CONAT, Brașov, 2005
- [3] Târcolea, C., Paris, A., Andreescu, Cr. - *A Comparison of Reliability Models*, The 5th International Conference DGDS & MENP, Mangalia, 2008
- [4] Târcolea, C., Paris, A., Andreescu, Cr. - *Eulerian Distributions Applied in the Reliability*, The International Conference of Differential Geometry and Dynamical Systems (DGDS) – 2009, Bucharest, 2009.

# Studiu privind emisiile poluante produse de un M.A.S. utilizând combustibili convenționali și neconvenționali

Coordonatori: Șef lucr.dr.ing. ANDRAȘ Andrei  
Șef lucr.dr.ing. TOMUȘ Ovidiu-Bogdan

Student: MOLDOVAN Ștefan-Andrei<sup>1</sup>  
KACSO Robert<sup>2</sup>

## 1. Introducere

În condițiile în care se manifestă o tendință crescătoare a numărului de autovehicule, ca necesitate cotidiană, se urmărește evaluarea și scăderea emisiilor poluante produse de un autovehicul echipat cu M.A.S. În acest scop s-au simulat în laborator condițiile de trafic real pentru autovehiculul BMW 535i E28 echipat cu M.A.S., funcționând cu GPL și benzină. Traseul studiat creează condițiile funcționării autovehiculelor în regim tranzitoriu, care presupune mersul în gol sau la ralanti, folosit la pornirea motorului (motorul rece) și în situațiile de așteptare (semafor, ambuteiaj), accelerare, decelerare etc.

Încercările desfășurate au permis culegerea unui număr mare de date experimentale, la care se adaugă cele obținute prin calcul pe baza valorilor măsurate. Cercetările experimentale s-au desfășurat în cadrul Departamentului de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi din cadrul Universității din Petroșani, cu sprijinul G&M Deni S.R.L. (service Auto Check Center / Căsuța Albastră Petroșani), cât și în trafic. Cercetările experimentale din trafic au vizat zonele cu aglomerare mare de vehicule atât în ore de vârf, cât și la ore cu circulație redusă. Traseul studiat (Fig. 1) este situat între service Auto Check Center / Căsuța Albastră Petroșani și Universitatea din Petroșani.

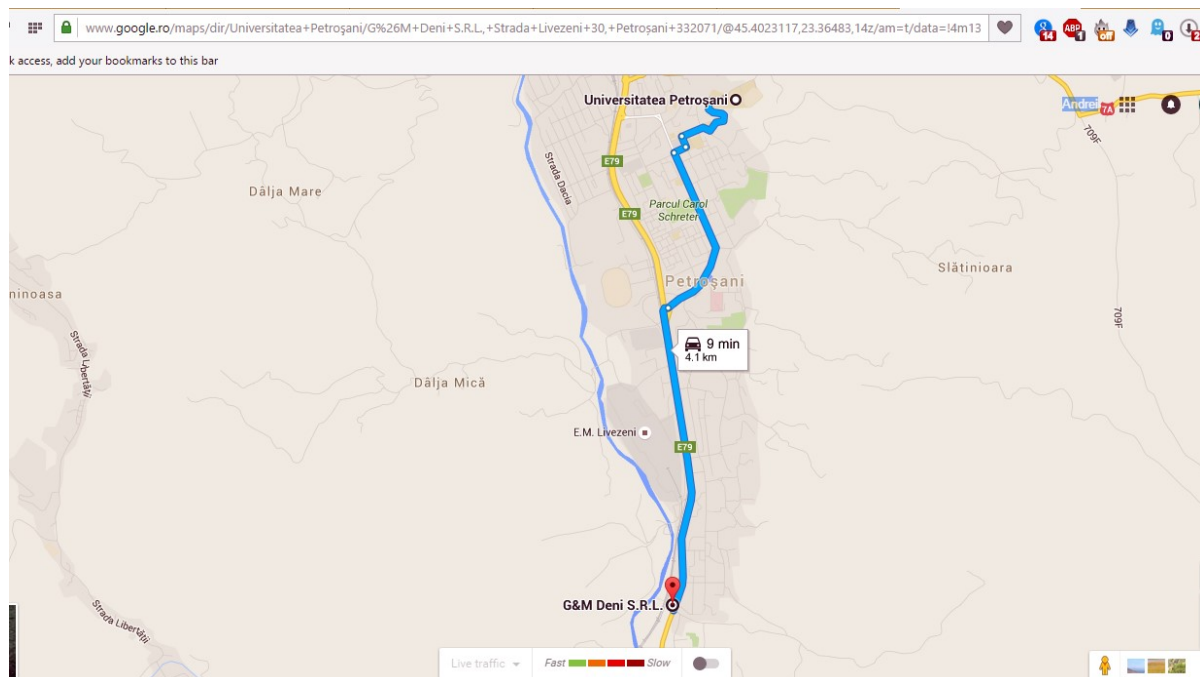


Fig. 1. Traseul pe care s-au înregistrat timpii de parcurs și valorile de trafic

<sup>1</sup> Ingineria Transporturilor și Trafic, anul IV, Universitatea din Petroșani

<sup>2</sup> Ingineria Transporturilor și Trafic, anul IV, Universitatea din Petroșani



Acesta are o lungime de 4,1 km, iar în condiții de trafic lejer poate fi parcurs în circa 9-10 minute cu o viteză medie de 27 km/h. La ore de vârf, traficul este „bară la bară” (Fig. 2b)., iar timpul de parcurgere al traseului se dublează la circa 18-21 de minute.

Pe acest traseu există o intersecție semaforizată, două sensuri giratorii (Fig. 2) și 12 treceri pentru pietoni pe o distanță relativ scurtă, astfel încât se creează zone de mare aglomerație cu efecte evidente asupra poluării mediului.



Fig 2. Intersecția cu sens giratoriu Bd. 1 Decembrie cu str. N. Titulescu



Fig. 3. Modelul experimental

## 2. Prezentarea aparaturii utilizate

Pentru realizarea modelului experimental de simulare a condițiilor de rulare în trafic (Fig. 3) s-a utilizat standul cu role LPS3000 corelat cu analizorul de gaze pentru măsurarea noxelor AVL DiCom 4000 (Fig. 4).

LPS3000 permite testarea performanțelor autovehiculelor. Simularea pe dinamometru este realizată cu un sistem de frânare cu curenți turbionari și poate măsura puterea motoarelor Otto și Diesel.

Ventilatorul cu aer pentru răcire permite simularea rezistenței la înaintare.

Pentru prelevarea emisiilor eșapate s-a utilizat analizorul de gaze AVL DiCom 4000, din dotarea service Auto Check Center / Căsuța Albastră Petroșani, măsurarea în infraroșu fiind utilizată ca și principiu de măsurare pentru CO, HC (amestec bogat), CO<sub>2</sub>, iar măsurarea electrochimică pentru NO<sub>x</sub>.



Fig. 4. Analizorul de gaze pentru măsurarea noxelor AVL DiCom 4000

## 3. Studiul comparativ al rezultatelor experimentale obținute în condiții de cale cu cele simulate

Evaluarea posibilității de a simula pe stand s-a realizat prin parcurgerea următorilor pași:

- stabilirea unui traseu (Fig. 1) care să cuprindă cel puțin o intersecție semaforizată și una nesemaforizată cu sens giratoriu (Fig. 2), treceri pentru pietoni semaforizate și nesemaforizate;
- parcurgerea traseului în scopul înregistrării timpilor de parcurs și a condițiilor de trafic;
- simularea parcurgerii traseului pe standul cu role;
- crearea în laborator a condițiilor climatice similare cu cele din trafic.

Au fost făcute evaluări asupra unui autovehicul echipat cu MAS de tip BMW (alimentat atât cu benzină cât și cu GPL), în condițiile habitaculului neclimatizat.

În cazul funcționării autovehiculului cu GPL se observă o scădere semnificativă a concentrației emisiei de CO<sub>2</sub>, de la 15% la 10% față de funcționarea cu benzină în toate regimurile de funcționare.

Mai mult, la creșterea regimului termic al motorului, scăderea concentrației de CO<sub>2</sub> în gazele eșapate este și mai relevantă, de la 30% la 10%. Valorile măsurate se situează sub cele calculate, curbele de variație prezentând aceeași alură (Fig. 5).

