

ORGANIZAREA TRANSPORTULUI INTERN ÎN CADRUL ÎNTREPRINDERII INDUSTRIALE

Autori: Constanța SIMION (STOICHIȚOIU) ¹, Rodriguez STEPANEK ²
rayball34@yahoo.com

Coordonator: Șef lucrări dr. Ing. Sorina STĂNILA ³
Coordonator: Sef lucrari dr. Ing. Adriana ZAMORA ⁴

¹ Universitatea din Petroșani , Facultatea de Inginerie Mecanică si Electrică, Ingineria transporturilor și a traficului , anul IV

² Universitatea din Petroșani , Facultatea de Inginerie Mecanică si Electrică, Ingineria transporturilor și a traficului , anul IV

³ Universitatea din Petroșani , Facultatea de Inginerie Mecanică si Electrică, Departamentul: Inginerie mecanică , industrială și transporturi

⁴ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanica si Electrica, Departamentul: Inginerie mecanica, industriala si transporturi

Rezumat

Lucrarea prezintă activitatea de transport în cadrul unei întreprinderi ca și componentă a unui sistem logistic și legătura între diferitele nivele ale acesteia . Activitățile de transport pot fi extraoperaționale sau interoperaționale , în funcție de tipul de producție și de anumite condiții impuse . Alegerea modului de realizare a transportului intern se face respectând anumite criterii de bază. Stabilirea traseelor de transport intern se face în funcție de anumiți factori iar în cazul traseului de deplasare a utilajelor de transport se poate utiliza și un grafic de circulație . Un alt aspect este planificarea activităților de transport intern prin elaborarea unor planuri optime de transport . Modulurile de realizare a activității de transport în cadrul sistemelor flexibile de fabricație sunt un exemplu de realizare a activității de transport interoperațional în condiții de automatizare completă a operațiilor specifice. Utilizarea calculatoarelor în activitățile de transport devine din ce în ce mai necesară în managementul traficului.

Cuvinte cheie : transport , întreprindere , producție , materiale , costuri

Introducere

Transportul reprezintă activitatea componentă a unui sistem logistic, care asigură legătura între diferitele nivele ale acestuia, de la aprovizionare până la distribuție.

Importanța activității de transport în cadrul unei întreprinderi este dată de faptul că aceasta reprezintă un element major în asigurarea calității, ea fiind legată direct de următoarele elemente ale noncalității serviciului: întâzieri, erori, pierderi, avarii, furturi, deteriorări etc.

1. Activități de transport intern

În funcție de etapele și caracteristicile procesului de producție, activitățile de transport intern pot fi grupate astfel:

- transport extraoperațional ;
- transport interoperațional ;

În cazul unei întreprinderi de producție industrială transportul intern poate fi organizat în funcție de tipul producție . Condițiile principale impuse activității de transport intern sunt:

- asigurarea deplasării materialelor/produselor în interiorul întreprinderii în concordanță cu ritmul procesului de producție;
- utilizarea unor mijloace de transport de mare randament;
- reducerea volumului de muncă necesar, a distanțelor și a consumurilor de combustibil și energie pentru activitățile de transport, în vederea reducerii costurilor produselor.

2. Alegerea modului de transport

Clasificarea și caracteristicile diferitelor moduri de realizare a transportului intern sunt prezentate în tabelul nr. 1.

Tabelul nr.1

Clasificarea și caracteristicile diferitelor moduri de realizare a transportului intern

Criteriul de clasificare	Tipul transportului		Caracteristici
După modul de realizare	Pe sol	Rutier	<ul style="list-style-type: none"> • se desfășoară între unități de producție apropiate și cu opriri frecvente • efectuat cu ajutorul autocamioanelor, tractoarelor, remorcilor, cărucioarelor, motostivuitoarelor, electrocarelor etc.
		Pe cale ferată	<ul style="list-style-type: none"> • se folosește în întreprinderile care au de transportat cantități mari de materii prime și materiale.
	Pe apă		<ul style="list-style-type: none"> • Utilizat atunci când întreprinderea se găsește în apropierea unor cursuri de apă; • Efectuat cu ajutorul șlepurilor, remorcherelor etc.
	Aerian		<ul style="list-style-type: none"> • Utilizat pentru distanțe mici și realizat cu ajutorul podurilor rulante, monoraiurilor etc.
După gradul de continuitate	Cu deplasare continuă		<ul style="list-style-type: none"> • Efectuat cu ajutorul benzilor rulante.
	Cu deplasare discontinuă		<ul style="list-style-type: none"> • Efectuat cu ajutorul podurilor rulante, electrocarelor sau autocamioanelor.
După direcția de deplasare	orizontale		
	verticale		
	pe planuri înclinate		

Criteriile de bază pentru alegerea modului de transport intern sunt următoarele:

- tipul producției: serie mică, serie mijlocie, serie mare sau masă;
- modul de deplasare a materialelor: continuu, periodic, liber;
- tipul materialelor transportate: bucăți, vrac etc.;
- volumul și cantitatea transportată;
- caracteristicile traseului de transport;
- particularitățile constructive și economice ale utilajelor de transport și modul de acționare ;
- măsurile necesare pentru protecția muncii;
- costurile de transport;

În fig. 1 sunt prezentate grafic costurile comparate pentru transportul unei tone de materiale/produse în cazul utilizării diferitelor mijloace de transport.

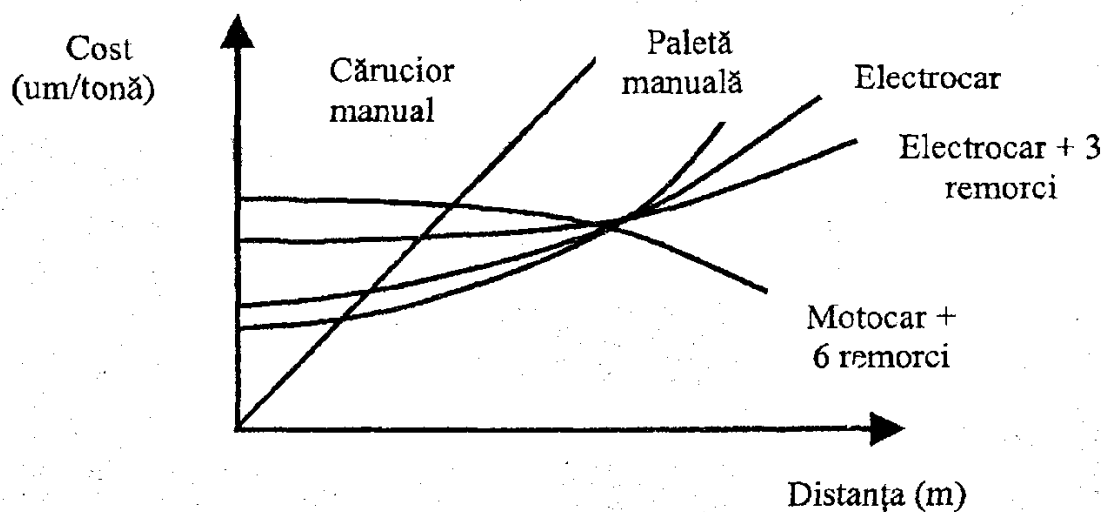


Fig.1 Variația costurilor de transport pentru 1 tonă de produs

Un sistem de transport intern optim trebuie să permită accesul în cazul avarierii unor utilaje, accesul și transportul utilajelor pentru reparații, acces și intervenții în caz de incendii etc.

3. Stabilirea traseelor de transport intern

Stabilirea traseului de deplasare a utilajelor de transport se face în funcție de următorii factori:

- fluxurile de materiale și fluxul tehnologic al procesului de prelucrare;
- spațiile de acces din cadrul secțiilor sau atelierelor;
- spațiile de deplasare a personalului muncitor;
- volumul de piese prelucrate în întreprindere.

Pentru o întreprindere industrială din domeniul construcției de mașini, stabilirea traseelor de deplasare se poate face în diferite variante .

Pentru stabilirea traseelor de deplasare se poate utiliza și un grafic de circulație a reperelor; în acest caz, traseele de deplasare pentru fiecare reper sunt indicate direct pe planul de amplasare a utilajelor și pe planul halei de fabricație .

În Fig. 2 sunt prezentate trasee de deplasare în cazul fabricării mai multor produse .

Depozit/Secție	Tip produs		
	Produs 1	Produs 2	Produs 3
Depozit 1	Depozitare	Depozitare	
Secția 1	↓	↓	
Secția 2	Debitare	Debitare	Debitare
Secția 3		Tratament termic	Tratament termic
Secția 4			↑
Depozit 2	Tratament termic	Debitare	Depozitare
Secția 5'	Prelucrări mecanice	Prelucrări mecanice	Prelucrări mecanice
Montaj 1		Tratament termic	
Montaj 2	Montaj	Montaj	
Montaj 3			Montaj

Fig. 2 Trasee de deplasare în cazul fabricării mai multor produse

În funcție de intensitatea de trafic, în cazul întreprinderilor cu producție de serie mare sau masă, activitățile de transport se pot organiza în următoarele două moduri:

- transportul pendular, caracterizat prin faptul că deplasarea materialelor/produselor se realizează între două puncte constante;
- transportul circular, caracterizat prin faptul că mijlocul de transport efectuează un circuit inelar, el plecând de la punctul de expediție, trecând prin mai multe puncte de destinație și întorcându-se la punctul de plecare .

4. Planificarea activităților de transport intern

La baza planificării activității de transport intern din cadrul unei întreprinderi de producție industrială stau următorii indicatori:

- cantitatea de materii prime, materiale sau produse necesară a fi transportată de la depozit la secții și între diferite puncte de lucru;
- distanțele medii de transport;
- capacitatea medie de transport pe diferite grupe de utilaje.

Indicatorii determinați anterior stau la baza stabilirii necesarului de mijloace de transport intern al întreprinderii de producție industrială.

Relația de calcul a necesarului de mijloace de transport este:

$$N_{m_i} = \frac{Q}{N_{m_c} K q}$$

unde Q, N_{mc}, k și q sunt parametrii planului de transport .

Necesarul de mijloace de transport al întreprinderii se fundamentează pentru fiecare categorie de mijloace de transport în parte.

- Pentru o perioadă mai mare de un schimb, numărul mediu de cicluri de transport se poate determina cu relația:

$$N_{m_c} = \frac{60F_t}{t_i + t_d t_c + t_a}$$

unde: F_t este fondul de timp disponibil al mijlocului de transport (ore); t_a este timpul de așteptare al mijlocului de transport pe durata efectuării unei curse (minute); t_i , t_d și t_c sunt parametrii cu semnificația prezentată anterior.

Pe baza relației (3.2) se poate determina necesarul de mijloace de transport pentru diferite sisteme de transport; relațiile de calcul pentru sistemul pendular și circular.

Elaborarea unor planuri optime de transport se poate realiza prin aplicarea metodelor de programare liniară.

Modelul matematic al unei probleme de transport, dintre m furnizori de materii prime și materiale și n consumatori, se poate rezolva cu ajutorul metodelor Simplex. Tabelul 2 prezintă un astfel de model matematic.

Modelul matematic al unei probleme de transport

Tabelul nr. 2

Elemente de bază ale modelului	Notații. Relații
Notațiile modelului	<ul style="list-style-type: none"> • a_i - cantitatea de materii prime și materiale care există în depozitul furnizorului, $i = 1, 2, \dots, m$. • b_j - necesarul de materii prime și materiale al consumatorului j, $j = 1, 2, \dots, n$. • x_{ij} - cantitatea de materii prime și materiale transportată de la furnizorul i la consumatorul j. • c_{ij} - costul transportului pe unitatea de produs de la furnizorul i la consumatorul j.
Restricții	$\sum_{i=1}^n a_j = \sum_{j=1}^n b_j$
	$\sum_{i=1}^n x_{ij} = a_i, (i = 1, 2, \dots, m)$
	$\sum_{i=1}^n x_{ij} = b_j, (j = 1, 2, \dots, n) \quad x_{ij} \geq 0$
Funcția obiectiv	$F = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n c_{ij} \cdot x_{ij} = \min$

5. Moduri de realizare a activității de transport în cadrul sistemelor flexibile de fabricație

Activitatea de transport din cadrul unui sistem flexibil de fabricație reprezintă un exemplu de realizare a activității de transport interoperațional în condiții de automatizare completă a operațiilor specifice.

Mijloacele de transport utilizate în cadrul sistemelor flexibile de fabricație se clasifică pe baza următoarelor criterii:

- după poziția traiectoriei de transport: mijloace de transport la sol; mijloace de transport suspendate;
- după traiectoria de transport: cu traseu liniar; cu traseu dreptunghiular sau oval; cu traseu circular; cu traseu oarecare;
- după modul de acțiune: cu acțiune permanentă; cu acțiune nepermanentă.

Principalele tipuri de mijloace de transport și aspecte legate de utilizarea acestora sunt prezentate în tabelul nr. 3

Mijloace de transport utilizate în cadrul sistemelor flexibile de fabricație

Tabelul nr. 3

Mijlocul de transport	Observații/Utilizare
-----------------------	----------------------

Transportoare (cărucioare) cu role	-sunt mijloace de transport cu acțiunii permanente -sunt utilizate pentru transportul paletelor sau pieselor pe trasee liniare sau dreptunghiulare
Transportoare (cărucioare) cu lanț	-sunt mijloace de transport cu acțiune permanentă -pentru trasee rectilinii sunt utilizate în cazul transportului pieselor de revoluție sau al paletelor prismatice sau de revoluție -pentru trasee curbilinii sunt utilizate în cazul realizării depozitelor proprii ale posturilor de lucru ce prelucrează piese prismatice
Transportoare cu bandă	-sunt mijloace de transport cu acțiune nepermanentă -sunt utilizate, în special, pentru transportul așchiilor de la posturile de lucru
Robotii industriali mobili	-sunt mijloace de transport cu acțiune nepermanentă -sunt utilizați pentru transportul pieselor de revoluție sau, mai rar, pentru piesele prismatice de dimensiuni mici
Robocare cu deplasarea pe sine	-sunt mijloace de transport cu acțiune nepermanentă -sunt utilizate pentru trasee de transport rectilinii, curbilinii sau oarecare
Robocare cu ghidare liberă	-sunt mijloace de transport cu acțiune nepermanentă -sunt utilizate pentru trasee dreptunghiulare, ovale sau oarecare

6. Utilizarea calculatorului în conducerea activităților de transport

Având în vedere complexitatea problemelor ce trebuie rezolvate în vederea optimizării activităților de transport, utilizarea calculatoarelor devine din ce în ce mai necesară în aria de management a traficului.

În general, activitățile de transport ce pot fi computerizate pot fi împărțite în următoarele grupe:

- analiza transportului, software-ul permițând monitorizarea costurilor și a funcționării mijloacelor de transport;
- stabilirea rutelor de trafic și programarea mijloacelor de transport,
- controlul și evaluarea încărcăturii,
- programarea lucrărilor de mentenanță ale mijloacelor de transport, etc.

Tehnicile informatice și de comunicare încep să fie utilizate din ce în ce mai mult în cazul transportului rutier; principalele activități realizate prin utilizarea acestor tehnici sunt:

- tranzacțiile dintre partenerii unui lanț de transport;
- producția și oferta de transport;
- urmărirea operațiilor de transport.

În fig. 3 este prezentată o schemă a activităților informatizate dintr-un traseu rutier.

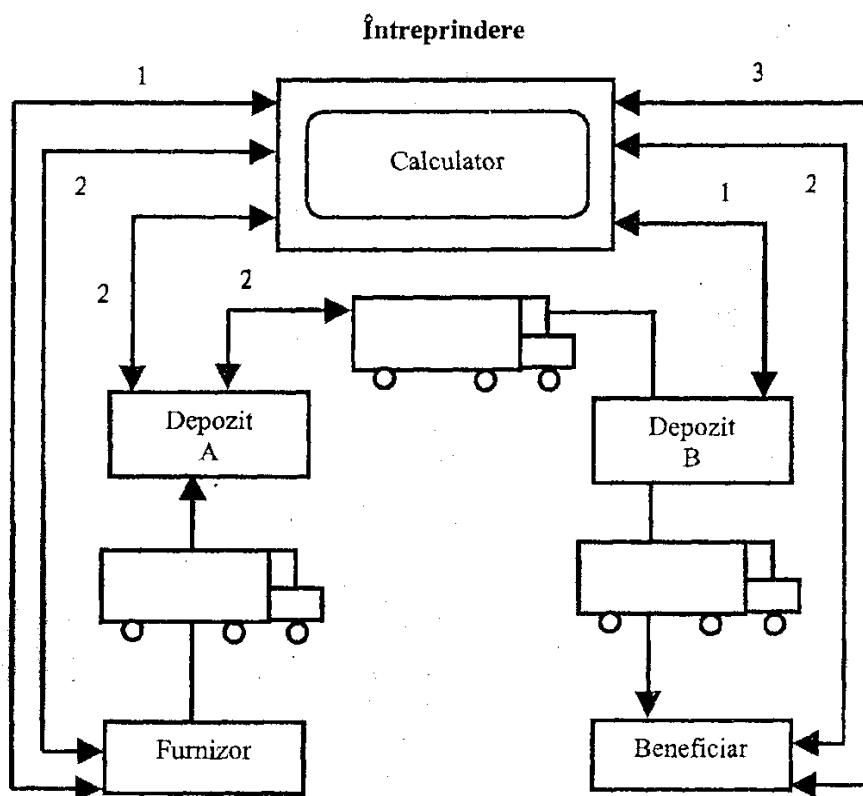


Fig. 3 Schema activităților informatizate în cadrul transportului rutier

CONCLUZII

Activitatea de transport contribuie în mod direct la desfășurarea procesului de producție.

În cadrul costurilor de producție, cheltuielile de transport reprezintă cca. 25%, iar, pentru o întreprindere constructoare de mașini, cca. 9% din personalul muncitor lucrează în activități de transport.

Una din cerințele de bază impuse activităților de transport este aceea de asigurare a calității serviciului. La fel ca în cazul produselor industriale sau al serviciilor și proceselor de producție, calitatea serviciilor de transport poate fi asigurată și analizată printr-o serie de caracteristici de natură tehnică, economică, organizatorică, de disponibilitate sau de ordin social general.

O altă cerință importantă pentru efectuarea activităților de transport, cerință ce derivă din obiectivele economice ale întreprinderii industriale, este aceea de realizare a unei eficiențe economice ridicate a transporturilor.

Având în vedere complexitatea problemelor ce trebuie rezolvate în vederea optimizării activităților de transport, utilizarea calculatoarelor devine din ce în ce mai necesară în aria de management a traficului, controlului, coordonării și planificării activităților de transport.

BIBLIOGRAFIE

1. Banciu D., Hrin R., George M., Anghel L., David A. *Inteligență în transporturi*, Editura Capitel, București, 2005
2. Giard V. *Processus productifs et programmation lineaire*, Paris, Ed. Economica, 1998.
3. Jula D. – *Fiabilitatea Mijloacelor de Transport. Note de curs*
4. Mohora C. *Definirea și rolul conceptului de logistică în managementul societăților industriale*, București, 2005
5. Mohora C., Coteș C.E., Pătrașcu G. *Simularea sistemelor de producție*, Editura academei Române, București, 2001
6. Popescu F. D. – *Informatica în Transporturi. Note de curs*
7. Praporgescu G. - *Logistică în Transporturi. Note de curs*
8. Stănilă S. - *Mijloace de transport. Note de curs*
9. Sănilă S., Nicola A. – *Sistemul de transport rutier. Note de curs*
10. https://europa.eu/european-union/index_ro
11. <http://www.imo.org/en/About/Pages/Default.aspx>
11. <http://www.scribub.com/management/TRANSPORTUL-MARFURILOR33525.php>

ANALIZA IMPACTULUI AUTOVEHICUL-PIETON FOLOSIND APLICAȚIA VirtualCrash

Autori: Constantin RĂȘPOPA¹
costipopa70@yahoo.ro

Coordonator: Șef lucrări dr. ing. Andrei ANDRAȘ²

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea IME, Ingineria Transporturilor și a Traficului, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea IME, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

Rezumat

Lucrarea tratează determinarea distanței de proiectare a pietonilor în cazul impactului cu un autovehicul în funcție de viteza acestuia, analiză care este întotdeauna solicitată și realizată în cadrul expertizelor tehnice auto, judiciare sau extra-judiciare, în cazul accidentelor rutiere în care sunt implicați pietoni. Deoarece se poate aproxima suficient de corect viteza avută de autovehicul în momentul impactului cu pietonul, rezultatul acestor expertize este deosebit de important atât din punctul de vedere al cercetării penale, putându-se astfel stabili încadrarea juridică a părților implicate în accident, cât și din punct de vedere civil, întrucât victimele pot solicita despăgubiri în cazul în care conducătorul autovehiculului a încălcat restricțiile de viteză stabilite pentru sectorul de drum pe care s-a produs accidentul. În lucrare se face o comparație între rezultatele obținute pe baza formulelor matematice din literatura de specialitate și rezultatele simulărilor efectuate în softul de specialitate VCrash.

Cuvinte cheie

VCrash, impact, pieton, distanță de proiectare

1. Introducere

Din statisticile raportate de Eurostat pentru 2016, reiese că la nivelul UE numărul de decese din accident rutier raportat la populație, găsește România pe locul doi, cu 95 de decese la 1 milion de locuitori, țara noastră fiind depășită doar de Bulgaria [1]. Țara noastră a ocupat, în ultimii 5 ani fie locul 2 fie primul loc, chiar dacă la nivel efectiv numărul de accidente și de victime a avut o tendință de scădere. Mai mult decât atât, din totalul deceselor cauzate de accidentele rutiere la nivelul EU, 22% dintre acestea reprezintă pietoni, însă la nivelul României, din totalul deceselor cauzate de accidentele rutiere, acest procent este aproape dublu, aproximativ 42% din decese înregistrându-se în rândul pietonilor.[2]

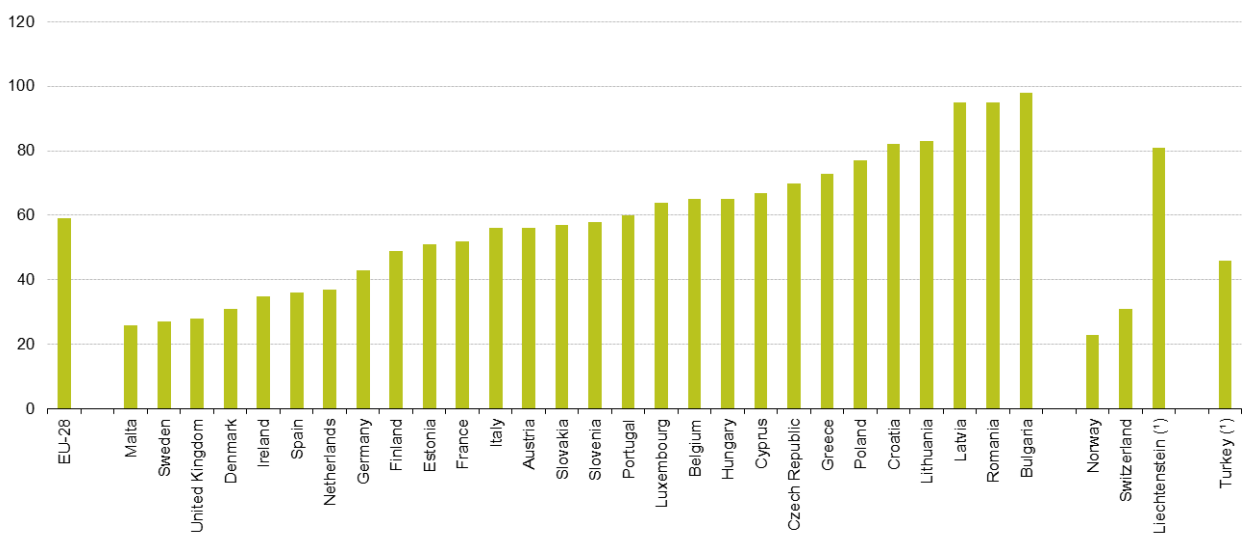


Fig. 1 Statistica numărului deceselor din accidente rutiere raportat la 1 milion de locuitori, la nivelul țărilor UE

Numărul mare de accidente în care sunt implicați pietoni, duce automat la necesitatea efectuării unui număr de expertize tehnice mult mai ridicat decât la nivelul UE. Aceste expertize tehnice pot fi realizate fie prin metodele clasice, care presupun calcule bazate fie pe formule analitice fie pe formule simplificate, statistice, bazate pe rezultatele cercetărilor și simulărilor din acest domeniu, realizate la nivel mondial în ultimii 30-40 de ani, fie, în ultimii ani, prin folosirea tehnicii de calcul, mai precis a programelor de modelare și simulare a accidentelor, cum ar fi PCCrash sau Vcrash. Acesta din urmă este la fel de performant, dar este mult mai ieftin, are o interfață mult mai simplă și mai

prietenosă, și este produs de o companie din UE, fiind astfel mult mai folosit în zona noastră decât softul omolog din SUA.

