Ingineria automobilului

Registrul Auto Român

SIAR

Societatea Inginerilor de Automobile din România

SE DISTRIBUIE GRATUIT CA SUPLIMENT AL REVISTEI AUTOTEST

ISSN 1842 – 4074

Nr. 54 / martie 2020

SIAR – SOCIETATEA INGINERILOR DE AUTOMOBILE DIN ROMÂNIA 30

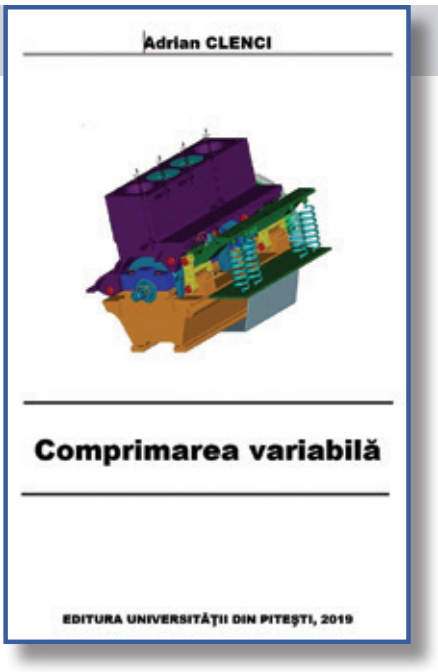
CUNOAȘTERE ȘI DEZVOLTARE, PRIN COOPERARE!

● Explorări lingvistice în ingineria autovehiculelor (VI) ● Sistem de propulsie pneumatic pentru autovehicule ● Determinarea comparativă a durității suprafețelor unor piese tratate termic ● Studiu de caz: Impactul cap ciclist - parbriz; deformarea și perforarea parbrizului

SIAR ESTE MEMBRĂ FISITA INTERNATIONAL FEDERATION OF AUTOMOTIVE ENGINEERING SOCIETIES

EAEC EUROPEAN AUTOMOBILE ENGINEERS COOPERATION

COMPRIMAREA VARIABILĂ

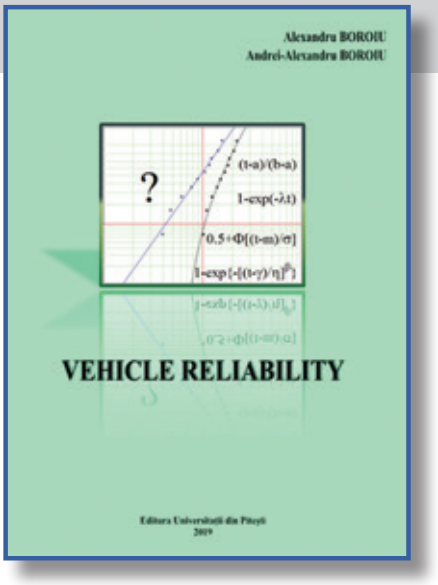


Autor (*Author*): **Adrian CLENCI**

Editura (*Published by*): Editura Universității din Pitești
Anul apariţiei (*Published*): 2019
e-ISBN: 978-606-560-615-9

Lucrarea prezentată este complementară cursurilor universitare de „Motoare termice” şi este destinată, mai degrabă, studenţilor din cadrul programelor de licenţă, master și doctorat. Ea este o sinteză a activității autorului din acest domeniu, derulată la Universitatea din Pitești și la Cnam Paris.
În contextul actual, ca sursă energetică pentru mobilitatea rutieră, motorul termic este subiectul unor dezbateri foarte aprinse. Foarte frecvente sunt discuțiile referitoare la viitorul său. În timp ce motorul cu aprindere prin comprimare a înregistrat progrese enorme în ultimii ani în ceea ce privește economia de combustibil, motorul cu aprindere prin scânteie rămâne, încă, în urmă din acest punct de vedere. Desigur, acest decalaj poate fi redus prin utilizarea de diferite soluții tehnice dintre care, poate, cea mai promițătoare este comprimarea variabilă. Poate nu întâmplător, profesioniștii domeniului se referă la această soluție folosind expresii foarte plastice: „visul de aur al inginerului motorist”, „veriga lipsă în lanțul de evoluție al motorului cu aprindere prin scânteie”, „Pocalul Sfânt” etc. Altfel spus, prin aplicarea comprimării variabile (alături de alte soluții), este posibilă relansarea motorului cu aprindere prin scânteie într-o perioadă foarte delicată pentru motoarele cu ardere internă.
Lucrarea este, în fapt, o colecție a celor mai populare soluții de comprimare variabilă care, de-a lungul timpului, au suscitat interesul multor profesioniști ai domeniului (unele dintre ele dezvoltate chiar la Universitatea din Pitești).

VEHICLE RELIABILITY



Autori (*Authors*): **Alexandru BOROIU, Andrei-Alexandru BOROIU**

Editura (*Published by*): Editura Universității din Pitești
Anul apariţiei (*Published*): 2019
ISBN: 978-606-560-625-8

Fiabilitatea vehiculelor reprezintă în prezent un obiectiv prioritar în domeniul auto, fiind un indicator al performanței vehiculului - împreună cu performanțele dinamice, economice, ecologice și de siguranță - constituind unul dintre principalele criterii în preferințele clientului pentru un anumit model.
Evaluarea fiabilității vehiculelor poate fi realizată în diverse scopuri:
- proiectarea fiabilității produsului și alocarea fiabilității pe componente, în etapa de cercetare-proiectare-dezvoltare;
- fabricarea produselor cu un nivel de fiabilitate necesar;
- demonstrarea unui nivel minim de fiabilitate (validarea fiabilității).
Astfel, fiabilitatea vehiculului este o preocupare pe parcursul întregului ciclu de viață al acestuia: este o mărime care este proiectată (fiabilitate predictivă), creată, „fabricată” și încorporată în produs (fiabilitate tehnică) și ținută sub control în perioada de utilizare (fiabilitatea operațională) prin sistemul de mentenanţă.
Lucrarea ia în considerare toate aceste aspecte şi este realizată în limba engleză deoarece este adresată în principal studenților de la programul de master Automotive Engineering for Sustainable Mobilitydesfășurat în cadrul Facultății de Mecanică și Tehnologie a Universității din Pitești – program cu predare în limba engleză.
De asemenea, având în vedere că programele de master trebuie să ofere studenților cunoștințe teoretice și să le formeze abilități de cercetare, lucrarea este structurată în două părți principale:
• *Teoria și practica fiabilității,* în care sunt prezentate conceptele, teoriile și metodele de lucru utilizate în fiabilitatea vehiculelor, susținute de numeroase aplicații numerice rezolvate;
• *Studii științifice privind fiabilitatea*, care conține studii prezentate de autori la diverse evenimente științifice internaționale, foarte utile pentru dezvoltarea competențelor specifice pentru elaborarea și publicarea cercetărilor științifice în domeniul fiabilității vehiculelor.
Aplicațiile includ calcule analitice în Microsoft Excel și multe reprezentări grafice, dintre care unele sunt realizate cu programe de calcul sau instrumente grafice special concepute.Multe dintre aplicațiile prezentate se bazează pe programe de calcul dedicate, precum programul Weibul ++7 din pachetul Reliasoft, pentru care Universitatea din Pitești are licență educațională.
Lucrarea conţine, la final, un dicționar român-englez pentru fiabilitatea vehiculelor - util pentru traducerea termenilor specifici.

Lucrările prezentate fac parte din fondul bibliografic al Centrului de documentare al SIAR.

CUNOAŞTERE ŞI DEZVOLTARE, PRIN COOPERARE! SIAR – 30 ANI DE ACTIVITATE

KNOWLEDGE AND DEVELOPMENT THROUGH COOPERATION! SIAR – 30 YEARS OF ACTIVITY

În urmă cu 30 de ani, împreună cu mai mulți colegii din școlile academice de automobile și specialiști în concepția, cercetarea și fabricarea automobilelor am fondat Societatea Inginerilor de Automobile din România. Intenția noastră era aceea de a crea o asociație profesională care să faciliteze afirmarea națională și internațională a creațiilor Școlii Române de Automobile. Acțiunile, programele și activitățile întreprinse ne-au permis să îndeplinim țelurile inițiale. Astfel, am reușit să afiliem SIAR la FISITA, în anul 1990, să editâm revista de specialitate - RIA, care este indexată ISI, să facilităm participarea specialiștilor români cu lucrări științifice, la toate congresele FISITA, SAE International și EAEC, să perfectăm acorduri de parteneriat cu societăți profesionale de prestigiu precum: SAE International, SIA – Franța, VDI - Germania, STA - Spania, UBIA - Belgia..., să includem Congresele Internaționale CONAT, ESFA, CAR și AMMA în categoria manifestărilor științifice patronate de FISITA, să înființăm trei filiale SAE International în România și să participăm cu standuri SIAR la Congresul Mondial de Automobile din Detroit și la Congresele FISITA organizate la Praga și Paris. Rezultatele și performanțele SIAR au fost apreciate de FISITA și SAE International prin organizarea la Brașov a două reuniuni ale Consiliului FISITA (1997; 2004), cooperarea cu SAE International la Congresele CONAT și AMMA, dotarea bibliotecilor SIAR din București și Brașov cu manuale, tratate și cărti de specialitate editate de SAE și includerea echipelor „Formula Student" în concursurile organizate de FISITA și SAE.

Prof. univ. dr. ing. Eugen-Mihai NEGRUȘ,
Universitatea Politehnica din București, Președinte de onoare al SIAR
Prof. univ. dr. ing. Anghel CHIRU,
Universitatea Transilvania din Brașov, Vicepreședinte SIAR

La ceas aniversar, mă uit în urmă, rememorez trăirile mele din cadrul SIAR… Mai întâi, dacă-mi amintesc bine, am aflat de SIAR prin anul 3 de facultate (1993), prin intermediul revistei sale pe care împreună cu alți colegi o citeam și o comentam… am și acum colecția completă a revistelor de-atunci. Apoi, cred că era prin '97 când am participat la prima conferință SIAR … și-acum îmi amintesc conversația pe care am avut-o cu doamna profesoară Aurica Căzilă de la Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca : ce cuvinte calde !... cuvinte menite să contribuie la devenirea profesională a unui proaspăt inginer... Am devenit membru al SIAR în 1998 și de atunci, ușor, ușor, am început să fiu din ce în ce mai activ în cadrul acestei organizații frumoase. În 2007, președintele SIAR din acea perioadă, domnul profesor Eugen Negruș, mi-a încredințat și misiunea de a reprezenta SIAR la întâlnirile FISITA, ceea ce, desigur, m-a onorat, dar m-a și încărcat cu responsabilitate… Din 2012 ocup funcția de Președinte al SIAR… Am ținut să precizez cele de mai sus pentru că ele sunt un fel de borne temporale ale trecutului meu în cadrul SIAR care-mi permit să spun, *din suflet*, următoarele : cunosc *foarte* bine această organizație și țin *foarte* mult la SIAR; ce m-a impresionat pe mine încă de la începutul interacțiunilor mele cu SIAR a fost (și este încă) atmosfera de convivialitate creată între membrii SIAR în întâlnirile ce au avut loc de-a lungul timpului; e *foarte* frumos ce s-a clădit în SIAR de-a lungul timpului și, evident, e important să continuăm… ; în fine, după părerea mea, tradiția SIAR se rezumă *foarte* plăcut prin intermediul următoarelor cuvinte: *cunoaștere și dezvoltare prin cooperare.* Deci, membrilor SIAR le spun încă o dată să strângem rândurile, să fim (și mai) aproape pentru că (mai) avem atâtea de făcut! Chiar dacă sună stereotip (poate), vreau să insist și acum pe ideea că numai *împreună* putem face din SIAR o organizație și mai bună!

Vivat, Crescat, Floreat, SIAR!

Prof. univ. dr. ing. Adrian-Constantin CLENCI,
Universitatea din Pitești, Președinte SIAR

Toți cei care au/am avut un rol important în înființarea și promovarea Societății Inginerilor de Automobile din România, în înființarea domeniului „Ingineria autovehiculelor", în dezvoltarea învățământului superior în această zonă, în organizarea Congreselor SIAR și, mai ales, în recunoașterea ingineriei auto, știm că fără întuneric, lumina ar fi inutilă. Acest fapt ne îndeamnă pe noi inginerii, să privim spre lume cu admirație și respect, dar apoi să ne întoarcem privirile spre noi înșine și să sperăm că vom deveni ceea ce merităm să fim! Aproape toți oamenii iubesc automobilul... Îl iubesc pentru cum arată, pentru ceea ce poate face, pentru ceea ce poți face cu el, pentru cum „sună" motorul, pentru cum demarează, ... îl iubesc pentru că îl iubesc… De aceea, trebuie să arătăm că noi, automobiliștii, suntem o familie mare și frumoasă! Este momentul ca SIAR să fie portdrapelul pentru ceea ce înseamnă învățământul în ingineria auto, legislație în domeniul auto și al transporturile rutiere, standardizare, organizare de congrese..., este momentul ca SIAR să fie partenerul de dialog și decizii în România și pentru România!

Prof. univ. dr. ing. Nicolae BURNETE,
Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Vicepreședinte SIAR

Conectarea cadrelor didactice, doctoranzilor, studenților din Universitatea Tehnică a Moldovei și Universitatea Agrară de Stat din Moldova la Societatea Inginerilor de Automobile din România – SIAR a însemnat un sprijin puternic pentru formarea de ingineri specialiști în domeniile auto și transporturilor, atât prin accesul la documentația tehnică de specialitate, dar și la alte activități importante organizate de SIAR (congrese, concursul studențesc, publicarea în revistele SIAR) sau, la nivel global, de FISITA. Organizarea în această toamnă a Congresului internațional al SIAR de inginerie a autovehiculelor și transporturilor *„Automotive and Integrated*

Transport Systems – AITS 2020" în cadrul Universității Tehnice a Moldovei din Chișinău, reprezintă o provocare de cel mai înalt nivel căreia îi vom face cu implicarea prietenilor și colegilor din celelalte universități și a mediului economic.
La multi ani SIAR!

Conf. univ. dr. ing. Victor CEBAN,
Universitatea Tehnică a Moldovei din Chișinău, Republica Moldova,
Vicepreședinte SIAR, Președinte al Comitetului de organizare al Congresului internațional al SIAR „AITS 2020"

Timp de trei decade am găsit pe site-ul https://siar.ro/, în revistele rIA, RoJAE un cumul de informații de bază din ingineria autovehiculelor, articole despre cele mai recente descoperiri și inovații ce oferă cititorilor o imagine completă a automobilului, oportunități de consultare a lucrărilor conferințelor din domeniu, dar și înlesniri de participare la acestea. Să nu uităm de biblioteca SIAR ce include o mulțime de volume de referință în domeniul ingineriei autovehiculelor. Acum, când aniversăm cei 30 ani ai SIAR, deveniți deja istorie, să ne îndreptăm privirea spre viitor, să ne imaginăm următorii 30 de ani, să visăm la tot ce putem realiza lucrând împreună și să așteptăm cu nerăbdare să experimentăm toate soluțiile inovatoare, toate descoperirile din ingineria autovehiculelor ce vor defini acest viitor apropiat. Împreună cu SIAR să facem toate acestea posibile.

Conf. univ. dr. ing. Radu DROSESCU,
Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi" din Iași

În ianuarie 1990 am participat la mai multe reuniuni de înființare și organizare a SIAR. Îmi amintesc că la prima întâlnire am fost întâmpinat cu aplauze și cu urarea momentului "Armata e cu noi!". Ședințele au avut loc la Universitatea Politehnica din București, la Catedra de Autovehicule Rutiere și au fost tot timpul prezidate de prof. univ. dr. ing. Eugen NEGRUȘ, ales de cei prezenți în a doua adunare ca președinte al SIAR. La respectiva dată am fost ales ca vicepreședinte al SIAR. Era un mare entuziasm si foarte multe proiecte erau propuse de către colegi, unele dintre ele fiind concretizate. Îmi amintesc cu plăcere legăturile stabilite cu FISITA, vizitele membrilor marcanți ai acestei organizații în țara noastră.

Gral bg. prof. univ. dr. ing. Ioan FILIP,
Academia Tehnică Militară „Ferdinand I" București,
fost vicepreședinte SIAR (ales în ianuarie 1990)

SIAR desfășoară activități menite să contribuie la progresul domeniului ingineriei automobilului. Apreciez revista "Ingineria automobilului" încă din anii de studenție pentru că redă informații utile și de actualitate. Grație membrilor SIAR, revista se prezintă ca fiind un simbol în domeniul ingineriei automobilului din România, care va inspira și forma generații de ingineri. În viziunea mea, atât viitorul ingineriei automobilului, cât și viitorul revistei "Ingineria automobilului" se prezintă promițător, inovator și într-o continuă dezvoltare.

Asist. univ. drd. ing. Ana-Maria MANEA,
Universitatea Politehnica din București

În calitate de membru fondator SIAR (legitimația nr. 89), sunt mândru sa observ evoluția multidimensională a Societății Inginerilor de Automobile din România, dezvoltarea transdisciplinară și efortul susținut pentru inițierea și menținerea legăturilor profesionale între mediul academic și industria auto. Angrenați în dinamica unei societăți mereu în schimbare, dirijată de cele mai noi tehnologii, membrii SIAR definesc și re-definesc continuu strategia de dezvoltare a Societății noastre, convinși de importanța cooperării transfrontaliere integrate în sprijinul cunoașterii și inovării.