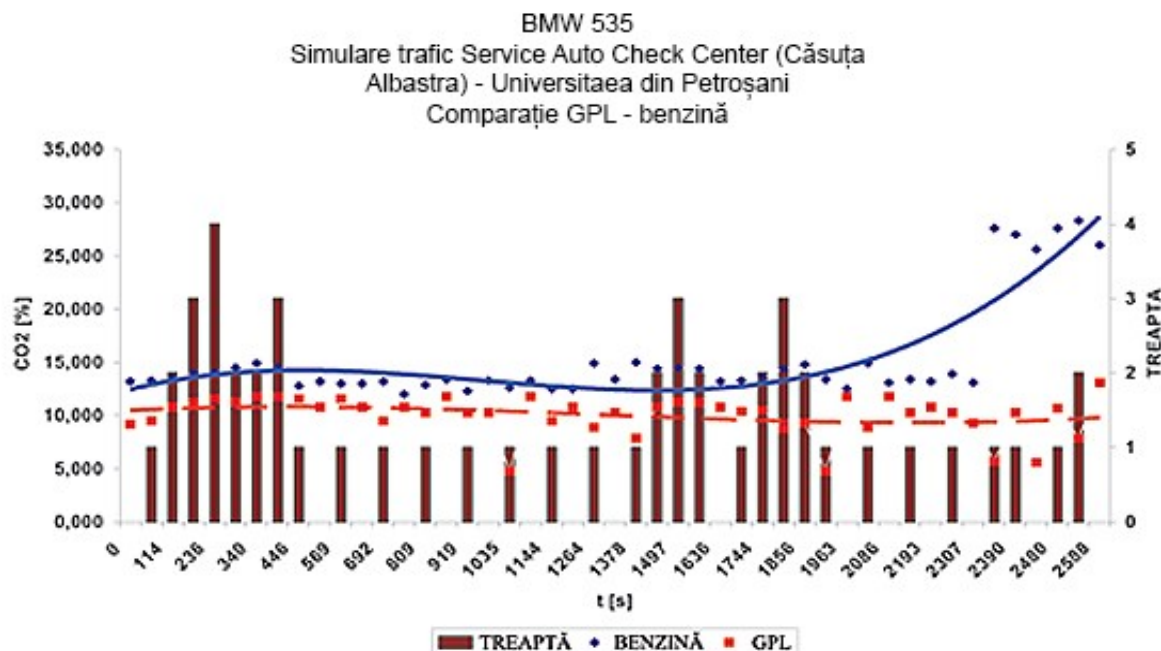


Fig. 5. Variația dioxidului de carbon (CO<sub>2</sub>), funcție de timp

Emisiile de CO, la funcționarea cu GPL, au o evoluție aproape liniară, situându-se sub valoarea de 0,2%, fiind sensibil mai reduse decât la funcționarea cu benzină. În această situație diferențele dintre experiment și calcul de această dată sunt foarte mari, valorile calculate depășind cu mult valorile măsurate (Fig. 6).

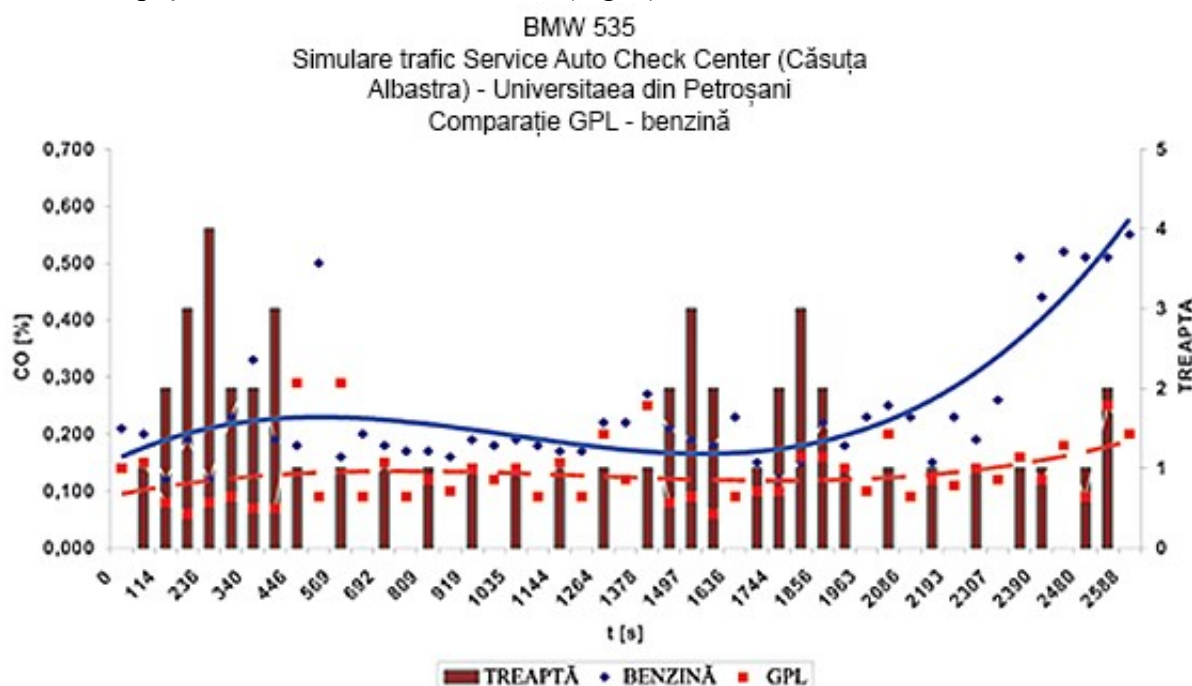


Fig. 6 Variația monoxidului de carbon (CO), funcție de timp

Concentrația emisiei de oxizi de azot - NOx înregistrează valori medii de 15 ppm, prezentând o evoluție ușor descrescătoare de-a lungul parcurgerii traseului, iar valorile calculate sunt mult peste cele măsurate (Fig. 7).

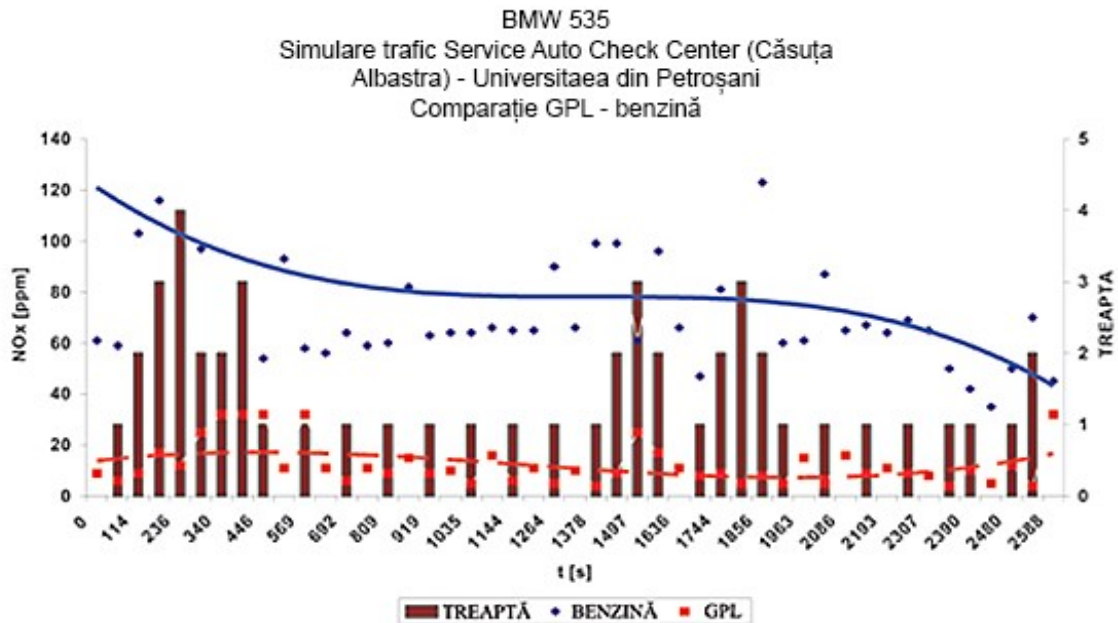


Fig. 7. Variația oxizilor de azot - NOx, funcție de timp

Pe măsura parcurgerii traseului prestabilit, concentrația emisiilor de HC prezintă o evoluție crescătoare de la 150 ppm la peste 1100 ppm. Se observă că valorile maxime se înregistrează în porțiunea de traseu cu porniri și opriri repetate, iar la funcționarea în trepte superioare de viteză aceste valori sunt mult mai reduse. Valorile măsurate se situează peste cele calculate, înregistrându-se apropieri între valorile măsurate și cele calculate la trecerea peste treapta I de funcționare.

La funcționarea cu GPL concentrațiile de hidrocarburi HC (ardere incompletă), sunt comparabile cu cele înregistrate la funcționarea cu benzină (Fig.8).