VCrash, prescurtarea de la Virtual Crash, face parte dintr-o nouă generație a programelor de reconstrucție a accidente rutiere. Utilizarea celor mai noi rezultate ale dezvoltărilor în domeniul hardware și software permite modelarea unor sisteme de complexitate foarte mare în timp real pe calculatoare personale. Rezultatele simulărilor sunt prezentate în imagini animate în perspectivă 3D, în vedere de sus la scară, sub formă de diagrame și tabele. Softul a ajuns la versiunea 3 și este dezvoltat de o companie omonimă din Republica Cehă. Programul deține o bază de date completă de autovehicule cu caracteristicile complete ale acestora (masă, dimensiuni, etc), iar în interfața de simulare pot fi introduse obiecte (copaci, ziduri, bolovani etc) și pietoni, pentru care pot fi definite caracteristici de masă și viteză de deplasare. Softul este utilizat de Universități, companii din domeniul transporturilor și logisticii, firme de asigurare, institute de cercetare, experți tehnici autorizați, criminaliști.

2. Aspecte teoretice ale coliziunilor autovehicul – pieton [3]

Coliziunea autovehicul - pieton trebuie abordată diferit de coliziunea autovehicul - autovehicul, din cauza unor deosebiri fundamentale. Pietonii se deplasează în momentul impactului cu viteze mult mai mici decât autovehiculele. Din cauza diferențelor mase și a frecărilor neglijabile dintre pieton și autovehicul, primul va fi proiectat preponderent pe direcția de înaintare a autovehiculului. Există o strânsă legătură între geometria părții frontale a autovehiculului și mișcarea de după impact a pietonului, din punct de vedere al traiectoriei, vitezei și accelerației.

Teoretic se pot defini patru tipuri de coliziuni autovehicul – pieton, deosebite prin mișcarea pietonului după impact:

- coliziuni frontale fără rotație (tipice impactului cu suprafețe plane cu înălțimi mai mari ca ale pietonului, cum ar fi cele ale autocamioanelor, autobuzelor sau ale unor autoutilitare. În asemenea coliziuni are loc un singur impact cu autovehicul, pe o direcție paralelă cu drumul;

- coliziuni frontale cu rotația capului (din cauza suprafeței frontale mici, sub centrul de greutate al pietonului și ca urmare a flexibilității sale de a se roti, corpul său se rostogolește pe capota motorului și se lovește de parbriz sau cupolă dacă viteza este suficient de mare. Are loc un al doilea impact (secundar) după care corpul este proiectat în față, la un unghi α față de carosabil);

- coliziuni cu transport (pietonul rămâne o anumită perioadă de timp în contact cu autovehiculul, ca apoi să alunece în față pe parcursul încetării autovehiculului prin frânare energetică.;

- coliziuni cu catapultare (acestea încep ca o coliziune frontală cu rotație, dar, din cauza vitezei mari, pietonii își continuă mișcarea pe cupolă spre spatele autovehiculului. Când pietonul este lovit cu o extremitate laterală a părții frontale, corpul său se rostogolește și este aruncat în afara direcției de deplasare a autovehiculului, fără a mai avea loc un impact secundar).

Scopul reconstrucției coliziunii autovehicul - pieton constă în determinarea vitezei autovehiculului. Reconstrucția poate fi abordată pe mai multe căi, dar fiecare dintre ele se bazează pe achiziția de la locul faptei a uneia dintre mărimile:

- distanța S_p de proiectare a victimei, definită ca distanța dintre poziția inițială de contact a pietonului și poziția în care a rămas după accident;

- distanța S de alunecare pe carosabil a pietonului, definită ca distanța dintre locul căderii pe carosabil a corpului pietonului și poziția în care a rămas după accident.

Reconstrucția mai este posibilă dacă se cunoaște distanța S_k dintre pozițiile finale ale pietonului și ale autovehiculului, dar numai dacă se cunoaște și o altă mărime, și anume, distanța S_j pe care autovehiculul s-a deplasat cu viteză constantă, între momentul impactului până în momentul începerii frânării cu decelerație constantă.

3. Metode de reconstrucție a coliziunilor autovehicul - pieton

O primă metodă constă în utilizarea unor relații statistice deduse din încercări experimentale cu manechine și cadavre umane. O a doua metodă utilizează ecuații derivate din aplicarea principiilor mecanicii teoretice. A doua metodă este un model hibrid al celorlalte două, în care ecuațiile teoretice sunt corelate cu rezultatele încercărilor experimentale. În ultimii ani a cunoscut o dezvoltare semnificativă o a patra metodă, și anume modelarea și simularea acestor evenimente utilizând tehnica de calcul.

Modelul statistic este avantajos prin faptul că ecuațiile sunt simple și ușor de aplicat. În schimb, domeniul lor de aplicație este relativ restrâns, fiind limitat de testele experimentale care au permis evidențierea unor asemenea ecuații. Modelele teoretice, prin generalitatea lor, acoperă un domeniu mult mai larg, cu toate că, în unele situații particulare sunt mai puțin precise ca cele statistice. Dezavantajele acestor căi de reconstrucție sunt eliminate parțial la modelele hibride care se află într-o continuă perfecționare. În scopul comparației pe care ne-am propus-o pentru prezenta lucrare, vom folosi prima metodă pentru determinarea teoretică a mărimilor corespunzătoare coliziunilor autovehicul – pieton.

Astfel, în cazul coliziunilor frontale, în SUA se utilizează relația (1) enunțată de Wood [8] pe baza măsurătorilor experimentale:

$$W_a = C_w \cdot \sqrt{S_p} \quad [km / h] \quad (1)$$

în care C_w este un coeficient a cărui valoare este dependentă de forma botului mașinii, decelerația vehiculului

etc, W_a este viteza autovehiculului din momentul inițial al coliziunii iar S_p este distanța de proiectare a pietonului. (W_a se exprimă în km/h, iar S_p în m). În cazul coliziunilor frontale fără rostogolire, pe baza determinărilor experimentale, în SUA se folosesc următoarele valori pentru $C_w = 7,308... 14,04$ - pentru copii și $C_w = 7,02...13,57$ - pentru adulți. La coliziunile frontale cu rostogolire, tot în SUA se prevăd valorile: $C_w = 9... 16,2$, cu valoarea medie cea mai probabilă $C_w = 12$.

În paralel cu cercetările din SUA, cercetătorii europeni Hill [6] și Dettringer [4] au determinat, pe baza statisticilor culese timp de două decenii la nivelul Marii Britanii respectiv a ADAC, formula statistică ce le poartă numele (2), utilizată în Germania până de curând:

$$W_a = 3,58 \cdot \sqrt{S_p} \quad [m / s] \quad \text{adică} \quad 3,6 \cdot 3,58 \cdot \sqrt{S_p} \quad [km / h] \quad (2)$$

Din 2001 în Germania se folosește în expertizele judiciare, relația lui Rau/Otte [7], care are rezultate mai exacte pe întreg spectrul de viteze uzuale din trafic:

$$\begin{aligned} S_p &= 0,0052 \cdot W_a^2 + 0,0783 \cdot W_a \quad [m] \\ W_a &= -7,528 + \sqrt{192,307 \cdot S_p + 56,678} \quad [km / h] \end{aligned} \quad (3)$$

Relația (3) exprimă o curbă ideală care mediază câmpul valorilor determinate experimental pentru diverse condiții de încercare și care se prezintă în fig. 2. Valorile reale sunt de tip punctiform și se situează în aria gri din a graficului cu foarte puține cazuri particulare situate în afara suprafeței respective.

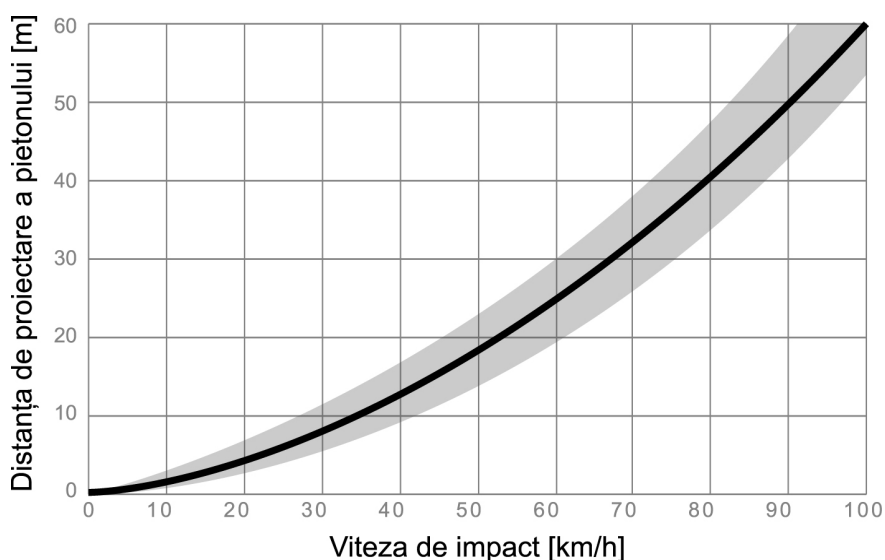


Fig. 2 Influența vitezei de impact asupra distanței de proiectare a pietonului (Rau/Otte)

4. Modelare și simulare utilizând VCrash

Pe baza teoriei și a formulor statistice, s-a creat în aplicația VCrash [10] un model, constând într-un autovehicul oarecare luat din baza de date a aplicației și un pieton.

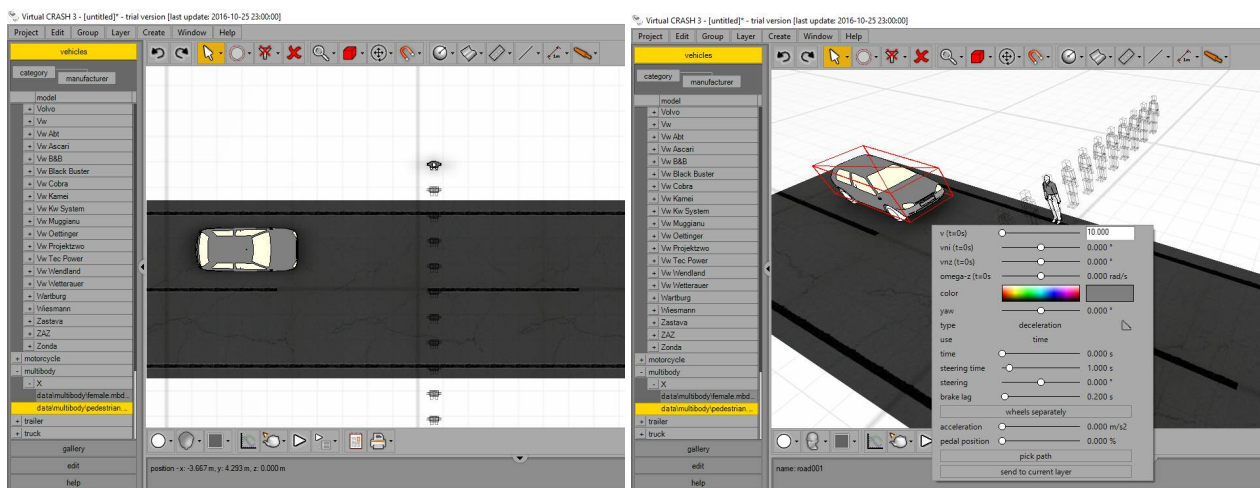


Fig. 2 Construcția modelului: a) vedere 2D; b) vedere 3D și definire viteză autovehicul;

S-a considerat viteza autovehiculului 10 km/h, iar pietonului i s-a definit o traiectorie perpendiculară pe direcția autovehiculului, și o viteză de 6 km/h, corespunzătoare unui bărbat adult care se deplasează normal. S-a ajustat poziția de plecare a autovehiculului astfel încât impactul să aibă loc cu partea frontală.

S-a setat viteza de rulare la ¼ din cea reală și s-a rulat simularea pentru viteza setată de 10 km/h. Am marcat poziția inițială de contact și poziția finală a pietonului pe carosabil, cu linii ajutatoare de culoare roșie la nivelul aceluiași punct de reper (capul) al pietonului. Folosind unealta “dimension line” a VCrash, s-a măsurat distanța dintre cele două linii ajutatoare. S-a trecut distanța determinată în tabelul 1.

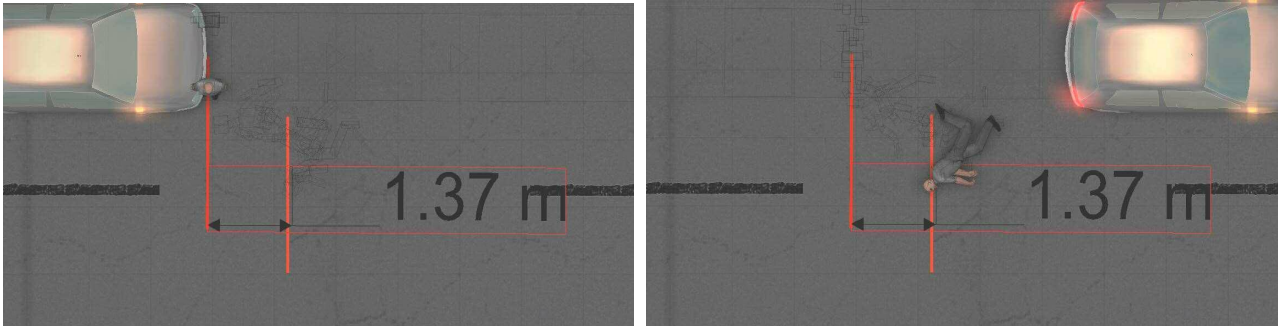


Fig. 3 Detalii ale simulării pentru $v=10\text{km/h}$ (poziția de contact, poziția finală, liniile ajutatoare și distanța măsurată)

S-a modificat viteza vehiculului prin iterații (din 10 în 10 km/h) până la 100 km/h, s-a ajustat poziția de plecare a acestuia astfel încât întotdeauna impactul să aibă loc cu partea frontală, s-a rulat simularea și s-a notat rezultatul măsurătorii în table pentru fiecare iterație.

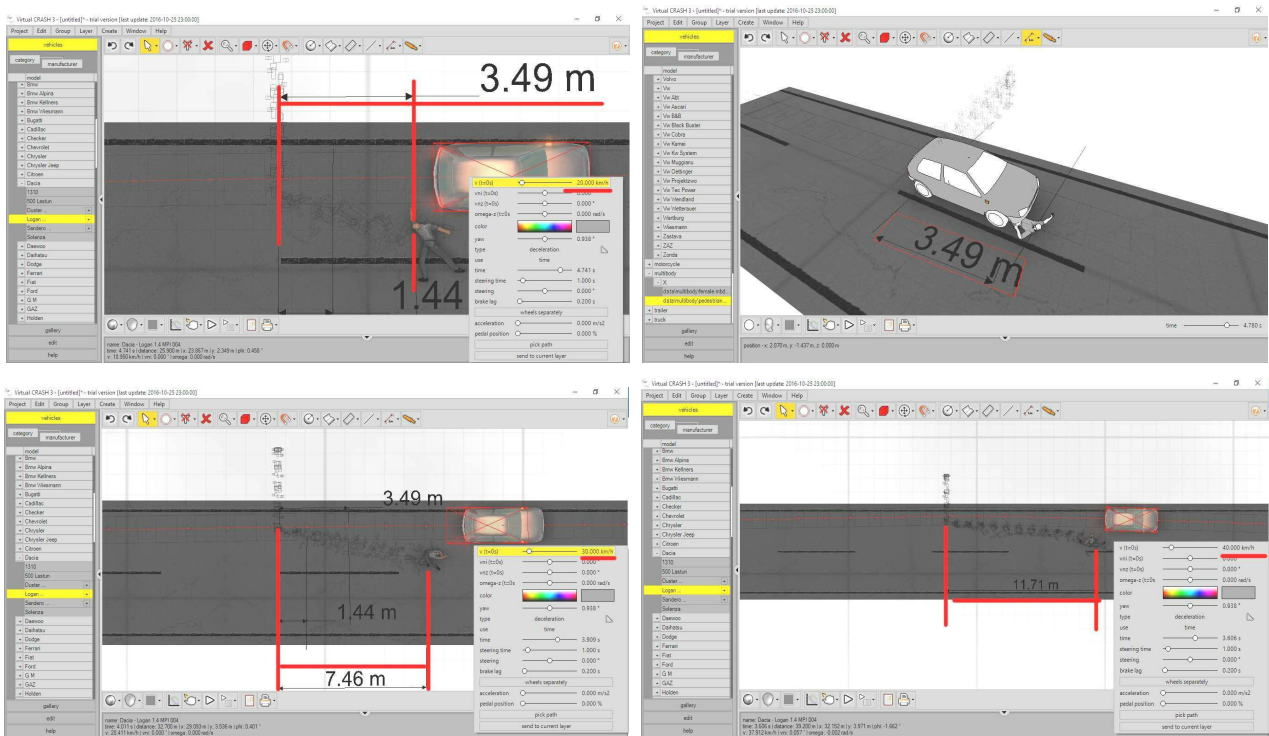


Fig 4 Capturi de ecran ale simulărilor și măsurătorilor corespunzătoare vitezelor de 20 (2D și 3D), 30 și 40 km/h.

În tabelul 1 s-au trecut datele obținute prin simulare, precum și datele calculate cu formula Rau/Otte (3) pentru fiecare viteză în parte (10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 și 100 km/h).

Tabel 1 Date calculate și simulate pentru S_p

Viteza de impact [km/h]	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
S_p VCrash [m]	1,37	3,49	7,46	11,71	17,03	24,13	31,02	39,75	49,70	60,10
S_p Ecuația 3 [m]	1,303	3,646	7,029	11,452	16,915	23,418	30,961	39,544	49,167	59,83

5. Concluzii

Modelarea și simularea computerizată se dovedește a fi un mijloc corespunzător de analiză a accidentelor în care sunt implicați pietonii, rezultatele obținute prin simulare fiind foarte apropiate de cele obținute prin calcul pe baza formulelor statistice precum și în cazul utilizării formulelor și ecuațiilor analitice.

Diferențele sunt de sub 5%, ceea ce literatura de specialitate și practica expertizelor consideră a fi acceptabil.

Prin folosirea metodelor computerizate, se pot prezenta rezultatele expertizelor virtual, sub forma de film 3D, se pot simula scenarii complexe, se pot face comparații, într-un mod mult mai atractiv și într-un timp mult mai scurt decât prin metodele clasice.

Impactul acestui tip de simulare în instanță, în fața agenților de poliție sau a inspectorilor de asigurări este major, comparativ cu cifrele seci rezultate din calcule, pe baza acestor simulări putând fi înțeles mecanismul de desfășurare al evenimentului rutier.

Există totuși necesitatea efectuării unor calcule în scop de validare, care să certifice rezultatele simulărilor.

Bibliografie:

1. *** - http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=File:Number_of_persons_killed_in_road_traffic_accidents_per_million_inhabitants_2015.png.
2. *** - http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/images/4/4a/Fig4_Road_accident_fatalities_share_by_category_of_vehicles_2013.png
3. Andraș, A., Dinamica autovehiculelor. Notițe de curs, format electronic.
4. Dettinger, J., *Methods of improving the reconstruction of pedestrian accidents: development differential, impact factor, longitudinal forward trajectory, position of glass splinters (in German)*. Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik, December 1996, 324 – 330; January 1997, 25 – 30 (two parts).
5. Gaiginschi, R., *Expertiza tehnică a accidentelor rutiere. Inginerie mecanică*. Editura Tehnică, 2002. ISBN, 9733121215, 9789733121213.
6. Hill, G. S., *Calculations of vehicle speed from pedestrian throw. Impact (J. Inst. Traff. Accid.)*, Spring 1994, 18 – 20.
7. Rau, H., Otte, D. *Car to pedestrian collisions with high speed impact J. Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik*, 2009
8. Wood, D. P., *Impact and movement of pedestrians in frontal collisions with vehicles*. Proc. Instn Mech. Engrs, Part D, Journal of Automobile Engineering, 1988, 202(D2), 101 – 109.
9. VirtualCrash version 3.0 Users Manual

STUDIUL DINAMICII SI CINEMATII UNUI AUTOVEHICUL FOLOSIND METODE NUMERICE

Autori: Remus DAVID

d.remus13@yahoo.com

Coordonator: Prof.univ.dr.ing. Florin Dumitru POPESCU

¹ *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Ingineria transporturilor și a traficului , anul IV.*

² *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul: Ingineria transporturilor și a traficului.*

INTRODUCERE

In prezentare, am abordat studiul mișcării dinamice si cinematice al unui autovehicul folosind metode numerice.

Acest studiu a fost realizat prin intermediul aplicației SolidWorks, un pachet de programe de modelare geometrică 3D asistată de calculator, care permite modelarea pieselor, entităților individuale, precum si a ansamblelor, fiind destinat proiectanților din domeniul mecanic.

CAPITOLUL 1. CINEMATICA

1.1 Cinematica mijloacelor de transport

Funcționarea mijloacelor de transport are loc după o anumită lege de variație în timp a vitezei, denumită tahogramă. Forma tahogramei și raportul între fazele acesteia influențează mărimea puterii de acționare, energia consumată deci randamentul global.

Într-o exprimare aritmetică simplificată, derivata este un raport între două variații (două diferențe) de mărimi fizice diferite. Viteza este deci derivata distanței în raport cu timpul.

Accelerația reprezintă derivata de ordinul întâi a vitezei în raport cu timpul, respectiv derivata de ordinul doi a vectorului de poziție în raport cu același parametru.

Forma efectivă a unei tahograme este determinată de mai mulți factori. În primul rând este vorba de spațiul pe care se efectuează transportul, acesta determinând numărul de faze ale tahogramei. Modul de acționare este un alt factor determinant al formei unei tahograme.

Trasarea efectivă a tahogramelor se realizează pornind de la variația accelerației, care la rândul ei este determinată de modul de acționare al mijlocului de transport. Cunoscând faptul că viteza este integrala accelerației în raport cu timpul se determină ulterior modul de variație al vitezei de transport pe diferitele intervale de timp. În final cunoscând că spațiul parcurs este integrala vitezei în raport cu timpul se pot determina distanțele corespunzătoare fazelor transportului. (Popescu Florin Dumitru, 2010).

1.2 Cinematica punctului material

Punctul material poate fi definit ca fiind un corp idealizat, a cărui masă este concentrată într-un punct. Cinematica punctului material studiază legile care descriu pur geometric mișcarea fără a lua în considerare cauzele acesteia.

Poziția unui punct material la timpul „t” într-un sistem de referință dat poate fi descrisă printr-un vector de poziție (dependent de timp în cazul mișcării punctului material). (Popescu Florin Dumitru, 2010).