Prof. univ. dr. ing. Victor OȚĂT,
Universitatea din Craiova, Vicepreședinte SIAR

Pe teritoriul României producția de automobile a început la Arad în 1909 la fabrica Marta, secție a societății Astra, cu autocamioane și autobuze. În 1926, secția Marta a fost mutată în totalitate la Brașov în cadrul Societății Industriale Aeronautice Române (IAR). Singura fabrică de automobile din România, în perioada interbelică, a fost uzina „Ford-România" din București. România, în ciuda faptului că industria de automobile până la cel de al 2-lea război mondial, nu a cunoscut avântul și dezvoltarea din țările occidentale și SUA, a dat lumii câțiva inventatori unanim recunoscuți ca pionieri ai perfecționării automobilului. Este vorba de inginerii Dumitru Văsescu (1859-1909), Aurel Persu (1890-1977), George (Gogu) Constantinescu (1881-1965) și Ioan Andrei Dimitriu. De asemenea sunt de remarcat întemeietorii școlii românești de automobile Radu Mărdărăscu, la Brașov și Constantin Ghiulai, la București. Dezvoltarea spectaculoasă a autovehiculelor, marcată de schimbări profunde atât în concepția și metodele de proiectare, cât și în tehnologiile de fabricare și exploatare ale acestora, impune o nouă abordare a colaborărilor naționale și internaționale pentru a depăși greutățile ivite în protecția mediului și a resurselor și pentru a satisface nevoile de mobilitate. Prima acțiune de anvergură internațională a inginerilor români a fost Congresul internațional de motoare termice organizat în 1967 la Institutul Politehnic din București, repetat în 1970. În 1988, din inițiativa unor prestigioase personalități din domeniul academic, al cercetării și al fabricației de automobile din centrele reprezentative ale țării, București, Brașov și Pitești, și cu sprijinul Consiliului Național pentru Știință și Tehnologie (CNȘT) s-a înființat Asociația Inginerilor de Automobile din România (AIAR), afiliată Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor (CNIT). Președinte de onoare a fost ales academicianul Constantin Aramă, iar președinte executiv a fost ales prof. dr. ing. Mircea Oprean. Noua asociație a stabilit relații de colaborare cu principalele societăți ale inginerilor de automobile din lume (SIA, VDI, IMecI, ATA, SAE, JSAE etc.). După înființare, AIAR a organizat câteva dezbateri tehnico-științifice cu specialiștii din țară pe domeniile „Sisteme și siguranță de frânare", „Reducerea consumului de combustibil și a emisiilor poluante la automobile", „Transmisii moderne la automobile" etc. În 1990 AIAR a devenit Societatea Inginerilor de Automobile din România (SIAR) și s-a afiliat la FISITA (International Federation of Automotive Engineering Societies) și la EAEC (European Automobile Engineers Cooperation). SIAR are un rol determinant în organizarea cadrului propice pentru confruntările științifice ale specialiștilor români între ei și cu specialiștii din lumea întreagă.

SIAR este coordonatorul și co-organizatorul celor mai importante manifestări științifice organizate în țara noastră CONAT, ESFA, ESFA-EAEC 2015, CAR, AMMA etc.
Doresc SIAR-ului viață lungă și succes în nobila sa misiune!
„La mulți ani!"

Prof. univ. dr. ing. Ioan-Mircea OPREAN,
Universitatea Politehnica din București

SIAR din perspectiva unui student: pot doar să mă bucur ca am luat parte la ediția congresului SIAR din 2019 și să recomand cu căldură tuturor studenților să ia parte la aceasta, atât ca participanți la diferitele concursuri care se desfășoară în cadrul congresului, dar și ca simpli spectatori. Recomandarea mea se bazează pe experiența acumulată și pe cunoștințele dobândite privind ultimele cercetări din domeniul autovehiculelor. Singurul regret pe care îl am este acela că nu am putut să urmăresc mai multe prezentări, iar pe

viitor aștept cu nerăbdare să particip la următoarele conferințe cu intenția de a-mi prezenta lucrările, dar și pentru a mă reîntâlni cu persoanele pe care le-am cunoscut în cadrul acesteia.

Ing. Emilio-Victor POP, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, masterand an I, Premiul I la secțiunea „Dinamica autovehiculelor" a Concursului internațional studențesc de inginerie a autovehiculelor „Prof. univ. ing. Constantin GHIULAI", ediția a VI-a, 23.10-25.10.2019, Universitatea din Craiova

Înființarea SIAR a constituit un pas logic și necesar în coagularea și organizarea colectivelor de specialiști români ancorați, cu talent și seriozitate, în aria cercetării, dezvoltării și fabricației autovehiculelor autohtone. Existența SIAR - prin aderarea la FISITA și EAEC, prin dezvoltarea unor relații benefice cu SAE - a permis specialiștilor din România, activi în domeniul autovehiculelor, să intre în circuitul european și mondial al cercetării și dezvoltării automobilelor, să se racordeze organic la activitatea colegilor din țările avansate în domeniu și să obțină rezultate remarcabile.

Prof. univ. dr. ing. Gheorghe-Alexandru RADU, Universitatea Transilvania din Brașov

SIAR reprezintă un vis devenit realitate al specialiștilor cu preocupării în domeniul ingineriei autovehiculelor și transporturilor rutiere, de asociere în cadrul unei societăți profesionale. Pe parcursul celor 30 de ani de existență SIAR a evoluat de la statutul de organizator de manifestări științifice, la rolul de promotor al cercetării științifice în domeniul ingineriei autovehiculelor și transporturilor rutiere (congrese, publicații), sprijin pentru universități în formarea inginerilor de autovehicule (distribuția de publicații, centre de documentare, burse, stagii de pregătire, concursuri studențești), consultant al ARACIS privind definirea programelor de studii din domeniile ingineria autovehiculelor și ingineria transporturilor, reprezentare în colaborările cu alte organizații profesionale independente din țară, cu societăți profesionale echivalente din alte țări (FISITA, societăți naționale din cadrul FISITA). Schimbările majore care s-au produs în ultimii ani în industria de autovehicule impun întărirea rolului SIAR de partener și consultant în stabilirea viitoarelor strategii privind adaptarea curriculei universitare a programelor de studii la schimbările din industria de autovehicule, elaborarea programelor de cercetare de interes național, inclusiv dialogul cu organismele guvernamentale și neguvernamentale privind aspectele legate de problematica ingineriei autovehiculelor și transporturilor rutiere, colaborarea cu Autoritatea Națională pentru Calificări pentru implementarea și actualizarea Cadrului național al calificărilor (CNC) și Registrului național al calificărilor (RNCIS) în concordanță cu Cadrul european al calificărilor (CEC) din domeniul ingineriei autovehiculelor ș ingineriei transporturilor rutiere.

Prof. univ. dr. ing. Alexandru RUS, Universitatea din Oradea, Directorul Departamentului de Inginerie Mecanică și Autovehicule

SIAR demonstrează, pe parcursul celor 30 de ani de existență, o dezvoltare sănătoasă, de admirat: în prima decadă, prin activitatea neobosită a pionierilor organizației au fost stabilite și consolidate relațiile cu lumea științifică internațională – SAE, FISITA, EAEC, și cu organizații naționale de renume. În a doua decadă a fost creată o comunitate științifică pe o bază colegială, cu norme comune, de conferințe și congrese internaționale, CONAT, AMMA, ESFA, CAR, SMAT, culminând cu volumele de Proceedings în prestigioasa editura Springer. În decada recentă printr-o organizare excelentă a bazelor de date, în special în formă electronică: revista în limba engleza RoJAE, revista „Ingineria automobilului", centrul de documentare, expert SIAR, informații științifice și organizatorice la zi.

Urez SIAR mulți ani sănătoși, prosperi și prolifici!

Prof. univ. dr. ing. Cornel STAN, West Saxon University of Zwickau, Germania, Redactor șef „Ingineria automobilului", Președinte al Comitetului științific al Congresului internațional al SIAR

Dacă în ultimii 30 de ani s-a întâmplat ceva frumos, iar acest lucru frumos a dăinuit și dăruiește, acesta este SIAR-ul! Și asta pentru că SIAR-ul este locul în care toți cei care am venit, am rămas și – cel mai important fapt întâmplat – am devenit prieteni. Sunt sigur că mulți dintre noi ne-am bucurat de realizări profesionale și pentru că a existat SIAR-ul! La mulți ani!

Prof. univ. dr. ing. Ion TABACU, Universitatea din Pitești, Vicepreședinte SIAR

În ianuarie 1990, un grup de entuziaști a constituit un comitet de inițiativă pentru înființarea Societății Inginerilor de Automobile din România – SIAR. Din acest grup făceau parte cadre didactice universitare, cercetători din institute de cercetare științifică, proiectare și dezvoltare tehnologică, membri marcanți din întreprinderile producătoare de autovehicule și alte instituții. Momente remarcabile au marcat istoria de 30 ani a SIAR: aderarea la FISITA și EAEC, parteneriatele cu SAE și SIA, redactarea publicațiilor științifice (RIA, Ingineria automobilului, RoJAE). Diversitatea, ritmul și intensitatea diverselor activități ale SIAR au reflectat evoluția socio-economică a țării. La nivel global, se poate observa o poziționare bună a SIAR. Pe unele direcții, avansul este remarcabil, pe altele rămâne la nivel de deziderat. Totuși, din cuvintele exprimate de colegi și pe care le-ați aflat puțin mai devreme, se poate observa imediat dorința de unitate, cooperare, dezvoltare, împreună cu bucuria de a fi parte a unei comunități profesionale semnificative. Rezultatele obținute sunt rodul dorinței membrilor SIAR de a realiza lucruri importante, vizibile, a implicării în proiectele asumate. Evident, este loc de mai bine și de mai mult! Cred cu tărie că vom reuși în demersul prin care SIAR poate deveni mai puternic, reprezentativ și recunoscut ca atare.

Ingineria autovehiculelor și transporturilor din România are o frumoasă istorie, cu multe reușite, urmare a unei munci intense, devotamentului pentru profesie, ambiției și creativității celor ce au lucrat și lucrează în universități, institute de cercetare, întreprinderi și administrație. Poate, la ceas aniversar, ar trebui să vorbim mult mai mult despre ce s-a reușit în trecut, pentru a construi un viitor puternic! La a 30-a aniversare a SIAR, să privim cu optimism spre viitor, să îl proiectăm și construim așa cum dorim!

Cunoaștere și dezvoltare, prin cooperare! La mulți ani, SIAR!

Prof. univ. dr. ing. Minu MITREA, Academia Tehnică Militară „Ferdinand I" din București, Secretar General SIAR

SUMAR „INGINERIA AUTOMOBILULUI" NR. 54

3 CUNOAȘTERE ȘI DEZVOLTARE, PRIN COOPERARE! SIAR – 30 ANI DE ACTIVITATE
KNOWLEDGE AND DEVELOPMENT THROUGH COOPERATION! SIAR – 30 YEARS OF ACTIVITY
7 INTERVIU CU DL. ALEXANDER SIMIONESCU
GENERAL MANAGER AL RENAULT TECHNOLOGIE ROUMANIE (RTR)
INTERVIEW WITH MR. ALEXANDER SIMIONESCU
GENERAL MANAGER OF RENAULT TECHNOLOGIE ROUMANIE (RTR)
9 EXPLORĂRI LINGVISTICE ÎN INGINERIA AUTOVEHICULELOR (VI)
A LINGUISTIC JOURNEY IN THE FIELD OF AUTOMOTIVE ENGINEERING (VI)
13 SISTEMUL DE PROPULSIE PNEUMATIC AL UNUI AUTOVEHICUL
THE PNEUMATIC PROPULSION SYSTEM OF A ROAD VEHICLE
18 CONSIDERAȚII PRIVIND DETERMINAREA COMPARATIVĂ A DURITĂȚII SUPRAFEȚELOR UNOR PIESE TRATATE TERMIC
CONSIDERATIONS REGARDING THE COMPARATIVE DETERMINATION OF MATERIALS HARDNESS SUBMITTED TO HEAT TREATMENTS
21 ANALIZA IMPACTULUI CAP – PARBRIZ. STUDIU DE CAZ: DEFORMAREA ȘI PERFORAREA PARBRIZULUI
CYCLIST HEAD TO WINDSHIELD IMPACT ANALYSIS. DEFORMATION AND PERFORATION CASE STUDY
25 TWIZY CONTEST – UN EVENIMENT REMARCABIL
A REMARKABLE EVENT – TWIZY CONTEST

REGISTRUL AUTO ROMÂN

Director general
Radian TUFĂ
Director tehnic
Cristian Viorel BUCUR
Director economic
Mihaela GHEORGHE
Director dezvoltare
Cristian SILAGHI

Şef Serviciu Comunicare şi Redacţie Revistă Auto Test
Roxana DIMA

Redactori
Radu BUHĂNIŢĂ
Emilia PETRE
George DRUGESCU

Contact:
Calea Griviţei 391 A,
sector 1, cod poştal 010719,
Bucureşti, România
Tel/Fax: 021/202.70.17
E-mail: autotest@rarom.ro
www.rarom.ro
www.autotestmagazin.ro

SIAR

Contact
Facultatea de Transporturi
Universitatea Politehnica Bucureşti
Splaiul Independenţei 313
Sala JC 005, Cod poştal 060042, sector 6, Bucureşti, România
Tel/Fax: 021/316.96.08
E-mail: siar@siar.ro
www.ingineria-automobilului.ro
www.siar.ro
https://www.facebook.com/SIAR.FISITA/

TIPAR
S.C. SELADO COM S.R.L.
Str. Mioriţei nr. 59, Brăila
Jud. Brăila

Reproducerea integrală sau parţială a textelor şi imaginilor se face numai cu acordul Revistei Auto Test, a Registrului Auto Român.
The authors declare that the material being presented in the papers is original work, and does not contain or include material taken from other copyrighted sources. Wherever such material has been included, it has been clearly indented or/and identified by quotation marks and due and proper acknowledgements given by citing the source at appropriate places. The views expressed in the articles are those of the authors and are not necessarily endorsed by the publisher. While every case has been taken during production, the publisher does not accept any liability for errors that may have occurred.

SOCIETATEA INGINERILOR DE AUTOMOBILE DIN ROMÂNIA

Preşedinte: Prof. dr. ing. **Adrian-Constantin CLENCI**, Universitatea din Piteşti
Preşedinte de onoare: Prof. dr. ing. **Eugen-Mihai NEGRUŞ**, Universitatea Politehnica din Bucureşti
Vicepreşedinte: Prof. dr. ing. **Cristian-Nicolae ANDREESCU**, Universitatea Politehnica din Bucureşti
Vicepreşedinte: Prof. dr. ing. **Nicolae BURNETE**, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
Vicepreşedinte: Conf. dr. ing. **Victor CEBAN,** Universitatea Tehnică a Moldovei din Chişinău
Vicepreşedinte: Prof. dr. ing. **Anghel CHIRU**, Universitatea „Transilvania" din Braşov
Vicepreşedinte: Conf. dr. ing. **Liviu-Nicolae MIHON,** Universitatea Politehnica din Timişoara
Vicepreşedinte: Prof. dr. ing. **Victor OŢĂT**, Universitatea din Craiova
Vicepreşedinte: Prof. dr. ing. **Ion TABACU**, Universitatea din Piteşti
Secretar General: Prof. dr. ing. **Minu MITREA**, Academia Tehnică Militară „Ferdinand I" din Bucureşti

COMITETUL ŞTIINŢIFIC

Prof. **Dennis ASSANIS**
University of Michigan, Michigan, United States of America

Prof. **Rodica A. BĂRĂNESCU**
University of Illinois at Chicago College of Engineering, United States of America

Prof. **Nicolae BURNETE**
Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, România

Prof. **Giovanni CIPOLLA**
Politecnico di Torino, Italy

Dr. **Felice E. CORCIONE**
Engines Institute, Naples, Italy

Prof. **Georges DESCOMBES**
Conservatoire National des Arts et Metiers de Paris, France

Prof. **Cedomir DUBOKA**
University of Belgrade Serbia

Prof. **Pedro ESTEBAN**
Institute for Applied Automotive Research Tarragona, Spain

Prof. **Radu GAIGINSCHI**
Universitatea Tehnică „Gh. Asachi" din Iaşi, România

Prof. **Berthold GRÜNWALD**
Technical University of Darmstadt, Germany

Eng. **Eduard GOLOVATAI-SCHMIDT**
Schaeffler AG & Co. KG Herzogenaurach, Germany

Prof. **Mircea OPREAN**
Universitatea Politehnica din Bucureşti, România

Prof. **Nicolae V. ORLANDEA**
Retired Professor, University of Michigan Ann Arbor, M.I., USA

Prof. **Victor OŢĂT**
Universitatea din Craiova, România

Prof. **Pierre PODEVIN**
Conservatoire National des Arts et Metiers de Paris, France

Prof. **Andreas SEELINGER**
Institute of Mining and Metallurgical Machine, Engineering, Aachen, Germany

Prof. **Ulrich SPICHER**
Kalrsuhe University, Karlsruhe, Germany

Prof. **Cornel STAN**
West Saxon University of Zwickau, Germany

Prof. **Dinu TARAZA**
Wayne State University, United States of America

Prof. **Michael BUTSCH**
University of Applied Sciences, Konstanz, Germany

COMITETUL DE ONOARE AL SIAR

AVL România – **Gerolf STROHMEIER**
Magic Engineering SRL – **Attila PAPP**
Registrul Auto Român – RAR – **George-Adrian DINCĂ**
Renault Technologie Roumanie – **Alexander SIMIONESCU**
Uniunea Naţională a Transportatorilor Rutieri din România – UNTRR – **Radu DINESCU**

COLEGIUL DE REDACŢIE

Editor in Chief
Cornel STAN
West Saxon University of Zwickau, Germany
E-mail: *cornel.stan@fh-zwickau.de*

Technical and Production Editor
Minu MITREA
Military Technical Academy, Bucharest, Romania
E-mail: *minumitrea@yahoo.com*

Reviewers:
Liviu BOCÎI • Alexandru BOROIU • Salvadore Mugurel BURCIU • Alexandru CERNAT • Valerian CROITORESCU • Radu DROSESCU • Nicolae FILIP • Marius Ioan GHEREŞ • Ioan LAZA • Dorin LELEA • Marin – Stelian MARINESCU • Liviu MIHON • Minu MITREA • Rodica NICULESCU • Adrian – Constantin SACHELARIE • Virgil Gabriel TEODOR • Bebe TICĂ • Stelian ŢÂRULESCU

Contributors:
Laszlo BAROTHI
Silvia BONCESCU
Cătălin CHIOREANU
Rareş Lucian CHIRIAC
Anghel CHIRU
Laura CÎŢU
Adrian CLENCI
Ovidiu Andrei CONDREA
Adina MATROZI
Tudor MITRAN
Minu MITREA
Sorin PATER
Marius PELE
Ion PREDA
Ionuţ Alexandru RADU
Ramona STOICA
George TOGĂNEL
Radu VILĂU
Daniela VOICU

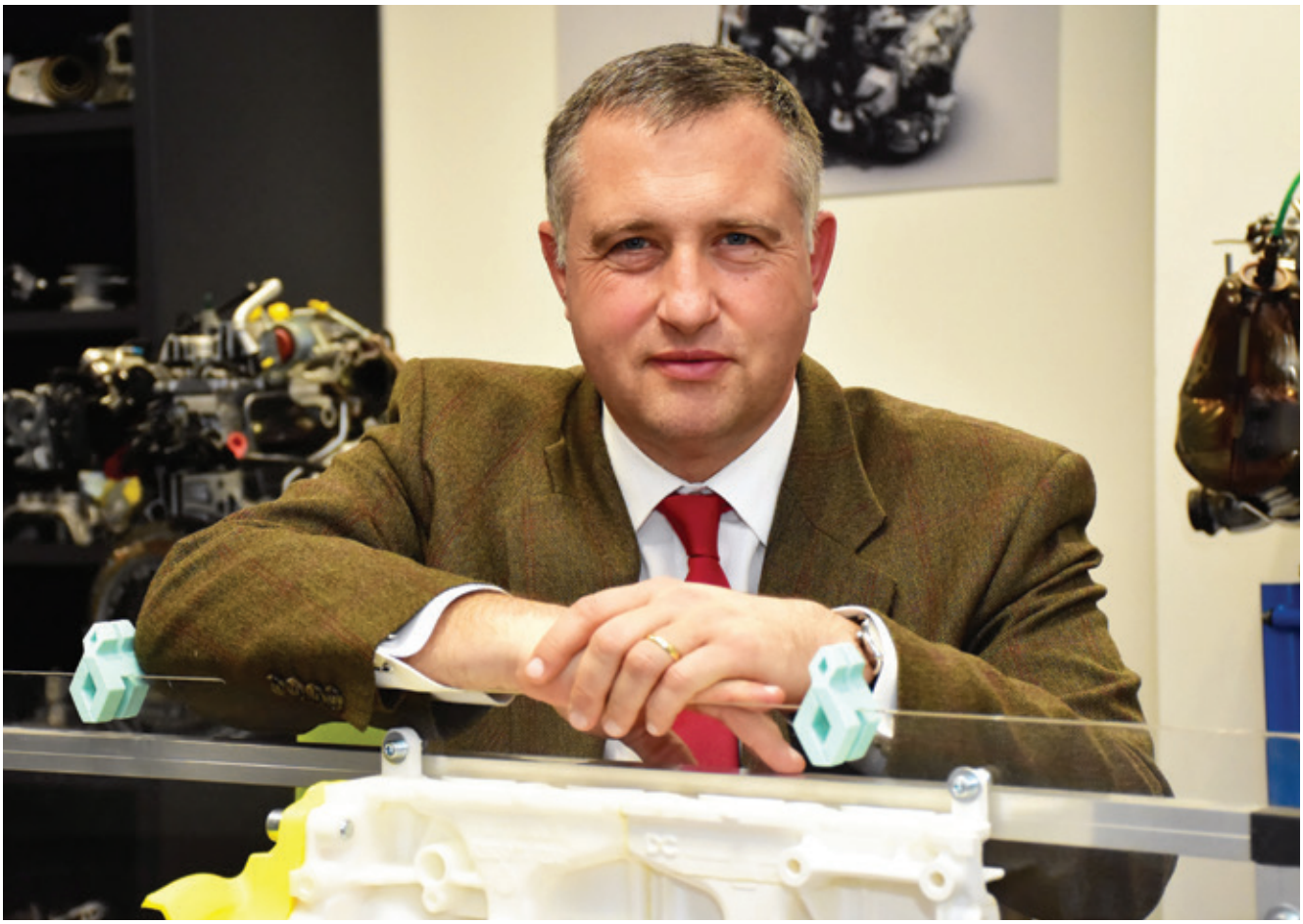
The articles published in „Ingineria automobilului" magazine are indexed by Web of Science in the „Emerging Source Citation Index (ESCI)" Section.