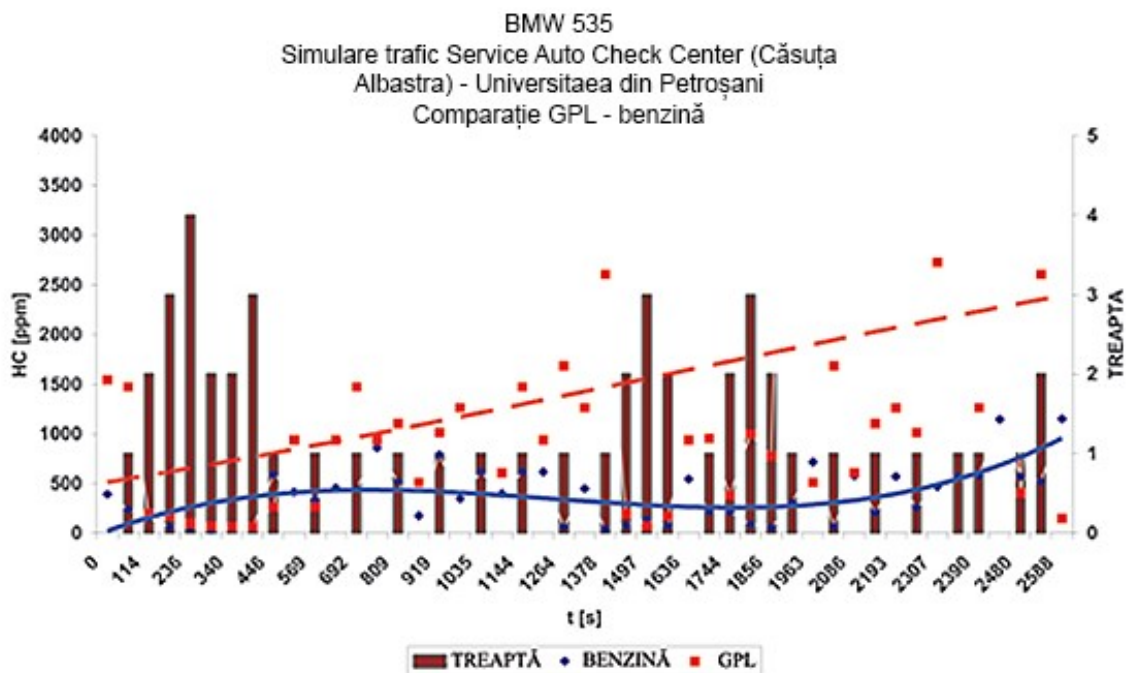


Fig. 8. Variația hidrocarburilor (HC), funcție de timp

#### **4. Concluzii**

În concluzie, se poate afirma că GPL este o alternativă pentru autovehiculele care sunt nevoite să se încadreze în normele de poluare devenite din ce în ce mai stricte, iar pentru cele NONEURO (autoturismul încercat) reprezintă o necesitate.

Arderea GPL-ului produce cu până la 15-20% mai puțin CO<sub>2</sub> față de motoarele care folosesc benzină. Motoarele moderne pe benzină se pretează excelent pentru conversia pe gaz. În medie mersul în gol este folosit circa 20-30%, regimul de accelerare este folosit 20-25%, decelerarea este utilizată circa 17-20%, iar regimul de viteză constantă 30-40%, însă acestea depind în mare măsură de caracteristicile tehnice ale autovehiculelor, de natura traficului, calitatea drumului, combustibil, anotimp, starea fizică și psihică a conducătorului auto etc.

Având în vedere numărul mare de autovehicule NONEURO înscrise, încă, în circulație chiar dacă există și o serie de dezavantaje ale utilizării GPL (pierdere de putere, uzura grupului piston-segmenți la 50.000-60.000 km rulați), soluția funcționării acestora în traficul urban cu GPL este avantajoasă din punct de vedere a emisiilor poluante.

#### **Bibliografie**

- [1] Negrea V.D., Sandu V., Combaterea poluării mediului în transporturile rutiere, Editura Tehnică București, 2000.
- [2] Nicola A., Note de curs – Autovehicule rutiere, Universitatea din Petroșani.
- [3] \*\*\* Chassis Dynamometer LPS3000, stand operating instructions and users manual, MAHA Maschinenbau Haldenwang GmbH&Co.KG, 87490 Haldenwang, Germany, 2003.
- [4] \*\*\* AVL DiCom4000, User Manual version 1.01, AVL LIST GMBH, Graz, Austria, 1998.

# SARCINILE TRANSMISE TURNULUI INSTALAȚIEI DE EXTRAȚIE „PUȚ AUXILIAR JIET” E.M. LONEA ÎN FUNCȚIONARE NORMALĂ ȘI ÎN CAZUL APLICĂRII FRÂNEI DE SIGURANȚĂ

Autor: Student, Ciubotaru Ștefan, TP21, Universitatea Petroșani

Coordonator: Asist. Univ. Dr. Ing. Itu Răzvan Bogdan, Universitatea Petroșani

**Rezumat.** În lucrare sunt prezentate aspecte privind modul cum este influențată variația sarcinilor de funcționare și cele în cazul aplicării frânei de siguranță de parametrii cinematici și dinamici ai mișcării vaselor pe puț și de elementele geometrice care definesc poziția mașinilor de extracție față de puț. Sarcina totală ce se transmite turnului, prin intermediul lagărelor moletelor de extracție amplasate în turn, datorate eforturilor (sarcinilor) din cablurile de extracție atinge valoarea maximă, funcție de condițiile specifice existente, pentru fiecare caz în parte în poziții diferite a vaselor de extracție. Pentru exemplificarea aspectelor privind determinarea sarcinilor de funcționare și a celor în cazul aplicării frânei de siguranță s-a luat în studiu instalația de extracție „ Puț materiale Jiet ” E.M. Lonea.

## Introducere

În cazul instalațiilor de extracție la care mașina de extracție este amplasată pe sol, având ca organ de înfășurare a cablurilor tobe cilindrice duble sau roată motoare, variația sarcinilor ce se transmit turnurilor instalațiilor este determinată nu numai de cinematica (variația parametrilor cinematici) și dinamica (forțele de frecare, forțele de inerție) instalației cât și de unele elemente geometrice care definesc poziția mașinii de extracție față de puț, elemente geometrice care se referă numai la aceste tipuri de instalații. Aceste elemente geometrice sunt unghiurile de înclinare ale corzilor cablurilor de extracție existente atât la instalațiile cu tobe cât și la cele cu roată motoare și unghiurile de deviere laterală (unghiul de deviere exterior și cel interior) și se întâlnesc numai la instalațiile de extracție cu tobe, deoarece coarda cablului deviază față de poziția centrală în două direcții (spre bordura exterioară sau interioară) în timpul înfășurării sau desfășurării cablului pe suprafața tobei. Exemplificarea aspectelor privind variația sarcinilor de funcționare s-a făcut pe instalația de extracție „ Puț materiale Jiet ” E.M. Lonea (fig.1) Instalația luată în studiu este prezentată în cele ce urmează.

## Prezentarea instalației luată în studiu

Instalația de extracție (fig.1) ce echipează puțul auxiliar Jiet, din cadrul E.M. Lonea, este destinată [4] pentru transport de personal și materiale de la orizontul 730 la orizontul 415. Instalația de extracție ce deservește puțul este neechilibrată (fără cablu de echilibrare).



Fig.1. Instalația de extracție „ Puț materiale Jiet ” E.M. Lonea

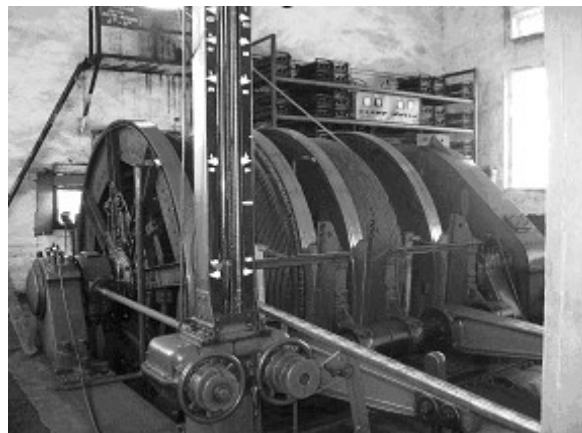


Fig.2. Mașina de extracție tip BAMERT 3000×900

Transportul pe puțul auxiliar Jieț se realizează cu ajutorul mașinii de extracție tip BAMERT 3000×900 (fig.2) fabricată în fosta RPU și pusă în funcție în anul 1965. Mașina de extracție este echipată cu două motoare asincrone tip MAF de putere 125 kW și turația nominală de 585 rot/min. Reductorul mașinii este de tip TD -170 având raportul de transmitere 11, 5. Cablurile de extracție sunt înfășurate în două straturi (rânduri) pe fiecare din cele două tobe și sunt prinse cu un capăt la bordura exterioară a acestora. Cablurile de extracție, cu diametrele de  $\Phi$  27,5 mm și masa (pe metru liniar de cablu) 3,2 kg / m pe partea stângă și de  $\Phi$  27,5 mm și masa (pe metru liniar de cablu) 3,2 kg / m pe partea dreaptă sunt petrecute peste moletele de extracție, de  $\Phi$  2000 mm și masa (moleta, axul moletei și lagărele axului) de 2050kg amplasate în turn, la o înălțime de 34,4 m și respectiv 31,4 m Turnul are o înălțime totală până la copertină de 37,6 m. Mașina de extracție este amplasată pe sol (la înălțimea de 2,8 m față de cota 0 a turnului (gulerul puțului)), lateral față de puț (turnul puțului), la o distanță (a axei tobei), față de porțiunea verticală a cablurilor de extracție ce intră în puț de 27,3225m. Lungimea corzii cablului (distanța între punctele de tangență ale cablului la moleta de deviere din turn și la toba mașinii de extracție, în poziție centrală a corzii(perpendiculară pe axa tobei)), este pentru ramura stângă  $L_{cs}=37,62m$ , și respectiv  $L_{cd}=44,89m$  pentru ramura din dreapta. Unghiurile de înclinare ale corzilor cablurilor de extracție sunt  $\beta_s = 53^{\circ} 47' 04''$  pentru ramura stângă și respectiv  $\beta_d = 49^{\circ} 39' 36''$ , pentru ramura din dreapta, iar unghiurile de deviere (ce se formează în pozițiile limită a corzii cablului, spre bordura interioară (unghi interior) sau exterioară (unghi exterior) a tobei, față de poziția centrală a corzii) sunt:  $\alpha_{est}=19'29''$  și  $\alpha_{ist}=0$  pentru ramura stângă și  $\alpha_{edr}=31'53''$  și  $\alpha_{idr}=0$  pentru ramura din dreapta.