1.3 Cinematica în cazul tahogramelor cu trei faze

În acest caz tahograma are trei faze: faza de accelerare, faza de mers cu viteză constantă (perioade de regim) și faza de decelerare sau frânare, când viteza scade de la valoarea de regim sau maximă la zero.

Perioada de mers în timpul unui ciclu de transport este:

$$T=t_1 + t_2 + t_3 \text{ [s], unde:}$$

t_1 - durata fazei de accelerare;

t_2 - durata fazei de mers cu viteză constantă;

t_3 - durata fazei de decelerare.

În aceste faze ale tahogramei, corespunzător duratelor t_1 , t_2 , și t_3 , vor fi parcurse spațiile s_1 , s_2 și s_3 .

$$S=s_1 + s_2 + s_3 \text{ [m]. (Popescu Florin Dumitru, 2010).}$$

CAPITOLUL 2. DESCRIEREA ETAPELOR

SolidWorks este un pachet de programe de modelare geometrică 3D asistată de calculator, destinat proiectanților din domeniul mecanic.

Pentru realizarea și proiectarea mijlocului de transport auto pentru care se efectuează studiul cinematicii și al dinamicii, s-au construit următoarele componente: axul roților, roată mijlocului de transport, suport pentru axul roților mijlocului de transport, caroseria autovehiculului.

2.1. Axul roților

2.2. Suport pentru axul roților mijlocului de transport

În figura 2.1 este prezentat axul roților mijlocului de transport, acesta ansamblu a fost utilizat de 2 ori în ansamblul, iar în fig. 2.2 este prezentat suportul roților mijlocului de transport, utilizat de 2 ori în ansamblu.



Fig. 2.1 Axul roților mijlocului de transport

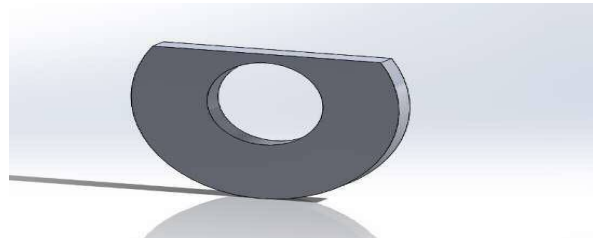


Fig. 2.2 Suportul axului roților mijlocului de transport

2.3. Roata mijlocului de transport

2.4. Caroseria mijlocului de transport

În figura 2.3 este prezentată roata mijlocului de transport, această parte va fi utilizată de patru ori în ansamblul mijlocului de transport, iar în figura 2.4 este prezentată caroseria mijlocului de transport. Această parte va fi utilizată o dată în ansamblul mijlocului de transport.



Fig. 2.3 Roata mijlocului de transport

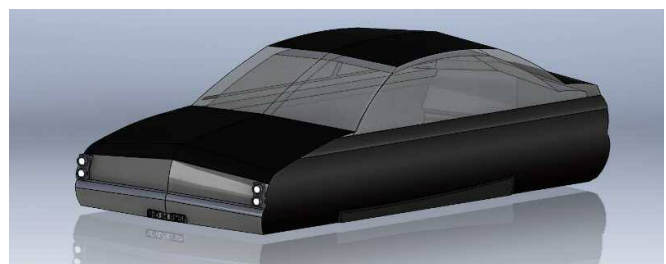


Fig. 2.4 Caroseria mijlocului de transport

CAPITOLUL 3. ASAMBLAREA COMPONENTELOR ÎN SOLIDWORKS

Pentru realizarea cinematică și dinamică, este necesar ca în ansamblu prezentat să existe o cale de rulare fixă pe care se va deplasa mijlocul de transport.

Referitor la mijlocul de transport auto și calea de rulare s-au realizat legături geometrice între părțile componente (roți, axe roți, suporturi pentru axe roți și caroserie). Deasemenea, s-au stabilit legături de concentricitate, de distanță între părțile componente, legături de coincidență, precum și proprietăți de contact între anvelopă și calea de rulare, așa cum se poate observa în fig.3.1.

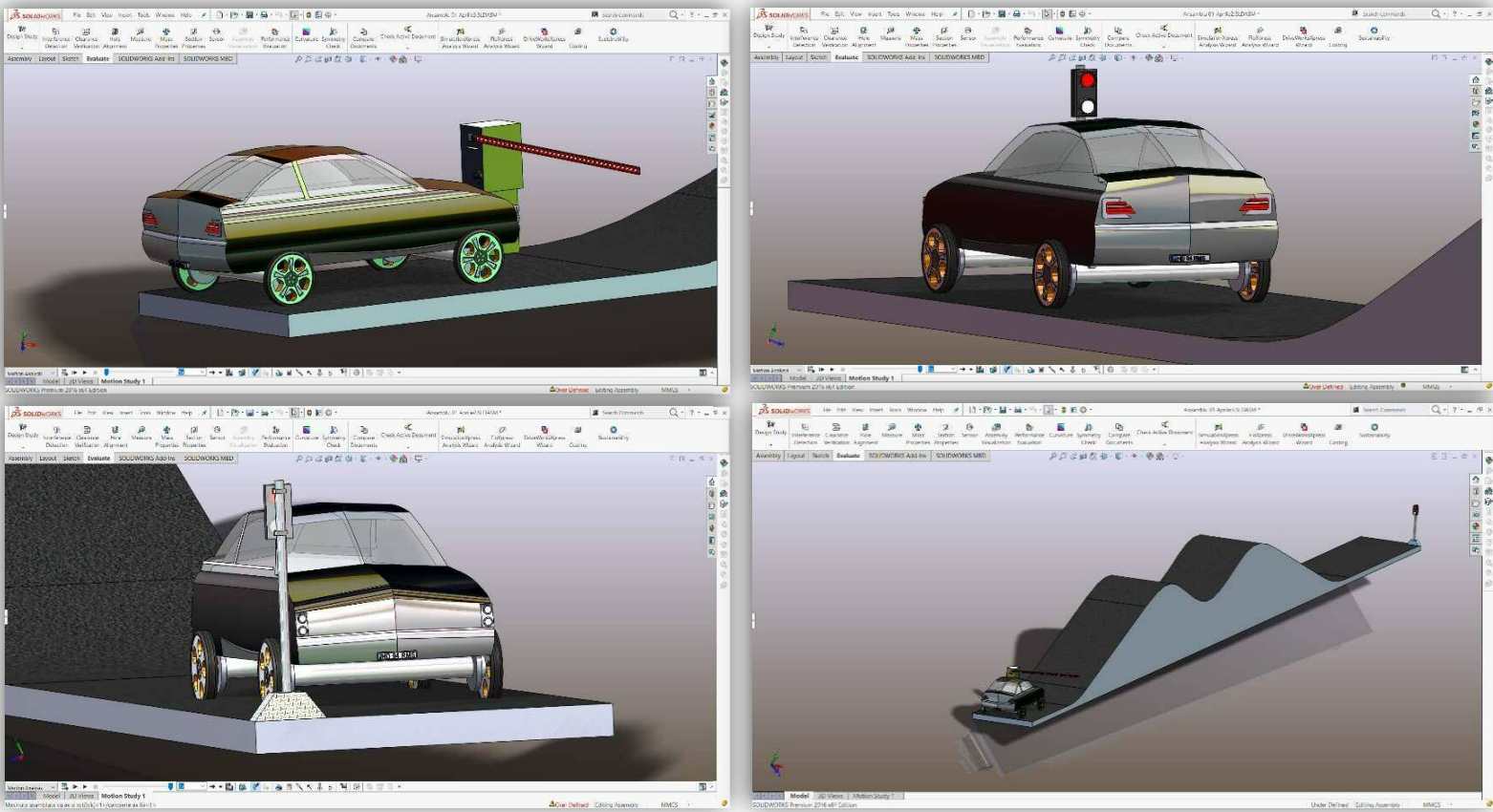


Fig. 3.1 Asamblarea componentelor prin legaturi mecanice si geometrice.

Asadar, pentru a putea fi realizata deplasarea autovehiculului pe calea de rulare, a fost necesar generarea unei forte de tractiune (rezultant)-forță ce generează accelerația-impusa prin puncte determinate, aspect prezentat in figura 3.2, respectiv figura 3.3.

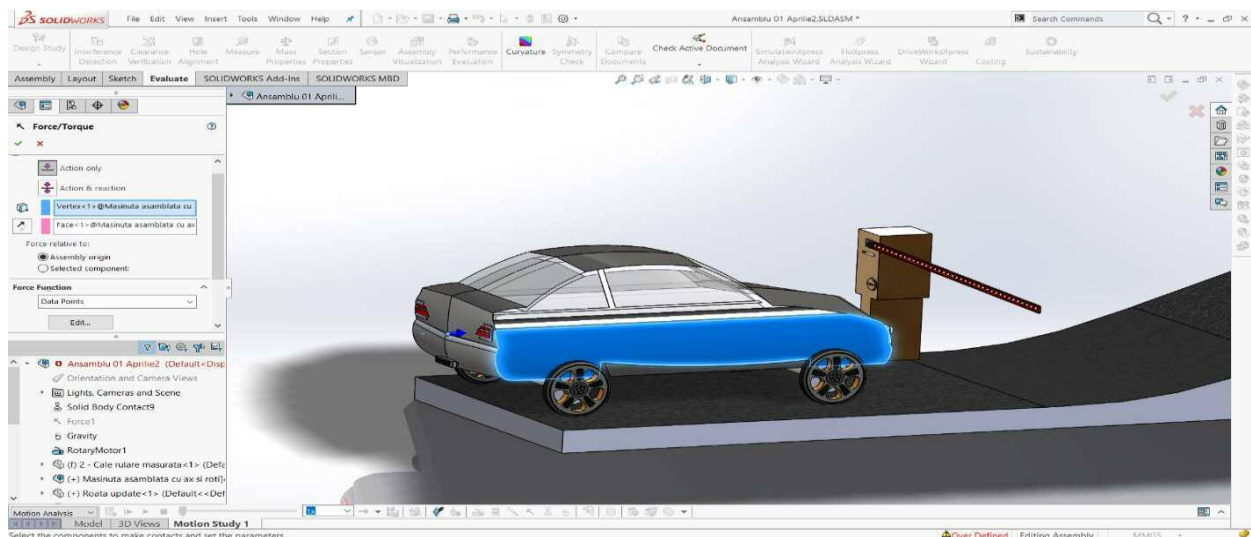


Fig. 3.3 Forța de tracțiune

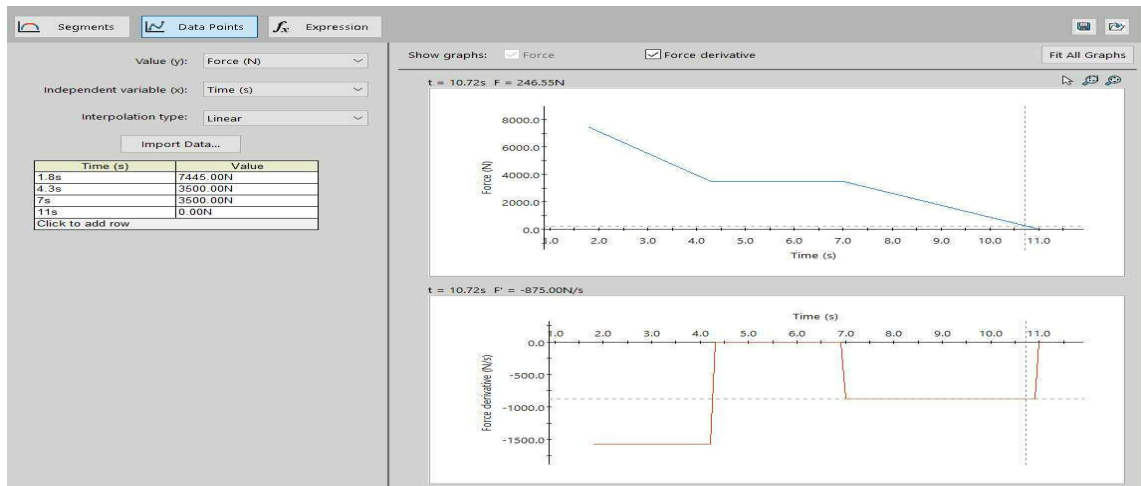


Fig. 3.3 Graficul forței de tracțiune generată prin puncte

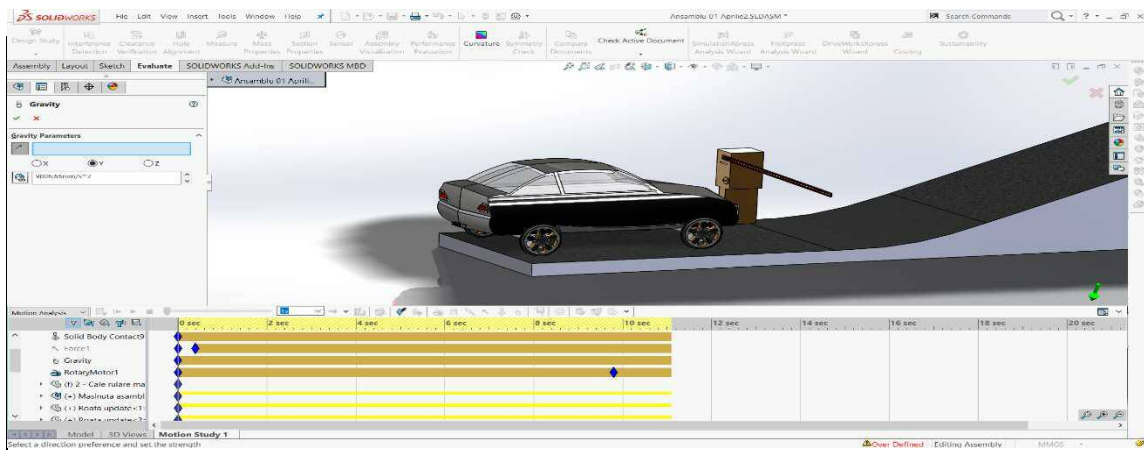
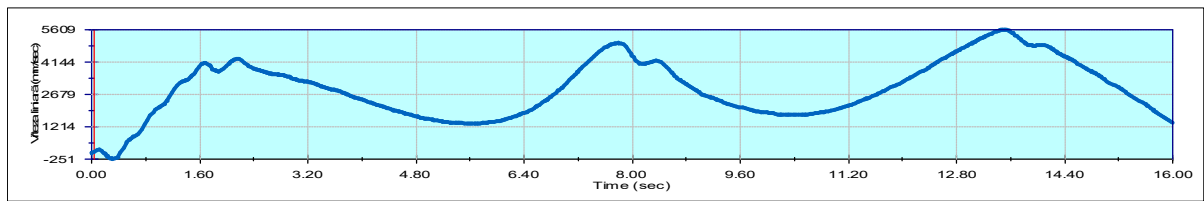


Fig. 3.4 Accelația gravitațională



Viteză liniară

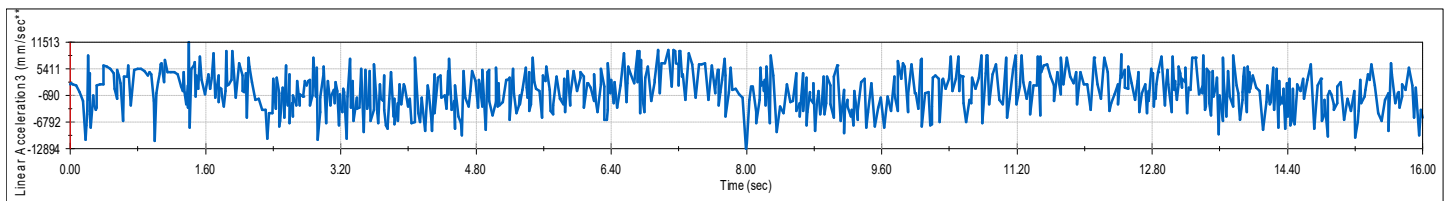


Fig. 3.6 Accelație liniară

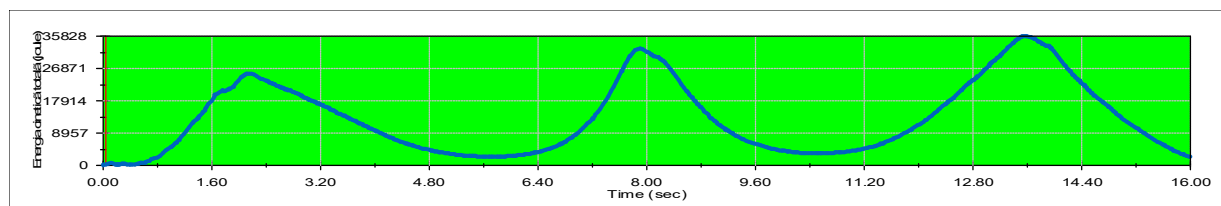


Fig. 3.7 Energia cinetică totală

CONCLUZII

În realizarea aplicației, am abordat studiul mișcării dinamice și cinematice a autovehicul prin intermediul aplicației SolidWorks, care este un pachet de programe de modelare geometrică 3D asistată de calculator, destinat proiectanților din domeniul mecanic. (Wikipedia).

SolidWorks permite modelarea pieselor și entităților individuale, a ansamblurilor de piese și generarea documentației 2D, un model SolidWorks fiind o piesă individuală, un ansamblu de piese individuale sau o reprezentare 2D (un desen). (Wikipedia).

Pentru a putea verifica acuratețea rezultatelor am luat în considerare o serie de diagrame specifice studiului cinematic și dinamic, mai exact grafice ale vitezei și accelerației liniare, pe care le-am impus unui autovehicul.

Am creat un ansamblu, mai precis un mijloc de transport auto, constituit din mai multe părți componente. Am stabilit legături geometrice și mecanice pentru a putea determina diagramele specifice.

Inițial, am pornit de la ideea conform căreia autovehiculul va fi acționat de un motor rotativ, însă, pe parcurs, am fost sfătuit să recurg la metodă de impunere a unei forțe de tracțiune prin puncte determinate, astfel întreg procesul căpătând o formă apropiată de cea a realității, impunând diverse grafice de variație a accelerației și a vitezei.

Rezultatele obținute pentru diagramele considerate sunt în concordanță cu rezultatele care se găsesc în literatură de specialitate pentru variația vitezei și a accelerației.

Acest fapt demonstrează că metodă aleasă și modelul adoptat pentru studiul cinematicii și dinamicii mijloacelor de transport auto sunt corecte.

Ținând cont de cele enunțate anterior pot concluziona că acest model poate fi adoptat pentru orice formă de variație a accelerației, permițând astfel studiul cinematicii prin metode numerice pentru orice fel de mijloc de transport auto.

BIBLIOGRAFIE

1. Magyari, A., Instalații mecanice miniere, Editura Tehnică, București, 1990
2. Matt Lombard, SolidWorks 2010 Bible, Wiley Publishing, Inc. Indianapolis, Indiana, 2010;
3. Nan Marin Silviu, Capacitatea sistemelor de transport, Editura Universitas Petroșani, 2000;
4. Popescu, F. Programarea și utilizarea calculatoarelor, Editura Sigma Plus, Deva, 2002;
5. Popescu, F. Aplicații industriale ale tehnicii de calcul, Editura AGIR, București, 2009;
6. Popescu Dumitru Popescu, Transport Multimodal, Editura Focus, Petroșani, 2010;
7. Popescu, F.D., Instalații de transport pe verticală, Editura Focus, Petroșani, 2010;
8. Popescu, F.D., Dimirache, G. , Instalații de transport pe verticală –Calcul de verificare și dimensionare, Editura Focus, Petroșani, 2011;
9. Popescu Dumitru Popescu, Sorin Mihai Radu, Vertical hoist systems, New trends optimizations, LAP LAMBERT Academic Publishing, Saarbrücken Germany, ISBN: 978-3-659-49895-4.

STUDIUL CALITĂȚII CIRCULAȚIEI ÎN CURBĂ A LOCOMOTIVEI DIESEL ELECTRICE UTILIZÂND BOGHIURI LIBERE

Autori: Alexandra C. BUCOVANU ¹, Dragoș-Răzvan A. D. ȘERBU ²,
allexa11997@gmail.com

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Răzvan-Bogdan ITU ³

^{1,2} Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Ingineria transporturilor și a traficului, anul I

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

Rezumat

În lucrare se studiază calitatea circulației dinamice în curbă a locomotivei diesel electrice în cazul în care avem boghiuri libere. Acest studiu verifică dispunerea simultană a boghiurilor, pe rând, în pozițiile: diagonală, intermediară și în coardă, prin ridicarea pașaportului dinamic al locomotivei.

Cuvinte cheie

Locomotivă, boghiu liber, curbă

1. Introducere

La circulația vehiculelor în curbe circulare, cu viteză constantă, în punctele de contact dintre șină și roată apar forțe de interacțiune evasistatice, a căror valoare depinde de forțele exterioare vehiculului și care determină și poziția vehiculului la viteza dată.

Prin înscrierea dinamică a vehiculului în curbă se înțelege determinarea variației forțelor de interacțiune evasistatice dintre șine și roată în curbă în funcție de viteza de circulație.

2. Schema generală a boghiului cu forțele care acționează

Se consideră primul boghiu al locomotivei în timpul circulației în curbă, cu forțele și momentele care acționează asupra lui (fig. 1). Cel de al doilea boghiu nu este reprezentat, dar se poate considera ca fiind în oglindă față de primul.

Pentru sistematizarea calculului, parametrii se raportează la un sistem de coordonate xOy , sensul pozitiv al forțelor și momentelor fiind cel indicat pe figură.

Forțele de frecare F s-au reprezentat în ipoteza izotropiei coeficientului de frecare.

Cazul tratat este cel în care nu se ține seama de cupla dintre boghiuri și se va urmări comportarea acestora în stare liberă.

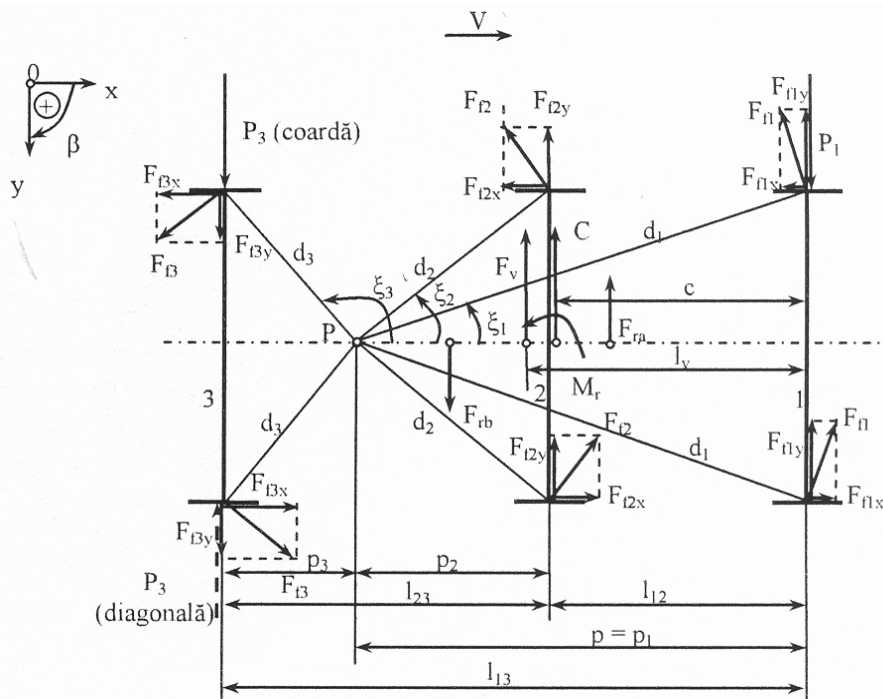


Fig.1.

3. Ecuațiile de echilibru

Circulația boghiurilor libere în curbă este independentă. Există moment de rapel ($M_r \neq 0$), deci, la o viteză dată, cele două boghiuri se dispun în mod diferit față de firele căii și se impune analiza circulației în paralel a ambelor boghiuri.