Web of Science Clarivate Analytics

Articolele publicate în „Ingineria automobilului" sunt incluse în ***Romanian Journal of Automotive Engineering*** *(ISSN 2457 – 5275) – revista SIAR în limba engleză.*
Revistele SIAR sunt publicate la adresa ***www.ro-jae.ro***

INTERVIU CU DL. ALEXANDER SIMIONESCU GENERAL MANAGER AL RENAULT TECHNOLOGIE ROUMANIE (RTR)

INTERVIEW WITH MR. ALEXANDER SIMIONESCU GENERAL MANAGER OF RENAULT TECHNOLOGIE ROUMANIE (RTR)



Stimate domnule Director General, Renault este unul dintre actorii importanți la nivel mondial în dezvoltarea unor soluții noi de mobilitate rutieră. Ați putea să precizați care sunt direcțiile principale de cercetare – dezvoltare la nivelul Renault, în prezent și cum vedeți evoluția acestor teme în viitor? De asemenea, în ce măsură, aceste noi soluții vor putea fi aplicate și autoturismelor din gama Dacia?

Industria de automobile trece printr-o etapă caracterizată de schimbări foarte rapide. În acest context, Grupul Renault are ca direcții principale de cercetare – dezvoltare inovarea continuă în noile tehnologii, vehicule conectate, vehicule electrice și autonome care vor defini viitorul mobilității. De asemenea ne imaginăm scenarii de utilizare mult mai eficientă a energiei și de mobilitate rutieră care vor fi implementate în acest deceniu și vor aduce îmbunătățiri semnificative ale calității vieții și transportului de persoane.

Ați putea dezvolta pe subiectul implicării Renault Technologie Roumanie (RTR) în dezvoltarea noilor soluții Renault? Pentru perioada următoare, pe termen mediu/lung, se prevede o dezvoltare/intensificare a participării RTR în cadrul proiectelor Renault?

Renault Technologie Roumanie este centrul de Inginerie responsabil cu dezvoltarea Gamei Global Access, care înseamnă proiectarea și punerea în fabricație a gamei de automobile accesibile publicului larg, dar care să asigure în același timp exigențele tuturor regulamentelor dintre care putem exemplifica siguranța, normele de poluare, reciclabilitatea, ș.a. Implicarea RTR în dezvoltarea noilor proiecte este în continuă creștere, avem în prezent 3000 de ingineri care asigură ciclul de dezvoltare a noilor tehnologii dintre care putem menționa sistemele de asistență la conducere, conectivitatea și electrificarea.

Având în vedere că o legătură strânsă de colaborare cu departamentele de profil din universitățile românești permite exploatarea eficientă a resurselor și competențelor disponibile în aceste instituții în beneficiul ambelor părți, cum apreciați colaborarea dintre RTR și cele 12 centre

universitare din România care formează ingineri de automobile? Sigur, puteți furniza și exemple concrete...

Aș menționa că astăzi automobilul a evoluat atât de mult încât meseriile de bază care sunt specifice facultăților de automobile rutiere acoperă doar o parte din activitatea de inginerie. La dezvoltarea unui automobil avem nevoie acum din ce în ce mai mult de electroniști, de energeticieni, de electrotehniști, de informaticieni, ș.a., așa încât vorbim despre o bună colaborare cu toate centrele universitare din România și chiar din alte țări. Remarcăm o colaborare mai largă cu universitățile din proximitatea RTR, Universitatea din Pitești, Universitatea Politehnica din București, Universitatea Valahia din Târgoviște. Putem cita susținerea unor programe de master, participarea în parteneriat la proiecte de cercetare, contribuții la dezvoltarea bazei materiale a universităților pentru o bună pregătire a studenților, organizarea de concursuri, organizarea de workshop-uri pentru promovarea noilor tehnologii și a metodelor de dezvoltare utilizate în cadrul RTR.

Există posibilități de intensificare a acestei colaborări? De exemplu, un subiect acut pentru universități este realizarea unui parteneriat cu mediul industrial pentru dezvoltarea unor teze de doctorat pe subiecte comandate (de interes pentru companii). Ar fi vorba despre inițierea unor doctorate în parteneriat public-privat, așa cum există în alte state europene (a se vedea tezele CIFRE din Franța, de exemplu). Credeți că s-ar putea adopta și în România un astfel de mod de lucru?

Ca în orice domeniu de activitate, bineînțeles că există oportunități de ameliorare a colaborării noastre. Așa cum este cunoscut noi am susținut permanent dezvoltarea unor teme de licență pentru studenții care își realizează stagiul de practică în cadrul companiei noastre. În ceea ce privește dezvoltarea unor teze de doctorat în parteneriat public-privat, legislația actuală nu încurajează această abordare. Consider că împreună, mediul economic și mediul universitar trebuie să avem inițiativa implementării unei reglementări care să contribuie la realizarea unor teze de doctorat în parteneriat, cu beneficii pentru toate părțile implicate, Companie, Universitate și Doctorand.

Un alt subiect de foarte mare actualitate pentru mediul academic românesc este integrarea eficientă a stagiilor industriale în planurile de învățământ, așa cum se întâmplă în alte state europene (Franța, Germania, Austria etc). Actualmente, stagiul de lungă durată (de ex. 3 – 6 luni) nu poate fi integrat în planurile de învățământ deși este evidentă valoarea sa formativă pentru student (văzut ca viitor actor pe piața muncii). Credeți că un demers concertat, mediu academic-mediu industrial, adresat Ministerului Educației, ar putea determina schimbările necesare ?

Sunt bine cunoscute interesul si investiția noastră în dezvoltarea competențelor studenților prin participarea la stagii de lungă durată în cadrul RTR. Pe parcursul acestor stagii asigurăm acompanierea stagiarilor de către specialiști care au rolul de tutori și oferim de asemenea burse de stagiu. Peste 1000 de studenți au beneficiat de aceste stagii. Poziția noastră pe acest subiect este că stagiul de lungă durată trebuie integrat în planurile de învățământ, cu o durată în jur de 6 luni. Da, susținem un demers concertat, mediu academic-mediu industrial adresat Ministerului Educației pentru a provoca această schimbare.

Care sunt competențele si abilitățile pe care RTR dorește să le regăsească la absolvenții universităților românești?

Absolvenții universităților trebuie să aibă o bază de competențe tehnice generale în domeniul ingineriei, gândire inginerească, care este baza dezvoltării oricărui domeniu de aprofundare, abilități privind managementul proiectului, a informației și configurațiilor, suplimentate de cunoașterea unor limbi străine, (engleza, franceza). Acestea reprezintă bagajul necesar unei activități de succes. Evident, lucrăm în echipă și în consecință ne așteptăm la motivație și angajament subordonat obiectivului comun de a concepe produsele viitorului.

În final, vă rugăm să transmiteți un mesaj elevilor și studenților.

Suntem singurul centru de inginerie din sud-estul Europei în care se dezvoltă o mașină de la bara din față până la bara din spate, vehiculele concepute aici fiind fabricate în 11 uzine din lume. Foarte important este că ceea ce concepem noi este fabricat în uzina de la Mioveni, de lângă Pitești.

Vă invităm alături de noi să participam împreună la succesul DACIA, o reușită unică în lumea automobilului. Concepem și producem mașina accesibilă pentru toată lumea!

Domnule Director general, vă mulțumim pentru interviul acordat și urăm mult succes colectivului Renault Technologie Roumanie!

Prof. dr. ing. Minu Mitrea, Secretar General SIAR

EXPLORĂRI LINGVISTICE ÎN INGINERIA AUTOVEHICULELOR (VI)

A LINGUISTIC JOURNEY IN THE FIELD OF AUTOMOTIVE ENGINEERING (VI)

Prof. dr. ing.
Ion PREDA[1]
pion@unitbv.ro
Prof. dr. ing.
Adrian CLENCI[2]
Conf. dr.
Laura CÎȚU[3]
Conf. dr.
Adina MATROZI[3]
Lector dr.
Silvia BONCESCU[3]

[1] Universitatea Transilvania din Brașov, Departamentul de Autovehicule și Transporturi
[2] Universitatea din Pitești, Departamentul Autovehicule și Transporturi
[3] Universitatea din Pitești, Departamentul de Limbi Străine Aplicate
Str. Târgul din Vale nr. 1, 110040, Pitești, România

Cuvinte cheie: *demaraj/ demarare, rezistență la demaraj, repriză*

Termenul care va face obiectul analizei în numărul de față al publicației este cel de *demaraj/ demarare*, care va fi explorat atât individual cât și ca parte a sintagmei *rezistența la demaraj/ demarare*, noțiune care suscită interes atât științific cât și didactic în domeniul ingineriei autovehiculelor.

O primă clarificare care se impune se referă la însăși existența a două forme, *demaraj* și *demarare*, fenomenul perechilor de acest fel nefiind unul izolat în limba română. Vom încerca, mai întâi, să răspundem întrebării dacă există diferențe semantice între cele două forme, iar apoi, să recomandăm utilizarea în limbajul specializat al ingineriei autovehiculelor a acelei forme pe care argumentele avansate o vor recomanda ca fiind cea mai adecvată[1].

Substantivele *demaraj* și *demarare* sunt formate prin derivare pornind de la verbul *a demara*. Acest verb a fost împrumutat din limba franceză[2] și, foarte probabil, odată cu verbul a intrat în limbă și substantivul derivat, respectiv *demaraj*[3]. Remarcăm că derivarea a constat în utilizarea sufixului *–aj* adăugat rădăcinii verbale, procedeu sistematic în limba franceză, după cum sistematică a fost și preluarea în limba română, la vremea împrumuturilor masive din limba franceză, a cuplurilor verb-substantiv de tipul *a demara/ demaraj*. Iată alte câteva exemple: *a asambla/ asamblaj, a degresa/ degresaj, a (de)monta/ (de)montaj, a ghida/ ghidaj, a rafina/ rafinaj, a regla/ reglaj*[4] etc. Din punct de vedere semantic, sufixul *–age* din limba franceză este definit ca element formator care, adăugat unor baze verbale, formează substantive care exprimă acțiuni și rezultate ale unor acțiuni[5]. Corespondentele acestui sufix în limba română sunt *–are, -ere, -ire*[6], care servesc la formarea a ceea ce se numește infinitivul lung, de sorginte latină. Cu valoare verbală, aceste forme s-au pierdut în româna contemporană[7]. Ele circulă astăzi doar ca substantive. Așadar, pe de o parte, româna a împrumutat din limba franceză cupluri de 'verb + substantiv care exprimă acțiuni și rezultate', pe de alta, dispunea ea însăși de sufixe destinate formării de substantive care exprimă acțiuni și rezultate. A fost perfect natural ca aceste sufixe să fie aplicate noilor verbe împrumutate, pe un tipar lingvistic ancestral și să apară astfel dublete de substantive de tipul *blocaj/ blocare, asamblaj/ asamblare, degresaj/ degresare, (de)montaj/ (de)montare, ghidaj/ ghidare, rafinaj/ rafinare, reglaj/ reglare* și ... *demaraj/ demarare*. Dar din refuzul unora că geniul limbii nu ar fi putut conduce la forme redundante (de ce ar exista în limbă două forme pentru același conținut?), s-a lansat în unele teorii gramaticale ideea că există o distincție semantică între cei doi termeni ai perechii, anume că unul ar exprima acțiunea, procesul, iar celălalt rezultatul procesului[8]. Greu de sesizat și de acceptat această diferență semantică atât din partea vorbitorului comun, cât și din cea a unei bune părți a comunității lingviștilor. Nu este de mirare în aceste condiții că DEX-ul înregistrează la articolul *demaraj* echivalentul *demarare*, iar la *demarare* dă ca definiție „acțiunea de *a demara* și rezultatul ei; *demaraj*". Așadar, cei doi termeni sunt din punct de vedere semantic absolut echivalenți și orice tentativă de a-i distinge aspectual pe funcția „proces/ rezultat al procesului" este fragilă și nu rezistă probei marii majorități a perechilor de acest fel. Iar explicația existenței dubletului am oferit-o mai sus. Dar, într-adevăr, geniul limbii nu agreează redundanța. În realitate, cele două forme nu se disting prin diferențe de sens, ci de utilizare. Formele bazate pe sufixul autohton au frecvență mare de utilizare în discursul cotidian, în comunicarea generală, în vreme ce formele de import franțuzesc cu sufixul *-aj* au și fost introduse în limbă via domeniile specializate, de aceea și au o frecvență mai mare de utilizare în aceste limbaje. Unele dintre ele fac parte din terminologia specifică unui domeniu. Când vorbim de *rafinaj*, de exemplu, este greu de presupus că acest termen permite să fie utilizat în alt context decât cel al petrolului, unde definește un proces specific. *Rafinare* nu este interzis acestui limbaj de specialitate, dar prin frecvența utilizărilor în contexte comune altele decât cele legate de petrol, nu are aceeași forță terminologică pe care o are *rafinaj*. Tot astfel, dacă în limba comună nu este nicio diferență între *demarare/ demaraj*, iar dicționarul general al limbii (DEX) înregistrează ca accepțiune curentă[9] pentru ambele pe aceea de „început al unei activități" și dacă se dorește consacrarea uneia dintre cele două forme în terminologia specifică domeniului autovehiculelor, atunci cu siguranță forma recomandată în acest sens este *demaraj* și nu *demarare*. În rest, conceptul chiar a căpătat identitate precisă în această terminologie, unde nu mai desemnează doar „începutul unei acțiuni", ca în limba curentă, respectiv pornirea, punerea în mișcare a unui vehicul, ci și

1. Chiar dacă – așa cum se va vedea în cuprinsul articolului –, în limbajul comun cele două forme acoperă exact același conținut conceptual, în limbajul specializat, utilizarea a doi termeni pentru aceeași realitate nu este economică și nu servește preciziei și rigorii discursului științific.
2. Fr. *démarrer*.
3. Fr. *démarrage*.
4. Fr. *assembler/ assemblage, dégraisser/ dégraissage, (dé)monter/ (dé)montage, guider/ guidage, raffiner/ raffinage, régler/ réglage*.
5. TLF (Trésor de la langue française) – lexilogos.com – https://www.cnrtl.fr/definition/-age
6. Exemple: *a cânta/ cântare, a vedea/ vedere, a dormi/ dormire*.
7. A se vedea exemple din româna mai veche sau mai nouă: *„Ștefan-Vodă a început a-i **batere** până ce i-au trecut de Dunăre"* (Ion Neculce); *„Îmi era a **scăpare** de dânsul"* (Ion Creangă); *„Și-am cântat din coasta mea [...] de-a-**ncălecare** pe-o șa"* (Nichita Stănescu) – wikipedia.org.
8. Se mobilizează în această explicație o anumită categorie gramaticală (cum ar fi genul, numărul, modul, timpul etc.), numită *aspect*. Așadar, diferența dintre cei doi termeni ar fi de natură aspectuală.
9. La origine, acțiunea de *a demara, démarrer* în franceză, semnifica dezlegarea odgoanelor unei corăbii în vederea plecării. Nu știm dacă în limba română verbul *a demara* a fost vreodată utilizat cu acest sens, sau a fost importat odată cu apariția autovehiculelor și folosit la început doar în legătură cu acestea. Deși, în limbajul naval există și în română antonimul *a amara*, împrumutat tot din limba franceză - *amarrer*, dar care nu s-a extins ca utilizare în limba comună, așa cum s-a extins *a demara* (~ discuții, negocieri, proiecte, o afacere etc.)

trecerea acestuia de la o viteză mai mică la una superioară, situație în care îl are ca sinonim pe *accelerare*. *Demarajul* este deci un concept terminologic, *demarare* un cuvânt general al limbii. Dovada o constituie și faptul că se poate spune „demaraj[10] de pe loc" fără să se comită un pleonasm, tocmai pentru că există și demaraj de la o viteză inferioară la una superioară. Dar *demarajul de pe loc* nu se poate aplica decât autovehiculelor. Nu se poate spune **demararea **de pe loc** *a unei afaceri, a discuțiilor, a negocierilor, a proiectului*. Sigur, acest sens adăugat pentru *demaraj*, cel de trecere de la o viteză inferioară la una superioară, care există deja în terminologia autovehiculului, ar putea fi precizat în DEX la următoarea revizie, dar ar trebui ca în primul rând termenul *demaraj*[11] să fie descris și explicat într-un dicționar de terminologie a autovehiculelor. Ceea ce presupune în primul rând o rafinare[12] cât mai atentă a termenului în domeniu. Din această perspectivă, un aspect esențial pentru clarificarea conceptului îl reprezintă abordarea în funcționare sintagmatică și am ales să tratăm în acest sens formularea lingvistică și fenomenul aferent acesteia denumit *rezistența la demaraj.*[13]

Siguranța activă la deplasarea cu un automobil precum și „plăcerea de a conduce" (sau *draivabilitatea*, ca să folosim un termen mai tehnic, explicat într-un articol anterior [3]) depind în mod hotărâtor de performanțele sale dinamice. Dintre acestea, foarte importante sunt viteza maximă de deplasare și valorile accelerațiilor care pot fi realizate atât pentru creșterea sau micșorarea vitezei, cât și pentru schimbarea direcției de mers.