### Determinarea sarcinilor transmise turnului de extracție

Considerând colivia că pleacă de la orizontul 415 până când se oprește la rampa de la suprafață (orizontul 730), sunt prezentate înregistrări ale tahogramei (variația vitezei) pe durata unui ciclu de extracție (figurile 3 și 4) și în cazul aplicării frânei de siguranță (figurile 7 și 8) precum și unghiurile de deviere pentru aceste cazuri (figurile 5, 6, 9 și 10).

Elementele cinematice (spațiul, viteza și accelerația) pentru cazurile luate în analiză sunt prezentate, respectiv în figurile 3, 4, 7 și 8. Diagramele vitezei s-au interpolat, în vederea netezirii (eliminării brum-ului) acestora, și apoi prin derivarea lor numerică s-au determinat accelerațiile și decelerațiile, iar prin integrare spațiul.

Calculul sarcinilor ce acționează asupra turnului, prin intermediul lagărelor moletelor de extracție, s-a făcut luând în considerare forțele statice (greutatea cablului de extracție, a coliviei, a vagonetului a moletei și a încărcăturii), forțele de frecare (rezistențe multiple de frecare și aerodinamice care pentru instalații cu colivii se aproximează cu un coeficient  $k'=0,2$  din sarcina utilă [1],[2]) și forțele dinamice.