Se consideră că asupra primului boghiu al locomotivei acționează forțele P_1 , C , F_v , F_{fi} (ipoteza izotropiei frecării, dar coeficient de frecare variabil) și momentul M_r , reprezentate în figura 1.

Având în vedere că, în funcție de viteză, în principiu vehiculul poate circula în toate cele trei poziții caracteristice, calculul urmărește determinarea variației în funcție de viteză a forțelor P_1 și P_3 , respectiv Y_1 și Y_3 , a vitezelor de schimbare a poziției boghiului, variația distanței polare p , a unghiului de atac α și a factorului de uzură ϕ . În acest scop se pot scrie două ecuații de echilibru:

$$\left(\sum F_k\right)_y = 0 - \text{echilibrul forțelor după axa Oy};$$

$$\left(\sum M_k\right)_P = 0 - \text{echilibrul momentelor în raport cu polul P}.$$

Se respectă convenția de semne din figură, iar în diagonală $P_3 < 0$.

Deci, la $\mu_i \neq \text{ct}$ (și polul P în interiorul ampatamentului) avem:

$$P_1 + P_3 - C - F_v - 2Q \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i = 0 (l_{13} - p); (-p) \quad (1)$$

$$P_1 p + P_3 (l_{13} - p) - C(p - c) - F_v(p - l_v) - M_r - 2Q \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i = 0 \quad (2)$$

Având ca necunoscute P_1 , P_3 , p și C sau v , sistemul format din ecuațiile (1) și (2) este compatibil nedeterminat și se rezolvă în raport cu necunoscutele principale P_1 și P_3 .

În acest scop relația (1) se multiplică cu $(l_{13} - p)$, respectiv cu $(-p)$ și se adună cu ecuația (2), rezultând:

$$P_1 = \frac{1}{l_{13}} \cdot \left\{ C(l_{13} - c) + F_v(l_{13} - l_v) + M_r + 2Q \left[\sum_{i=1}^3 \mu_i d_i + (l_{13} - p) \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right] \right\} [N] \quad (3)$$

respectiv

$$P_3 = \frac{1}{l_{13}} \cdot \left[Cc + F_v l_v - M_r - 2Q \left(\sum_{i=1}^3 \mu_i d_i + p \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) \right] [N] \quad (4)$$

În aceste relații avem, cu $G_l = 12Q$:

$$C = \frac{G_l}{2g} \cdot \left(\frac{v^2}{R} - \frac{gh}{2s} \right) = \frac{6Q}{g} \cdot \left(\frac{v^2}{R} - \frac{gh}{2s} \right) [N] \quad (5)$$

$$d_i = \sqrt{p_i^2 + s^2} \quad [m]; \quad \cos \xi_i = \frac{p_i}{d_i} \quad (6)$$

$$p_i = p - l_{li}$$

Momentul de rapel se exprimă cu relația:

$$M_r = k_r \beta [Nm] \quad (7)$$

unde k_r este rigiditatea unghiulară a dispozitivului de rapel și care se determină cu o relație de calcul proprie fiecărui vehicul feroviar la care se tratează circulația dinamică în curbă pentru o raza dată R , iar β unghiul de rotație a boghiului față de cutie.

Conform figurii 2 unghiurile β_1 și β_2 de rotire ale boghiului față de cutie, respectiv deplasarea centrului cutiei față de normala prin centrul curbei pe axa cutiei x se determină cu relațiile:

$$x = \frac{l_{13}(2p_4 - l_{13}) - 2l_{p1}(p_1 + p_4 - l_{13})}{4l_p} \quad (8)$$

$$\beta_1 = \arctg \left[\frac{-(p_1 - l_{1p}) \sqrt{R^2 - p_1^2}}{R^2 - p_1^2 - (l_p + x)^2} + \frac{(l_p + x) \sqrt{R^2 - p_1^2} - (l_p + x)^2 + (p_1 - l_{1p})^2}{R^2 - p_1^2 - (l_p + x)^2} \right] \quad (9)$$

$$\beta_2 = -\arctg \left[\frac{(p_4 - l_{1p} - l_{46}) \sqrt{R^2 - p_4^2}}{R^2 - p_4^2 - (l_p + x)^2} + \frac{(l_p + x) \sqrt{R^2 - p_4^2} - (l_p - x)^2 + (p_4 + l_{1p} - l_{46})^2}{R^2 - p_4^2 - (l_p + x)^2} \right]$$

Sistemul de ecuații se rezolvă impunând poziția boghiului și dând valori distanței polare p sau vitezei v .

4. Circulația în diagonală

Se consideră că la viteze mici boghiul circulă în diagonală, deci $p = p_{max}$. La viteza de desprindere $P_3 = 0$, iar din relația (4) se obține:

$$C = \frac{1}{c} \cdot \left[M_r F_v l_v + 2Q \left(\sum_{i=1}^3 \mu_i d_i + p_{max} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) \right] [N] \quad (11)$$

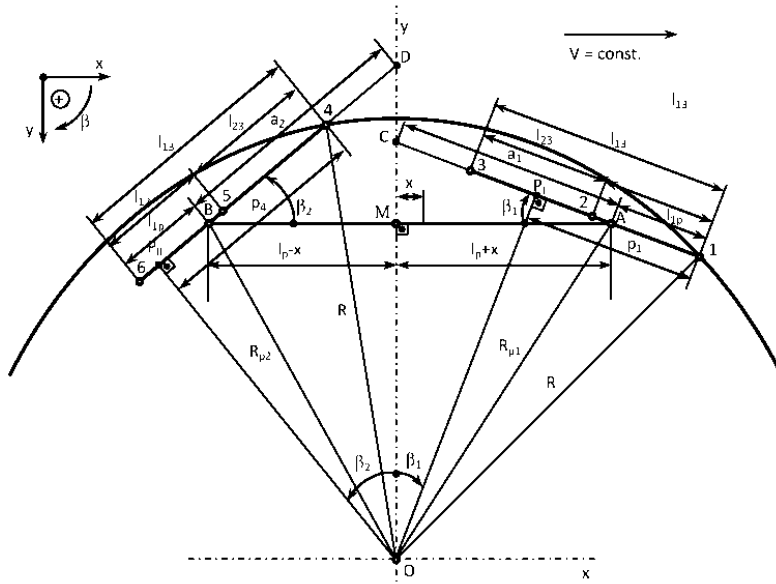


Fig.2.

Ținând seama de relația (5), se obține viteza limită în diagonală (la desprinderea osiei 3):

$$v_d^2 = Rg \cdot \left\{ \frac{h}{2s} + \frac{2}{G_1 c} \cdot \left[M_r - F_v l_v + 2Q \left(\sum_{i=1}^3 \mu_i d_i + p_{max} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) \right] \right\} \quad (12)$$

Condiția ca vehiculul să circule în diagonală este ca viteza v_d să fie o mărime reală, deci ca $v_d > 0$, adică:

$$\frac{h}{2s} > \frac{1}{3c} \cdot \left(\frac{F_v l_v - M_r}{2Q} + p_{max} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i - \sum_{i=1}^3 \mu_i d_i \right) \quad (13)$$

Dacă este îndeplinită condiția (13), atunci vehiculul circulă în diagonală și se calculează viteza v_d cu relația (12).

În continuare se dau valori vitezei $v \in [0, v_d]$ și la supraînălțarea h corespunzătoare razei R și $p = p_{max}$, se obțin: $C(V)$ din relația (5); $P_1(v)$ din relația (3) și $P_3(v)$ din relația (4) (Observație: $P_3 < 0$).

Când relația (10) nu este îndeplinită ($v_d^2 < 0$), vehiculul nu circulă în diagonală, deci $p < p_{max}$ și se determină p_{max}' pentru poziția corespunzătoare vitezei $v = 0$, când:

$$C_0 = \frac{G_1 h}{4s} = -\frac{6Qh}{2s} [N]$$

În acest scop se dau valori lui $p \in [p_{max}, p_{min}]$ și se reprezintă grafic în figura 3 funcția $v_d^2(p)$ după relația (12).

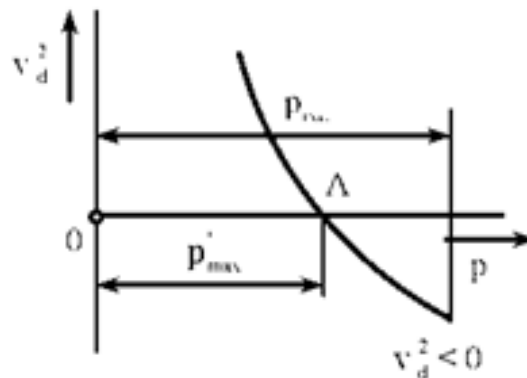


Fig.3

Valoarea căutată a distanței polare este aceea corespunzătoare punctului A, deci:

$$\overline{OA} = p_{max}' < p_{max}$$

5. Circulația în poziția liberă

Pentru determinarea limitei superioare a vitezei la circulația în poziție liberă, se consideră că osia 3 a ajuns la firul exterior al căii, deci $p = p_{min} = l_{13}/2$, dar buza bandajului încă nu apasă pe șină, adică $P_3 = 0$.

Corespunzător acestei poziții, în relația (12) se înlocuiește p_{max} cu p_{min} :

$$v_c^2 = Rg \cdot \left\{ \frac{h}{2s} + \frac{2}{G_I c} \cdot \left[M_r - F_v l_v + 2Q \left(\sum_{i=1}^3 \mu_i d_i + p_{\min} \sum_{i=1}^3 \mu_i \cos \xi_i \right) \right] \right\} \quad (14)$$

relația (14) reprezentând viteza de trecere în coardă.

Prin urmare circulația în poziția intermediară are loc la $v \in (v_d, v_c)$ și $p \in (p_{\max}, p_{\min})$ respectiv $p \in (p'_{\max}, p'_{\min})$, când forța directoare $P_3 = 0$.

Pentru studiul circulației în această zonă se dau valori lui p și se calculează viteza v cu relația (14), respectiv (12) ținând seama și de relațiile (6) și (7).

Cu relația (11) se determină forța C , pentru viteza v determinată cu relația (14), apoi din (3) rezultă $P_I(v)$.

6. Circulația în poziția liberă

La viteza $v > v_c$ vehiculul circulă în coardă, având $p = p_{\min}$. Se dau valori vitezei în intervalul $v \in [v_c, v_{\max}]$, se calculează C cu (5), apoi cu (3) și (4) rezultă $P_I(v)$ și $P_3(v)$.

Concluzii

În baza calculelor efectuate se pot trage următoarele concluzii:

În urma tratării criteriului de siguranță se constată că vehiculul nu circulă fără probleme prin curbă ($R = 170$ m). Deci, este necesară ungerea buzei bandajului;

Din tratarea criteriului de uzură rezultă că datorită faptului că factorul de uzură pentru ambele boghiuri depășesc valoarea factorului de uzură admisibil este necesară ungerea buzei bandajului pentru a evita deraierea la intrarea în curbă.

Deoarece cupla transversală dintre boghiuri de la locomotiva 621-EGM reduce la jumătate valoarea forței directoare aplicate primei osii de la boghiul 1 și la zero valoarea forței directoare aplicate primei osii de la boghiul 2, conform literaturii de specialitate, rezultă că scoaterea acesteia înrăutățește calitatea mersului prin curbe prin creșterea implicite a uzurii buzei bandajului. Deci, este necesară utilizarea acesteia.

Bibliografie

- [1] David, G. I., *Calculul și construcția structurilor portante ale vehiculelor feroviare* - vol. 1, I.P.T.V.T., Timișoara, 1980.
- [2] Dinu, Șt., Zglăvuță, E., *Manualul lăcătușului mecanic de locomotive*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1977.
- [3] Sebeșan, I., *Dinamica vehiculelor de cale ferată*, Editura Tehnică, București, 1995.
- [4] Ghita, E., Turos, Gh., *Dinamica vehiculelor feroviare*, Editura Eurostampa, Timișoara, 2006.
- [5] Ursu, C., *Dinamica materialului rulant de cale ferată*, Vol. I și II, Lito I.P.T., Facultatea de Mecanică, Timișoara, 1981.
- [6] Ursu-Neamț G. V., *Contribuții la optimizarea parametrilor cuplei elastice și a influenței acesteia asupra circulației în curbă a locomotivelor cu boghiuri articulate*, Editura Politehnica, Timișoara, 2008.

STUDIU DE TRAFIC ÎN GIRAȚIILE DIN MUNICIPIUL DEVA

Autori: Marius CAROLA¹,
mariuscarola.ito_hd@yahoo.com

Coordonator: Șef lucrări dr. ing. Andrei ANDRAȘ²

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea IME, Ingineria Transporturilor și a Traficului, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea IME, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

Rezumat

Lucrarea prezintă o analiză a traficului în cea mai aglomerată intersecție de tip sens giratoriu de pe teritoriul UAT Deva, amenajată la deschiderea centrelor comerciale Metro, Praktiker și Real (devenită între timp Auchan). Este situată pe centura mun. Deva (Calea Zarandului - centura municipiului Deva din direcția Simeria spre Arad) la intersecția cu un drum de acces către sediul Cargus și intersecția cu sens giratoriu nr. 2 din zona Dacia Service.

Cuvinte cheie

Analiză de trafic, sens giratoriu, vehicul etalon

1. Introducere

Spre deosebire de intersecțiile circulare, sensurile giratorii operează cu reguli de acordare a priorității pentru traficul deja aflat în intersecție și traficul care părăsește intersecția și elimină mult din confuzia șoferului asociată cu intersecțiile circulare dar și timpul de așteptare al șoferilor pentru intersecțiile semaforizate. Având în mare aceleași dimensiuni ca și intersecțiile semnalizate cu aceeași capacitate, sensurile giratorii sunt semnificativ mai mici în diametru față de majoritatea intersecțiilor circulare, separă traficul care intră și care iese din intersecție prin locuri amenajate pentru pietoni pentru a încuraja conducerea cu viteze mai mici.



Fig. 1. Elementele unui sens giratoriu

În funcție de mediul înconjurător, numărul benzilor de circulație și mărime intersecțiile în sens giratoriu se pot clasifica în :

- Intersecții în sens giratoriu mici
- Intersecții în sens giratoriu urbane compacte
- Intersecții în sens giratoriu urbane cu o bandă
- Intersecții în sens giratoriu urbane cu două benzi
- Intersecții în sens giratoriu rurale cu o bandă
- Intersecții în sens giratoriu rurale cu două benzi

Intersecțiile cu mai mult de două benzi pot fi asimilate cu intersecțiile cu două benzi.

2. Descrierea obiectivului

În ultimii ani autoritățile locale din municipiului Deva au decis construirea unor intersecții de tip giratoriu care să înlocuiască unele intersecții semaforizate sau a căror prioritate de trecere era reglementată cu ajutorul indicatoarelor rutiere. Lista acestor intersecții este prezentată în tabelul 1.

Locația acestor intersecții pe vederea din satelit a municipiului Deva este prezentată în figura 2

Tabelul 1 Lista sensurilor giratorii din municipiul Deva

Nr. crt.	Denumire	Locație	Nr. benzi	Intensitate trafic
1	Shopping City	Intrare Deva, zona centrelor comerciale, Calea Zarandului	2	intens
2	Service Dacia	Zona Service Dacia leg. cu giratoriu Centre comerciale	2	normal
3	Dedeman	str. Dr. V. Șuiagă int. cu Calea Zarandului și acces Dedeman	2	intens
4	Micro 15	intersecția str. Minerului cu str. Bejan și str. Titu Maiorescu	2	normal
5	Eminescu / Profi	intersecția str. Mihai Eminescu cu DJ708 E	1	normal
6	Dorobanți	intersecția Bd. 22 Decembrie cu Bd. Nicolae Bălescu	3	intens
7	Kaufland	E79 / Calea Zarandului access Kaufland	2	intens
8	Lido	Bd. 22 Decembrie int. cu Bd. Decebal, (str. D. Zamfirescu)	2	intens
9	Statuie Decebal	Piața Victoriei intersecția cu Bd. 1 Decembrie 1918	2	normal
10	Posta	Bd. I. Maniu int. cu str. Ghe. Barițiu și Bd. 1 Decembrie	2	normal
11	Gară	E79 intersecție cu Piața Gării și Bd. I. Maniu	2	intens



Fig. 2 Sensurile giratorii din Deva (vedere din satelit)

În vederea analizei, am selectat din aceste intersecții în sens giratoriu pe cea care este de departe cea mai aglomerată, inclusiv cu trafic greu de tranzit, și anume:

1 – Intersecția Shopping City de la intrarea în Deva, o intersecție mare, cu două benzi de circulație, situată pe șoseaua de tranzit, cu trafic mixt autovehicule mici / autovehicule articulate.

3. Analiza intersecției Shopping City (Intrarea în Deva, zona centrelor comerciale)

Această intersecție a fost amenajată odată cu deschiderea centrelor comerciale Metro, Praktiker și Real (devenită între timp Auchan) la intersecția cu Calea Zarandului (centura municipiului Deva din direcția Simeria spre Arad) și cu un drum de acces către sediul Cargus și intersecția cu sens giratoriu nr. 2 din zona Dacia Service. Este una dintre cele mai aglomerate intersecții din Deva, întrucât preia traficul de tranzit de pe drumul european E79, atât trafic de autovehicule mici cât și autotrenuri care tranzitează Deva pe coridorul european de pe Valea Mureșului. Pe lângă traficul de tranzit, există fluxuri de trafic ale clienților centrelor comerciale, Metro, Auchan, Praktiker și Shopping City Deva, cât și fluxul de trafic de aprovizionare respectiv livrare la domiciliu al acestor agenți economici.

3.1 Volume de trafic

Conform SR 7348/2002 – echivalarea vehiculelor fizice în vehicule etalon (autoturisme), Vehiculul etalon de calcul al traficului rutier este autoturismul. Echivalarea numărului de vehicule efective în vehicule etalon se face cu coeficienți de echivalare (de exemplu un autocamion cu sarcina utilă de peste 3 tone se echivalează cu 2 autoturisme). În tabelul 2. se prezintă valoarea coeficienților de echivalare pentru diferite tipuri de vehicule.

Tabelul 2 Valoarea coeficienților de echivalare pt. vehicule

Cod vehicul	Tipul vehiculului	Coef. Echiv. - Ce
A	Autoturisme, microbuze, autocamionete, cu sau fără remorcă;	1
B	Autobuze și Autocamioane sau derivate, cu 2-4 osii	2
C	Autovehicule articulate (TIR, autobuz articulat)	3,5
D	*În cazul în care autocamioanele, autotractoarele sau tractoarele au mai multe remorci, pentru fiecare remorcă se adaugă:	1,5

Pentru determinarea volumelor de trafic au fost efectuate observații în 4 puncte: punctul 1 accesul în intersecție dinspre E79 direcția Simeria, punctul 2 accesul în intersecție dinspre parcurile centrelor comerciale, punctul 3 accesul în intersecție dinspre Calea Zarandului (direcția dinspre Arad) și punctul 4 accesul în intersecție dinspre motelul Sava.

Fluxurile de trafic sunt compuse din vehicule de diferite categorii, ceea ce conduce la aspectul eterogen al acestora. Datele au fost culese pe fișe speciale pe categorii de vehicule, după care au fost transformate în vehicule etalon (sau unitar = autoturismul).

În fig 3 se prezintă acest sens giratoriu, în fig 4 se prezintă direcțiile și localizarea acestuia pe harta municipiului.



Fig. 3 Sensul giratoriu zona Shopping City Deva



Fig. 4. Localizarea sensului giratoriu pe hartă, intrările și ieșirile din sens

Volumele de trafic corespunzătoare punctelor 1, 2, 3 și 4 ale intersecției giratorii sunt prezentate în tabelele 3, 4, 5 și 6. Reprezentarea grafică a ponderii pe tipuri de vehicule, în procente este prezentată pentru fiecare punct de observație, în figurile 5, 6, 7 și 8.

Volumul traficului în punctul 1

Tabel 3

Interval orar	Cod A	Cod B	Cod C	Cod D	total vehicule etalon
08:00-08:05	56	1	3	0	68.5
08:05-08:10	52	2	4	0	70
08:10-08:15	63	0	6	0	84
08:15-08:20	72	2	2	0	83
08:20-08:25	50	0	4	0	64
08:25-08:30	60	4	6	0	89
total veh	353	9	25	0	387
tot veh et	353	18	87.5	0	458.5
pondere %	76.99%	3.93%	19.08%	0.00%	100.00%

Volumul traficului în punctul 2

Tabel 4

Interval orar	Cod A	Cod B	Cod C	Cod D	total vehicule etalon
08:00-08:05	33	1	2	0	35
08:05-08:10	33	0	0	0	33
08:10-08:15	36	0	2	0	36
08:15-08:20	42	1	0	0	44
08:20-08:25	41	0	0	0	41
08:25-08:30	50	0	3	0	50
total veh	235	2	7	0	244
tot veh et	235	4	24.5	0	263.5
pondere %	89.18%	1.52%	9.30%	0.00%	100.00%

Volumul traficului în punctul 3

Tabel 5.

Interval orar	Cod A	Cod B	Cod C	Cod D	total veh etal
08:00-08:05	14	0	1	0	14
08:05-08:10	6	0	0	0	6
08:10-08:15	8	0	0	0	8
08:15-08:20	12	0	0	0	12
08:20-08:25	10	0	0	0	10
08:25-08:30	16	0	1	0	16
total veh	66	0	2	0	68
tot veh et	66	0	7	0	73
pondere %	90.41%	0.00%	9.59%	0.00%	100.00%

Volumul traficului în punctul 4

Tabel 6

Interval orar	Cod A	Cod B	Cod C	Cod D	total veh etal
08:00-08:05	62	2	7	0	66
08:05-08:10	66	1	6	0	68
08:10-08:15	61	0	1	0	61
08:15-08:20	70	3	5	0	76
08:20-08:25	55	0	12	0	55
08:25-08:30	66	1	6	0	68
total veh	380	7	37	0	424
tot veh et	380	14	148	0	542
pondere %	70.11%	2.58%	27.31%	0.00%	100.00%

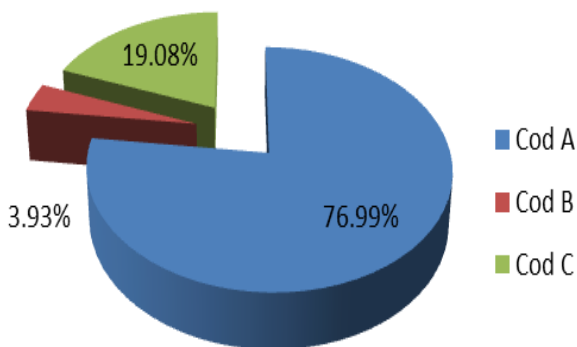


Figura 4.4 : Ponderea traficului în punctul 1

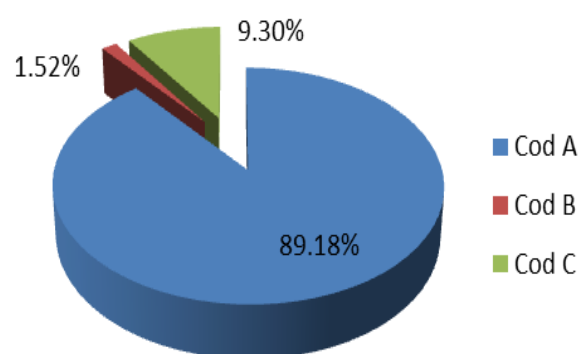


Figura 4.5 : Ponderea traficului în punctul 2

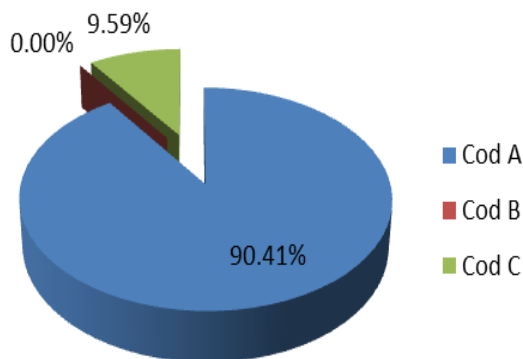


Figura 4.6 : Ponderea traficului în punctul 3

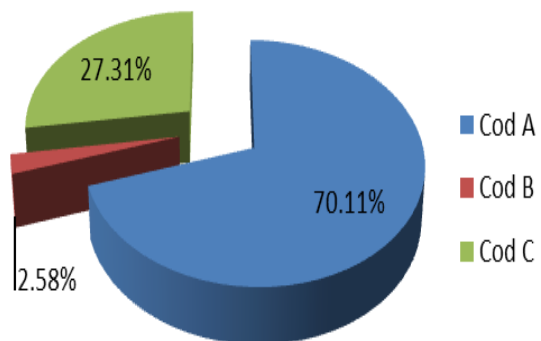


Figura 4.7 : Ponderea traficului în punctul 4

4. Concluzii

4.1. Concluzii generale privitoare la sensurile giratorii

În ultimii 20 de ani parcul auto din țara noastră a crescut considerabil recuperând din decalajul față de țările din restul Europei, în special cele din vestul acesteia. Din păcate, infrastructura nu a înregistrat o creștere asemănătoare astfel încât pe drumurile din România, mai ales pe cele din interiorul marilor orașe, au apărut o serie de fenomene negative : aglomerație, accidente în număr tot mai mare și ambuteiaje.