Automobilele actuale dispun de puteri ale motoarelor și de caracteristici constructive care permit obținerea unor viteze maxime[14] cu mult mai mari decât valorile legale, astfel încât pe drumurile publice, inclusiv pe autostrăzi, nu ar trebui să fie întâlnite automobile care se deplasează cu viteza maximă de care sunt capabile. Și atunci, de ce se construiesc astfel de automobile? Credem că răspunsul este: pentru a putea realiza accelerații pozitive mari, deoarece acestea măresc plăcerea de a conduce; permit depășiri care pot fi efectuate într-un mic interval de timp și pe o distanță scurtă; permit deplasarea rapidă în viraje sau evitarea unor obstacole. Rezultă că accelerațiile ridicate pot contribui și la creșterea siguranței active a deplasării, iar viteza maximă este pentru autovehiculele obișnuite mai mult o consecință a necesității obținerii unor astfel de accelerații decât un scop în sine. Pentru mai multă precizie, în limbajul automobilistic, deplasarea accelerată prin care se mărește viteza se numește *demaraj*, iar deplasarea accelerată prin care se reduce viteza se numește *frânare* sau *decelerare*. De asemenea, accelerația este considerată pozitivă la *demaraj* și negativă la frânare. O accelerație negativă (de frânare) este numită *decelerație*.

Performanțele de *demaraj* **instantanee** ale unui automobil sunt apreciate prin accelerația maximă pe care acesta o poate realiza la o anumită viteză de deplasare, în condiții precizate de echipare, de încărcare și de drum. Valoarea maximă a maximelor accelerațiilor de la toate vitezele de deplasare (maximul maximorum) se obține la viteze reduse de deplasare, de obicei în prima treaptă a cutiei de viteze, mai ales pe perioada funcționării dispozitivului de pornire din loc (convertizor hidrodinamic de cuplu sau ambreiaj). O valoare ridicată a accelerației poate fi susținută doar o (foarte) scurtă perioadă de timp (figura 1).

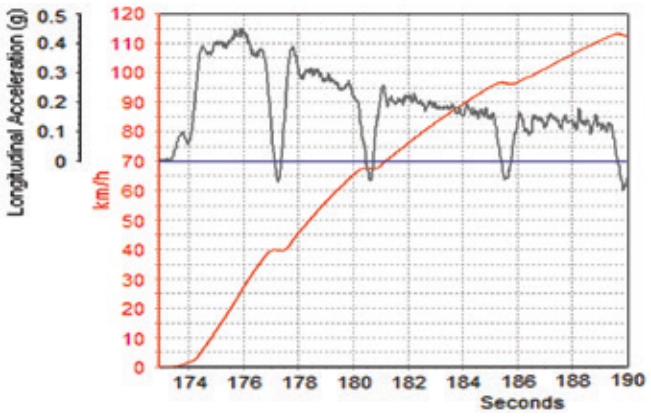


Fig. 1. Reprezentare grafică a accelerației și vitezei unui autoturism normal în timpul unui demaraj în treptele 1-4 ale cutiei de viteze [16]

Performanțele de *demaraj* **globale** ale unui automobil sunt apreciate prin mai mulți parametri: timpul în care, pornindu-se de pe loc, se atinge o anumită viteză (*timp de demaraj*); distanța în care, pornindu-se de pe loc, se atinge o anumită viteză (*spațiu de demaraj*); timpul în care, pornindu-se de pe loc, se parcurge o anumită distanță (specific curselor de dragstere, figura 2); timpul în care viteza crește de la o valoare la alta (important, de exemplu, pentru ieșirea pe autostradă de pe o bandă de accelerare).

Din această ultimă categorie de performanțe de *demaraj* globale fac parte și așa-numitele *reprize*[15]. Conform DEX [5], *repriza* înseamnă *„fiecare dintre intervalele sau etapele succesive ale unei activități"*. În limbaj automobilistic, prin *repriză* desemnăm accelerarea unui autovehicul în aceeași treaptă de viteză, ceea ce, evident, este în concordanță cu semnificația generică furnizată de DEX, deoarece *repriza* este parte a unui proces mai lung, de demaraj cu schimbare de trepte. În fapt, prin aceste *reprize*, se analizează atât corectitudinea alegerii rapoartelor de transmitere ale cutiei de viteze, cât și, foarte important, modul în care motorul răspunde la apăsarea pedalei de accelerație, acțiune prin care conducătorul auto solicită cuplul maxim (fiind evidențiată mai ales întârzierea cu care motorul livrează momentul motor solicitat/necesar). Studiul *reprizelor* este foarte important și la depășiri, deoarece, de regulă, într-o astfel de situație, nu se recomandă schimbarea treptei de viteză pentru că poate implica anumite pericole. Ca urmare, foarte frecvent se studiază, de exemplu, următoarele *reprize*: în treapta a 3-a, de la 30 la 60 km/h, în treapta a 4-a, de la 60 la 90 km/h sau în treapta a 5-a, de la 80 la 120 km/h [15][18].

Dragsterele (figura 2) sunt autovehicule (automobile, motociclete și chiar tractoare) concepute (sau măcar pregătite) special pentru obținerea unor *demaraje* cât mai rapide la parcurgerea unei distanțe impuse (de obicei un sfert de milă, adică 402 m), plecarea fiind de pe loc. Cele mai performante dragstere parcurg 402 m în 3,7 s, ating viteza maximă (de fapt, viteza medie pe ultimii 20 m ai cursei) de 530 km/h, accelerația maximă ajunge la 5 g (identică cu cea care se obținea la lansarea navetei spațiale), iar cea medie atinge 4 g (1 g = 9,81 m/s^2).

Performanțele dinamice tipice ale automobilelor de Formula 1 sunt: *demaraj* de la 0 la 100 km/h în 2,5 s (accelerație medie[16] 1,13 g = 11,1 m/s^2); 400 m cu plecare de pe loc în 7,5 s; 1 km cu plecare de pe loc în 12,5 s;

10. Sau *demarare*. Tocmai de aceea este recomandat ca pentru limbajul autovehiculelor să se utilizeze doar una dintre cele două forme și anume *demaraj*.
11. *Démarrage* în franceză, de unde a și fost împrumutat în română, cum am văzut, *start/ starting/ start-up/ take off* în engleză și *Anlauf/ Anlaufen* în germană.
12. Si nu un **rafinaj*...
13. *Résistence(s) de démarrage* în franceză, *acceleration resistance* sau *starting resistance* în engleză și *Beschleunigungswiderstand* în germană.
14. De exemplu, autoturismul sport McLaren Speedtail are viteza maximă de 403 km/h (anul 2019).
15. Fr. *reprise* ; Ger. *Anzugsvermögen/ Beschleunigungsvermögen*; En. *in-gear acceleration*
16. Valorile mult mai reduse față de cele ale dragsterelor sunt cauzate de pneurile mai dure (necesare pentru a rezista unor distanțe care depășesc 100 de km) și mai puțin aderente, dar și de influența redusă la pornire a efectelor aerodinamice la generarea forței deportante.

Fig. 2. Dragstere în timpul unui *demaraj*

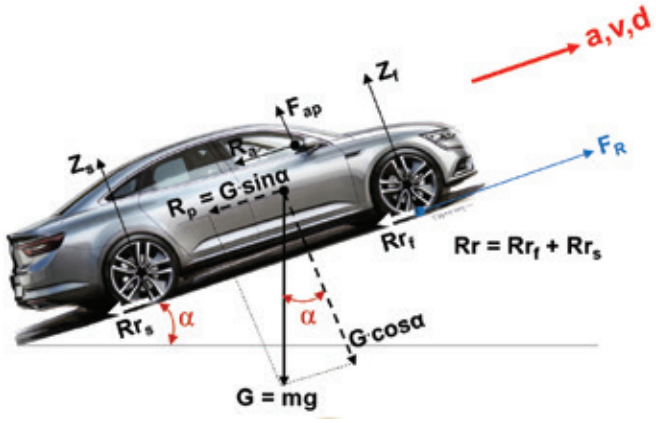


Fig. 3. Schema forțelor exterioare care acționează asupra autovehiculului la mersul în linie dreaptă, inclusiv la *demaraj* [4]

viteză maximă de până la 350 km/h. Pentru comparație, performanțele dinamice ale unui autoturism obișnuit (și cu un șofer obișnuit), cu două persoane la bord sunt (Figura 1, [16]): demarare de la 0 la 100 km/h în aprox. 14 s (accelerație medie 0,2 g = 2 m/s^2); accelerație maximă de circa 0,45 g = 4,5 m/s^2. A se observa că, la schimbarea treptelor de viteză, pe durate de circa 0,5 s, accelerația scade foarte mult (devenind chiar negativă), din cauza întreruperii fluxului de putere. Tot pentru comparație, accelerația maximă a aceluiași autoturism nu depășește 2 m/s^2 în trafic urban obișnuit și cu un șofer responsabil [16].

Sunt foarte multe elemente care contribuie la obținerea unor performanțe de *demaraj* speciale: posibilitățile motorului, aderența pneurilor, caracteristicile aerodinamice, ale suspensiei și transmisiei, dar și abilitățile (inclusiv condiția fizică a) conducătorului auto.

În numeroase lucrări de specialitate (dintre care indicăm doar câteva: [17][9][11][8]) este dată o ecuație diferențială, așa numita *ecuație generală de mișcare* [17], care permite calculul accelerației autovehiculului (în anumite condiții):

$$\sum F_{ext} = m_{ap} \cdot a <=> F_R - \sum R = m_{ap} \cdot a => a = \frac{F_R - \sum R}{m_{ap}} = \frac{F_R - (R_r + R_p + R_a)}{m_{ap}} \quad (1)$$

Notațiile folosite în această ecuație au următoarele semnificații: ΣF_{ext} reprezintă suma forțelor exterioare care acționează asupra autovehiculului (această mărime este denumită și rezultanta forțelor exterioare sau forța netă); m_{ap} – masa aparentă a autovehiculului (mai mare decât masa reală a acestuia, deoarece acest termen înglobează și inerția pieselor din componența sistemului de propulsie și de rulare care se află în mișcare solidară cu roțile vehiculului); a – accelerația instantanee a autovehiculului; F_R – forța la roată totală (o mărime convențională, care nu poate fi măsurată direct și care depinde de momentul motorului, de caracteristicile transmisiei și de razele dinamice ale tuturor roților motoare ale autovehiculului); R_r – rezistența la rulare a tuturor roților autovehiculului; R_p – rezistența pantei; R_a – rezistența aerodinamică; $\Sigma R = R_r + R_p + R_a$ reprezintă suma rezistențelor la înaintare ale autovehiculului, cauzate de interacțiunea sa cu mediul (terenul, gravitația și aerul) – figura 3. Forțele care acționează în sensul mișcării se numesc forțe active sau forțe motoare (forța la roata, în cazul acesta), iar forțele care se opun mișcării se numesc forțe pasive sau forțe rezistente.

Această ecuație are forma corespunzătoare legii a doua a dinamicii (legea a doua a lui Newton), fiind deci o *ecuație de mișcare*. Legile mecanicii, așa cum au fost formulate de Newton și publicate în 1687, sunt exprimate în termenii conceptelor vectoriale de forță, moment și accelerație [14] [10][1]. În mecanică, produsul dintre masa unui corp și accelerația sa este numit *forță de inerție*. Rezultă așadar că această forță de inerție este egală cu forța netă (suma forțelor exterioare). Aceasta înseamnă că forța de inerție este egală cu suma forțelor exterioare, deci nu poate fi nici mai mare și nici mai mică (câtă forță netă, atâta inerție). Prin urmare, termenul $m_{ap} \cdot a = F_i$ ce apare în ecuația (1) este o *forță de inerție* globală a autovehiculului, care apare la deplasarea rectilinie accelerată.

Principiul lui d'Alembert, publicat în 1743, exprimă faptul că dacă la studiul unui sistem în mișcare se introduc și forțele de inerție pe lângă forțele exterioare și de legătură, atunci acesta poate fi tratat ca orice sistem static (aflat în echilibru, cu suma forțelor exterioare egală cu zero). Aceasta poate aduce unele simplificări și generalizări ale calculelor, dar nu trebuie să se uite care este de fapt semnificația forței de inerție.

Prin trecerea forței de inerție din partea dreaptă a ecuației (1) în partea stângă, ca forță cu sens opus accelerației și acționând în centrul de greutate al autovehiculului (ca „forță fictivă" sau „forță d'Alembert"), ecuația (1) ia forma de mai jos:

$$F_R - (R_r + R_p + R_a) - F_i = F_R - (R_r + R_p + R_a + R_d) = 0 \quad (2)$$

în care $R_d = F_i$ este denumită în manualele românești de Dinamica Autovehiculelor *rezistență la demaraj*. În acest caz se vorbește despre un echilibru dinamic (care este unul fictiv).

Formulările folosite de d'Alembert și ulterior de Lagrange și Hamilton (acestea din urmă fiind bazate pe conceptele scalare de energie și lucru mecanic, în ecuații timpul fiind înlocuit cu deplasări virtuale de translație și de rotație, adică distanțe și unghiuri) sunt mai puternice și aduc o generalizare (sau chiar frumusețe și eleganță) în studiul problemelor de mecanică [1]. Se pierde însă, cel puțin aparent, legătura dintre cauză (forțe și momente) și efect (mișcarea).

De aceea, trebuie totuși să revenim și să spunem încă o dată că *rezistența la demaraj NU este o rezistență adevărată, ci una absolut formală!* Alăturarea ei la rezistențele la rulare, a pantei și aerodinamică în cazul studiului *demarajului* produce adesea confuzie în mintea studenților (în sensul larg, de persoane care studiază dinamica autovehiculelor). Adesea, se egalează totul cu zero (nimic nu se întâmplă)! Se uită astfel că este vorba despre un echilibru dinamic, adică unul convențional. Sau, după scrierea ecuației $\sum F_{ext} = m_{ap} \cdot a <=> F_R - \sum R = m_{ap} \cdot a$,

unii studenți (destul de mulți, din păcate), adăugând și *„rezistența la demaraj"* la categoria ΣR, ajung, din nou, la concluzii eronate. Analizând retrospectiv interacțiunile cu studenții noștri, am putea spune că foarte mulți, după scrierea legii a doua a mecanicii, nu realizează că așa-numita *„rezistență la demaraj"* este în dreapta semnului egal, reprezentând forța de inerție globală la deplasarea rectilinie accelerată a autovehiculului și că nu putem impune o anumită *rezistență la demaraj*. Aceasta este pur și simplu diferența dintre forțele active (forțele motoare), adică F_R în cazul demarajului și forțele rezistente, adică ΣR.

De aici a plecat, de fapt, întregul nostru demers, concretizat acum prin acest articol, al cărui scop principal a fost clarificarea termenilor *demaraj/demarare*, dar și a noțiunii de *rezistență la demaraj*. Confuzia la care făceam

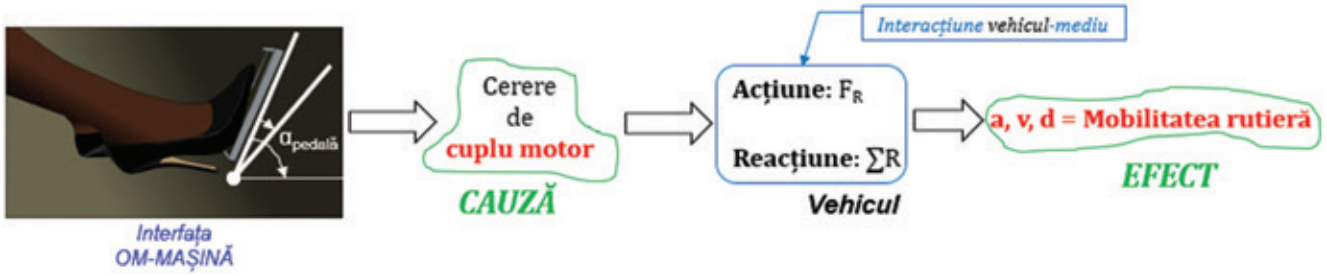


Fig. 4. Diagrama cauză-efect a unui *demaraj* [4]

referire anterior este întreținută și de faptul că în literatura de specialitate există, totuși, o lipsă de omogenitate în tratarea acestui subiect.

Iată câteva exemple:

• în [13] apare noțiunea *„acceleration resistance"* și se face următoare afirmație: *„In addition to the driving resistance occurring in steady state motion (v = const), inertial forces also occur during acceleration and braking."*; deși nici aici exprimarea nu este deosebit de clară, se poate înțelege totuși că există forțe de rezistență și *(„In addition")* forțe de inerție;

• în [2], printre rezistențele la deplasare este inclusă și *„inertia" („when accelerating, additional tractive effort is required to overcome inertia")*; o astfel de exprimare va produce confuzie, pentru că dă impresia că accelerarea ar fi posibilă după voința noastră, și nu că este o consecință a forțelor exterioare; cu toate acestea, pe schema cu forțele care acționează asupra autovehiculului utilizată în [2], această *rezistență la demaraj* nu este trecută (oare nu există?);

• în lucrarea [11] apare noțiunea *„Beschleunigungswiderstand*[17]*"*; această *rezistență la demaraj* este tratată alături de celelalte rezistențe (reale) la înaintare (deci fără a se preciza că aceasta ar fi diferită cumva de celelalte; în schimb, ca și în cazul anterior, această *rezistență la demaraj* nu apare pe schema cu forțele care acționează asupra autovehiculului (abordare Newton); iar ecuația generală de mișcare este scrisă sub forma $F_R=R_r+R_p+R_a+R_d$ (care indică mai degrabă o abordare d'Alembert).