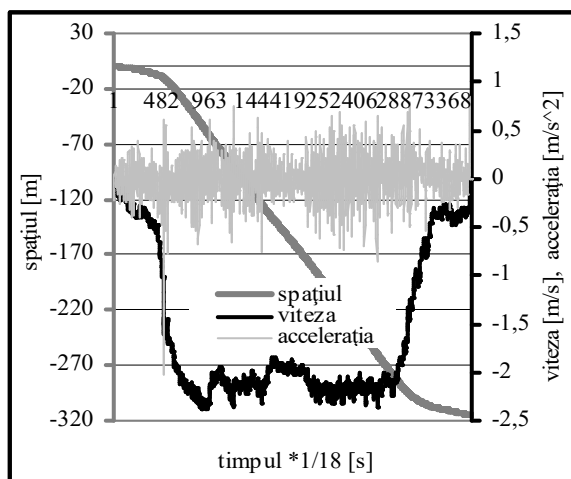


Fig.3. Elementele cinematice pentru cazul 1

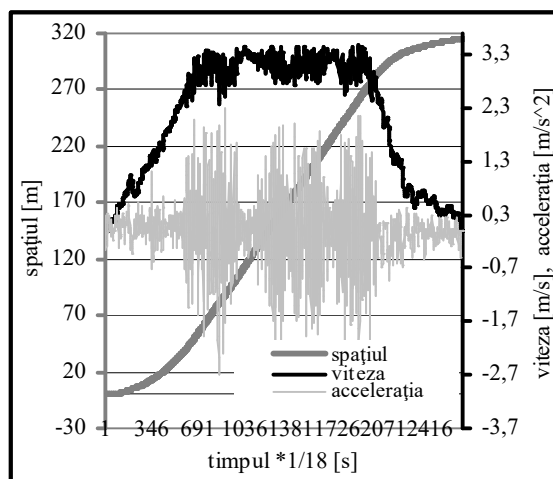


Fig.4. Elementele cinematice pentru cazul 2

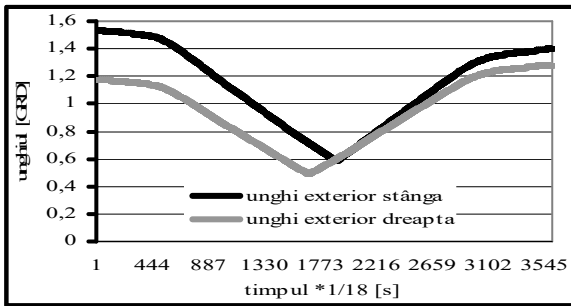


Fig.5. Unghiurile de deviere, cazul 1

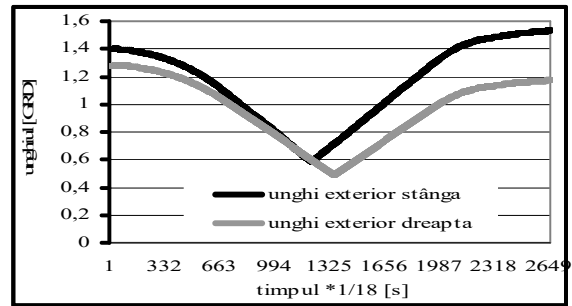


Fig.6. Unghiurile de deviere, cazul 2

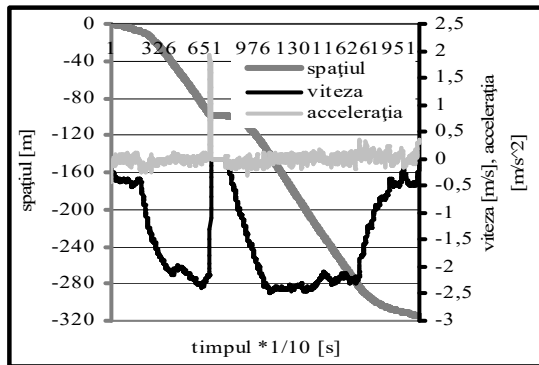


Fig.7. Elementele cinematice pentru cazul 3

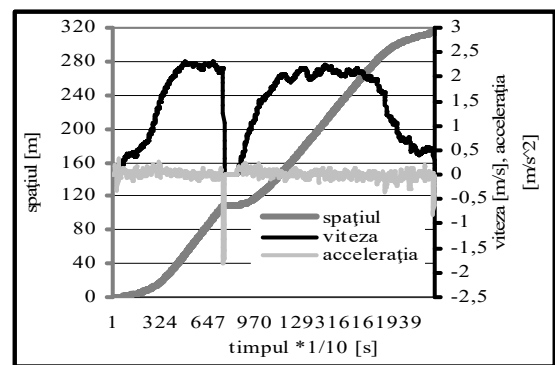


Fig.8. Elementele cinematice pentru cazul 4

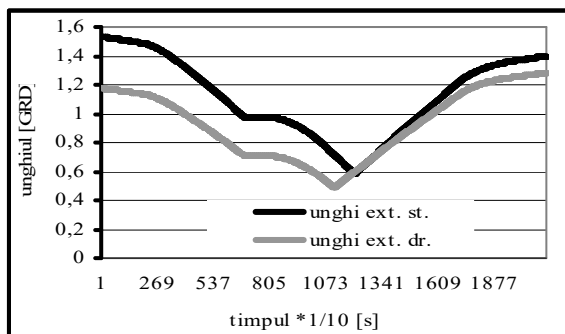


Fig.9. Unghiurile de deviere, cazul 3

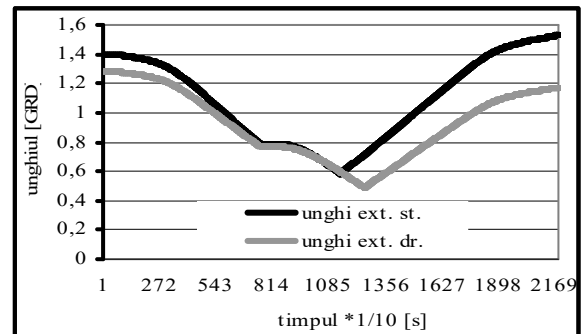


Fig.10. Unghiurile de deviere, cazul 4

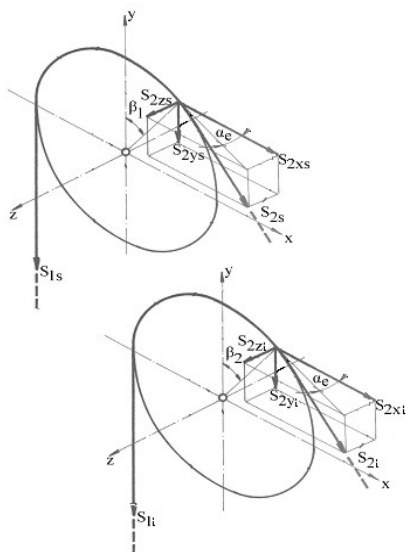


Fig.11. Componentele eforturilor la periferia moletelor

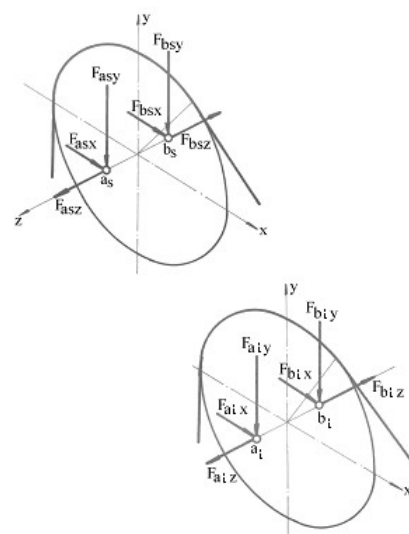


Fig. 12. Componentele forțelor în lagărele moletelor



În calculul sarcinilor s-a utilizat Principiul lui d'Alembert (metoda cinetostatică [3],[4]) descompunând eforturile din corzile cablurilor, în punctele de tangență ale corzilor la molete, în componente după trei direcții perpendiculare (fig.11). Astfel, s-a ales axa z în plan horizontal suprapusă pe axa moletelor, iar axele x și y perpendiculare pe z, situate respectiv în plan horizontal și vertical. Considerând notat cu „a” lagărul din stânga și cu „b” lagărul din dreapta, al fiecărei molete de extracție (fig.12), este prezentată variația componentelor forțelor din lagăre pe fiecare moletă (figurile 13, 14, 15 și 16) și pe întreg turnul (figurile 17, 18, 19 și 20), pentru fiecare caz în parte care a fost luat în studiu.

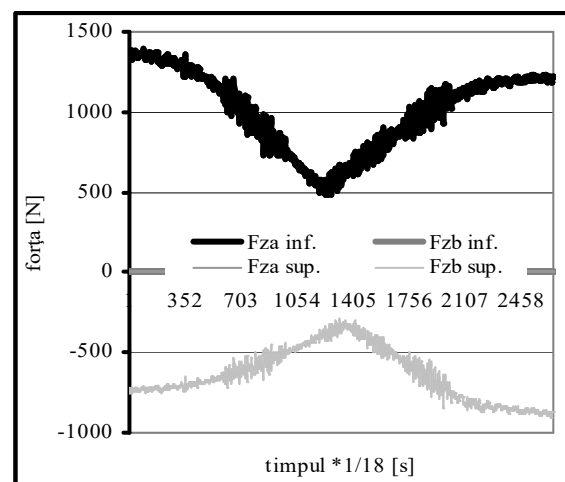
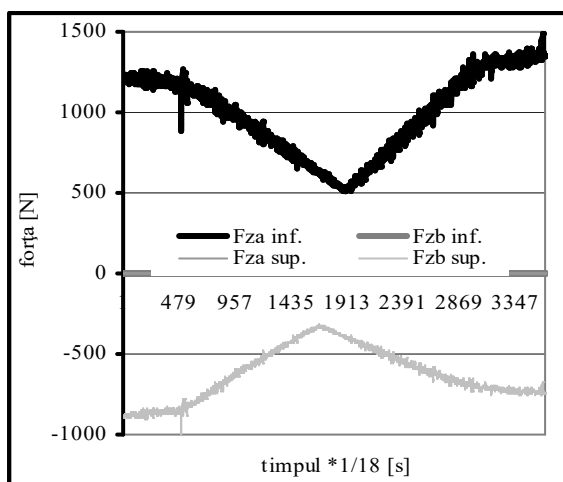
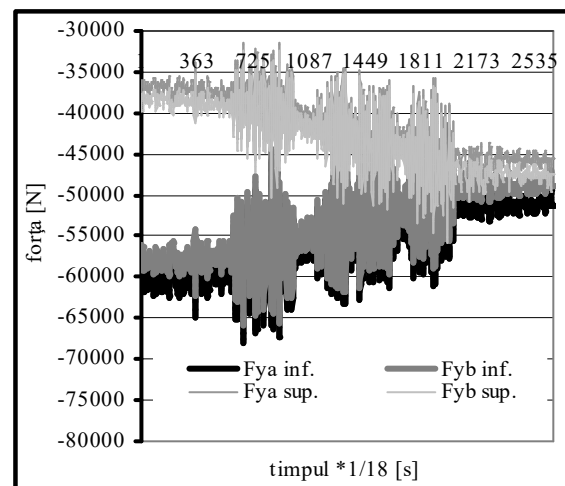
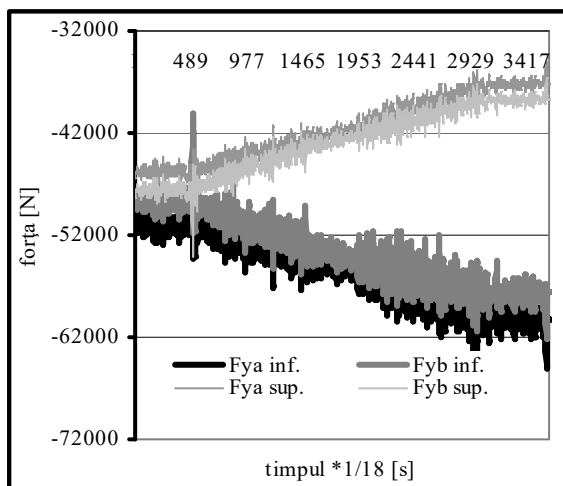
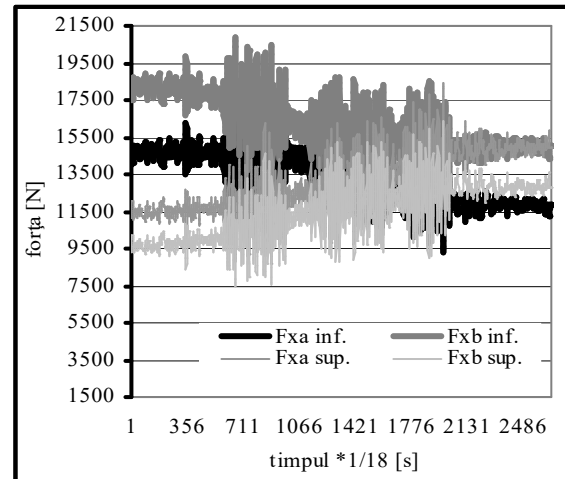
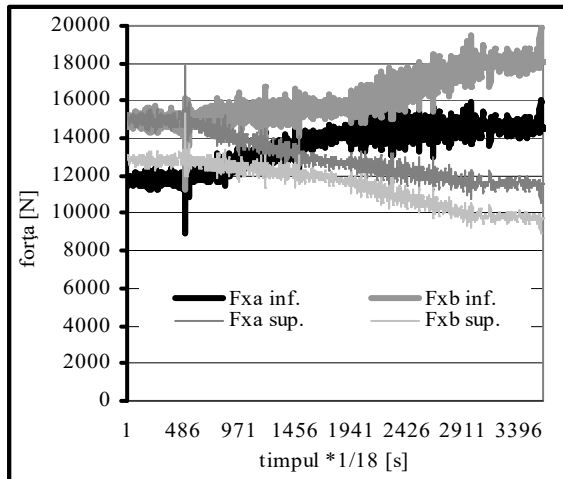


Fig.13. Componentele forțelor în lagărele moletii inferioare și superioare, pentru cazul 1

Fig.14. Componentele forțelor în lagărele moletii inferioare și superioare, pentru cazul 2