În acest context, intersecțiile în sens giratoriu au devenit o soluție la îndemâna autorităților centrale și locale pentru descongestionarea traficului și pentru diminuarea numărului de accidente precum și a urmărilor acestora. Este adevărat că intersecțiile în sens giratoriu nu reprezintă o soluție „minune” pentru rezolvarea tuturor problemelor de trafic însă micșorarea timpilor de așteptare pentru tranzitarea unei intersecții și creșterea siguranței circulației sunt avantaje vizibile pentru toți participanții la trafic.

Din literatura de specialitate și studiile experimentale din trafic, intersecțiile în sens giratoriu prezintă următoarele avantaje :

- Fluidizarea traficului concretizată în reducerea timpilor de așteptare pentru tranzitarea intersecției
- Creșterea siguranței în circulație prin obligarea conducătorilor auto de a reduce viteza
- Reducerea urmărilor accidentelor de circulație prin reducerea vitezelor, prin unghiurile din care se pot produce coliziunile și prin egalarea vitezelor vehiculelor care au prioritate cu cele ale vehiculelor care cedează prioritatea
- Micșorarea costurilor de întreținere prin eliminarea consumului de energie electrică și a necesității înlocuirii corpurilor de iluminat necesare funcționării unei intersecții semaforizate
- Zonele verzi amenajate pe insula centrală pe insulele de separare și în perimetrul intersecției pot îmbunătăți aspectul general al zonei în care se amplasează o intersecție în sens giratoriu
- Se reduc staționările cu motoarele vehiculelor pornite sau în unele situații chiar se elimină ceea ce are o influență pozitivă asupra mediului prin reducerea nivelului noxelor emise și prin reducerea poluării fonice datorată eliminării demarajelor de pe loc
- Amenajarea unei noi intersecții implică costuri relativ mici iar durata de viață este aproape dublă față de intersecțiile semaforizate

Există și unele dezavantaje ale intersecțiilor în sens giratoriu între care se pot aminti :

- Transformarea unei intersecții existente într-o intersecție în sens giratoriu implică costuri destul de mari și un disconfort major conducătorilor auto care tranzitează intersecția în perioada transformării
- Pietonii sunt nevoiți să ocolească pentru a ajunge la trecerile destinate lor, acestea nemaifiind amplasate la colțul intersecției ca în cazul altor intersecții. De asemenea pietonii nu mai beneficiază de protecția oferită de culoarea verde a semaforului, ei trebuind să se asigure pentru a traversa
- Întreținerea în bune condiții a zonei verzi implică costuri destul de ridicate
- Intersecția în sens giratoriu necesită un spațiu mai mare decât alte tipuri de intersecții

4.2. Concluzii particulare privitoare la intersecția analizată din Deva

Intersecția studiată poate fi considerată o combinație între intersecții în sens giratoriu urbane și cele rurale cu două benzi. Alinierea artelor este cea recomandată obligând șoferii să reducă viteza indiferent de direcția din care se apropie. Lățimea carosabilului circular permite accesul fără probleme al vehiculelor articulate și autocarelor aflate în tranzit pe E79 pe direcția Simeria-Arad (și retur) sau a vehiculelor articulate care aprovizionează retailerii din zonă.

Există insulele de separare pe toate direcțiile, cea dinspre orașul Deva având amenajate treceri de pietoni. Dimensiunile acestei insule de separare oferă o bună protecție pietonilor care traversează în două etape. Celelalte nu au treceri de pietoni dar este logic întrucât nu există trotuar pietonal, fiind fie accesul auto spre centrul comercial fie intrarea / ieșirea din oraș către direcția Simeria.

Se constată un trafic mai intens pe intrările/ieșirile corespunzătoare axei reprezentate de E79 (tranzit), unde ponderea traficului greu de vehicule articulate este semnificativă (20, respectiv 27%), comparativ cu punctul de observație 2 care reprezintă accesul la centrele comerciale, sau cu punctul de observație 4 care este doar un scurt drum cu o bandă pe sens pentru acces la 3-4 agenți economici mai mici respectiv spre sensul giratoriu de la Dacia Service.

Comparând avantajele cu dezavantajele, amenajarea acestei intersecții ca sens giratoriu reprezintă o inițiativă pozitivă a administrației locale din municipiul Deva.

Bibliografie:

1. Analiză de trafic – Note de curs. Universitatea din Petroșani
2. Dorobanțu S., ș.a.: „Drumuri - calcul și proiectare”, Editura Tehnică București, 1980
3. Diaconu E., Dicu M. și Răcănel C.: “Căi de comunicații rutiere. Principii de proiectare”,
4. Editura CONSPRESS București, 2006, ISBN 978-973-7797-80-9
5. Lobază, M, ș.a, Căi de comunicații rutiere : îndrumător didactic de proiectare pentru
6. specializarea CCIA. București : Conspress, 2008.
7. *** SR 10144-4:1995 Amenajarea intersecțiilor pe străzi. Clasificare și prescripții de proiectare.
8. *** SR 1120:1995 Lucrări de drumuri. Straturi de bază și îmbrăcăminți bituminoase de macadam semipenetrat și penetrat. Condiții tehnice de calitate.

9. *** SR 174-1:2009. Lucrări de drumuri. Îmbrăcăminți bituminoase cilindrate executate la cald. Partea 1: Condiții tehnice pentru mixturi asfaltice.
10. ***SR 179:1995 Lucrări de drumuri. Macadam. Condiții tehnice generale de calitate.
11. ***STAS 10144/5-89 Calculul capacității de circulație a străzilor.
12. ***STAS 1339-79 Lucrări de drumuri. Dimensionarea sistemelor rutiere. Principii fundamentale.
13. ***STAS 10144/3-91 Elemente geometrice ale străzilor. Prescripții de proiectare.
14. ***STAS 1242/2-83 Teren de fundare. Cercetări geologico-tehnice și geotehnice specifice traseelor de căi ferate, drumuri și autostrăzi.
15. ***STAS 2916-87 Lucrări de drumuri și căi ferate. Protejarea taluzurilor și șanțurilor. Prescripții generale de proiectare.
16. ***STAS 2900-89 Lucrări de drumuri. Lățimea drumurilor.
17. ***STAS 2914-84 Lucrări de drumuri. Terasamente. Condiții tehnice generale de calitate.
18. ***STAS 863-85 Lucrări de drumuri. Elemente geometrice ale traseelor. Prescripții de proiectare.
19. ***STAS 8840:1983 Road works. Foundation layers of mechanically stabilized soils. General technical requirements for quality.
20. www.traficmedia.ro
21. ro.wikipedia.org
22. Google Maps
23. www.cnadnr.ro
24. www.bursatransporturi.ro
25. www.primariadeva.ro

ANALIZA INFLUENȚEI CARACTERISTICILOR DRUMULUI ASUPRA SPAȚIULUI DE FRANARE AL AUTOVEHICULELOR

Autori: Alin DOROFTEI¹
doroftei.alin96@yahoo.com

Coordonator: Șef lucrări dr. ing. Andrei ANDRAȘ²

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea IME, Ingineria Transporturilor și a Traficului, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea IME, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

Rezumat

Lucrarea analizează variația spațiului de frânare în funcție de caracteristicile căii de rulare. Pe baza formulelor folosite la disciplina Dinamica autovehiculelor pentru determinarea spațiului minim și a spațiului efectiv de oprire al unui autovehicul, s-au reprezentat grafic aceste spații calculate, în condiții inițiale identice date, pentru diferite stări ale carosabilului.

Cuvinte cheie

Spațiu de frânare, coeficient de aderență, spațiu de frânare minim

1. Introducere

Aprecierea și compararea capacității de frânare a autovehiculelor se face cu ajutorul decelerației maxime

absolute ($a_f = -\frac{dv}{dt}$) sau relative ($a_{frel} = \frac{a_f}{g}$), a duratei frânării t_f și a spațiului de frânare minim S_{fmin} în funcție de

viteză. Toți acești parametri pot fi determinați în intervalul a două viteze, dintre care ultima poate fi egală cu zero, în cazul frânării totale. Pentru aprecierea cantitativă a calităților de frânare, de multe ori se utilizează decelerația relativă

sau coeficientul de frânare ($a_{frel} = \frac{100-a}{g}$ [%]; g este accelerația gravitațională).

2. Aspecte teoretice ale determinării spațiului efectiv de frânare al autovehiculului

Spațiul efectiv (total) de frânare (până la oprirea autovehiculului) este determinat de suma dintre:

- spațiul parcurs în cadrul întârzierilor involuntare S_{ii} și
- spațiul real (minim) de frânare S_{fmin} ,

$$S_f = S_{ii} + S_{fmin} \quad (1)$$

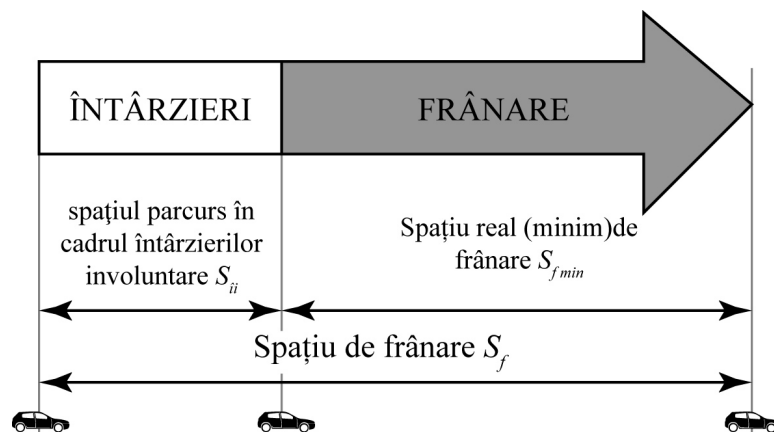


Fig. 1 Reprezentarea schematică a Spațiului de frânare

Spațiul parcurs în cadrul întârzierilor involuntare este determinat de durata întârzierilor involuntare t_{ii} :

$$S_{ii} = \frac{v}{3,6} \cdot t_{ii}, \quad \text{în } m \quad (2)$$

în care: v este viteza de deplasare a autovehiculului, în km/h, iar t_{ii} în s.

Având în vedere că durata întârzierilor involuntare t_{ii} , este compusă din:

- durata de percepție-reacție a conducătorului auto t_{pr} și
- timpul t_{if} scurs de la începerea procesului de frânare până la blocarea roților (atingerea eficacității maxime a frânării), rezultă:

$$S_{ii} = \frac{v}{3,6} \cdot t_{pr} + \frac{v}{3,6} \cdot t_{if} = S_{pr} + S_{if} \quad (3)$$

în care:

S_{pr} reprezintă distanța parcursă în cadrul duratei t_{pr} de percepție-reacție a conducătorului auto, în m; S_{if} - distanța corespunzătoare timpului t_{if} scurs de la începerea procesului de frânare până la frânarea constantă (timpul corespunzător blocării roții - atingerii eficacității maxime a frânării).

Având în vedere că, spațiul minim de frânare este dat de relația:

$$S_{f \min} = \frac{k_e}{26 \cdot \varphi_{med} \cdot g} \cdot v^2, \text{ în } m \quad (4)$$

și că, în majoritatea calculelor de expertiză tehnică auto, timpul t_{pr} se determină ca fiind suma între:

- durata întârzierilor fiziologice t_{fiz} și
- durata întârzierilor mecanice t_{mec} , r

rezultă relația de calcul a spațiului efectiv de frânare:

$$S_f = (t_{fiz} + t_{mec} + t_{if}) \cdot \frac{v}{3,6} + \frac{k_e \cdot v^2}{26 \cdot \varphi_{med} \cdot g}, \text{ în } m \quad (5)$$

în care:

k_e este coeficientul eficacității frânelor; φ_{med} - coeficientul mediu de aderență; g - accelerația gravitațională, în m/s^2 ; v se exprimă în km/h, iar t_{fiz} , t_{mec} și t_{if} în s.

3. Condiții inițiale

Pentru determinarea spațiului efectiv de oprire S_f și a spațiului minim de frânare $S_{f \min}$, se consideră ipoteza unui drum orizontal, o viteză constantă de deplasare a unui autovehicul = 60 km/h, și aceleași condiții din punctul de vedere al conducătorului auto. Astfel, din literatura de specialitate, considerăm că pentru un șofer atent la drum care privește înainte timpul percepție-reacție este $t_{pr} = 0,9$ s. Timpul scurs de la începerea procesului de frânare până la frânarea constantă (timpul corespunzător blocării roții - atingerii eficacității maxime a frânării), în cazul autovehiculului cu frâne cu circuit servo-hidraulic este $t_{if} = 0,15$ s. Valoarea coeficientului eficacității frânelor este la autoturisme cu încărcătură și frână cu repartitor $k_e = 1,1$.

4. Calculul datelor și prelucrarea acestora

Astfel, pentru condițiile inițiale date, formulele (4) și (5) devin:

$$S_{f \min} = \frac{1,1 \cdot 3600}{26 \cdot \varphi_{med} \cdot g}, \text{ în } m \quad (6)$$

Respectiv

$$S_f = (0,9 + 0,15) \cdot \frac{60}{3,6} + \frac{1,1 \cdot 3600}{26 \cdot \varphi_{med} \cdot g}, \text{ în } m \quad (7)$$

Pe baza acestor formule, pentru fiecare valoare a coeficientului mediu de aderență φ_{med} , corespunzător stării carosabilului (tabel 1), calculăm cele două spații de frânare, iar rezultatul îl trecem în tabelul 2, al rezultatelor.

Tabel. 1 Valoarea coeficientului mediu de aderență φ_{med} , corespunzător stării carosabilului

tip și stare drum	BETON uscat	BETON umed	piatră uscată	Piatră spartă uscată	Piatră spartă umedă	pământ uscat	pământ umed	teren nisipos uscat	teren nisipos umed	zăpadă afânată	zăpadă bătătorită	poale sub 0 grade
φ_{med}	0.85	0.40	0.53	0.65	0.45	0.55	0.38	0.31	0.45	0.30	0.23	0.10

Calculul s-a efectuat în utilitarul MSExcel, pentru rapiditate, pe baza formulelor (6) și (7) introduse în celulele corespunzătoare, iar pe baza rezultatelor calculului s-a făcut reprezentarea grafică a spațiului efectiv de oprire S_f și a spațiului minim de frânare S_{fmin} .

Tabel. 2 Valorile calculate ale S_f și a spațiului minim de frânare S_{fmin}

tip și stare drum	BETON uscat	BETON umed	piatră uscată	Piatră spartă uscată	Piatră spartă umedă	pământ uscat	pământ umed	teren nisipos uscat	teren nisipos umed	zăpadă afanată	zăpadă bătătorită	polei sub 0 grade
S_{fmin} (m)	18.27	38.81	29.57	23.89	34.50	28.23	41.40	50.08	34.50	51.75	69.00	155.26
S_f (m)	35.77	56.31	47.07	41.39	52.00	45.73	58.90	67.58	52.00	69.25	86.50	172.76

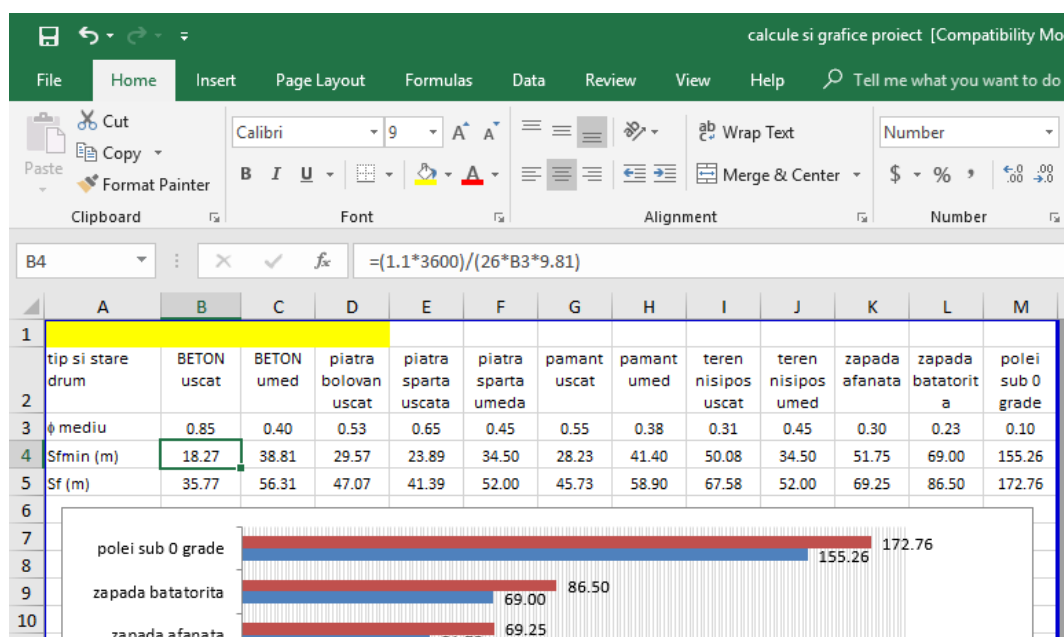


Fig. 2 Fereastra Excel în care se calculează datele

Pe baza calculului efectuat, se trasează graficele de dependență a spațiului efectiv de oprire S_f și a spațiului minim de frânare S_{fmin} față de coeficientului mediu de aderență ϕ_{med} , corespunzător stării carosabilului. Cu roșu am reprezentat spațiul efectiv de oprire iar cu albastru distanța minimă de frânare.

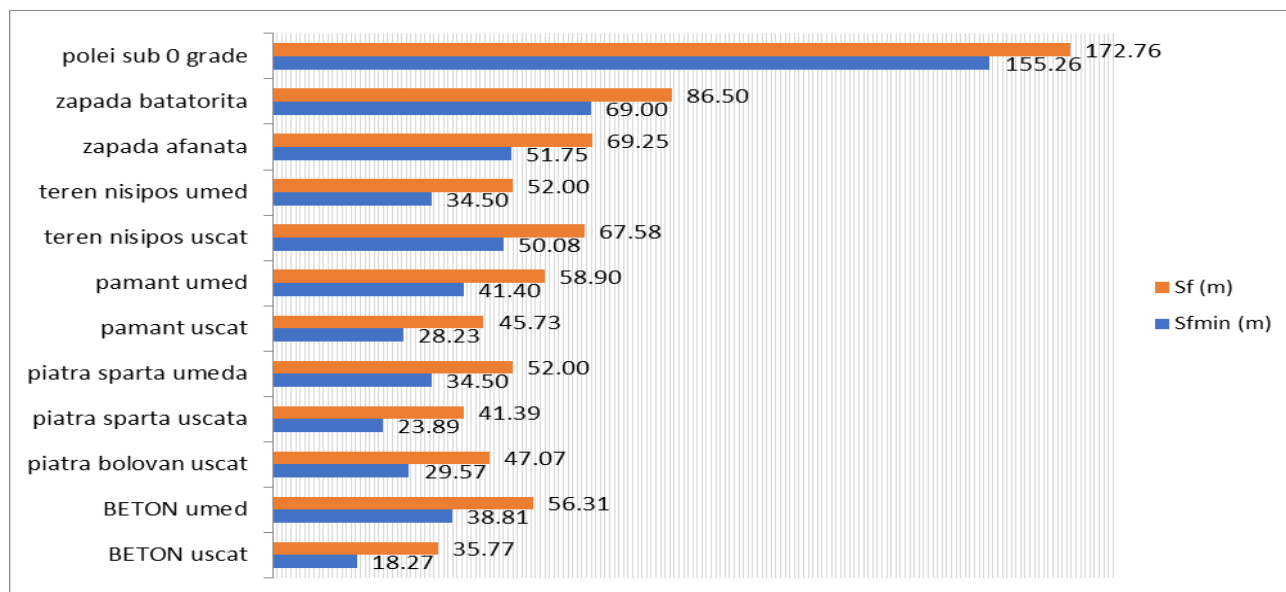


Fig. 2 Graficele de dependență a spațiilor de frânare

5. Concluzii

Calculul numeric și reprezentarea grafică arată clar că rezultatele sunt conforme cu ipotezele teoretice. Astfel, spațiile de frânare / oprire cresc proporțional cu scăderea coeficientului de aderență al drumului, adică cu cât drumul este mai alunecos, distanța de oprire crește, ceea ce este normal.

Se observă totodată că spațiul efectiv de oprire S_f este întotdeauna mai mare decât spațiului minim de frânare $S_{f_{min}}$ diferența fiind de fapt spațiul parcurs în cadrul întârzierilor involuntare S_{ii} definit prin formula (1), spațiu care este dependent exclusiv de viteză și de timpii de percepție-reacție ai conducătorului auto (care variază în funcție de oboseală, consum de alcool, vârstă, anticiparea stării de pericol, atenția la drum etc), respectiv de timpii de întârziere mecanică (dependenți la rândul lor de starea și tipul sistemului de frânare). Valori pentru acești timpi există în literatura de specialitate, obținuți prin determinări experimentale, de-a lungul timpului, de către multiple echipe de cercetători de pe întreg globul.

Privind acest grafic în comparație cu o formulă, ne putem da mult mai ușor seama de pericolul excesului de viteză, și de importanța adaptării permanent raportul te a vitezei la starea carosabilului. Se observă că spațiul minim de frânare pe beton umed, de exemplu, este mai mult decât dublu față de betonul uscat, iar în cazul condițiilor de iarnă creșterea este mult mai mare.

În mod similar acestei lucrări se pot face determinări și comparații pentru diferite viteze, pentru timpi de percepție – reacție diferiți (șofer obosit de exemplu), sau pentru sistem de frânare neconform, cu întârzieri mari.

Bibliografie:

1. Andraș, A., Dinamica autovehiculelor. Notițe de curs, format electronic.
2. Boboș, B., Cercetări privind reconstituirea coliziunii autovehiculelor, Ed. Risoprint, Cluj – Napoca, 2008.
3. Brach, M., Brach, R., Vehicle accident analysis and reconstruction methods, SAE International, Warrendale, 2005, ISBN 0768007763.
4. Cordoș, N., Burnete, N., Todoruț, A., - Coliziunea automobilelor, Editura Todesco, Cluj- Napoca, 2003.
5. Gaiginschi, R., Drosescu, R., Gaiginschi, L., Sachelarie, A., Filip, I., Rakoși, E., - Posibilități de reconstrucție a accidentelor rutiere însoțite de coliziuni. Siguranța circulației rutiere. București, Editura Tehnica, 2006.
6. Gaiginschi, R., Reconstrucția și expertiza accidentelor rutiere, Editura Tehnica, București, 2009.
7. Todoruț, A., Dinamica accidentelor de circulație, Editura UT Press, Cluj-Napoca, 2008.
8. Untaru, M., ș.a., - Dinamica autovehiculelor pe roți. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1981.