Desigur, nu avem pretenția unei analize exhaustive a lucrărilor din acest domeniu. Ne limităm numai să semnalăm faptul că există o lipsă destul de evidentă de omogenitate în tratarea acestui subiect, ceea ce conduce, așa cum am arătat mai sus, la confuzii frecvente printre cei care studiază domeniul. Credem că una dintre problemele cele mai grave cauzate de această confuzie constă în inversarea în mintea cititorilor a cauzei și efectului. În anumite cărți, chiar demonstrația pentru ecuația generală de mișcare pornește de la „cunoașterea" *rezistenței la demaraj* și nu invers, de la forțe active și rezistențe spre accelerație și forță de inerție.

Se poate aminti aici și că forța la roată F_R depinde de caracteristicile tehnice ale autovehiculului și de acțiunile conducătorului auto (apăsarea pedalelor de accelerație și de ambreiaj, schimbarea treptei de viteze), iar rezistențele la înaintare de „istoria" deplasării, adică de condițiile inițiale și de evoluția în timp a accelerației (viteza *v* rezultă din integrarea accelerației *a*, iar distanța parcursă *d* din integrarea vitezei) și de condițiile de deplasare (aderență, pantă) care depind și ele de această „istorie".

În rezumat, considerăm că trebuie să se înțeleagă faptul că accelerația unui vehicul solicitată de apăsarea conducătorului pe pedala de accelerație (figura 4) este, pur și simplu, consecința sau efectul interacțiunii dintre vehicul și mediu (redată prin diferența algebrică dintre F_R și $\Sigma R = R_r + R_a + R_p$, raportată la masa aparentă). Reformulând pentru mai multă claritate, am mai putea spune că procesul de *accelerare/demaraj* este, de fapt, ceea ce rezultă (se poate citi și „rămâne") din diferența algebrică dintre forța la roată și rezistențele la înaintare (un proces de *accelerare/ demaraj* apare numai dacă $F_R > \Sigma R = R_r + R_a + R_p$).

Așadar, simplă ca formă și aparent logică, și probabil de aceea foarte utilizată, ecuația generală de mișcare, în formele din ecuațiile (1) sau (2), necesită însă numeroase discuții și clarificări, atât pentru modul de deducere, cât și pentru semnificația reală a mărimilor care intervin, dar și a condițiilor în care poate fi utilizată. Dar despre toate acestea vom vorbi într-un articol următor, iar până atunci, vom primi, să sperăm, și puncte de vedere ale cititorilor noștri căci, în esență, despre asta este vorba cu astfel de articole: să generăm reflecții, să provocăm reacții; prin dezbatere, să (ne) clarificăm total noțiunile cu care obișnuim să operăm în activitățile noastre.

REFERENCES:
[1] Andrei, N., *Modele matematice în mecanică*. București. 2009 https://camo.ici.ro/neculai/anman.htm
[2] Bonnick, A., *Automotive science and mathematics*. Butterworth-Heinemann, London, 2008
[3] Cîțu, L., Matrozi, A., Boncescu, S., Preda, I., Clenci, A., *Explorări lingvistice în Ingineria Autovehiculelor (V). A linguistic journey in the field of automotive engineering (V)*. Ingineria Automobilului nr. 53, pp. 11-12&18, dec. 2019
[4] Clenci, A., *Les performances énergétiques et écologiques de l'automobile*, COFRET 9e édition, Strasbourg, 28-29 Juin 2018
[5] Dexonline, Dicționare explicative ale limbii române, https://dexonline.ro
[6] https://www.larousse.fr/dictionnaires/francais
[7] https://www.linguee.de/
[8] Genta, G. and Morello, L., *The Automotive Chassis. Vol. 2 - System Design*. Springer. 2009.
[9] Gillespie, T. D., *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE, Inc. Warrendale, USA. 1992
[10] Marghitu, D. B., *Mechanical engineer's handbook*, Academic Press. New York. 2001
[11] Mitschke, M. and Wallentowitz, H., *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 4. Auflage. Springer. Berlin. 2004
[12] *Motorera, Dictionary of automotive terms. Illustrated glossary for automobiles, motorcycles, bicycles, and motors*, https://www.motorera.com/dictionary/
[13] Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J. and Novak, W. *Automotive Transmissions - Fundamentals, Selection, Design and Application*. Second edition. Springer, Berlin, 2011
[14] Olariu, V., Sima, P. and Achiriloaie, V., *Mecanica tehnică*, Editura Tehnică. Bucuresti. 1982
[15] Podevin, P., *Contribution a l'étude de la réponse transitoire d'un moteur a combustion interne soumis a une accélération*. Thèse de doctorat, Le Cnam, Paris, 1996
[16] Preda, I., Covaciu, D. and Ciolan, G., *Processing GPS data in CAD environment for the study of vehicles' dynamics*. The Fourth Gyor Sympsium on Computational Intelligence, 22-23 Sept. 2011
[17] Untaru, M.; Poțincu, G.; Stoicescu, A.; Pereș, G. and Tabacu, I., *Dinamica autovehiculelor pe roți*. Editura Didactică și Pedagogică. București. 1981
[18] Zaharia, C., *Studii teoretice si experimentale privind performanțele unui automobil supus unor accelerații*. Teză de doctorat, Universitatea din Pitești și Le Cnam Paris, 2006

17. Literal, acest termen desemnează *rezistența la accelerare* sau la *demaraj*

SISTEMUL DE PROPULSIE PNEUMATIC AL UNUI AUTOVEHICUL

THE PNEUMATIC PROPULSION SYSTEM OF A ROAD VEHICLE

REZUMAT:
Articolul prezintă schema funcțională a unui sistem de propulsie pentru un autovehicul rutier. Acesta include un rezervor the aer de înaltă presiune, un rezervor de aer la joasă presiune și un motor pneumatic care transformă energia stocată în rezervorul de aer comprimat în lucru mecanic. Soluția constructivă a motorului pneumatic este una inovativă (autorii nu au informații despre un asemenea sistem care ar fi fost proiectat sau fabricat la nivel mondial). Acest sistem de propulsie preia funcțiile cutiei de viteze: reglarea momentului motor și schimbarea sensului de mers. Pentru a putea estima autonomia unui asemenea autovehicul, trebuie să se realizeze un bilanț energetic al acestui sistem de propulsie. Pe baza consumului de energiepentru generarea aerului comprimat de înaltă presiune se urmărește estimarea pe care autovehiculul poate să o parcurgă cu un rezervor plin. Soluția propusă are ca scop realizarea unor sisteme de propulsie pentru autovehicule rutiere mai puțin poluante. Așa cum se cunoaște, tehnologiile de fabricare și de reciclare a bateriilor de acumulatori sunt poluante.

Key-Words: *Compressed air, Energy balance, Pneumatic motor, Pneumatic propulsion*

Asist. drd. ing.
Cătălin CHIOREANU

Conf. dr. ing.
Tudor MITRAN
tudor_mitran06@yahoo.com

Conf. dr. ing.
Sorin PATER

Ing.
Marius PELE

Universitatea din Oradea, Str. Universității, Nr. 1, 410087 ORADEA, România

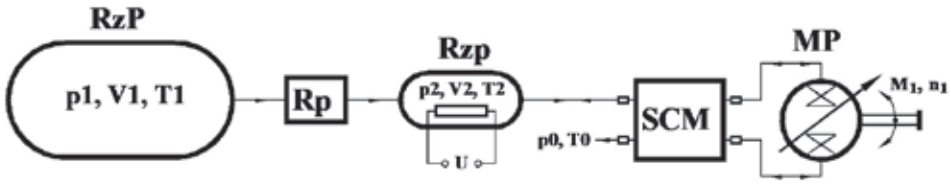


Fig. 1. The functioning scheme of the pneumatic propulsion system

NOMENCLATURE

α: the cam's rotational angle, rad
ict: the number of cylinders for one torque step, m^2
it: the number of torque steps,
Mcm: the mean torque developed by one cylinder, Nm
n1: the maximum rotational speed, rot/min
$\dot{m}1$: the mass flow that passes from the high-pressure tank to the low-pressure tank, kg/s
$\dot{m}2$: the mass flow that passes from the low-pressure tank to the pneumatic cylinders, kg/s
V1: the volume of the high pressure tank, m^3
R: the air constant, J/(kg.K)
T1: the temperature of the compressed air inside the high-pressure tank, K
$dp/d\tau$: the variation of the pressure inside the high-pressure tank due to the air consumption in the interval $d\tau$, Pa/s
ρa: the air density, kg/m^3
$\dot{V}m$: the volumetric flow of the air consumed by the pneumatic motor, m^3/s
dr: the driving's wheel diameter, m
nr: the pneumatic motor's maximum rotational speed, rot/min
r0: is the base circle radius, mm
s(α): is the function of the piston's displacement, mm

1. INTRODUCTION

The idea of a pneumatic propulsion system is not a novelty.
The pneumatic propulsion system for road vehicles should be an alternative to the electric propulsion. The main disadvantages for the electric propulsion are: the fact that the manufacturing and the recycling technologies are pollutant and, at least at this moment, the rechargeable batteries infrastructure involves a great amount of electric current, that can lead to failures of the electric grid.
Another advantage of this solution is the much shorter time necessary for the compressed air tank to be refilled in comparison to the one necessary for the electric batteries.
Some theoretical studies aimed to reveal the strong and the weak points of the pneumatic propulsion systems for road vehicles [1]. These studies also offer information for the optimal conditions for the operation of such propulsion systems.
Other studies in this field were focused on the environmental impact and on the costs of this solution [2]. These studies give information about the feasibility of implementing such propulsion systems and the conditions in this can happen. The French company Motor Development International (MDI, established in Luxemburg [3] have realized a partnership with Tata Motors [4] in order to develop a large range of road vehicles with a pneumatic propulsion system. All these steps where not been finalized in serial product, although the main construction concepts of the vehicles were enounced.
The most proposed solutions are based on the Internal Combustion Engine cycle, that means that the general construction of the pneumatic motor is similar to the thermal engine. Another possibility is the use of pneumatic cylinders with single or with double action.
The objective of this paper is to present a new, innovative, concept for a pneumatic propulsion system for road vehicles. This is a continuation of the studies presented in a previous paper [5]. The authors have no information about such system that has been designed or manufactured worldwide. It takes over the functions of the gear box: the adjustment of the torque and the change of the rotational sense.
The energ etic balance should point the performances of the proposed system. Considering the energy conversion, one can estimate efficiencies with close values for both propulsion systems (pneumatic and electric), but the reliability (the safety in operation) and the endurance of the new pneumatic system will be net superior to the ones of the nowadays electric propulsion systems. Based on the theoretical study, one can think about the development of the system and it's practical application.

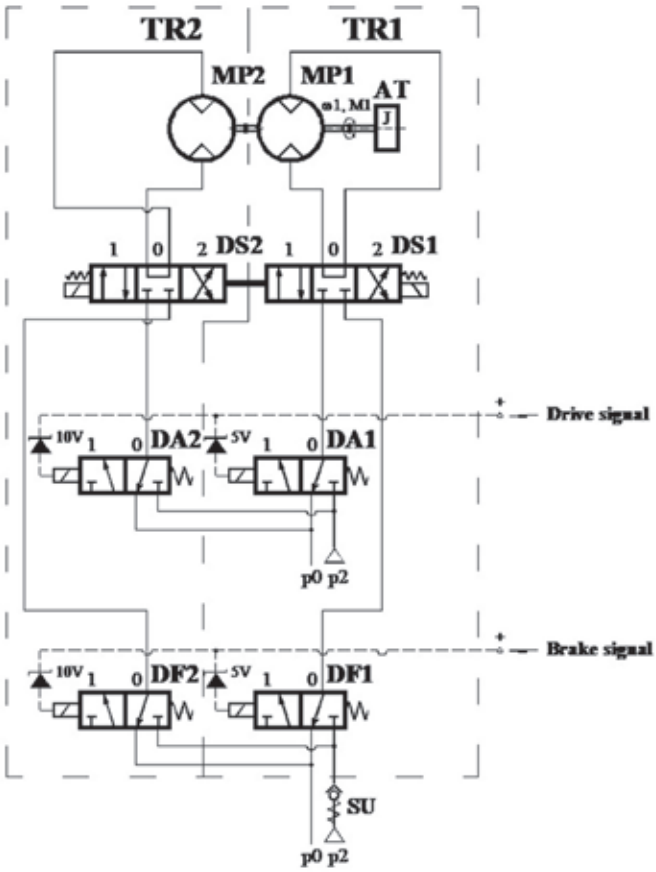


Fig. 2. The functional scheme of the variable stepped adjustment pneumatic motor

2. THE FUNCTIONING OF THE PNEUMATIC PROPULSION SYSTEM

In figure 1 is presented the operational scheme of the new proposed pneumatic propulsion system [6].

The system consists of the following main components: the high-pressure air tank RzP; the pressure regulator Rp; the low-pressure air tank Rzp; and the pneumatic motor with stepped torque adjustment MP. The pneumatic motor takes over and transforms the pneumatic energy from the low-pressure air tank in mechanical energy, generally under the form of a rotational movement, with the following parameters: the motor torque (M_1) and the rotational speed (n_1). These parameters can be adjusted by modifying the motor torque developed by the pneumatic motor. The adjustment of the rotational torque can be done in steps through the motor command system (SCM). Also, through the SCM system one can realize the braking of the vehicle with the recovery of the braking energy (by passing the motor into compressor mode) and, also, the inversion of the vehicle's moving sense.

The propulsion system operates as follow: the pneumatic motor (MP) takes over the pneumatic energy from the low-pressure tank (Rzp) and transforms it into mechanical energy at the parameters necessary for the actuation of the vehicle's running system. The pressure p2 (0,8 – 1 MPa) and the temperature T2 of the air inside the tank Rzp are maintained constant, so that the pressure and the temperature of the exhaust air from the motor should be approximately equal to the environmental pressure and temperature (p0 and T0). The pressure p1 of the air inside the tank RzP varies due to the consumption, from the maximum value p1=p1max=20 – 30 MPa, to a minimum value p1=p1min=p2.

The pneumatic motor with stepped variable torque is a reversible pneumatic machine with stepped adjustment of the rotational torque. It is composed of more identical adjustment steps successively connected to the pneumatic energy source [6].

The functional scheme of the variable stepped adjustment pneumatic motor is presented in figure 2.

In the figure 2 it is presented the functional scheme of the pneumatic motor with two steps of the torque adjustment (TR1 and TR2). The TR1 torque adjustment consists of: the pneumatic motor (MP1) with constant capacity sense distributer DS1, for the change of the rotational sense: actuation distributer DA1, for the supply of the motor with compressed air; braking distributer DF1, for the braking with energy recovery of the braking energy.

The functioning of the pneumatic motor is the following:

1. The start and the acceleration of the rotational movement

Depending on the rotational sense, the sense distributers (DS1) and (DS2) are simultaneously switched on in the position 1 or 2 through an electromagnetic command.

The supply of the pneumatic motors of the adjustment steps with compressed air is successively realized by switching the actuation distributers (DA1) and (DA2) in position1, by an electronic system with Zenner diodes. The shaft of the hydraulic motor is moving when the torque M1 developed by the motor is bigger than the resistant torque Mr. The rotational acceleration depends directly proportional on the difference between the rotational torques (M1-Mr) and inversely proportional to the reduced moment of inertia of the powered vehicle.

2. The rotational movement with constant angular speed

The rotational speed is constant when the motor torque is equal with the resistant one (M1=Mr). Depending on the resistant torque variation, the moment developed by the motor is varied in steps through the electronic system with Zenner diodes.

3. The braking of the rotational movement with the recovery of the braking energy

The pneumatic motors of the adjustment steps turn into a compressor mode. The compressed air produced by the adjustment steps is discharged in the low-pressure tank (Rzp) if at least one of the braking distributers (DF1 or DF2) are in the position 1. For the braking, the actuation distributers are switched in the position 0, and the braking distributers are successively switched in the position 1 through the electronic system with Zenner diodes. The value of the braking torque (Mf) developed by the pneumatic motor depends on the number of the braking activated steps.

3. THE CONSTRUCTIVE SCHEME FOR ONE TORQUE STEP OF THE PNEUMATIC MOTOR

The main parts of the torque step with one pneumatic cylinder are (figure 3): the pneumatic cylinder (CP) with double action and bilateral rod and the cams (Cm1 and Cm2).

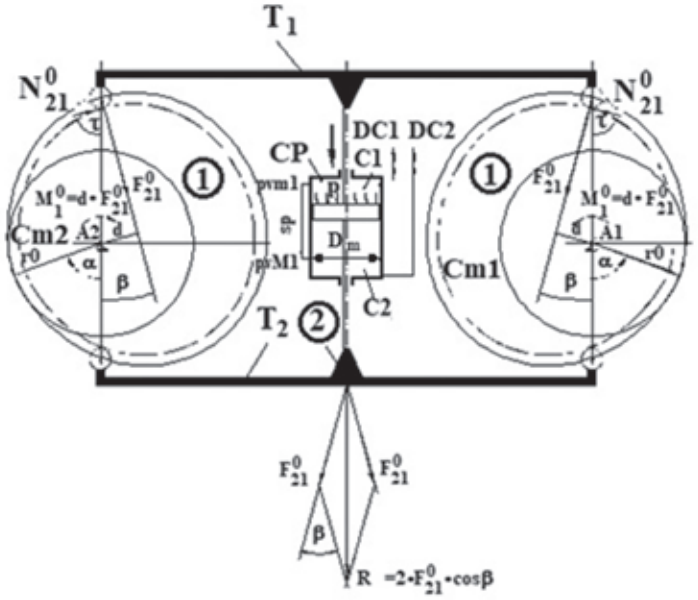


Fig. 3. The constructive scheme of the torque step of the pneumatic motor.

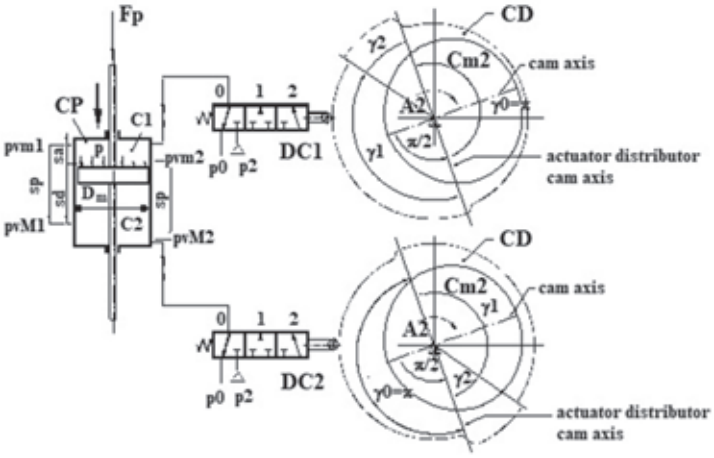


Fig. 4. The actuation scheme of the distributers DC1 and DC2.