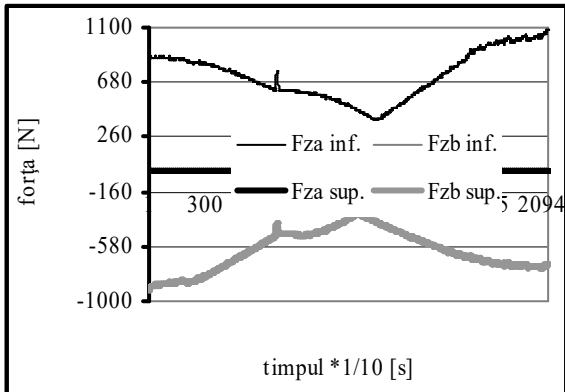
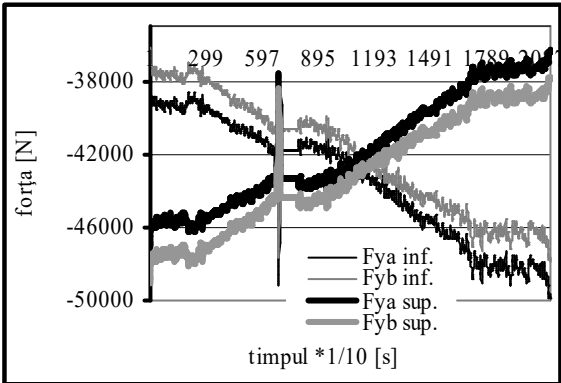
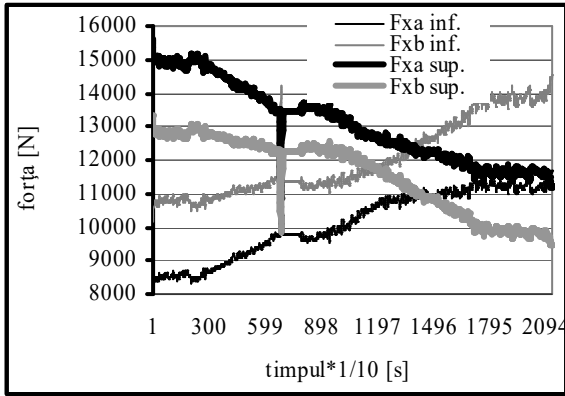


Fig.15. Componentele forțelor în lagărele moletii inferioare și superioare, pentru cazul 3

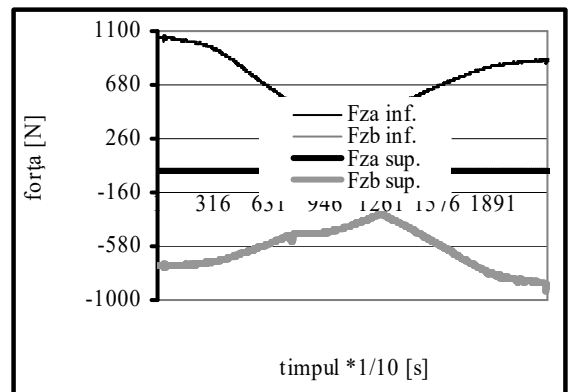
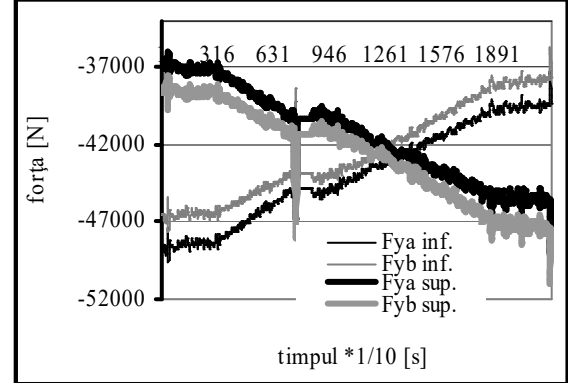
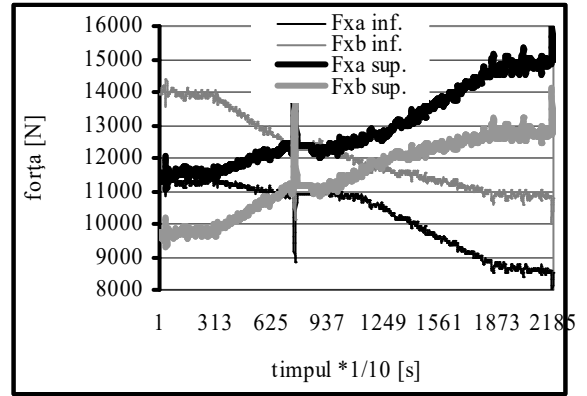


Fig.16. Componentele forțelor în lagărele moletii inferioare și superioare, pentru cazul 4

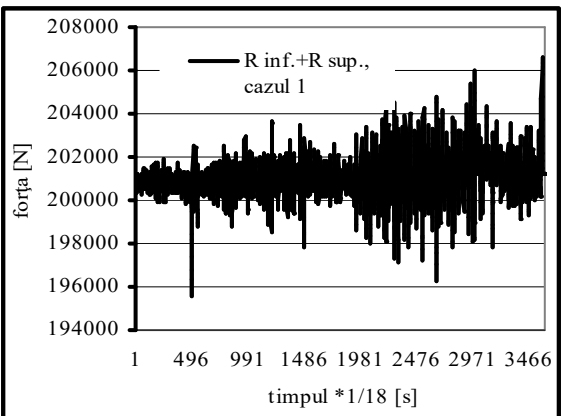


Fig. 17. Sarcinile totale când colivia din stânga urcă, iar cea din dreapta, coboară intrare personal, cazul 1

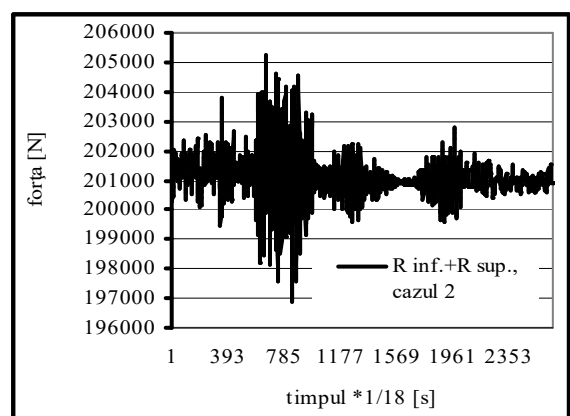


Fig.18. Sarcinile totale când colivia din stânga coboară, iar cea din dreapta urcă intrare personal, cazul 2

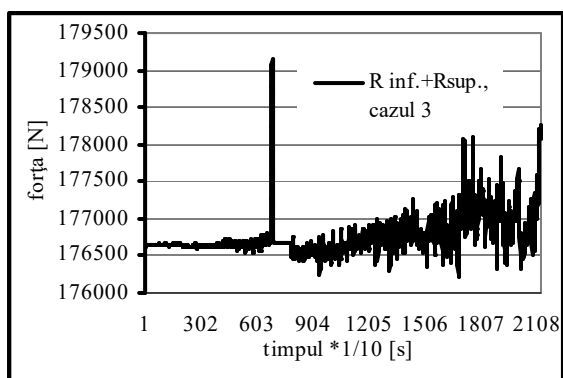


Fig. 19. Sarcinile totale când colivia din stânga urcă, iar cea din dreapta coboară, frânare, cazul 3

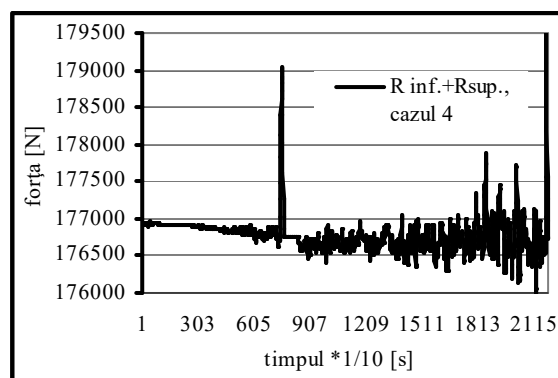


Fig.20. Sarcinile totale când colivia din stânga coboară, iar cea din dreapta urcă frânare, cazul 4

### Concluzii

Variația sarcinilor se datorează atât parametrilor cinematici și dinamici cât și celor geometrice ai instalației de extracție. Parametrii cinematici sunt la rândul lor influențați de adâncimea de extracție și de distanța dintre orizonturi, având repercursiuni asupra vitezei maxime și a perioadelor de accelerare și retardare. De asemenea variația sarcinilor de funcționare este influențată și de tipul organelor de înfășurare a cablurilor de extracție. Înfășurările cablurilor de extracție când organul de înfășurare este tobă dublă pot fi pe un strat sau pe două straturi, funcție de tipul mașinii de extracție. Valorile maxime calculate ale sarcinilor se folosesc în determinarea prin metoda elementului finit a tensiunilor mecanice și a deplasărilor din elementele structurii turnurilor în vederea stabilirii punctelor de măsurare, pentru verificarea valorilor obținute prin calcul numeric, cu ajutorul măsurărilor experimentale, în vederea verificării rezistenței acestora. Ca urmare a acestor rezultate se pot obține informații necesare în vederea creșterii mentenanței instalațiilor de extracție și pentru îmbunătățirea sistemului actual de asigurare a întreținerii și reparării acestei categorii de utilaje.

### Bibliografie

- [1] Itu, V., Variația sarcinilor ce se transmit în timpul unui ciclu de extracție turnurilor instalațiilor de extracție cu colivii nebasculante și mașină de extracție cu tobă dublă și acționare asincronă, Revista Minelor, vol 168, nr. 6/2005, pag.34-40;
- [2] Magyari, A., Instalații mecanice miniere, Editura tehnică, București, 1990;
- [3] Ripianu A., ș.a., Mecanică tehnică Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982;
- [4] \* \* \* , Documentație tehnică, E. M. Lonea, 2007.