STUDIUL TIMPULUI DE REACȚIE ÎN MANEVRELE RAPIDE EFECTUATE LA SESIZAREA UNUI OBSTACOL DE CĂTRE CONDUCĂTORUL DE AUTOVEHICUL

Autor: Denis- Constantin LUPU¹

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Stela DINESCU²

¹ *Universitatea din Petroșani, Facultatea IME, specializarea: Ingineria Transporturilor , anul IV*

² *Universitatea din Petroșani, Facultatea IME, Departamentul: IMIT*

Rezumat. În lucrare am analizat elementele componente ale timpului de reacție pe care îl are un conducător de autovehicul la sesizarea unei situații periculoase. Reacția conducătorului de autovehicul este influențată de mai mulți factori. Durata reacției ansamblului șofer-autovehicul se compune din timpul de reacție al conducătorului t_r și din timpul de reacție t_s al sistemului mecanic acționat de acesta.

Cuvinte cheie: timp de reacție, frânare, percepție, decizie, viraj.

1. Introducere

Ecuatiile care descriu mișcarea unui autovehicul, nu iau, în general, în considerare influența performanțelor conducătorilor de autovehicule în descrierea mișcării.

În mod normal, conducătorul face o astfel de manevră, ca răspuns la un stimul, de exemplu, sesizarea unui obiect pe drum. Când apare stimulul, conducătorul trebuie să *perceapă* și să *înțeleagă*, să *ia decizia* asupra răspunsului imediat și să *reacționeze*, acționând pedala de frână. Distanța parcursă în acest interval, sau timpul, constituie doar o componentă a spațiului, respectiv timpului total de oprire. În multe aplicații această manevră se împarte în două:

- percepția - reacția, care include acțiunile dinainte de răspunsul vehiculului;
- frânarea, care este descrisă de ecuațiile de mișcare.

Schema de funcționare a creierului în timpul conducerii unui autovehicul este asemănătoare funcționării unui calculator. Conexiunile între organele de simț - scoarța cerebrală și scoarța cerebrală - mușchi corespund căilor nervoase, senzoriale și motorii. Spre deosebire de calculator, creierul nu poate efectua dintr-o dată decât o singură operație.

2. Timpul de reacție în manevrele rapide

Experiențele de laborator au arătat că dacă unui conducător îi trebuie 1,5 secunde pentru percepția și reacția la un stimul de pe drum, la o viteză de 90 km/h (25 m/s), distanța parcursă în acest timp va fi de 37,5 m până la începerea frânării.

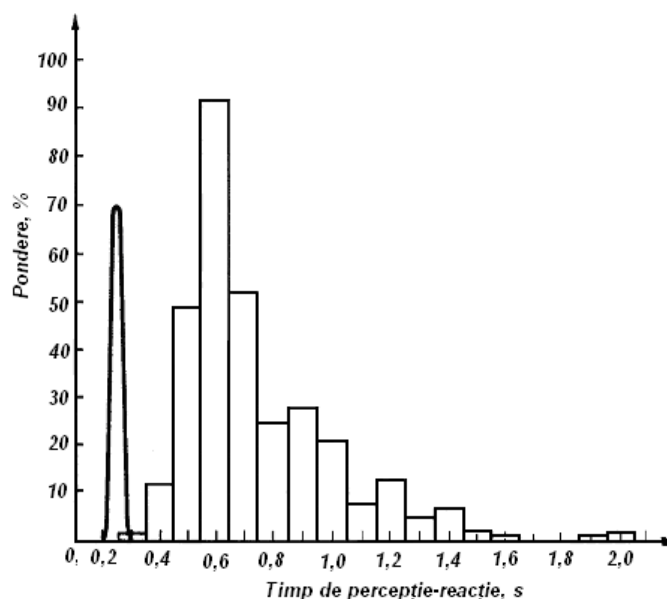


Fig. 1. Distribuția timpilor de reacție.

În Fig. 1 sunt prezentate rezultatele cercetărilor în domeniu, cu privire la timpul de răspuns al conducătorului, la frânare. Curba continuă din prima zonă a histogramei prezintă timpul de reacție a unei persoane care realizează măsurătorile, și care înregistrează datele conducătorilor. Cercetătorii au demonstrat că timpul de răspuns este mai lung atunci când, conducătorul este luat prin surprindere.

Problemele majore referitoare la dispozitivele de control al traficului sunt legate de distanțele la care pot fi:

- *detectate*, ca obiecte în câmpul vizual;
- *recunoscute*, ca dispozitive de control al traficului: semne, semnale, marcaje și alte mijloace auxiliare de semnalizare;
- *lizibile sau identificabile*, astfel încât să fie înțelese și conducătorul auto să acționeze corespunzător.

Răspunsul conducătorului depinde de caracteristicile psihice și parametri cum ar fi: vârsta, starea de sănătate, consumul de alcool sau de droguri, oboseala, lipsa somnului și starea emoțională. El depinde, de asemenea, de complexitatea și numărul stimulilor, dar și de complexitatea răspunsului cerut. Specialiștii trebuie să cerceteze posibilitatea de diminuare a numărului stimulilor cu care conducătorii de autovehicule vin în contact într-o perioadă scurtă de timp.

Aceasta ar putea fi interpretată ca o regulă, și anume, ca la un moment dat să existe doar un singur stimul, regula care, datorită complexității mediului înconjurător, nu este realistă.

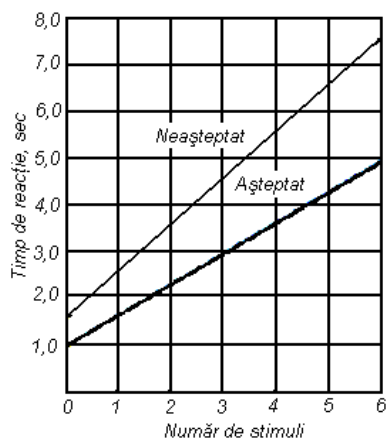


Fig. 2. Timpul de reacție la stimuli neașteptați

În fig. 2 sunt prezentate două situații des întâlnite. Prima se referă la faptul că timpul de reacție este mai lung în cazul stimulilor neașteptați, decât în cazul stimulilor cunoscuți (de exemplu, la schimbarea semnalului semaforului, conducătorul va încetini și/sau va opri). A doua se referă la complexitatea informației date, care este în relație de directă proporționalitate cu timpul de reacție, deci cu cât informația este mai amplă și complexă cu atât durata reacției va fi mai mare.

Acest principiu este folosit pentru a aminti că la amplasarea semnelor și marcajelor rutiere nu se recomandă aglomerarea (concentrarea) acestora, ceea ce ar însemna prea multe informații în același timp. Fenomenul este cunoscut sub denumirea de "poluare informațională" și conduce la apariția reacțiilor false din partea conducătorilor auto.

3. Durata reacției conducătorului de autovehicul.

Experiența acumulată în cazuistica accidentelor rutiere grave indică faptul că 80 % dintre ele sunt datorate factorului uman, erorile de pilotaj reprezentând o pondere însemnată. Ca și în viață, omul are un comportament bine individualizat referitor la "talentul" de a se adapta și de a reacționa la diversele situații care îl pot pune în conflict și cu alți oameni sau care îi pot afecta sănătatea. Cu toate deosebirile impuse de nivelul educației, de origine, de simțul de răspundere, de caracter, etc, reacțiile emoționale în fața unui pericol de accident care constă în posibilitatea rănirii proprii sau a altor participanți la trafic sunt aproximativ similare sub aspectul timpului și eventual și al manevrelor de evitare. Această afirmație este valabilă atât timp cât comportamentul uman nu este influențat de factori perturbatori, cum ar fi consumul de alcool, oboseala avansată, boli care afectează simțurile percepției exterioare, etc.

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. Apar astfel două aspecte fundamentale și anume:

- dacă durata reacției conducătorului auto se încadrează între valorile care caracterizează starea normală umană;
- dacă manevra de evitare aleasă corespunde sau nu condițiilor concrete de la locul faptei.

Aprecieră culpabilității unui conducător de vehicul numai în funcție de manevra adoptată pentru evitarea accidentului sau de posibilitățile disponibile de percepție a pericolului este dificilă și subiectivă, date fiind complexitatea fenomenelor care se iau în considerație și imposibilitatea exprimării lor prin mărimi ce pot fi cuantificate.

De aceea, stabilirea duratei reacției șoferului reprezintă factorul principal pe baza căruia se analizează și se evaluează comportamentul său.

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. Frecvent, asemenea situații care impun reacții denumite generic “urgente” se referă la:

- pătrunderea rapidă pe un drum cu prioritate a unor vehicule care circulă în intersecții sau pe drumuri fără prioritate, fără a respecta prevederea “cedează trecerea”;
- traversarea imprevizibilă și bruscă a drumului de către unul sau mai mulți pietoni prin locuri improprie acestui scop;
- înscrierea bruscă a unui autovehicul fără o prealabilă semnalizare pe banda pe care se deplasează în spate, cu viteza mai mare, un alt autovehicul;
- înscrierea bruscă a unui autovehicul în depășirea altui vehicul, când din sens contrar circulă alte vehicule, la distanțe relativ mici;
- apariția bruscă a unui pieton sau vehicul a cărui vizibilitate a fost împiedicată de către un alt vehicul.

Dacă măcar unul din conducătorii auto aflați într-una din situațiile menționate reacționează prin efectuarea unor manevre adecvate există șanse ca urmările accidentului să fie mai puțin grele sau chiar ca acesta să nu se mai producă.

Starea de pericol constă în modificarea unor factori din mediul înconjurător, care în majoritatea cazurilor este perceput pe cale vizuală; deseori însă sesizarea unui eventual pericol este posibilă prin simțul vestibular (senzația de echilibru) sau chiar pe cale auditivă. Conducătorul vehiculului poate reacționa prin manevrele clasice avute la dispoziție, adică frânare energetică, viraj de ocolire, accelerare bruscă sau combinații ale acestora. asemenea manevre sunt impuse de o stare de urgență și în mod obișnuit sunt rezultatul unor hotărâri reflexe. De aceea ele diferă esențial de manevrele similare efectuate în urma unor decizii conștiente care au la bază raționamente derulate pe perioade suficient de mari.

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.

4. Componentele timpului de reacție.

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. 3., între punctele A și B derulându-se etapa de percepție a pericolului, urmată de reacția conducătorului auto între punctele B – C. Timpul de reacție al conducătorului auto este cuprins între 0,45 și 1,0 s, și depinde de vârsta, oboseala, îmbibația de alcool în sânge a conducătorului auto. Din momentul în care conducătorul auto reacționează și apasă pedala de frână, în punctul C și până când sistemul de frânare începe să acționeze, în punctul D, are loc așa numita întârziere mecanică, cuprinsă între 0,2 și 0,5 s și depinde de starea instalației de frânare.

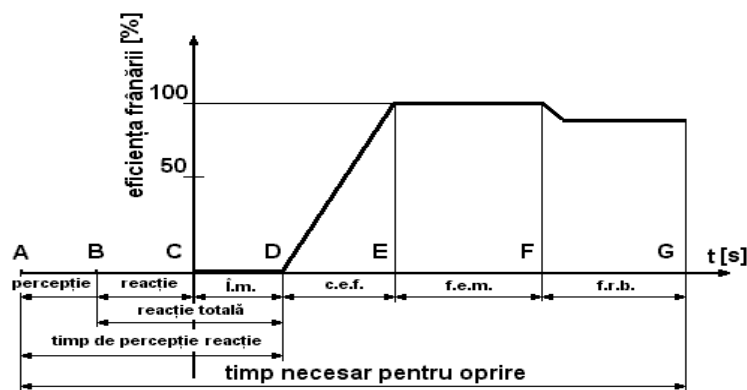


Fig.3. Schema procesului de frânare

În continuare între punctele D și E are loc o creștere a eficienței frânării într-un interval cuprins între 0,15 și 0,8 s care depinde de tipul instalației de frânare, între punctele E și F se execută frânarea cu eficiență maximă, iar între punctele F și G are loc, pentru autovehiculele care nu sunt echipate cu sistem de frânare ABS (Antilock Braking System), frânare ineficientă, cu roțile blocate.

Cercetările expuse în literatura de specialitate în legătură cu timpul de reacție al conducătorului de vehicul se bazează numai pe determinări experimentale, efectuate în diverse condiții, cu scopul de a stabili și influențele unor factori care afectează comportamentul uman.

Relevante sunt valorile prezentate în tabelul 1, care se referă la comportamentul uman al unor conducători obișnuiți, puși să reacționeze prin frânare sau viraj în condiții care diferă prin gradul de pericolitate.

Spre deosebire de situațiile de urgență menționate anterior, considerate ca având un grad de pericolitate ridicat, cele cu un grad mediu sau chiar redus constau în:

- traversarea străzii de către un pieton începând de la stânga la dreapta (pentru circulația pe partea dreaptă);
- intenția de viraj către stânga a unui autovehicul care se deplasează din direcție opusă;
- intenția de pătrundere a unui autovehicul de pe un drum auxiliar pe un drum cu prioritate;
- intenția de viraj la stânga, fără a o semnaliza, a unui vehicul aflat în față la o distanță relativ mare.

Tabelul 1. Valori obișnuite ale componentelor timpilor de reacție la frânare sau viraj pentru conducătorii de vehicule confrunțați cu situații de accident cu grad de pericolitate diferit.

<i>Gradul de pericolitate a situației</i>	<i>Redus</i>				<i>Mediu</i>	<i>Inalt</i>
	<i>Frânare</i>	<i>Viraj</i>	<i>Concomitent</i>		<i>Frânare</i>	<i>Frânare</i>
			<i>Frânare</i>	<i>Viraj</i>		
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 [s]	1,47	1,46	1,56	1,34	1,12	0,94

Valorile indicate din tabel 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 predispușe să genereze pericole specifice, timpul său de reacție este sensibil mai scurt, cu până la 40%.

În momentul de față atât în țara noastră cât și în celelalte țări Europene se consideră că o valoare a timpului de reacție între 0,8 și 1,0 secunde reflectă comportamentul normal al unui șofer cu vârsta de 25...35 ani, odihnit, cu o experiență medie în conducere, neavizat în prealabil de un posibil pericol de accident, care privește liniștit înainte. Pe porțiunile de drum cu pericole specifice de accident, mai ales semnalizate, cum ar fi treceri de pietoni, drumuri cu denivelări, curbe periculoase, intersecții nedirijate, drumuri alunecoase, alte pericole, etc. se poate considera că șoferul se așteaptă deja la pericol, timpul său de reacție fiind cuprins între 0,4 și 0,6 secunde.

5. Concluzii

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.

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).

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).

Stabilirea sau adoptarea corectă a timpului de reacție al conducătorului de autovehicul necesită o analiză profundă a tuturor factorilor care îl pot influența.

Bibliografie:

1. GAIGINSCHI, R., FILIP, I., *Expertiza tehnica a accidentelor rutiere*. Bucuresti, Editura Tehnica, 2002.
2. GAIGINSCHI, R., ș.a., *Siguranța circulației rutiere, Vol. II*. Bucureti, Edit. Tehnica, 2006.
3. MACARIE, T.,- *Automobile.Dinamica*. Editura Universitatii din Pitesti, 2003.
4. TODORUȚ, ADRIAN, *Dinamica accidentelor de circulație*. Cluj-Napoca, Editura U.T. Press, 2008.

STUDIUL ETAPELOR MANEVREI DE DEPĂȘIRE A AUTOVEHICULELOR.

Autor: Zoltan-Anghel KADAR¹

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Stela DINESCU²

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea IME, specializarea: Ingineria Transporturilor, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea IME, Departamentul: IMIT

Rezumat. Depășirea autovehiculelor este o manevră care se desfășoară în trei etape consecutive. Există mai multe variante de depășire și pentru fiecare variantă sunt prezentate în detaliu elementele caracteristice fiecărei faze astfel încât depășirea să se realizeze în siguranță. Dacă între autovehicule nu se prevăd în momentele respective distanțe de siguranță, pot avea loc coliziuni urmate de accidente neplăcute. Obligația respectării distanței de siguranță revine vehiculului care efectuează depășirea.

Cuvinte cheie: depășire, traiectorie, distanță de siguranță, timp de revenire, viteză constantă

1. Introducere

Procesul depășirii autovehiculelor poate fi despărțit în trei etape consecutive (fig. 1):

- etapa inițială care decurge pe o distanță S_i și pe care vehiculul care depășește execută o mișcare în S de desprindere din coloană și de repliere pe o direcție paralelă cu a vehiculului depășit;
- etapa depășirii paralele cu vehiculul depășit pe o distanță S_p ;
- faza finală, cu o traiectorie în formă de S, pe o distanță S_s , pe care vehiculul se desprinde de pe culoarul de depășire și revine pe banda inițială.

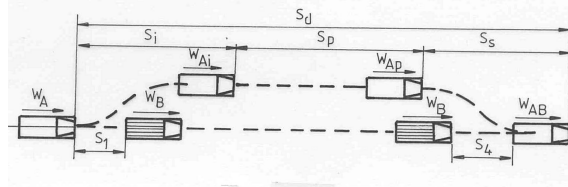


Fig. 1. Schemă pentru definirea etapelor procesului de depășire.

2. Particularitățile fazelor de desprindere din și de revenire în coloană.

Etapa desprinderii din coloană poate fi schematizată prin două arce de cerc tangente (fig. 2.) și egale, punctul A marcând momentul începerii deplasării iar punctul C, începutul deplasării paralele cu vehiculul depășit. Și pentru faza revenirii în coloană se poate adopta aceeași schematizare, punctul A semnificând în acest caz momentul începerii revenirii, iar C – momentul sfârșitului depășirii. Prin S s-a notat lungimea traseului desprinderii sau revenirii (S_i sau respectiv S_s), iar M semnifică distanța laterală de siguranță dintre axele longitudinale ale vehiculelor.

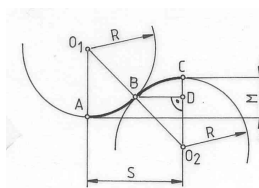


Fig. 2. Desprinderea și revenirea vehiculului care depășește.

Dacă distanța AB este parcursă în timpul t , viteza W a vehiculului care depășește poate fi aproximată prin relația:

$$W = \frac{AB}{t} = \frac{1}{t} \sqrt{M^2 + S^2} \quad (1)$$

Știind că între accelerația laterală a_t , viteza și raza R există legătura $R \cdot a_t = W^2$, se deduce:

$$R = \frac{1}{t^2 \cdot a_t} \cdot (M^2 + S^2) \quad (2)$$

În triunghiul dreptunghic O_2BD este îndeplinită condiția:

$$R = \frac{1}{4M} \cdot (M^2 + S^2) \quad (3)$$

Din identitatea expresiilor (2) și (3) rezultă:

$$t = \sqrt{\frac{4M}{a_t}} = \sqrt{\frac{4M}{g \cdot \varphi_t}} = \sqrt{\frac{M}{2,45 \cdot \varphi_t}} \quad (4)$$

în care φ_t reprezintă coeficientul de frecare aderentă pe direcție transversală.

La stabilirea relației (4) s-a avut în vedere deplasarea vehiculului pe arce de cerc. În realitate, traiectoria este compusă de arce de clotoidă, ceea ce impune corecția relației menționate:

$$t = \sqrt{\frac{M}{1,56 \cdot \varphi_t}} \quad (5)$$

Din condiții de menținere a confortului la accelerații laterale depășirile decurg cu $\varphi_t = 0,2 \dots 0,26$; în mod obișnuit, distanța de siguranță $M = 3 \dots 3,5$ m. În asemenea condiții reiese că:

$$t = \sqrt{\frac{2 \dots 3,5}{1,56 \cdot (0,2 \dots 0,26)}} = 2,8 \dots 3,3 \text{ s} \approx 3 \text{ sec} \quad (6)$$

La autotrenuri, din cauza dimensiunilor mai mari a lungimii lor L_a , distanța totală S_t (fig. 3) aferentă primei faze impune corecția timpului t^* :

$$t^* = t + \frac{L_a}{W} \quad (7)$$

După cum se observă, considerarea constantă, cu valoarea de 3 secunde a timpilor de desprindere din și de revenire în coloană se impune ca un criteriu obiectiv pentru aprecierea conduitei conducătorului auto angajat într-un accident cauzat de depășirea unui alt vehicul.

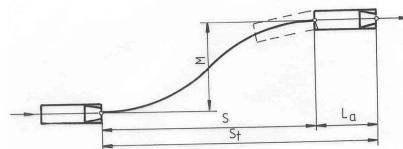


Fig. 3. Schemă pentru determinarea timpilor de desprindere sau de revenire.

3. Variante de efectuare a depășirilor.

Se prezintă câteva variante de efectuare a depășirilor întâlnite frecvent în practica conducerii auto, care se pot clasifica în funcție de viteză și accelerația vehiculului care depășește. În mod obișnuit, vehiculul care este depășit își păstrează nemodificată viteza (se va considera și în cele ce urmează).

Pentru simplificare, se notează cu A vehiculul care efectuează depășirea și cu B vehiculul depășit.

Variantele de efectuare a depășirilor:

Varianta I: vehiculul A se deplasează în coloană în spatele vehiculului B cu aceeași viteză $W_A = W_B$, la distanța de siguranță S_1 .

Când se ivește posibilitatea depășirii, vehiculul A accelerează și începe desprinderea, astfel că la finele primei etape atinge o viteză $W_{Ai} > W_B$. După deplasarea paralelă pe distanța S_p tot cu aceeași accelerație a , la finele căreia atinge viteza $W_{Ap} > W_{Ai}$ începe să revină pe banda inițială fără să mai accelereze; se consideră astfel că pe distanța etapei finale S_s se deplasează cu viteza constantă W_{Ap} .

Varianta II: ambele vehicule își mențin constante vitezele pe parcursul depășirii. Deoarece se constată că din sensul opus nu circulă un alt vehicul, iar distanța de vizibilitate este suficient de mare, vehiculul A, având viteza $W_A > W_B$ intră în depășirea lui B începând de la o distanță de siguranță S_1 . Când spatele lui A depășește cu S_3 fața lui B începe revenirea pe banda inițială, astfel ca după revenire între A și B să existe o distanță de siguranță S_4 .

Varianta III: vehiculul A se deplasează cu viteză constantă $W_A > W_B$, iar când ajunge la distanța de siguranță S_1 în spatele lui B, sesizând că este posibilă depășirea, începe desprinderea de pe bandă și concomitent accelerează. În continuare A efectuează aceeași deplasare ca la varianta I.

Varianta IV: similară cu varianta II până când A începe revenirea pe banda inițială, după care se consideră că își continuă deplasarea cu aceeași mișcare uniform accelerată. Revenirea trebuie să înceapă după ce depășește vehiculul B cu distanța S_3 , astfel ca în momentul sfârșitului depășirii, între ele să existe o distanță de siguranță S_4 .

4. Distanța de siguranță

Există posibilitatea ca în momentele începerii depășirii sau terminării ei, vehiculul aflat înainte să execute o frână energetică din motive obiective. Dacă între ele nu se prevăd în momentele respective distanțe de siguranță, pot avea loc coliziuni urmate de accidente neplăcute. Obligația respectării distanței de siguranță revine vehiculului A care efectuează depășirea și prin asta generează un eventual pericol.

Distanța de siguranță S_1 la desprinderea din coloană se determină în funcție de varianta în care se efectuează depășirea. De pildă, în cazul **variantei I** distanța S_1 este aceeași ca la circulația în coloană. Pentru a se evita coliziunea cu vehiculul B care ar putea frâna energetic, vehiculul A ar trebui să se afle la o distanță S_1 care să-i permită începerea

aceleiași manevre înainte sau chiar în locul în care a început frânarea vehiculul B (fig. 4). Acest lucru este posibil (se consideră eficiențe egale de fânare) dacă este îndeplinită condiția:

$$S_1 \geq W_A \cdot t_r \quad (8)$$

în care t_r reprezintă timpul de reacție al conducătorului vehiculului A.