Under the action of the air pressure, the piston inside the pneumatic cylinder has an alternative rectilinear movement that is transformed, through the cams, into rotational movement. The transmission of the movement from the piston to the cams is done through the sleepers (T1) and (T2).

The cams (Cm1) and (Cm2) are fixed on the shafts (A1) and (A2), that are rotating with the same rotational speed, in opposite senses, through a gear transmission or by another way to transmit the rotational movement. Due to this mode of the cam mechanisms construction, the resultant of the forces F_{21}^{0} (the action force of the element 2 – the tappet, on the element 1 – the cam) that actions on the cams is coaxially to the axis of the piston rods and, in this way, there are no radial forces that should produce friction forces.

The air pressure inside the variable volume chambers C1 and C2 (figure 4) formed inside the pneumatic cylinder is controlled by the distributors (DC1) and (DC2), that alternatively, put in connection the chambers with the low-pressure tank (Rzp). DC1 and DC2 are distributors 3/3 with three connections and three positions. They are switched by the cams CD fixed on a shaft and offset to the Cm1 and Cm2 cams axes with an angle $\pi/2$ (fixed on the shaft A2 from the figure 4). In the position 0 of the distributor, the chamber inside the pneumatic cylinder is connected to the atmosphere, the exhaust process of the air from the chamber to the atmosphere takes place; in position 1 of the distributor, the chamber inside the pneumatic cylinder is closed and the expansion of the air inside the chamber takes place; in the position 2 of the distributor, the chamber inside the pneumatic cylinder is connected to the low pressure tank Rzp and the chamber is supplied with air under pressure. When the piston moves from the point pvm1 (the point of minimum volume of the chamber C1) to the point pvM1 (the point of maximum volume of the chamber C1) the motor stroke takes place, and when the piston moves from the point pvM1 to pvm1 the exhaust stroke takes place. When in the chamber C1 takes place the piston's motor stroke, in the chamber C2 takes place the exhaust stroke, and vice versa (figure 4).

The piston's motor stroke includes the admission stroke (sa) and the expansion stroke (sd). At the admission stroke, the cam CD switches the distributor in the position 2. During this stroke, the cam CD rotates with the angle $\gamma 2$. The air parameters inside the cylinder are constant: the pressure pa=p2=ct. and the temperature T2=ct (inside the low-pressure tank). This temperature is maintained constant at the value of the environmental temperature (T0) or the temperature inside the cabin, if the exhaust air is used for air conditioning. This can be done by using a heating system.

At the expansion stroke, the cam CD switches the distributor in the position 1. During this stroke, the cam CD is rotating with the angle $\gamma 1$. The air parameters inside the cylinder's chamber are variable: the pressure p=[pa, pd], the temperature T=[Ta, Td]; pa is approximately the pressure inside the low pressure tank; pd is the pressure of the air inside the chamber at the end of the expansion stroke; pd=po+Δpd; p0 is the environmental pressure and Δpd=0,1-0,2 bar is the pressure loss during the exhaust of the air in the atmosphere; by expanding the air near the environmental pressure, one can obtain a maximum efficiency of the pneumatic motor; Ta=T2 where: Ta is the temperature at the beginning of the expansion process.

At the exhaust stroke the cam CD switches the distributor in the position 0. During this stroke, the cam CD is rotating with an angle $\gamma 0=\pi$. The air parameters inside the cylinder's chamber are considered to be constant: the pressure pe=pd and the temperature Te=Td.

The following notation is used: kp=pa/pd. During the intake process, the volume V of the chamber varies between [0, Va] and in the expansion process the volume varies between [Va, Vt], where: $Va=\pi/4 \cdot Dm^2 \cdot sa$; $Vt=\pi/4 \cdot Dm^2 \cdot sp$; Dm is the diameter of the pneumatic cylinder; sa is the intake piston's stroke; sp is the piston's stroke.

One considers that the air expansion is a polytropic process of an exponent n:

$$pa \cdot V_a^n = pd \cdot V_t^n \Rightarrow sa = \frac{1}{k_p^{\frac{1}{n}}} \cdot sp;\ Ta = k_p^{\frac{n-1}{n}} \cdot Td \qquad (1)$$

If the pneumatic motor has the cams Cm1 and Cm2 with a sinusoidal

profile, the function of the piston's displacement is:

$$s(\alpha)=\begin{cases}\frac{sp}{\pi}\cdot\left[\alpha-\frac{1}{2}\cdot\sin(2\cdot\alpha)\right] & \text{if} \quad \alpha<\pi \\ -\frac{sp}{\pi}\cdot\left(\alpha-\frac{1}{2}\cdot\sin(2\cdot\alpha)-2\cdot\pi\right) & \text{if } \alpha\geq\pi\end{cases} \tag{2}$$

The rotational angle γ2 of the cam CD that switches at the intake stroke, results from the following equation:

$$sa=\frac{sp}{\pi}\cdot\left[\gamma 2-\frac{1}{2}\times\sin(2\cdot\gamma 2)\right]\Rightarrow\frac{sp}{\pi}\cdot\left[\gamma 2-\frac{1}{2}\cdot\sin(2\cdot\gamma 2)\right]-sa=0 \tag{3}$$

The function for the variation of the air pressure inside the chamber C1 of the cylinder is:

$$pC1(\alpha)=\begin{cases}pa & \text{if} \quad \alpha\leq\gamma 2 \\ pa\cdot\left(\frac{sa}{s(\alpha)}\right)^{n} & \text{if} \quad \gamma 2<\alpha<\pi \\ pd & \text{if} \quad \alpha>\pi\end{cases} \tag{4}$$

The function for the variation of the air pressure inside the chamber C2 of the cylinder is:

$$pC2(\alpha)=\begin{cases}pd & \text{if} \quad \alpha\leq\pi \\ pa & \text{if} \quad \pi<\alpha<\pi+\gamma 2 \\ pa\left(\frac{sa}{sp-s(\alpha)}\right)^{n} & \text{if} \quad \alpha>\pi+\gamma 2\end{cases} \tag{5}$$

The function for the variation of the pressure angle is:

$$\beta(\alpha)=\operatorname{atan}\left(\frac{1}{r0+s(\alpha)}\cdot\frac{d}{d\alpha}s(\alpha)\right) \tag{6}$$

The function of the torque developed by the cylinder's chamber C1 is:

$$MC1(\alpha)=\frac{\pi}{4}\cdot Dm^{2}\cdot[r0+s(\alpha)]\cdot\sin\beta(\alpha)\cdot pC1(\alpha) \tag{7}$$

The function of the torque developed in the chamber C2 of the cylinder is:

$$MC2(\alpha)=\frac{\pi}{4}\cdot Dm^{2}\cdot[r0+s(\alpha)]\cdot\sin(-\beta(\alpha))\cdot pC2(\alpha) \tag{8}$$

The function of the total torque developed by one pneumatic cylinder is:

$$M1(\alpha)=MC1(\alpha)+MC2(\alpha) \tag{9}$$

The mean torque developed by one pneumatic cylinder is:

$$MCm=\frac{\int_{0}^{2\pi}M(\alpha)\cdot d\alpha}{2\pi} \tag{10}$$

In order to reduce the movement's irregularity degree, the engine's torque step can be provided with more cylinders. The cams of one cylinder are fixed on the shafts with an offset regarding the cams from the other cylinders so that the torque irregularity degree should be reduced.

The total torque developed by the pneumatic motor is:

$$M1=ict\cdot it\cdot MCm \tag{11}$$

The power developed by the engine at the maximum rotational speed is:

$$P=\frac{\pi}{30}\cdot n1\cdot M1[W] \tag{12}$$

In stationary regime, the mass flows are equal:

$$\dot{m}1=\dot{m}2 \tag{13}$$

$$\frac{dp}{dr}\cdot V1=\frac{dm}{dr}\cdot R\cdot T1\Rightarrow m1=\frac{V1}{R\cdot T1}\cdot\frac{dp}{dr}\ [kg/s] \tag{14}$$

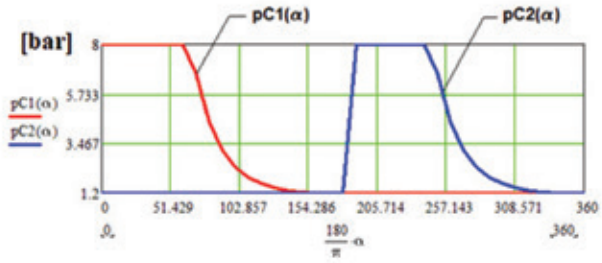


Fig. 5. The variation of the pressure inside the cylinder's chambers \ C1 (pC1) and C2 (pC2).

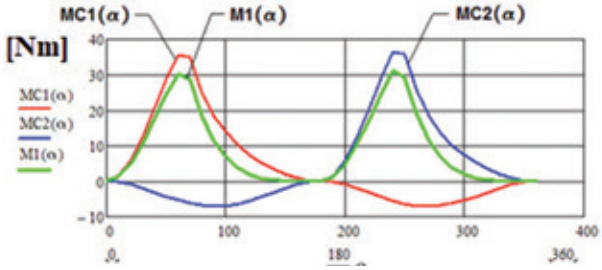


Fig. 6. The variation of the torques developed by the of the cylinders C1 (MC1) and C2 (MC2) and of total torque of one step (M1).

$$\dot{m}2=\rho a\cdot\dot{V}m\Rightarrow\dot{m}2=\frac{p2}{R\cdot T2}\cdot\dot{V}m\ [kg/s] \tag{15}$$

The emptying time of the high-pressure tank:

$$\tau g=\frac{V1}{\dot{V}m}\cdot\frac{T2}{T1}\cdot\left(\frac{p1max}{p2}-1\right) \tag{16}$$

If all the motor's cylinders have equal dimensions, the air volumetric flow is:

$$\dot{V}m=\frac{\pi}{120}\cdot ict\cdot it\cdot Dm^{2}\cdot sa\cdot n1 \tag{17}$$

The maximum distance that the vehicle can travel is:

$$Ad=\frac{\pi}{60}\cdot dr\cdot nr\cdot\frac{V1}{\dot{V}m}\cdot\frac{T2}{T1}\cdot\left(\frac{p1max}{p2}-1\right) \tag{18}$$

If one imposes a certain value of the vehicle's autonomy (the mileage between two refuels), the capacity necessary for the high-pressure tank results from (17).

$$V1=\frac{60}{\pi}\cdot\frac{Ad}{dr}\cdot\frac{\dot{V}m}{nr}\cdot\frac{T1}{T2}\cdot\frac{p2}{p1max-p2} \tag{19}$$

4. NUMERICAL APPLICATION

Based on this algorithm, a numeric application was developed.

The initial data for the calculus is:

- the torque step: the piston's stroke sp=50 mm; the cams rotational speed n1=3000 rot/min; the intake pressure pa=0,8 MPa; the pressure at the end of the expansion pd=0.12 bar; the temperature at the end of the expansion Td=293 K; the exponent of the expansion process n=1.38; the inner diameter of the cylinder Dm=50 mm; the number of the cylinders for one torque step ict=4.
- the pressure inside the low-pressure tank p2=0.8 MPa;
- the maximum pressure inside the high-pressure tank p1max=20 MPa;
- the number of the torque steps i=5;

- the diameter of the driving wheel dr=560 mm;
- the rotational speed of the driving wheel at the maximum rotational speed of the motor nr=1000/min;
- the imposed mileage between two refuels Ad=100 km;

The calculus was developed by using the Mathcad program and it was aimed to determine the capacity of the high-pressure tank needed for a mileage of 100 km between refuels at full load.

The results of this calculus are the following:

- the pressures ratio is: kp=pa/pd=6.67;
- the piston's intake stoke is:

$$sa = \frac{1}{k_p^{1/n}} \cdot sp = 1/6.679^{(1/1.38)} \cdot 50 = 12.6 \text{ mm};$$

- the temperature at the beginning of the expansion is:

$$Ta = k_p^{\frac{n-1}{n}} \cdot Td = 6.679^{[(1.38-1)/1.38]} \cdot 293 = 494 \text{ K};$$

- the variation of the pressure inside the chambers of the pneumatic cylinders (Cm1 and Cm2) are presented in the figure 5.
- the torques developed in the chambers and the total torque of the pneumatic cylinder are presented in fig. 6.
- the mean torque developed by the work of one cylinder is:

$$MCm = \frac{\int_0^{2\pi} M(\alpha) d\alpha}{2\pi} = 9 \text{ [N·m]}$$

- the irregularity degree of one torque step is: δ1=3.449;
- the total torque developed by the pneumatic motor is:

$$M1 = ict \cdot it \cdot MCm = 4 \cdot 5 \cdot 9 = 180.2 \text{ N·m}$$

- the power developed by the motor at the maximum rotational speed:

$P=\pi n1 \cdot M1/30=\pi 3000 \cdot 180.2/30=56.6$ kW;

- the volumetric flow of the air consumed by the motor at the maximum rotational speed is:

$$\dot{V}m = 10^{-9} \cdot \frac{\pi}{120} \cdot ict \cdot it \cdot Dm^2 \cdot sa \cdot n1 = 10^{-9} \cdot \frac{\pi}{120} \cdot 4 \cdot 5 \cdot 50^2 \cdot 12.6 \cdot 3000 = 0.050 \quad m^3/s$$

- the volume of the high-pressure tank for an autonomy of 100 km at full load is:

$$V1 = 10^3 \cdot \frac{60}{\pi} \cdot \frac{Ad}{dr} \cdot \frac{\dot{V}m}{nr} \cdot \frac{T1}{T2} \cdot \frac{p2}{p1max - p2} = 10^3 \cdot \frac{60}{\pi} \cdot \frac{100}{0.7} \cdot \frac{0.05}{1000} \cdot \frac{293}{494} \cdot \frac{8}{200 - 8} = 3.35 \quad m^3$$

The numerical application is based on deducted relations, that don't take in consideration the losses. The role of the application was to ride the graphics, and the initial values (such as the wheels diameter) have no relevance, because any value is possible in a practical application.

This numerical application is not a designing calculation, it's role is to demonstrate that the obtained values can practically be achieved.

For example, a minibus with the pneumatic motor's power of 56.5 kW, for an autonomy of 100 km., needs a high-pressure tank with a capacity of 3.35 m^3, loaded at maximum pressure of 20 MPa.

5. CONCLUSION

From the previous presented calculation, it results that the pneumatic propulsion is an alternative to the electric propulsion.

The main advantages of the pneumatic propulsion system equipped with the new motor with stepped torque adjustment presented in this paper are the following:

- it realizes all the propulsion functions, with the recovery of the braking energy;
- the dynamics of this propulsion system is superior because the torque developed by one torque step is constant and it does not depend of the rotational speed;
- one can estimate an efficiency at least equal to the one of the electric propulsion systems. The production of the pneumatic energy for the road vehicle supply is made with high performance electric actioned compressors with an efficiency of 70-80% at values closed to the efficiency of the electric battery recharge. The efficiency of the pneumatic motor is superior to the alternative current motor used for the propulsion of the electric vehicles because those systems need an inverter to convert the DC into an alternative current with variable frequency and voltage.
- the dynamic parameters of the pneumatic propulsion system are not depending on the load degree (the pressure) of the high-pressure tank. They are constant regardless the pressure inside this tank, with the condition that p1 ≥ p2.

As one can see, the results of the calculus are for an operation at full load. The range of autonomy in real conditions is higher. Theoretically a road vehicle is functioning at full load for maximum 10% of it's operation. The results of this study can be extended to different operating regimes, so more accurate results can be taken into consideration for comparing this propulsion system with the electric one. Also, one must observe that, for the calculus, the pressure of the air inside the high-pressure tank was considered to be p=20 MPa.

The numerical application is based on deducted relations, that don't take in consideration the losses. The role of the application was to ride the graphics, and the initial values (such as the wheels diameter) have no relevance, because any value is possible in a practical application.

This numerical application is not a designing calculation, it's role is to demonstrate that the obtained values can practically be achieved. For example, a minibus with the pneumatic motor's power of 56.5 kW, for an autonomy of 100 km., needs a high-pressure tank with a capacity of 3.35 m^3, loaded at maximum pressure of 20 MPa.

Recent research [6] show that it is possible to manufacture high pressure air tanks made of carbon fiber. They have a honeycomb structure and can support pressures up to 30 MPa. A great advantage is that, in the case of a crash, the material is brittle and creates no shrapnel.The tank can be placed on the floor of the vehicle. Also, parts of the car's body can be supplementary high-pressure air tanks.

So, theoretically, an autonomy of 100 km (at full load). can be reached by such a minibus.

This solution is applicable in urban transport for small size vehicles or minibuses.

From an environmental point of view, this solution permits the realization There are current applications that permit the storage of the compressed air at 40-50 MPa in perfect safety conditions, including the consequences of the car crash [6].

REFERENCES:
[1] Bossel, U.: Thermodynamic Analysis of Compressed Air Vehicle Propulsion. Journal of KONES International Combustion Engines Vol 12, pg. 3-4, 2005
[2] Papson, A., Creutzig, F., Schipper, L.: Compressed Air Vehicles Drive-Cycle Analysis of Vehicle Performance, Environmental Impacts, and Economic Costs. Journal of the Transportation Research Board, Washington, D.C. No. 2191, pg. 67-7, 2010
[3] MDI Motor Development International, http://www.mdi.lu/produits.php,
[4] Sengupta, D.: Tata Motors to Roll Out Cars That Runs on Compressed Air Instead of Fuels. The Economic Times March 22, 2008
[5] Mitran, T. Chioreanu, C., Dragomir, G., Fagadar, D.: A propulsion system for urban cars AMMA 2018 International Congress of Automotive and Transport Engineering, pp 659-666, Cluj-Napoca, ISBN 978-3-319-94408-1 ISBN 978-3-319-94409-8 (eBook)
[6] Seven Network's Beyond Tomorrow

CONSIDERAȚII PRIVIND DETERMINAREA COMPARATIVĂ A DURITĂȚII SUPRAFEȚELOR UNOR PIESE TRATATE TERMIC

CONSIDERATIONS REGARDING THE COMPARATIVE DETERMINATION OF MATERIALS HARDNESS SUBMITTED TO HEAT TREATMENTS

ABSTRACT:
Present paper aims to determine a comparative analysis of mechanical part hardness, used in automotive field, by highlighting values measured in different functional surfaces. Therefore, it was used a Fervi D08 hardness tester and it was applied the Rockwell scale in order to enunciate several conclusions regarding the influence of heat treatments on materials, as well as hardness value distribution on the entire surface of a mechanical part. At the same time, it was used a coordinate measuring machine to determine depth of imprinted indentation on tested surfaces. Such an analysis allows evaluating the behaviour of a mechanical part in case of different stresses which occur during functioning.
Key-Words: *Hardness, Heat treatment, Coordinate measuring, Engine*

S.l. dr. ing.
Ramona STOICA
ramona.stoica@mta.ro

Asist. dr. ing.
Daniela VOICU

Drd. ing.
Laszlo BAROTHI

S.l. dr. ing.
Radu VILĂU

Academia Tehnică Militară „Ferdinand I", Bdul George Coșbuc, Nr. 39-49, BUCUREȘTI, România

Fig. 1. a) Etaloane duritate HRC b) Penetrator cu con de diamantC1 (MC1) and C2 (MC2) and of total torque of one step (M1).