# INFLUENȚA STĂRII DRUMULUI ASUPRA DISTANȚEI DE FRÂNARE ÎN CAZUL AUTOVEHICULELOR

Coordonator: Șef lucr,dr,ing. DINESCU Stela

Masteranzi: POPESCU Ioana – Georgiana  
POPESCU Ionuț - Cristian

**REZUMAT:** În lucrare ne-am propus să analizăm influența stării drumului asupra distanței de frânare în cazul autovehiculelor determinând pentru o situație dată duratele minime de frânare  $t_{fmin.}$ , spațiul minim de frânare  $S_{f min}$  și spațiul total de oprire  $S_{opr.}$ . Pentru evidențierea influenței stării drumului am efectuat o aplicație finalizată cu reprezentarea grafică a rezultatelor. Astfel, prin cunoașterea acestor factori de influență pot fi găsite soluții practice de creștere a siguranței rutiere.

## 1. Introducere

Siguranța circulației trebuie înțeleasă în accepțiunea largă a cuvântului, adică în sensul funcționării neîntrerupte și în perfecte condiții a tuturor mijloacelor, instalațiilor și a echipamentelor de transport, evitând în totalitate accidentarea călătorilor și personalului, distrugerea mărfurilor transportate, avarierea sau distrugerea mijloacelor, instalațiilor și echipamentelor de transport.

Pentru păstrarea între anumite limite a efectelor defavorabile ce țin de siguranța circulației, se impun unele măsuri: revizii periodice ale echipamentelor, instalațiilor și mijloacelor de transport, verificări ale competenței conducătorilor de vehicule și operatorilor de echipamente și instalații de transport, informarea călătorilor și a personalului în ceea ce privește condițiile în care se efectuează un anumit transport, acțiuni preventive de identificare a eventualelor cauze ce pot produce evenimente etc.

## 2. Timpul de reacție

Comportamentul conducătorului auto se apreciază prin posibilitățile avute la dispoziție în perceperea stării de pericol, prin manevrele de conducere (frânare, accelerare, viraj de ocolire, etc.), prin eficiența măsurilor de evitare luate, prin durata reacției sale la execuția unei măsuri de evitare, etc.

În majoritatea cazurilor un accident de circulație poate fi anticipat în timp și spațiu de conducătorii auto angajați, indiferent dacă au creat sau nu starea de pericol. Cele mai acute situații de accident sunt acelea în care timpul scurs între apariția stării de pericol și momentul declanșării proceselor care pun în pericol viața au valori relativ reduse, mai mici sau egale cu durata necesară intrării efective în funcțiune a unei manevre de evitare.

Orice manevră de evitare poate intra efectiv în funcțiune numai după trecerea unui timp din momentul percepției stării de pericol de către conducătorul vehiculului; această durată poartă denumirea de timp de reacție al ansamblului șofer-vehicul. De pildă, timpul de reacție la frânare al ansamblului șofer-vehicul este cuprins între momentul în care este sesizat pericolul și momentul în care roțile încep să frâneze.

Ca început al procesului de frânare, trebuie considerat momentul în care șoferul percepe pericolul și începe procesul de frânare. De fapt, această situație poate fi exemplificată în fig.1.

Durata reacției ansamblului șofer-vehicul se compune din timpul de reacție al conducătorului  $t_r$  și din timpul de reacție  $t_s$  al sistemului mecanic acționat de acesta. Timpul  $t_r$  depinde numai de calitățile conducătorului de vehicul și se definește prin durata între momentul sesizării unui pericol și momentul începerii apăsării pedalei frânei (începerii rotației

volanului). În perioada  $t_r$  se desfășoară următoarele procese: percepția, recunoașterea, raționamentul, decizia, acționarea mușchilor și în cazul frânării, deplasarea tălpii piciorului de pe pedala accelerației pe pedala frânei.

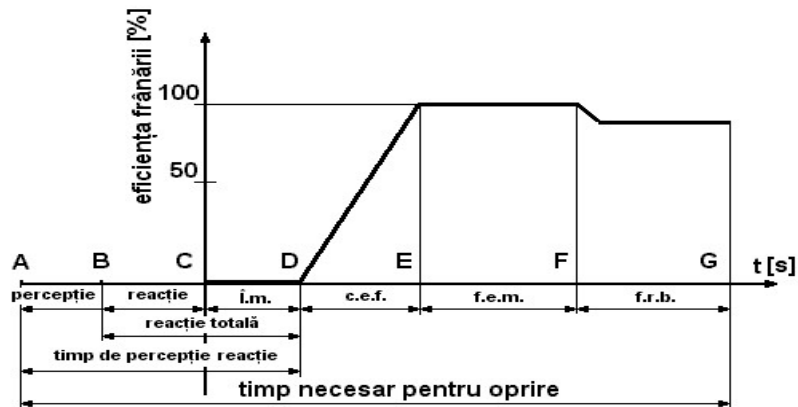


Fig.1. Schema procesului de frânare

Durata reacției sistemului  $t_s$  este influențată de caracteristicile tehnice ale frânei sau mecanismului de direcție; timpul  $t_s$  se definește între momentele începerii apăsării pedalei frânei (începerea rotirii volanului) și începerea frânării roților (începerea virajului vehiculului).

**Tabelul 1.** Timpii de reacție la frânare sau viraj pentru conducătorii de autovehicule în diferite situații de producere a accidentelor rutiere.

Gradul de pericolitate a situației	Redus				Mediu	Inalt
	Frânare	Viraj	Concomitent		Frânare	Frânare
Frânare			Viraj			
Perioada de percepție [s]	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,15
Perioada de raționament [s]	0,40	0,40	0,40	0,40	-	-
Perioada de decizie [s]	0,31	0,55	0,27	0,43	0,31	0,31
Perioada dirijării stimulului [s]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
Deplasarea tălpii piciorului de pe pedala de accelerație pe pedala frânei [s]	0,20	-	0,33	-	0,25	0,22
Dirijarea sistemului de apăsare pe pedală (sau de rotire a volanului) [s]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
Timpul de reacție al conducătorului [s]	1,27	1,31	1,36	1,19	0,92	0,74
Durata reacției sistemului [s]	0,2	0,15	0,2	0,15	0,2	0,2
Durata reacției ansamblului șofer-autovehicul	1,47	1,46	1,56	1,34	1.12	0,94

Din momentul începerii frânării roților (începerii virajului) și până când se ajunge la eficiența maximă a frânării (viteza cea mai mare de creștere a înclinației axei longitudinale a vehiculului virat) se mai scurge o perioadă  $t_m$ , numită întârziere mecanică. Suma  $t_r + t_s + t_m$  poartă denumirea de timp de întârziere la frânare (sau la viraj).

Valorile indicate în tabelul 1. se referă la situații în care conducătorul de vehicul nu se așteaptă la vreun pericol și privește normal către înainte; dacă el este avizat în prealabil, sau dacă circulă pe un sector de drum ori în condiții predispuse să genereze pericole specifice, timpul său de reacție este sensibil mai scurt, cu până la 40%.

### 3. Frânarea

Frânările energice și uneori chiar moderate pot provoca deplasări instabile generate de blocajul roților de pe una din părțile longitudinală sau transversală a vehiculului.

Parametrii care caracterizează posibilitățile maxime de frânare ale autovehiculelor sunt: decelerația maximă, spațiul minim de frânare și timpul minim de frânare.

Decelerația maximă depinde, în afară de forțele de frânare dezvoltate la roți, de rezistența specifică a drumului,  $\psi$ , de viteza de deplasare și de coeficientul aerodinamic al autovehiculului,  $k$ . La viteze relativ reduse, de până la (70 ÷ 80)km/h, efectul rezistenței aerului poate fi neglijat.

Decelerația maximă este limitată de aderență care limitează valoarea maximă a forțelor tangențiale longitudinale din pata de contact la frânare. Aceste forțe sunt: rezistența la rulare, forța de frânare și rezistența datorată inerției roților în mișcare de rotație și pieselor cinematic legate de ele

Pentru determinarea spațiului de frânare, se are în vedere că  $v = \frac{ds}{dt}$ , de unde  $dt = \frac{ds}{v}$ . la rândul său, accelerația este  $a = \frac{dv}{dt}$ . Ținând seama de expresia lui  $dt$ , rezultă:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{v \cdot dv}{ds}. \quad (1)$$

Spațiul minim de frânare limitat de aderență dacă frânarea se efectuează pe teren orizontal, până la oprire, se determină cu relația:

$$S_{fr \min \varphi} \approx \frac{v_0^2}{26 \cdot g \cdot \varphi_x}. \quad (2)$$

Timpul minim în cazul frânării la limita de aderență rezultă atunci când reacțiunile tangențiale ( $X_1 + X_2$ ) corespund limitei de aderență și dacă autovehiculul se deplasează pe teren orizontal:

$$t_{fr \min \varphi 0} = \frac{1}{3,6 \cdot g} \cdot \frac{v_0}{\varphi_x}. \quad (3)$$

### 4. Aplicație

Pentru diferite categorii și stări ale drumului (caracterizate de coeficientul de aderență  $\varphi$ ) se calculează: duratele minime de frânare  $t_{fmin}$ , spațiul minim de frânare  $S_{fmin}$ , spațiul total de oprire  $S_{opr}$  în cazul frânării totale de la diferite valori ale vitezei inițiale  $V_i$  km/h.