Fig. 4. Schemă pentru determinarea distanței de siguranță la desprinderea din coloană

În *varianta II*, S_1 trebuie să fie suficient de mare pentru ca vehiculul A să poată începe frânarea înaintea locului în care a început-o vehiculul B și astfel la ajungerea în acest loc să se fi redus viteza la cel mult valoarea W_B . Deci, dacă d este decelerația unei frânări energice, la distanța de reacție $W_A \cdot t_r$ (fig. 5) trebuie adăugată distanța necesară reducerii vitezei, deci:

$$S_1 \geq W_A \cdot t_r + \frac{W_A^2 - W_B^2}{2d} \quad (9)$$

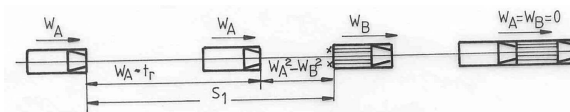


Fig. 5. Schemă pentru determinarea distanței de siguranță la desprinderea pentru depășirea cu viteză constantă.

La *variantele III și IV*, S_1 trebuie să fie și mai mare, întrucât în timpul de reacție t_r vehiculul A accelerează și își mărește viteza cu $a \cdot t_r$ (fig. 6).

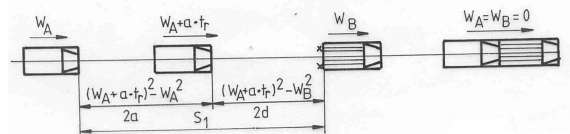


Fig. 6. Schemă pentru determinarea distanței de siguranță la desprinderea pentru depășirea cu mișcare uniform accelerată.

Pentru ca A să-și reducă viteza la W_B în locul în care B începe frânarea este necesar ca:

$$S_1 \geq \frac{(W_A + a \cdot t_r)^2 - W_A^2}{2a} + \frac{(W_A + a \cdot t_r)^2 - W_B^2}{2d} \quad (10)$$

Accelerațiile medii a aferente depășirilor depind de viteză și de categoria vehiculului; pentru autoturisme se pot folosi datele din tabele cu valori experimentale.

Distanța de siguranță S_5 dintre vehicule la sfârșitul depășirii (fig. 7) trebuie să fie suficient de mare pentru ca vehiculul B să nu lovească vehiculul A când acesta ar începe o frânare energetică chiar în momentul revenirii pe banda inițială. Dacă vehiculul A ar avea în momentul începerii frânării viteza W_{As} , el s-ar opri pe distanța $W_{As}^2/2d$; deci pentru a nu-l lovi, vehiculul B ar trebui oprit pe o distanță de cel mult $S_5 + W_{As}^2/2d$, ceea ce presupune ca:

$$S_5 = W_B \cdot t_r - \frac{W_{As}^2 - W_B^2}{2d} \quad (11)$$

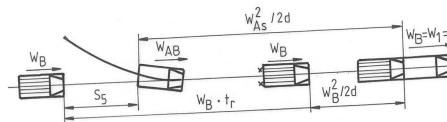


Fig. 7. Schemă pentru determinarea distanței de siguranță la revenirea pe banda inițială

Situația depinde de distanța S_3 dintre cele două vehicule, când A începe mișcarea de revenire pe banda inițială (fig. 8).

Astfel, când vehiculul A revine pe banda inițială "găsește" vehiculul B la o distanță S_4 , care se determină din egalitatea:

$$S_3 + S_5 = S_4 + W_B \cdot t \quad (12)$$

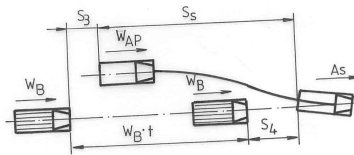


Fig. 8. Schemă pentru determinarea distanței dintre vehicule la revenirea pe banda inițială.

Pentru **variantele I, II și III** de depășire luate în considerație, $S_s = W_{Ap} \cdot t$, așa că,

$$S_4 = S_3 + (W_{Ap} - W_B) \cdot t; \quad (13)$$

La **varianta IV**,

$$S_s = \frac{W_{As}^2 - W_{Ap}^2}{2a} = \frac{(W_{Ap} + a \cdot t)^2 - W_{Ap}^2}{2a}, \quad (14)$$

și în consecință,

$$S_4 = S_3 + \frac{(W_{Ap} + a \cdot t)^2 - W_{Ap}^2}{2a} - W_b \cdot t \quad (15)$$

Siguranța revenirii pe banda inițială a vehiculului A se exprimă deci prin condiția:

$$S_4 > S_5 \quad (16)$$

După înlocuirea rel. (11), (14) și (15) se deduce distanța S_3^* necesară revenirii în siguranță:

- pentru variantele I, II sau III,

$$S_3^* \geq W_B \cdot t_r - (W_{Ap} - W_B) \cdot t - \frac{W_{Ap}^2 - W_B^2}{2d}; \quad (17)$$

- pentru varianta IV,

$$S_3^* \geq (t_r + t) \cdot W_B - \frac{(W_{Ap} + a \cdot t)^2 - W_{Ap}^2}{2a} - \frac{(W_{Ap} + a \cdot t)^2 - W_B^2}{2d}, \quad (18)$$

în care $t = 3$ secunde.

Este posibil ca S_3^* calculat cu rel. (17) și (18) să aibă valori negative. Când valoarea absolută a lui S_3^* este mai mare decât lungimea L_a a vehiculului A, acesta poate depăși în siguranță vehiculul B.

Pentru *exemplificare* se consideră că vehiculul B se deplasează cu o viteză de 18 m/s, și este depășit, în *varianta II*, de vehiculul A care într-un prim caz ar circula cu $W_A = 20$ m/s, iar în al doilea, cu $W_A = 22$ m/s. Dacă $d = 7$ m/s², $t_r = 1$ s, $t = 3$ s, $W_{Ap} = W_A$ și $L_a = 4,5$ m, prin aplicarea rel. (17) se obține:

- pentru $W_A = 20$ m/s,

$$S_3^* \geq 18 \cdot 1 - (20 - 18) \cdot 3 - \frac{20^2 - 18^2}{2 \cdot 7} \geq 6,5 [m];$$

- pentru $W_A = 22$ m/s,

$$S_3^* \geq 18 \cdot 1 - (22 - 18) \cdot 3 - \frac{22^2 - 18^2}{2 \cdot 7} \geq 5,4 [m].$$

Reiese că viteza de 20 m/s nu conferă vehiculului A posibilitatea începerii revenirii decât după ce el trece de B cu 6,5 m; din contra, viteza de 22 m/s permite începerea revenirii în siguranță a vehiculului A când partea sa frontală se află în spatele părții frontale a vehiculului B cu distanța $-(L_a + S_3) = -(4,5 - 5,4) = 0,9$ m.

5. Concluzii

Referitor la depășirea autovehiculelor am prezentat particularitățile fazelor de desprindere din și de revenire în coloană precum și modalitățile de efectuare a depășirilor, determinând distanța de siguranță la desprinderea din coloană și la revenirea pe banda inițială.

Pentru asigurarea capacității de circulație a drumurilor, trebuie create posibilități de depășire prin asigurarea vizibilității în spațiu (în plan și profil longitudinal) pe sectoare cât mai lungi.

Am efectuat un calcul pentru determinarea parametrilor manevrei de depășire în siguranță pentru o situație concretă.

Bibliografie

1. GAIGINSCHI, R., ș.a., *Siguranța circulației rutiere, Vol. II*. Bucureți, Edit. Tehnica, 2006.
2. MACARIE, T., - *Automobile.Dinamica. Editura Universitatii din Pitesti, 2003.*
3. NECULĂIASA, V., - *Mișcarea autovehiculelor*, Editura Polirom, Iași, 1996.
4. TODORUȚ, A., *Dinamica accidentelor de circulație*. Cluj-Napoca, Editura U.T. Press, 2008.

STUDIUL TIMPULUI DE FRÂNARE NECESAR OPRIRII ÎN SIGURANȚĂ A UNUI AUTOVEHICUL PENTRU DIFERITE STĂRI ALE DRUMULUI.

Autori: Alin POPA¹, Andrei SPIRIDON²

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Stela DINESCU³

¹ Universitatea din Petroșani, Facultatea IME, specializarea: Ingineria Transporturilor, anul IV

² Universitatea din Petroșani, Facultatea IME, specializarea: Ingineria Transporturilor, anul IV

³ Universitatea din Petroșani, Facultatea IME, Departamentul: IMIT

Rezumat. În lucrare am analizat timpul necesar pentru frânarea unui autovehicul în vederea opririi în siguranță în diferite situații de carosabil. Starea drumului și vizibilitatea reprezintă factori determinanți în stabilirea timpului de frânare. Din calculele efectuate se constată o influență clară asupra timpului de frânare în sensul creșterii acestuia pe măsura ce starea drumului este din ce în ce mai defavorabilă.

Cuvinte cheie: timp de frânare, vizibilitate, depășire, siguranță rutieră, carosabil

1. Introducere

Autovehiculul este un factor important în siguranța traficului rutier. Vechimea vehiculului, dotările și performanța acestuia în principal în sistemul de frânare, direcție, iluminare, folosirea adecvată a pneurilor, starea de funcționare, eventuale defecte ascunse, masa și dimensiunea vehiculului sunt numai o parte dintre coordonatele care pot afecta siguranța în trafic.

Frânările energice și uneori chiar moderate pot provoca deplasări instabile generate de blocajul roților de pe una din părțile longitudinală sau transversală a vehiculului. De pildă, la mersul în linie dreaptă, o frânare energetică la care se blochează numai roțile din spate conduce la un echilibru instabil: axa din spate nu mai poate fi împiedicată să se deplaseze lateral (dispare aderența transversală) și vehiculul se poate învârti în jurul roților directoare sub efectul unor momente destabilizatoare relativ mici.

Pentru a elimina asemenea modificări, în instalația de frânare se prevede un dispozitiv de limitare a forței de frânare pe axa din spate în funcție de masa repartizată pe ea. Chiar cu un asemenea limitator, raportul între forța tangențială și greutate poate deveni mai mare decât cel corespunzător roților din față. În consecință, roțile din spate pot prelua forțe transversale mai mici decât cele din față.

Astfel, la frânarea într-o curbă în care se depășește o anumită valoare a accelerației centripete, forța laterală de inerție pe axa spate devine mai mare decât forța disponibilă furnizată de aderența transversală și spatele vehiculului are tendința de a se deplasa către exteriorul curbei, chiar dacă nu a intervenit blocajul roților; în continuare apare derapajul al cărui control presupune pe lângă anumite condiții legate de starea drumului, experiență și îndemănare deosebită din partea conducătorului vehiculului.

2. Factori care influențează frânarea autovehiculului în siguranță

Starea suprafeței carosabilului va afecta capacitatea utilizatorului de a controla autovehiculul pe șosea prin elemente perturbatoare și defecțiuni dar și prin suprafața șoselei în sine. Ca elemente perturbatoare menționăm: umezeală, apă, zăpadă, gheață, carosabil murdar sau cu nisip, pietre sau noroi. Defecte de suprafață: gropi, fisuri, denivelări etc. Tip de suprafață: asfalt, beton, piatră de pavaj, cărămidă etc.

Trasarea carosabilului poate afecta capacitatea șoferului de a controla autovehiculul prin:

- Dispozitivele de încetinire a traficului
- Lucrări temporare la carosabil
- Trasarea complexă/eronată a drumului
- Aliniamentul șoselei, pantă, lățime, continuitate, curbă etc

De asemenea, fluxul, viteza sau densitatea traficului pe șosea pot afecta capacitatea șoferului de a conduce autovehiculul în siguranță:

- Flux - fluxul traficului a fost redus, haotic etc.
- Viteză - viteza traficului a fost mare, mică, staționară etc.
- Densitate - densitatea traficului a fost redusă, mare etc.
- Alți utilizatori ai carosabilului nu au dat indicii asupra manevrelor lor ulterioare sau au semnalizat greșit
- Manevre forțate din diverse cauze

Dacă vizibilitatea șoferului pe șosea este redusă dintr-un anumit motiv, aceasta va spori posibilitatea apariției unei erori funcționale. Vizibilitatea șoferului pe șosea poate fi afectată de următorii factori:

- Iluminatul rutier
- Semnalizarea luminoasă a vehiculului
- Nivelul luminii naturale în alternanța zi/noapte
- Strălucirea soarelui

- Condițiile meteo
- Profilul terenului
- Alte vehicule sau obiecte aflate pe marginea șoselei .

Conducătorul autovehiculului *alege* viteza de deplasare adecvată condițiilor de circulație (drum și mediu), *observă* apoi viteza efectivă pe scala vitezometrului, *compară* mental relația dintre cele două viteze (cea dorită și cea efectivă) și *decide*: să accelereze, dacă viteza dorită este inferioară celei efective sau să frâneze în caz contrar.

3. Situații care favorizează apariția unor incidente

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. Apar astfel două aspecte fundamentale și anume:

- dacă durata reacției conducătorului auto se încadrează între valorile care caracterizează starea normală umană;
- dacă manevra de evitare aleasă corespunde sau nu condițiilor concrete de la locul faptei.

Gradul de periclitate a unei situații de circulație nu se referă strict la modalitatea anticipată de producere a accidentului (coliziune cu un alt vehicul sau cu un obstacol, lovire “în plin” a unui pieton aflat în traversarea drumului, etc.), ci mai ales la durata scurtă sau distanța mică avută la dispoziție de șofer pentru a întreprinde manevre de evitare.

Un exemplu relevant în acest sens îl constituie *depășirea*, pe un drum cu două benzi, a autovehiculului din față când din sens opus circulă un alt vehicul. Astfel, trebuie percepute și analizate raporturile de cauzalitate a unui număr relativ mare de elemente:

- viteza fiecăruia dintre cele trei autovehicule;
- distanța între autovehiculul care intenționează să depășească și vehiculul de pe sensul opus;
- distanța între autovehiculul care intenționează depășirea și cel care urmează să fie depășit;
- pozițiile fiecăruia dintre autovehiculele din față în raport cu lățimea drumului.

În cazuri similare de circulație se recomandă un timp mediu de reacție al conducătorului de autovehicul $t_r = 3$ secunde, atât pentru cel aflat în depășire cât și pentru cel depășit.

Timpul de reacție t_r trebuie majorat cu 25 %...50 % în condiții de *vizibilitate redusă* (ploaie, ninsoare, ceață, întuneric) întrucât contururile obstacolelor se disting mai greu și necesită în consecință durate de percepție mult mai mari.

Pe *drumuri alunecoase* (ude, cu mazăgă, zăpadă, polei) se impune de asemenea un raționament mai complex întrucât decizia trebuie luată în urma analizei eficienței frânării comparativ cu posibilitatea ocolirii prin viraj. Drept urmare, în astfel de cazuri se consideră că timpul de reacție trebuie prelungit cu 15...20 s %.

Cu cât *numărul de elemente percepute* în vederea luării deciziei este mai mare, cu atât raționamentele aferente sunt mai profunde, ceea ce implică creșteri corespunzătoare ale timpului de reacție.

Printre factorii cu cele mai pronunțate influențe asupra timpului de reacție se numără și *orbirea*. Traficul pe timp de noapte reprezintă o pondere de 1/6...1/5 din cel de zi, dar, o treime din numărul total de accidente se produc noaptea. Strălucirea ciclică și variabilă ca intensitate a farurilor autovehiculelor care circulă din sens opus provoacă reducerea considerabilă, chiar drastică, a facultăților vizuale, deja reduse din cauza eforturilor vizuale nocturne. Acest aspect este potențat de oboseală, convalescență după o boală, consumul de alcool, fumat, hipoglicemie (foame).

Orbirile periculoase constau în reducerea diametrului pupilei ochiului de la 8 mm la cca. 3 mm, care se produce în cca. 7 secunde. Dacă sursa orbitoare dispăre după acest timp, perioada de refacere este de cel puțin 0,7 secunde, iar după refacere, ochiul percepe cu dificultate conturul obiectelor chiar dacă ele sunt intens iluminate de faruri. Dacă în perioada de refacere sau imediat după este sesizat un obstacol, timpul de reacție al conducătorului auto este cuprins între 3 și 5 secunde din cauza prelungirii de cca. 10 ori a fazelor de percepție și recunoaștere.

Este sugestiv să subliniem, referitor la importanța consumului de alcool, că în cca. 40% din accidentele rutiere mortale, cel puțin una din persoanele implicate avea o îmbibație alcoolică în sânge mai mare de 0,8 ‰. Toate cercetările converg unanim la concluzia precum că alcoolul, consumat chiar în cantitate mică, dar imediat înainte de actul conducerii, perturbă activitatea șoferului, manifestându-se prin efecte negative asupra tuturor verigilor funcționale care generează comportamentul la volan.

Influențele cele mai mari intervin asupra fazelor de percepție și recunoaștere a pericolului, adică asupra capacității vizuale a ochiului. La îmbibații alcoolice cuprinse între 0,4 ‰ și 0,8 ‰ apar următoarele efecte:

- reducerea câmpului vizual;
- reducerea acuității vizuale, care se manifestă prin aprecieri eronate a distanțelor la care se află vehiculele din față sau din spate;
- prelungirea timpului de reacție.

Influența consumului de alcool trebuie analizată înainte de toate prin prisma concentrației sale din sânge. În funcție de ea apar evident alte tipuri de manifestări, cu intensități diferite.

Consumul de alcool influențează negativ și alte forme de activitate de conducere, cum ar fi:

- în sfera atenției, diminuează sensibil concentrarea și stabilitatea;
- în sfera gândirii, apar atenuări ale coerenței, raționamentele devin confuze, iar laturile lor anticipative sau decizionale pot să dispară;
- în sfera comportamentală apar senzații euforice, cu o atenuare profundă a simțului de răspundere și asta pe fondul indiscipliniei și a supraestimării propriului nivel de competență;

► în sfera motricității se accentuează tendința reacțiilor spontane, brutale, scade îndemânarea în efectuarea comenzilor, se ivesc dereglări sau neconcordanțe între forțe și amplitudinea mișcărilor, etc. Există părerea greșită precum că unele produse, cum ar fi cafeaua, ar diminua efectele alcoolului și ar provoca eliminarea mai rapidă a lui, ceea ce nu este adevărat. Administrarea pe două loturi de tineri, dintre care unul consumase cafea, a unei cantități de alcool care a provocat fiecăruia o alcoolemie de 0,8 ‰ a scos la iveală tocmai contrariul, anume că alcoolul este potențat de cafea.

Conducerea auto reprezintă o activitate anevoioasă, cu multe riscuri specifice, care duce la epuizarea sistemului nervos fără ca el să se poată reface totdeauna prin somn și odihnă, fiind necesare astfel și alte metode și mijloace de deconectare. Oboseala acumulată în urma acestei munci se manifestă pregnant asupra comportamentului la volan și în consecință influențează producerea unor accidente rutiere. Pe cale statistică s-a stabilit că probabilitatea de producere a accidentelor crește direct proporțional cu accentuarea stării de oboseală, ajungându-se la dublarea riscului de accident după parcurgerea primilor 400 Km.

4. Timpul de Frânare

Conducătorul vehiculului poate reacționa prin manevrele clasice avute la dispoziție într-o situație periculoasă, adică frânare energetică, viraj de ocolire, accelerare bruscă sau combinații ale acestora. Asemenea manevre sunt impuse de o stare de urgență și în mod obișnuit sunt rezultatul unor hotărâri reflexe. De aceea ele diferă esențial de manevrele similare efectuate în urma unor decizii conștiente care au la bază raționamente derulate pe perioade suficient de mari.

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., între punctele A și B derulându-se etapa de percepție a pericolului, urmată de reacția conducătorului auto între punctele B – C. Timpul de reacție al conducătorului auto este cuprins între 0,45 și 1,0 s, și depinde de vârsta, oboseala, îmbibația de alcool în sânge a conducătorului auto. Din momentul în care conducătorul auto reacționează și apasă pedala de frână, în punctul C și până când sistemul de frânare începe să acționeze, în punctul D, are loc așa numita întârziere mecanică, cuprinsă între 0,2 și 0,5 s și depinde de starea instalației de frânare.

În continuare între punctele D și E are loc o creștere a eficienței frânării într-un interval cuprins între 0,15 și 0,8 s care depinde de tipul instalației de frânare, între punctele E și F se execută frânarea cu eficiență maximă, iar între punctele F și G are loc, pentru autovehiculele care nu sunt echipate cu sistem de frânare ABS, frânare ineficientă, cu roțile blocate.

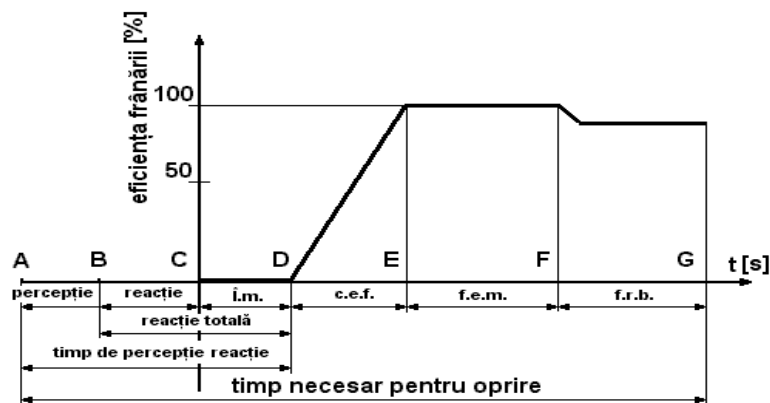


Fig.1. Schema procesului de frânare

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.

5. Influența stării drumului asupra timpului de frânare

Pentru diferite categorii și stări ale drumului (caracterizate de coeficientul de aderență φ) se calculează duratele minime de frânare t_{fmin} . în cazul frânării totale pentru o viteză inițială $V_i = 60$ [km/h]

Pentru aceste calcule se consideră:

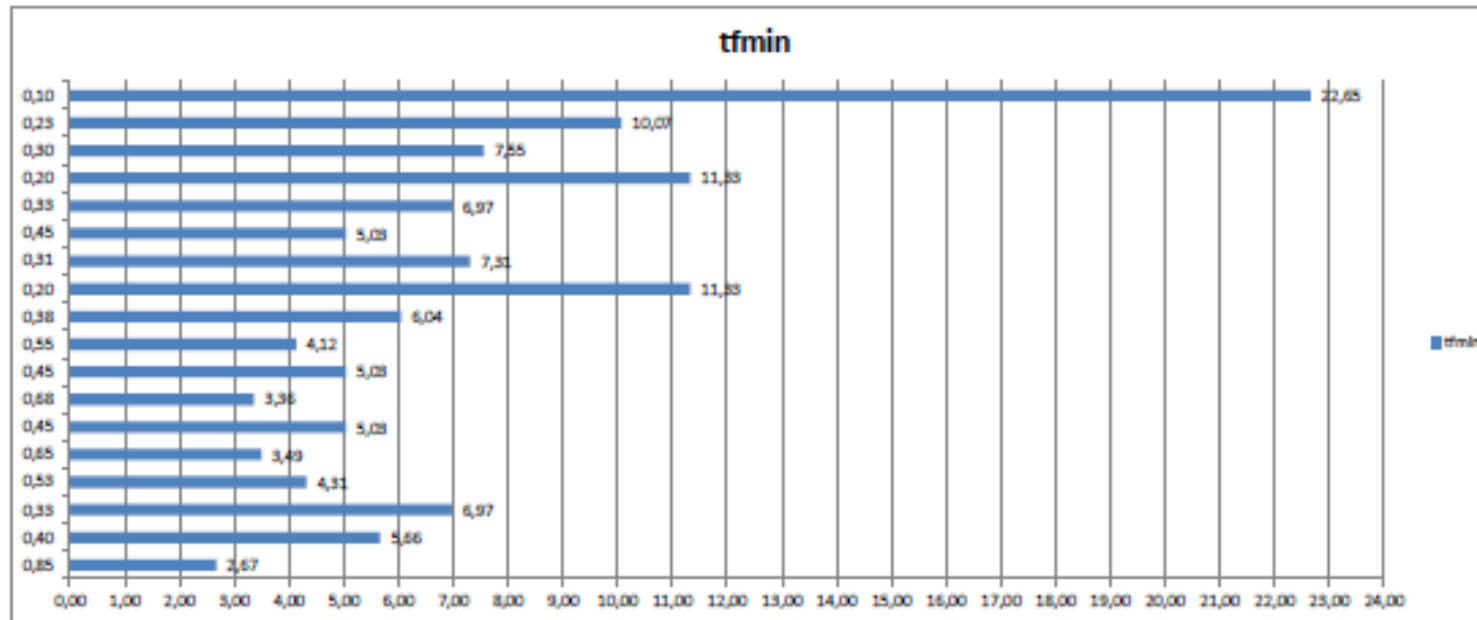
- timpul de percepție-reacție $t_{pr} = 0,9$ s, un timp mediu pentru șofer (care privește normal înainte),
- timpul până la atingerea eficacității maxime de frânare t_{if} îl considerăm $t_{if} = 0,15$ s (corespunzător frânelor hidraulice).
- pentru fiecare tip de carosabil / stare, pe baza valorilor lui φ , se determină φ_{mediu} .