1. INTRODUCERE

Încercarea de duritate are scopul de a determina proprietățile fizice ale unui material în scopul evaluării modului de comportare sub influența unei acțiuni mecanice și exprimarea cantitativă a rezultatelor obținute, pentru a evalua dacă o piesă răspunde nivelului de solicitări la care este supusă în timpul funcționării [1]. În cadrul acestui articol s-a urmărit determinarea prin măsurare a durității suprafețelor unui tachet de autovehicul din echiparea motoarelor cu ardere internă. Tacheții sunt piese componente ale sistemului de distribuție, cu rol de comandă a supapelor ce echipează motoarele cu ardere internă a autovehiculelor [2]. Pentru realizarea testelor experimentale s-a utilizat un tachet mecanic de formă cilindrică, fiind prevăzut cu taler la partea inferioară. Piesa destinată încercării este fabricată din oțel aliat și a fost supusă unui tratament termic de călire, pe întreaga suprafață, astfel încât să corespundă cerințelor de duritate impuse de regimul de utilizare. Luând în considerare solicitarea de uzare la care este supus un tachet în timpul funcționării, s-a procedat la analiza comparativă a durității piesei, în zona centrală și pe circumferința talerului. De asemenea, pentru a evidenția existența variațiilor de duritate de-a lungul întregii piese, s-au efectuat încercări în centrul tachetului, atât în zona talerului, cât și la extremitatea opusă, în zona cozii tachetului [2]. Rezultatele obținute ca urmare a măsurătorilor experimentale au fost prelucrate și analizate cu scopul de a evidenția existența unor diferențe de proprietăți mecanice în cazul aceleiași piese, dar pe suprafețe diferite, piesa fiind supusă unui tratament termic de călire.

2. DESFĂȘURAREA TESTELOR EXPERIMENTALE

Testele experimentale au constat în aplicarea unei metode statice de determinare a durității, acestea fiind realizate cu ajutorul unui durometru tip Fervi D018. Realizarea încercărilor practice a fost precedată de verificarea funcțională a durometrului cu ajutorul unor piese etalon puse la dispoziție de fabricantul aparatului de încercare. Câteva exemple de etaloane sunt ilustrate în figura 1a).

După verificarea funcționării corespunzătoare a aparaturii (calibrare) s-a procedat la alegerea tipului de penetrator, în funcție de materialul testat, luând în considerare indicațiile din literatura de specialitate, precum și informațiile oferite de producătorul durometrului [1][3].

Astfel, durometrului i-a fost atașat un penetrator cu con de diamant, ilustrat în figura 1b), metoda utilizată pentru determinarea durității fiind Rockwell. Această metodă se utilizează în cazul pieselor din oțel călit (HRC- penetrator con de diamant), a sculelor făcute din aliaj foarte dur (HRA - penetrator con de diamant) și a metalelor moi sau netratate (HRB). În cazul de față s-a utilizat scara de măsurare Rockwell HRC [1][3].

Procedura pentru determinarea durității a constat în [3]:

- curățarea piesei urmată de șlefuire (operațiunea de șlefuire s-a realizat cu ajutorul aparatului de șlefuit) astfel încât aceasta să fie lustruită, fără zgârieturi, pete de rugină sau alte defecte punctiforme;
- așezarea corespunzătoare a tachetului, pe o piesă-suport tip nicovală, astfel încât să fie eliminate posibilele erori de testare și citire a urmelor lăsate de penetrator. În acest mod se asigură perpendicularitatea vârfului penetratorului pe suprafața încercată și imobilitatea piesei sub acțiunea sarcinii;
- verificarea grosimii minime a piesei de testat, astfel încât să fie de 10 ori mai mare decât adâncimea nișei;
- aducerea piesei în contact cu penetratorul, până la realizarea unei încărcări cu o forță inițială de 10 kgf (10 daN);
- valoarea pârghiei de încărcare a fost setată la 100 kg (980,7 N);
- s-a pornit motorul durometrului prin apăsarea butonului de start, iar

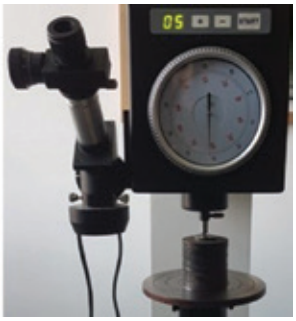


Fig. 2. Determinarea durității în centrul talerului

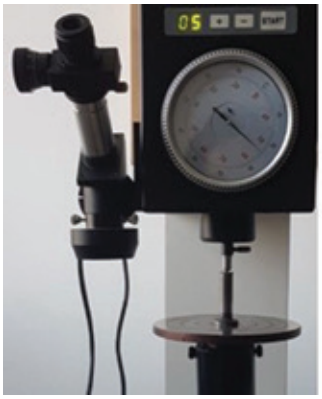
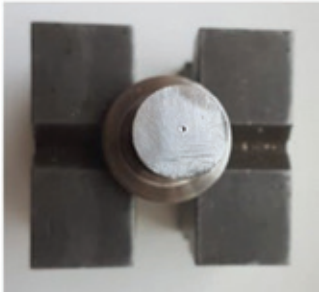



Fig. 3. Determinarea durității în centrul cozii tachetului

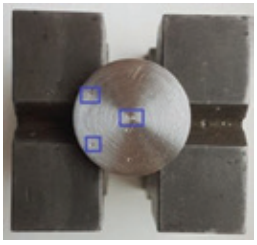


Fig. 4. Zonele încercate la duritate, pe talerul tachetului

aparatul a încărcat forța de încercare în mod automat, urmând ca în momentul atingerii valorii corespunzătoare să se realizeze descărcarea automată a forței principale de încercare. Durata de aplicare a forței totale asupra penetratorului a fost de 5 secunde.

- din acest moment, pe ecran s-a putut citi valoarea durității suprafeței încercate;
- pentru validarea rezultatului s-au realizat 5 puncte de măsurare (câte unul în mijlocul celor două extremități ale tachetului si trei puncte de pe circumferința talerului, situate în apropierea diametrului maxim).

Modul de realizare a încercării este ilustrat în Figura 2.

După cum se poate observa din figura. 2 și figura. 3, valoarea durității în centrul talerului este de 32 HRC. De asemenea, valoarea înregistrată în centrul tijei a fost de 24 HRC.

În cazul valorilor măsurate în apropierea diametrului exterior al talerului, precizând că piesa este la sfârșitul ciclului de viață, rezultatele obținute în cinci puncte de măsurare au variat, media valorilor durității a rezultat ca fiind de 38HRC.

Rezultatele obținute au reliefat că duritatea în stratul superficial al tachetului este mai mare decât valoarea înregistrată în mijlocul piesei. Diferențele obținute pot fi atribuite procesului de realizare a călirii, și anume:

-durata de menținere pentru egalizarea temperaturii pe întreaga secțiune a piesei,
-timpii pentru realizarea încălzirii,
-concentrația de carbon din aliaj,
-mediile de călire, care trebuie alese în funcție de diametrul piesei și viteza de răcire etc.

Rezultatele măsurate cu ajutorul durometrului pot fi validate utilizând un aparat de măsurat în coordonate, care permite determinarea durității prin calcul matematic [1]:

$$HRC=E-e \quad (1)$$

unde E este o valoare convenabil aleasă, iar *e* este adâncimea pătrunderii remanente.

În lucrarea de față s-a utilizat aparatul de măsurat în coordonate, ilustrat în figura 5, pentru măsurarea adâncimilor remanente din material în scopul comparării valorilor obținute pe diferite zone de pe tachet.

Fig. 5. Aparatul de măsurat în coordonate

Rezultatele determinate cu ajutorul aparatului de măsurat în coordonate se prezintă în figurile 6 și 7.

În cadranul din stânga-sus al figurii 6 este indicată poziția urmei lăsate de penetrator pe circumferința talerului, iar în cadranul din dreapta-sus se regăsesc valorile punctelor de coordonate ale urmei lăsate în material, precum și adâncimea urmei remanente a amprentei, de 0,184 mm.

Totodată, din figura 7, în partea stânga-sus a cadranului, se poate observa că valoarea adâncimii de penetrare a conului de diamant este de 0,139 mm, aceasta fiind măsurată pe axa Z.

3. CONCLUZII

Lucrarea de față a avut ca scop prezentarea etapelor desfășurate pentru realizarea analizei comparative a durității unei piese, în puncte diferite de pe planul transversal de secționare al acesteia.

Metodologia de desfășurare a determinărilor experimentale trebuie aplicată cu respectarea precizărilor indicate de literatura de specialitate, precum și a celor care se găsesc în manualul de utilizare a durometrului. Respectarea etapelor caracteristice este obligatorie pentru a elimina erorile de măsurare și citire a rezultatelor.

Prin analiza valorilor durității, obținute atât în zona de mijloc a tachetului, cât și în diferite puncte de pe taler, s-a observat că tratamentul termic de călire aplicat în scopul obținerii unor proprietăți mecanice superioare stării inițiale a materialului, a avut efect în proporție diferită. Astfel, în zona centrală a piesei s-au obținut valori ale durității mai mici decât în zona din apropierea diametrului exterior al talerului. Explicațiile posibile au fost enumerate în capitolul 2, privind desfășurarea testelor experimentale.

Totodată, în urma analizei rezultatelor obținute cu ajutorul aparatului de măsurat în coordonate, s-a observat că valoarea adâncimii remanente pe suprafața cu duritatea de 38 HRC a fost de 0,139 mm, în timp ce valoarea adâncimii remanente pe suprafața cu duritatea de 32 HRC a fost de 0,184 mm, lucru care era de așteptat.

Așadar, determinarea durității materialelor reprezintă o cerință esențială pentru a certifica faptul că o piesă răspunde solicitărilor la șoc, uzură etc, în funcție de rolul funcțional al acesteia.

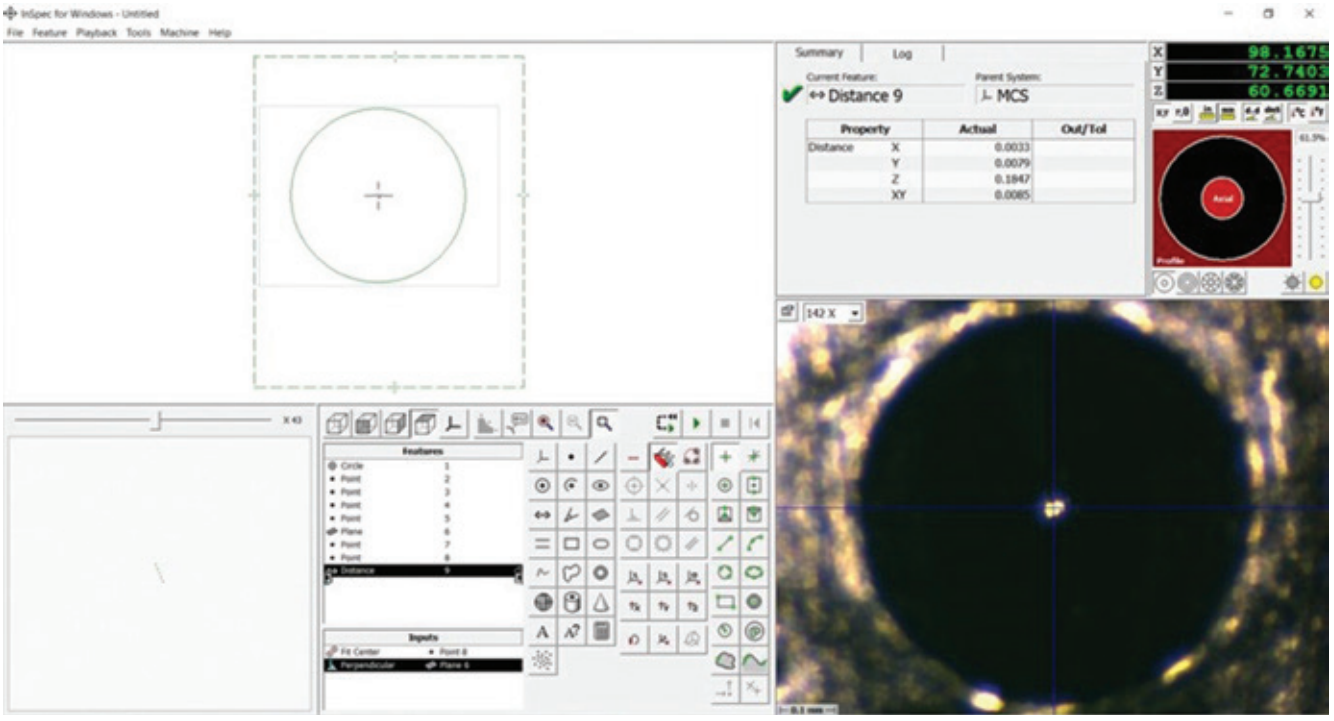


Fig. 6. Adâncimea de penetrare măsurată în mijlocul talerului

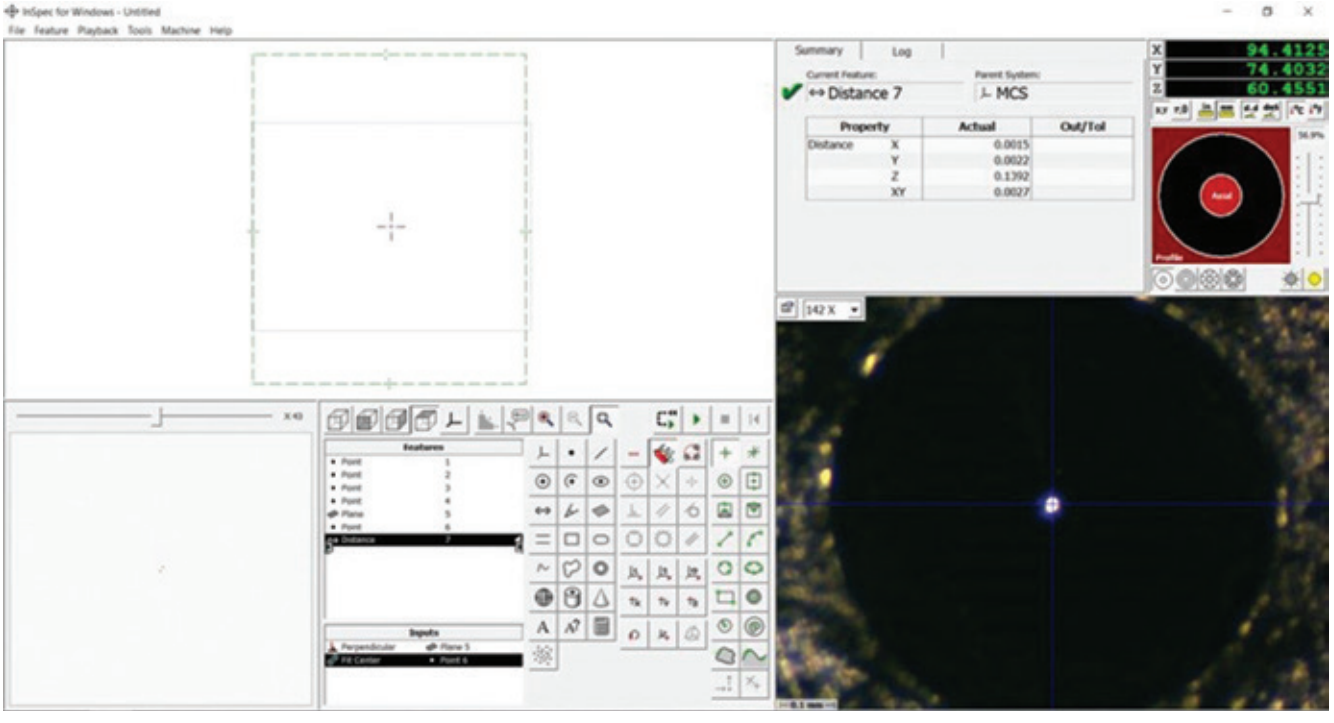


Fig. 7. Adâncimea de penetrare într-un punct de pe diametrul exterior al talerului

BIBLIOGRAFIE:
[1] Atanasiu, Costică; Canta, Traian; Caracostea, Andrei *Încercarea materialelor*, vol. I, pag. 130-152, Editura Tehnică, 1989
[2] Frățilă, Gheorghe; Frățilă, Mariana; Samoilă, St. *Automobile. Cunoaștere, întreținere și reparare* Editura didactică și pedagogică, București, 1995, ISBN 973-30-4242-0
[3] Manual de utilizare și întreținere. Durometru pentru banc model D018. Fervi Pro Smart Equipment, 2016

ANALIZA IMPACTULUI CAP – PARBRIZ. STUDIU DE CAZ: DEFORMAREA ŞI PERFORAREA PARBRIZULUI

CYCLIST HEAD TO WINDSHIELD IMPACT ANALYSIS. DEFORMATION AND PERFORATION CASE STUDY

REZUMAT:
Anumite tipuri de accidente dintre autovehicule şi utilizatori vulnerabili în trafic (VRU) produc intruziuni parţiale ale corpului VRU prin parbriz în cadrul habitaclului autovehiculului. Coliziunile ce rezultă în perforări ale parbrizului pot altera semnificativ cinematica preconizată a corpului VRU, distanţa de proiectare şi vătămările, îngreunând astfel reconstrucţia accidentului. Datorită naturii complexe a procesului de deformare al parbrizului, în prezent nu se pot simula stadiile de deformare ale parbrizului prin programe multi-corp. Această lucrare prezintă o tehnică de simulare a impacturilor vehicul-VRU ce rezultă în perforări de parbriz, ce constă în modificarea locală a conturului exterior al autovehiculului în zona perforată a parbrizului, fiind astfel posibilă simularea intruziunii corpului VRU în cadrul habitaclului. Un test de impact vehicul-biciclist ce a rezultat într-o perforare a parbrizului de arie 600 cm2 şi a fost simulat prin aplicarea tehnicii prezentate este exemplificat ca studiu de caz în cadrul lucrării. Rezultatele simulării indică o cinematică similară a biciclistului, ceea ce demonstrează viabilitatea tehnicii prezentate pentru reconstrucţia cinematică secvenţială a impacturilor ce rezultă în perforări de parbriz. O analiză a influenţei producerii perforărilor de parbriz asupra fazei de transport şi a distanţelor de proiectare VRU a fost de asemenea efectuată.