Rezultatul calculelor se centralizează în formă de tabel și se reprezintă grafic influența drumului (caracterizat de coeficientul de aderență  $\varphi$ ) asupra: duratei minime de frânare  $t_{fmin}$  la viteza inițială  $V_i$  dată; spațiului minim de frânare  $S_{fmin}$ ; spațiului total de oprire  $S_{opr}$ .

Se impune  $V_i = 60$  [km/h]

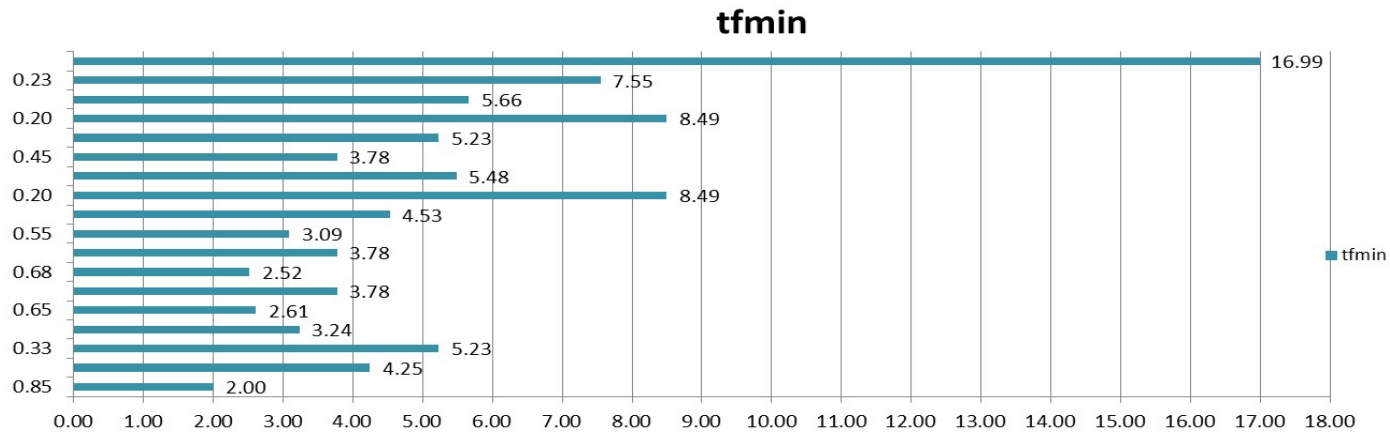
Pentru fiecare tip de carosabil / stare, pe baza valorilor lui  $\varphi$ , se determină  $\varphi_{mediu}$ .

Pentru aceste calcule se consideră:

- timpul de percepție-reacție  $t_{pr} = 0,9$  s, un timp mediu pentru șofer (care privește normal înainte),
- timpul până la atingerea eficacității maxime de frânare  $t_{if}$  îl considerăm  $t_{if} = 0,15$  s (corespunzător frânelor hidraulice).

## REALIZAREA CALCULELOR IN EXCEL

Vi [km/h]	=60+N	60																
Vi [m/s]	=Vi[km/h] x 1000	16.66666667																
acceleratia gravitationali:	g	9.81																
Formule																		
tfmin (s) = Vi/(φ x g)		tif (s)	0.15															
Sfmin (m) = Vi <sup>2</sup> /(2 x φ x g)		tpr (s)	0.9															
Sopr (m) = Sfmin + Ss	unde	Ss = Vix(tpr+tif)=	17.5															
tip si stare drum	BETON uscat	BETON umed	BETON umed murdar	piatra bolovan uscat	piatra sparta uscata	piatra sparta umeda	calup de lemn uscat	calup de lemn umed	pamant uscat	pamant umed	pamant des-fundat	teren nisipos uscat	teren nisipos umed	argila stare de plasticitate	argila stare de scurgere	zapada afanata	zapada batatorita	polei sub 0 grade
φ mediu	0.85	0.40	0.33	0.53	0.65	0.45	0.68	0.45	0.55	0.38	0.20	0.31	0.45	0.33	0.20	0.30	0.23	0.10
tfmin (s)	2.00	4.25	5.23	3.24	2.61	3.78	2.52	3.78	3.09	4.53	8.49	5.48	3.78	5.23	8.49	5.66	7.55	16.99
Sfmin (m)	16.66	35.39	43.56	26.97	21.78	31.46	20.97	31.46	25.74	37.75	70.79	45.67	31.46	43.56	70.79	47.19	62.92	141.58
Sopr (m)	34.16	52.89	61.06	44.47	39.28	48.96	38.47	48.96	43.24	55.25	88.29	63.17	48.96	61.06	88.29	64.69	80.42	159.08



TABEL DE CENTRALIZARE A REZULTATELOR CALCULELOR

Stare și tip de drum	Coeficient de aderența $\varphi$ ,	Coef. de ad. mediu calculat $\varphi_{\text{mediu}}$	Durata de frânare minima	Spațiul minim de frânare	Spațiul total de oprire
			$t_{\text{fmin}}$ (s)	$S_{f \text{ min}}$ (m)	$S_{\text{opr}}$ (m)
BETON uscat	0,70 .. 1,00	0,85	2,00	16,66	34,16
BETON umed	0,45 .. 0,55	0,4	4,25	35,39	52,89
BETON umed murdar	0,25 .. 0,40	0,33	5,23	43,56	61,06
piatră bolovan uscat	0,50 .. 0,55	0,53	3,24	26,97	44,47
piatră spartă uscată	0,60 .. 0,70	0,65	2,61	21,78	39,28
piatră spartă umeda	0,40 .. 0,50	0,45	3,78	31,46	48,96
calup de lemn uscat	0,60 .. 0,75	0,68	2,52	20,97	38,47
calup de lemn umed	0,40 .. 0,50	0,45	3,78	31,46	48,96
pământ uscat	0,50 .. 0,60	0,55	3,09	25,74	43,24
pământ umed	0,30 .. 0,45	0,38	4,53	37,75	55,25
pământ desfundat	0,15 .. 0,25	0,2	8,49	70,79	88,29
teren nisipos uscat	0,22 .. 0,40	0,31	5,48	45,67	63,17
teren nisipos umed	0,40 .. 0,50	0,45	3,78	31,46	48,96
argilă stare de plasticitate	0,25 .. 0,40	0,33	5,23	43,56	61,06
argilă stare de	0,15 .. 0,25	0,2	8,49	70,79	88,29



Frânările energice și uneori chiar moderate pot provoca deplasări instabile generate de blocajul roților de pe una din părțile longitudinală sau transversală a autovehiculului.

Am realizat o aplicație în EXCEL care scoate în evidență comportarea unui autovehicul la frânare pentru diferite categorii și stări ale drumului.

Am analizat influența stării drumului ( coeficientul de aderență ) asupra distanței de frânare în cazul autovehiculelor determinând duratele minime de frânare  $t_{fmin.}$ , spațiul minim de frânare  $S_{f min}$  și spațiul total de oprire  $S_{opr.}$  pentru un autovehicul care se deplasează cu viteza de 60 Km/h.

Majoritatea accidentelor rutiere grave sunt cauzate de deplasările cu viteze excesive. În localități, pe șosele sau pe anumite porțiuni de drum susceptibile de producerea unui accident se prevăd restricții de viteze semnalizate sau impuse prin legislația rutieră, în funcție de fiecare categorie de vehicul. Astfel, conducătorul de vehicul este prevenit să adapteze viteza la valori bine cunoscute iar conduita sa poate fi apreciată suficient de precis.

### **Bibliografie**

1. **BURLACU F.,A.,-** *Influența caracteristicilor drumului asupra siguranței circulației*, Teză de doctorat, Universitatea de Construcții București, Facultatea de Căi Ferate, Drumuri și Poduri, 2014
2. **CORDOȘ. N., TODORUȚ. A.,-** *Dinamica autovehiculelor pe roți, Teste și Aplicații*, Editura TODESCO, Cluj-Napoca, 2001.
3. **DINESCU S., -** *Analiza accidentelor de circulație. Suport de curs*
4. **DINESCU S., ANDRAȘ A., -** *Indrumător de laborator la Analiza accidentelor de circulație*
5. **POPESCU I.G., -** *Studiul factorilor de risc care afectează siguranța rutieră* , Proiect de diploma 2015, Universitatea din Petroșani