Calculul este centralizat într-un tabel și pe baza acestora s-a reprezentat grafic influența drumului (caracterizat de coeficientul de aderență φ) asupra duratei minime de frânare t_{fmin} la viteza inițială V_i dată.

REALIZAREA CALCULELOR IN EXCEL

VI [km/h]		80
VI [m/s]	$=VI[km/h] \times 1000$	22,22222222
acceleratia gravitatonala	g	9,81
Formule		
$t_{fmin} (s) = VI/(\phi \times g)$	$t_{ff} (s)$	0,15
$S_{fmin} (m) = VI^2 / (2 \times \phi \times g)$	$t_{pr} (s)$	0,9
$S_{opr} (m) = S_{fmin} + S_a$	unde $S_a = VI \times (pr + t_{ff})$	22,33333

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 plasticitat e	argila stare de scurgere	zapada abruata	zapada batatorita	poieii sub 0 grade
ϕ medie	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
$t_{fmin} (s)$	2,67	5,66	6,97	4,31	3,49	5,03	3,36	5,03	4,12	6,04	11,33	7,31	5,03	6,97	11,33	7,55	10,07	22,65
$S_{fmin} (m)$	29,61	62,92	77,44	47,94	38,72	55,93	37,29	55,93	45,76	67,12	125,85	81,19	55,93	77,44	125,85	83,90	111,86	251,70
$S_{opr} (m)$	52,94	86,26	100,78	71,28	62,06	79,27	60,62	79,27	69,30	90,45	149,18	104,53	79,27	100,78	149,18	107,23	135,20	275,03



TABEL DE CENTRALIZARE A REZULTATELOR CALCULELOR

Stare și tip de drum	Coeficient de aderență ϕ	Coef. de ad. mediu calculat ϕ_{mediu}	Durata de frânare minima
			t_{min} (s)
BETON uscat	0,70 .. 1,00	0,85	2,67
BETON umed	0,45 .. 0,55	0,4	5,66
BETON umed murdar	0,25 .. 0,40	0,325	6,97
piatră bolovan uscat	0,50 .. 0,55	0,525	4,31
piatră spartă uscată	0,60 .. 0,70	0,65	3,49
piatră spartă umeda	0,40 .. 0,50	0,45	5,03
calup de lemn uscat	0,60 .. 0,75	0,675	3,36
calup de lemn umed	0,40 .. 0,50	0,45	5,03
pământ uscat	0,50 .. 0,60	0,55	4,12
pământ umed	0,30 .. 0,45	0,375	6,04
pământ desfundat	0,15 .. 0,25	0,2	11,33
teren nisipos uscat	0,22 .. 0,40	0,31	7,31
teren nisipos umed	0,40 .. 0,50	0,45	5,03
argilă stare de plasticitate	0,25 .. 0,40	0,325	6,97
argilă stare de scurgere	0,15 .. 0,25	0,2	11,33
zăpadă afânată	0,20 .. 0,40	0,3	7,55
zăpadă bătătorită	0,20 .. 0,25	0,225	10,07

Se observă că pentru cele mai defavorabile stări și tipuri de drum s-au obținut cele mai mari valori pentru timpul de frânare minim.

6. Concluzii

Majoritatea accidentelor rutiere grave sunt cauzate de deplasările cu viteze excesive. In 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.

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

Este important să se conștientizeze că măsurile luate la nivelul fiecăreia dintre componentele de bază ale sistemului de siguranță (om, mediu rutier și vehicul), cât și cele luate la nivelul interfețelor dintre aceste componente (mai ales dintre om și mediul rutier), pot avea un impact preponderent asupra reducerii erorilor umane și în consecință a numărului de accidente.

Bibliografie

1. GAIGINSCHI, R., FILIP, I., *Expertiza tehnica a accidentelor rutiere*. Bucuresti, Editura Tehnica, 2002.
2. GAIGINSCHI, R., ș.a., *Siguranța circulației rutiere, Vol. II*. Bucureti, Edit. Tehnica, 2006.
3. MACARIE. T.,- *Automobile.Dinamica*. Editura Universitatii din Pitesti, 2003.
4. MATEESCU. V., POPA. L.,- *Performanțele automobilelor*, Editura Printech, București, 2000.

STABILIREA DURATEI MEDII DE UTILIZARE A PLĂCUȚELOR DE FRÂNĂ ALE MAȘINILOR DE ÎNCĂRCAT ȘI DE TRANSPORTAT UTILIZATE ÎN MINERIT

Autor: Giuliano BALOG

giullyano9@gmail.com

Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Ovidiu-Bogdan TOMUȘ

¹Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, IEPM 11

²Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, IT 41

³Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul IMIT

Rezumat: În această lucrare se analizează durata medie de utilizare a plăcuțelor de frână din componența sistemului de frânare al mașinilor de încărcat și de transportat, pe baza informațiilor recepționate de la beneficiari. Principalul defect al plăcuțelor este uzura lor intensivă datorită utilizării lor repetate și a forțelor mari ce acționează asupra lor. Plăcuțele de frână au fost luate în studiu deoarece s-a demonstrat, printr-un studiu preliminar de fiabilitate, că sunt deficitare în ceea ce privește funcționalitatea acestora.

Cuvinte cheie: plăcuțe de frână, mașină de încărcat, uzură, fiabilitate

1. Generalități

Mașinile de încărcat, transportat și depozitat sunt utilaje complexe utilizate pentru încărcarea materialului rezultat în urma procesului de perforare-pușcare, transportul pe distanțe relativ mici, și depunerea acestuia. Sunt utilizate atât pentru evacuarea materialului din frontul de lucru, în cazul exploatarei substanțelor minerale utile, cât și pentru săparea galeriilor, inclusiv în cadrul construcțiilor hidrotehnice subterane și de suprafață.

Pentru cazul studiului de fiabilitate efectuat s-a luat în considerare modelul cu acționare mecanică utilizat în construcțiile hidrotehnice subterane și de suprafață.

În tabelele 1 și 2 sunt prezentate caracteristicile tehnice principale pentru două categorii de mașini de încărcat și transportat produse de către firma Sandvik.

Tabelul 1. Caracteristicile tehnice principale ale mașinile de încărcat, transportat și depozitat cu acționare mecanică produse de firma Sandvik

Model	Denumire	Capacitatea cupei, kg	Masa, kg	Lungime, mm	Lățime, mm
LH201	Microscoop 100	1000	3650	4650	1055
LH203	TORO 151	3500	8700	7040	1480
LH307	TORO 6	6700	18020-19600	8631	2236
LH410	TORO 7	10000	26200	9591	2647
LH514	TORO 9	14000	38100	10870	2920
LH517	TORO 0010	17200	44000	11120	3000
LH621	TORO 11	21000	56800	11993	3100

Tabelul 2. Caracteristicile tehnice principale ale mașinile de încărcat, transportat și depozitat cu acționare electrică produse de firma Sandvik

Model	Denumire	Capacitatea cupei, kg	Masa, kg	Lungime, mm	Lățime, mm
LH203E	TORO 151E	3500	9400	6995	1480
LH306E	EJC 145E	6600	17237	8407	2159
LH409E	TORO 400E	9600	24500	9736	2525
LH514E	TORO 1400E	14000	38500	10950	2880
LH625E	TORO 2500E	25000	77500	14011	3900

Studiile de fiabilitate operațională s-au efectuat pe baza datelor privind durata medie de utilizare a plăcuțelor de frânare pentru cinci mașini de încărcat pe parcursul a patru ani calendaristici de exploatare.

În figura 1 este prezentat modelul TORO 151 produs de firma Sandvik cu capacitatea cupei de 3500 kg.

2. Estimarea duratei medii de utilizare a plăcuțelor de frână din cadrul sistemului de frânare

Principalul defect al plăcuțelor de frână al mașinilor de încărcat și depozitat este uzura lor intensivă datorită utilizării lor repetate și a forțelor mari ce acționează asupra lor.

Baza de date avută la dispoziție indică timpii de bună funcționare, TBF , notați t_i , în h , a plăcuțelor de frână, a căror valori, în ordinea recepționării lor în timp, sunt prezentate în tabelul 3.



Fig. 1. Vedere de ansamblu a mașinii de încărcat, transportat și depozitat, model TORO 151 produsă de firma Sandvik

Tabelul 3. Valorile timpilor de bună funcționare a plăcuțelor de frână

Nr. crt.	TBF, t_i, h	Nr. crt.	TBF, t_i, h	Nr. crt.	TBF, t_i, h	Nr. crt.	TBF, t_i, h	Nr. crt.	TBF, t_i, h
1	1353	6	1442	11	1189	16	1399	21	1923
2	1321	7	1673	12	1533	17	1870	22	1504
3	1251	8	1180	13	1860	18	1242	23	1710
4	1621	9	1345	14	1225	19	1723	24	1692
5	1319	10	1301	15	1976	20	1279	25	1883

Valorile timpilor de bună funcționare, t_i , reprezintă o serie statistică de forma (S1), care cuprinde $n=25$ valori disjuncte, ordonate crescător, după cum urmează: 1180; 1189; 1225; 1242; 1251; 1279; 1301; 1319; 1321; 1345; 1353; 1399; 1442; 1504; 1533; 1621; 1673; 1692; 1710; 1723; 1860; 1870; 1883; 1923; 1976.

Valorile funcției empirice de repartiție $\hat{F}(t_i)$, sunt prezentate în figura 4, iar valorile parametrilor funcțiilor de distribuție care caracterizează fiabilitatea plăcuțelor de frână, prezentată în figura 5.

Din tabelul 6 rezultă că distribuțiile normală și cele două variante ale distribuției Weibull sunt validate, dar distribuția normală aproximează cel mai bine funcția experimentală (empirică), având distanța maximă cea mai mică dintre acestea. Totuși, această valoare a distanței maxime dintre cele două distribuții este foarte apropiată de aceea caracteristică celor două distribuții Weibull bi și triparametrică, astfel încât oricare din cele trei funcții teoretice de distribuție pot modela foarte bine funcția experimentală.

Modelul exponențial nu este validat.

Tabelul 4. Valorile funcției empirice de repartiție $\hat{F}(t_i)$

1	0,027559	6	0,224409	11	0,421260	16	0,618110	21	0,814961
2	0,066929	7	0,263780	12	0,460630	17	0,657480	22	0,854331
3	0,106299	8	0,303150	13	0,500000	18	0,696850	23	0,893701
4	0,145669	9	0,342520	14	0,539370	19	0,736220	24	0,933071
5	0,185039	10	0,381890	15	0,578740	20	0,775591	25	0,972441

Tabelul 5. Valorile parametrilor funcțiilor de distribuție care caracterizează fiabilitatea plăcuțelor de frână

Distribuția	$\lambda, 1/h$	m_n, h	σ_n, h	β_1	η_1, h	β_2	η_2, h	γ
Exponențială	0,000907							
Normală		1512,56	258,753					
Weibull biparametrică, Wp				6,543	1622,593			
Weibull triparametrică, Wm						6,866	1618,598	-0,0066

Tabelul 6. Funcțiile de fiabilitate caracteristice plăcuțelor de frână și compararea acestora

Distribuția teoretică	Expresia funcției de fiabilitate, R(t)	Abaterea maximă, D _{max}	Riscul, α	Valoarea critică, D _{0,20}	Validare
Exponențială	$e^{-0,000907 \cdot t}$	0,657117	0,005	0,336512	Nu
Normală	$\frac{1}{2} - \Phi\left(\frac{t - 1512,56}{258,753}\right)$ sau $1 - \frac{1}{258,753} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{x-1512,56}{258,753}\right)^2} dx$	0,152527	0,20	0,207902	Da
Weibull biparametrică, Wp	$e^{-\left(\frac{t}{1622,593}\right)^{6,543}}$	0,158704	0,20	0,207902	Da
Weibull triparametrică, Wm	$e^{-\left(\frac{t+0,0066}{1618,599}\right)^{6,866}}$	0,167930	0,20	0,207902	Da

Cu ajutorul parametrilor determinați pentru cele patru legi de distribuție, inclusiv modelul nevalidat, pentru a se observa diferențele, s-au calculat și reprezentat grafic principalii indicatori cantitativi care caracterizează fiabilitatea plăcuțelor de frână.

În reprezentările grafice din figurile 2, 3, 4 și 5 sunt prezentate variațiile, în funcție de timpul de funcționare efectivă, a principalilor indicatori de fiabilitate.

Reprezentările grafice din figurile 2 și 3 arată tendința de grupare, chiar suprapunere, a curbelor fiabilității și nonfiabilității pentru legile de distribuție normală și Weibull, în cele două variante, care confirmă valorile foarte apropiate a distanțelor maxime dintre distribuția experimentală și distribuțiile teoretice.

De asemenea, se confirmă încă o dată că oricare dintre aceste distribuții exprimă cu suficientă precizie cei mai apropiați indicatori de fiabilitate față de situația reală. Se observă însă diferența mare care există față de distribuția exponențială, care nu poate fi luată în calcul pentru a caracteriza procesul de defectare a plăcuțelor de frână, distribuție care, de fapt, nu a fost validată.

Tot din aceste reprezentări rezultă că, la 1000 de ore de funcționare fiabilitatea plăcuțelor de frână are valoarea de 95%, ceea ce ar corespunde, în analogie cu orele de funcționare a pompei hidraulice din circuitul de frânare, la cinci luni calendaristice de funcționare.

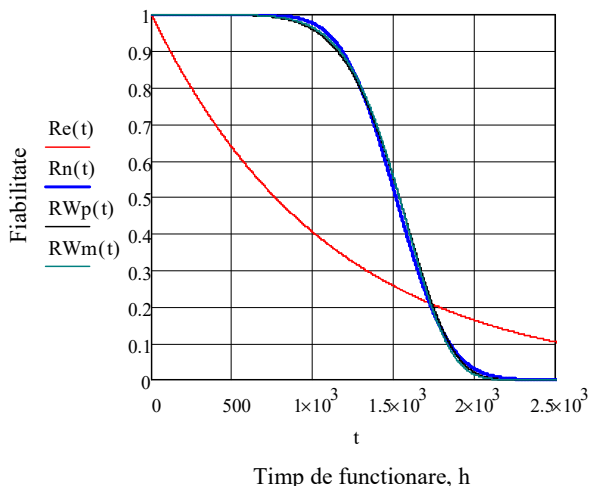
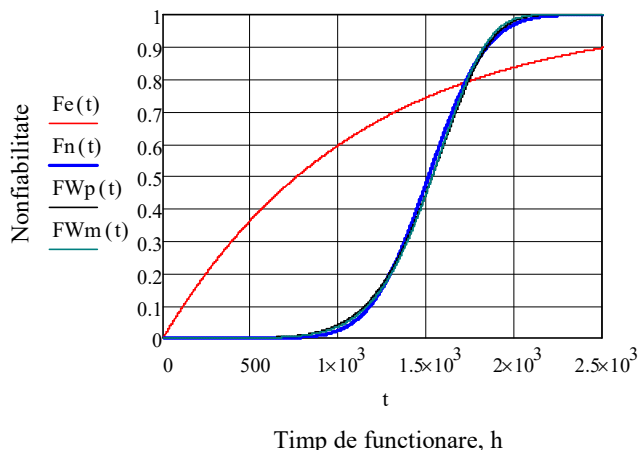


Fig. 2. Reprezentările grafice ale funcțiilor de fiabilitate pentru plăcuțele de frână

Esențial însă este faptul că în următoarele 500 de ore de funcționare efectivă, fiabilitatea plăcuțelor scade la jumătate, circa 50%, ceea ce denotă că viteza de defectare (uzare) este extrem de mare, indicată de panta mare a curbelor funcțiilor fiabilității și nonfiabilității. Acest lucru este confirmat și de valorile mari indicate de graficele densității de probabilitate a defectărilor și a intensității de defectare, figurile 4 și 5, mai ales de creșterea foarte rapidă a intensității de defectare.

Calculule efectuate arată că după circa șapte luni calendaristice de funcționare a sistemului de frânare, fiabilitatea acestuia scade la numai 50%, ceea ce este foarte puțin, mai ales că este vorba de siguranța în deplasare a utilajului, însemnând că plăcuțele de frână trebuie schimbate.

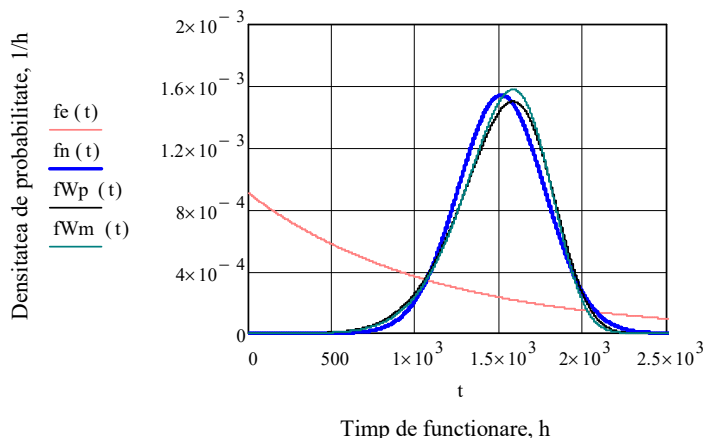
Toate considerentele prezentate mai sus pot constitui argumente clare că plăcuțele de frână sunt total



Timp de funcționare, h

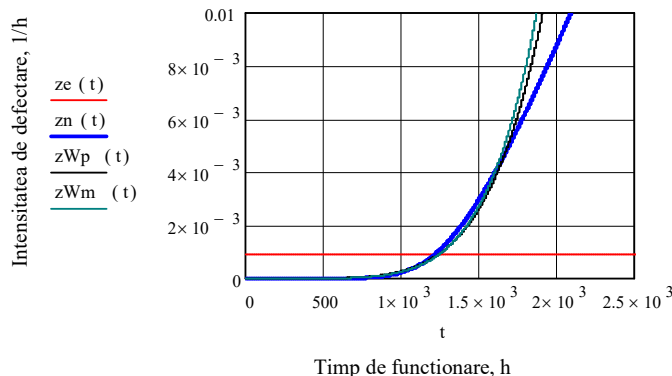
necorespunzătoare, fiind necesar reconsiderarea funcționalității acestora, în special în ceea ce privește tehnologia de realizarea a acestora și mai ales a materialului utilizat.

Fig. 3. *Reprezentările grafice ale funcțiilor densității de probabilitate a defectărilor plăcuțelor de frână*



Timp de funcționare, h

Fig. 4. *Reprezentările grafice ale funcțiilor densității de probabilitate a defectărilor plăcuțelor de frână*



Timp de funcționare, h

Fig. 5. *Reprezentările grafice ale funcțiilor intensității de defectare a plăcuțelor de frână*

În tabelul 7 sunt prezentate valorile pentru o serie de indicatori cantitativi care caracterizează fiabilitatea

plăcuțelor de frână.

Tabelul 7. Indicatori de fiabilitate privind timpul de funcționare până la defectare pentru plăcuțele de frână

Nr. crt.	Parametrul		Valoarea parametrului pentru distribuția:		
	Denumire	UM	Normală	Weibull biparametrică, Wp	Weibull triparametrică, Wm
1	Media, m , $MTTF$	h	1512	1512	1512
2	Mediana, t_{med}	h	1512	1534	1534
3	Modul, t_{mod}	h	1512	1582	1582
4	Dispersia, D	h^2	66953	73189	66953
5	Abaterea standard, σ	h	259	271	259
6	Coeficientul de variație, CV	-	0,171	0,179	0,171

Analizând indicatorii prezentați în tabelul 7 se confirmă încă odată faptul că distribuțiile normală și Weibull în cele două variante permit, în egală măsură, calculul celor mai adecvați indicatori de fiabilitate pentru caracterizarea plăcuțelor de frână, având valori aproape egale pentru toți indicatorii prezentați.

De asemenea, se poate aprecia că valorile indicatorilor prezentați au valori care demonstrează nivelul scăzut de fiabilitate al plăcuțelor de frână.

3. Concluzii

Valorile indicatorilor de fiabilitate calculați pentru plăcuțele de frână ale mașinilor de încărcat, transportat și depozitat, sunt valorificate pentru estimare necesarului de piese de schimb, prin aplicarea unor metodologii specifice bazate pe rezultatele studiilor de fiabilitate, ca o parte componentă a strategiei de mentenanță bazată pe fiabilitate.

Principalele concluzii rezultate în urma efectuării studiului de fiabilitate asupra plăcuțelor de frână din componența sistemului de frânare a mașinilor de încărcat, transportat și depozitat sunt:

- distribuțiile Weibull și normală caracterizează cel mai bine fenomenul de uzare care apare foarte pregnant în funcționarea plăcuțelor de frână, distanța maximă dintre distribuția experimentală și cele teoretice pentru cele două distribuții fiind practic identice, cu atât mai mult cu cât literatura de specialitate indică utilizarea distribuției normale pentru caracterizarea fenomenelor de îmbătrânire mecanică;

- dacă la 1000 de ore de funcționare, corespunzător la cinci luni calendaristice, fiabilitatea plăcuțelor este de 95%, după încă 500 de ore de funcționare aceasta ajunge la 50%, ceea ce denotă că viteza de defectare (uzare) este foarte mare, confirmată de panta funcțiilor de fiabilitate și nonfiabilitate precum și de curbele densității de probabilitate a defectărilor și a intensității sau ratei de defectare;

- considerentele prezentate mai sus pot constitui argumente clare că plăcuțele de frână sunt total necorespunzătoare, fiind necesar reconsiderarea funcționalității acestora, în special în ceea ce privește tehnologia de realizarea a acestora și mai ales a materialului utilizat.

Bibliografie

- [1] Balosin, N., Magyari, A., Jula, D., *Aspects Regarding the Functionality of the transmission of Overweight Vehicles Used in Lime Pits*, Annals of the University of Petroșani, Mechanical Engineering. Vol. 11 (XXXVIII), 2009.
- [2] Jula, D., Praporgescu, G., Mihăilescu, S., Tomuș, O.B., Deaconu, I., *Aspecte privind determinarea fiabilității utilajelor din carierele de lignit*, Lucrările științifice ale simpozionului internațional multidisciplinar "Universitaria SIMPRO", Volumul: Mașini și echipamente tehnologice. Editura UNIVERSITAS, Petroșani, 2006.
- [3] Jula, D., Dumitrescu, I.– *Fiabilitatea sistemelor de transport*, Ed. Focus, Petroșani, 2009.