Key-Words: *Cyclist impact, Windshield deformation, Windshield perforation, Multibody simulation.*

Drd. ing.
Ovidiu Andrei CONDREA
ovidiu.condrea@unitbv.ro

Prof. dr. ing.
Anghel CHIRU

S.l. dr. ing.
George TOGĂNEL

Dr. ing.
Ionuţ Alexandru RADU

Drd. ing.
Rareş Lucian CHIRIAC

Universitatea Transilvania din Braşov,
Str. Politehnicii, Nr. 1, 500024 BRAŞOV, România

NOMENCLATURE

VRU : vulnerable road users

1. INTRODUCTION

Pedestrians and cyclists are regarded as vulnerable road users in traffic due to a high degree of exposure and a significant degree of susceptibility to serious and lethal injuries [3]. In order to improve VRU safety, the kinematic and dynamic behavior of a human body when subjected to an impact with a vehicle must be well comprehended. Accident reconstruction serves as a tool in establishing the causes which lead to an accident and also its effects. The accident reconstruction process is generally extensively conducted through multibody simulations, especially for accidents involving VRU, since the multibody approach offers significantly more data and elements of control than other reconstruction methods such as simplified mathematical models. The multibody representation which consists of 20 individual articulated bodies is also more consistent in terms of biofidelity than other simplistic approximations.

Accidents between motorized vehicles and VRU are a common concern for forensics and researchers due to the frequently resulting severe or lethal injuries of VRU.The most severe injuries are generated due to the head-windshield impact, such as skull and facial bone fractures, concussions or diffuse axonal injuries [1]. Depending on the impact configuration, eye injuries can also occur if the face of the VRU impacts the windshield.

Modern laminated windshields have better performances in terms of preventing lacerations and eye injuries compared to the early tempered windshields [2][4], which have been replaced in production for virtually all vehicles. Laminated glass has a composite structure with superior mechanical properties and better energy absorbing capabilities than single glass [10]. The PVB interlayer which connects the sheets of laminated glass prevents glass destructuration into multiple large and sharp fragments due to its adhesive properties [10].

Another important safety aspect of the laminated windshields is given by the decreased chances of occupant ejection or VRU intrusion inside the passenger compartment through windshield perforation is prevented, due to their improved penetration resistance [7]. Yet at high impact velocities, depending on the angle between the VRU impacting body zone and the windshield, even laminated windshields may locally fail if the PVB interlayer is ruptured to a certain degree or if delamination occurs.

Delamination is a process which occurs when one or both sheets of windshield glass separate from the PVB interlayer [6]. Generically, windscreen delamination is caused by air entrapment during the fabrication phase or air/moisture admission during the exploitation phase [6]. There is also a natural tendency for laminated windshield failures to result as a windshield ages, since the adhesive properties of the PVB interlayer which connects the two sheets of glass diminish in time due to heat exposure [6]. Therefore, high vehicle impact velocities and windshield delamination can lead to perforations [5] in the windshield structure during impacts with VRU or occupants, as it is the case for older tempered windshields, resulting in intrusions in the passenger compartment. This particular impact scenario is very difficult to recur in the virtual environment of available multibody software packages since the vehicle is generically represented as a rigid body and the windscreen stages of deformation can't be simulated.

VRU kinematics are heavily influenced by intrusions in the passenger compartment. The transport phase which begins after the first contact between the windshield and the head and lasts until the VRU is thrown off the vehicle [8] is significantly longer when windshield perforations are generated in the impact. Consequently, VRU throw distances are also increased and must be distinctively analyzed in relation to impacts without windscreen perforations.

This paper presents a vehicle-cyclist crash-test resulted in windscreen perforation which was simulated in the PC Crash multibody software and describes the used technique which can be applied to simulate any vehicle-VRU impacts with windshield perforations. Using the conditions obtained through the validated simulation and by generating an identical simulation but without perforating the windscreen, a comparative

Fig. 1. The crash-test scene and the gibbet support mechanism

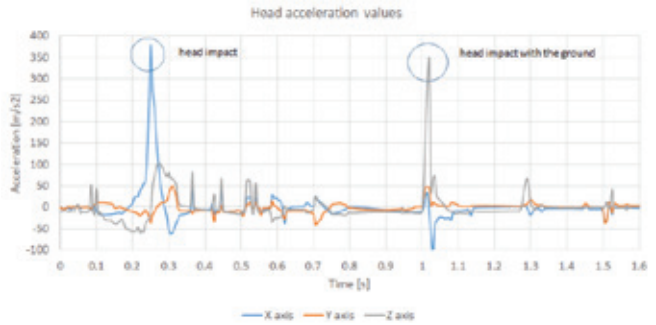


Fig. 2. Head acceleration values recorded during the experimental testing

analysis between the cyclist kinematics was conducted in order to assess the influence of windscreen perforations over the transport phase and the resulting throw distance.

2. EXPERIMENTAL TESTING

A vehicle-cyclist crash-test was carried out using an anthropometric dummy, an Opel Corsa B vehicle and a regular bicycle. The dummy was maintained into stationary position with an electromagnetic gibbet support mechanism (shown in Fig. 1) and released immediately prior the impact through the means of a laser detection system. The vehicle was braked with a deceleration of 6.5m/s^2 and the vehicle impact velocity was 10.1 m/s. The bicycle-dummy assembly was hit in the rear extremity by the front of the vehicle at a 00 impact angle. The lateral offset of the collision was 0.25 m. The crash-test was recorded both with a Fastec HiSpec 5 high speed camera and with a drone. The dummy was instrumented with a tri-axial accelerometer mounted inside the head's center of gravity in order to record head accelerations, which are shown in Fig. 2.

Fig. 5. Spider-web type of deformation seen on the perforated area of the windscreen

Upon the vehicle-dummy pelvis impact, the head of the dummy impacted the windscreen in the upper right corner, resulting in a perforated windscreen area of nearly 600 cm^2, shown in Fig. 3. The length of the deformation measured along the windscreen is 0.45 m, with a corresponding width of 0.2 m.

Literature indicates that windscreen perforation is the final stage of windscreen deformation [9]. Initially, a circumferential windscreen deformation is generated upon impact. As the deformation energy is increased, the circumferential deformed area will record several axes of deformation linked to the center, similar to a spider web. Upon reaching a threshold value of the deformation energy, the structure of the windscreen in the spider-web deformed area will fail, resulting in a perforation. The stages of windscreen deformation are presented in Fig. 4. This aspect was also observed for the carried-out crash-test as the

Fig. 3. The windscreen perforation which resulted in the carried-out crash-test

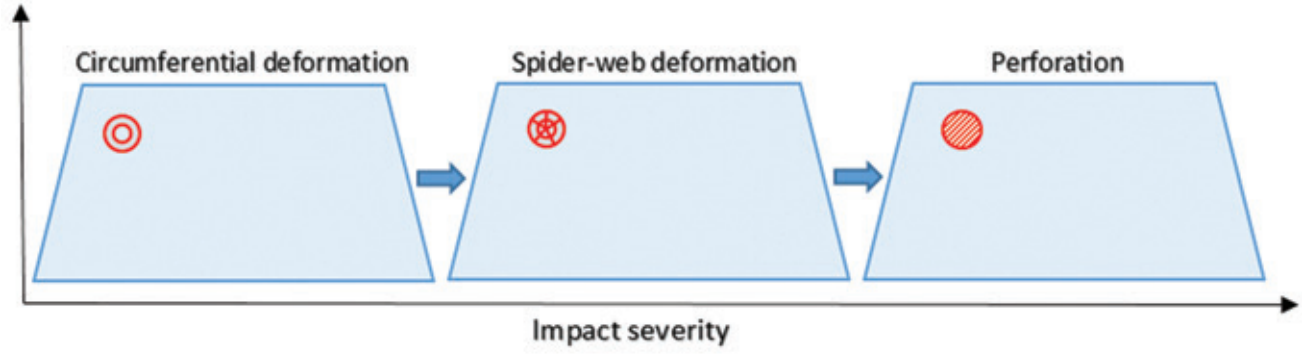


Fig. 4. The stages of windscreen deformation [9]

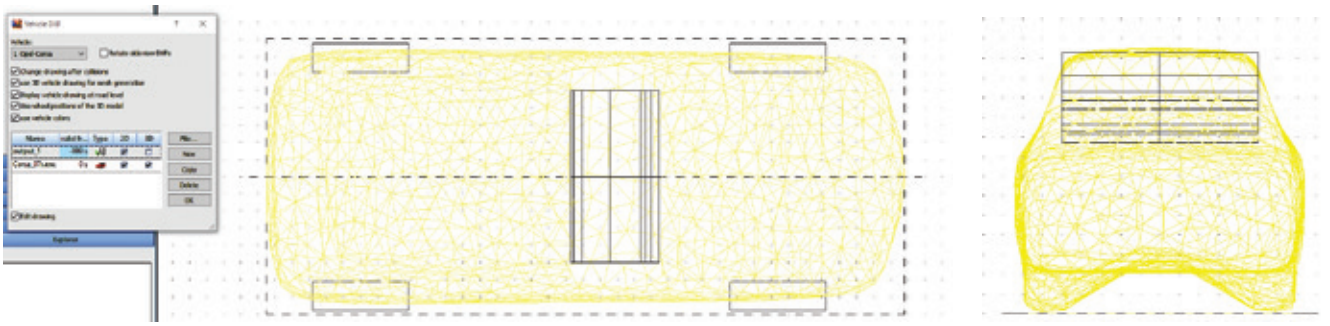


Fig. 6. The extruded polyline marking the depth of the penetration

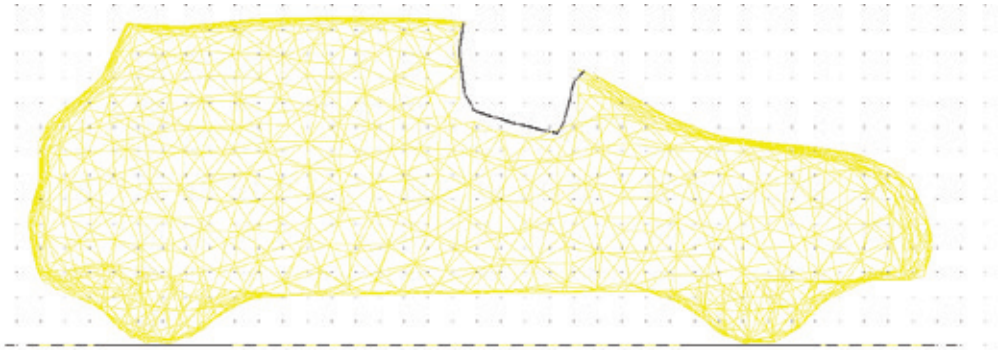


Fig. 7. The cavity in the vehicle's windshield obtained by applying the extrusion function

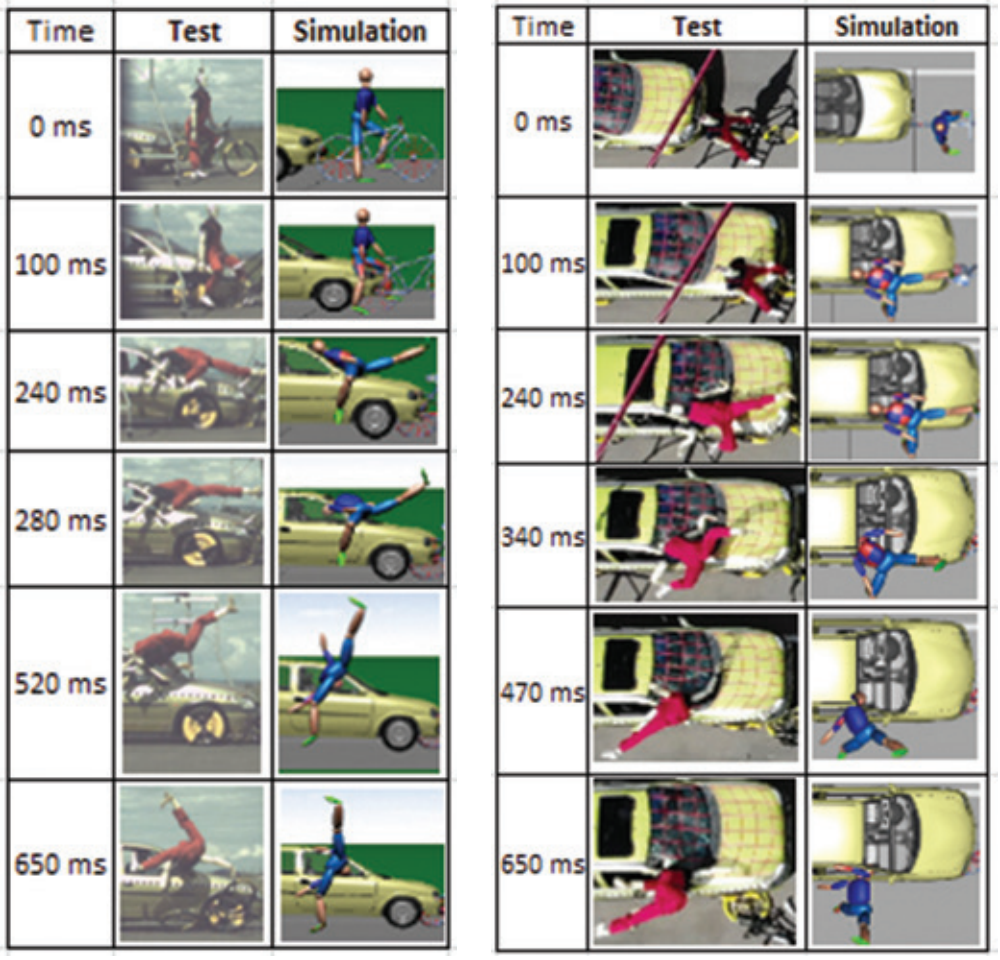


Figure 8. The kinematic phases of the carried-out crash-test and simulation

perforated surface of the windscreen holds a distinctive spider-web type of deformation (shown in Fig. 5), which is approximately concentric to the perimeter of the perforated surface.

3. METHOD FOR SIMULATING IMPACTS WITH WINDSCREEN PERFORATION

In order to properly analyze VRU impacts which result in windscreen perforations, simulations must be performed in a virtual environment. Technically, for simulation software which rely on the multibody approach, such as PC Crash, vehicle deformations and their gradual evolution are virtually impossible to reproduce since the vehicle is considered a rigid body. Although circular and spider-web deformations can be neglected and still obtain accurate kinematics since the integrity of the windshield is not severely affected, this is not the case for windshield perforations. However, it is possible to simulate VRU intrusions in the passenger compartment or unbelted occupant ejections, if the exterior contour of the vehicle is altered. The shape of any vehicle in PC Crash is defined by a tridimensional triangulated contour stored in a separate DirectX file for nearly all existing vehicle models.

The simulation method is

Table 1.
Cyclist transport phase duration for impacts with and without windscreen perforations

	With windscreen perforation	Without windscreen perforation
Head impact time (ms)	240	240
Launch moment (ms)	650	326
Transport phase duration (ms)	410	86

comprised of an ensemble of procedures meant to modify the default design of the vehicle's frontal profile by inserting a cavity into the windshield in accordance with the configuration of the perforation. The presented method was used to simulate the carried-out crash-test as it is shown further and it can be applied to any accident which results in windscreen perforations.

The first step consists in establishing the dimensional configuration of the perforation, which is done through the inspection and measurement of the windscreen's deformation. An important parameter is the space of intrusion travelled by the dummy inside the passenger compartment, which can only be determined through video analysis. In the case of real accidents, the injuries recorded by the human body can indicate the depth of the intrusion by evaluating how further tissue lacerations are relatively positioned to the head.

The second step consists in inserting the default contour of the vehicle and simulating the impact after applying the required adjustments. The insertion of the cavity into the windscreen (see Fig. 7) is realized by drawing a polyline onto the lateral profile of the vehicle in accordance to the depth of the penetration determined through video analysis, followed by applying the extrusion function of the program, as shown in Fig. 6.

The final step consists in simulating the impact after inserting the multibody model of the cyclist-dummy assembly and adjusting the cyclist posture, as well as the dimensions and masses of the assembly.

A significant amount of iterations are required to determine the defining kinematic and impact parameters. Firstly, vehicle velocity and deceleration are iterated until conformance since these parameters are not particularly influenced by the impact due to the significant differences in mass and velocity between the vehicle and the dummy. Secondly, the orientation of the bicycle at the time of impact must be established in order to further eliminate unknown variables. The analysis of the deformations recorded by the vehicle and bicycle can indicate the angle of impact with reasonable accuracy. Since the crash-test was also recorded via a drone and a high-speed camera, the angle of impact between the vehicle and the bicycle was determined with certainty. Finally, the impact parameters, as well as friction coefficients must be iterated until the simulation resembles the kinematic behavior of the dummy as described by the video recordings.

The simulation was validated by obtaining a good congruence between the kinematic phases of the simulation and the carried-out crash-test, as it is presented in Figure 8.

In order to determine the influence of windscreen perforations over cyclist kinematics, the experimentally validated simulation was modified by inserting a default profile for the vehicle, thus rendering null the previous windscreen alterations. By analyzing cyclist kinematics for both impacts with and without windscreen perforation, it has been determined that the duration of the cyclist transport phase is over five times higher for the case with windscreen perforation than for the case without, as shown in Table 1. The cyclist throw distance was increased by 23% for the case with windscreen perforation compared to the case without, yet for higher vehicle impact velocities it is possible that the difference would result higher. There is also a possibility for cases in which the resulting throw distance is diminished, with further research needed to clarify this aspect.

4. CONCLUSION

Windscreen perforations occur in particular cases of vehicle-VRU impacts generated at high vehicle impact velocities or due to windscreen delamination. Current state-of-art does not allow for windscreen stages of deformation to be simulated in multibody software. The simulation method presented in the paper allows a good kinematic sequence reconstruction of vehicle-VRU accidents with windscreen perforations by altering the exterior contour of the vehicle, as exemplified in the experimental case study.

The results of this study show that the generation of a windscreen perforation during an impact can increase the duration of the VRU's transport phase by over five times, which consequently increases the overall VRU throwing distance.

REFERENCES:
[1] Eppinger, H. Rolf, *A biomechanical PEEEP show, Human Biomechanics and Injury Prevention*. Springer. Tokyo. 2000
[2] Kimura, Chojiro, *Experimental study on perforating eye injuries caused by the shattering of windshields, using a sled-dummy test device*, The Keio Journal of Medicine, vol. 27(3-4), pag. 111-121, 1978
[3] Maki, Tetsuo; Kajzer, Janusz; Mizuno, Koji and Sekine, Yasufumi, *Comparative analysis of vehicle–bicyclist and vehicle–pedestrian accidents in Japan*, Accident Analysis & Prevention, vol. 35(6), pag. 927-940, 2003
[4] Müller-Jensen, Kei, and Walter Hollweck, *Serious eye injuries produced by windshield damage-an actual problem in ophthalmology.* SAE Technical Paper, No. 700912, 1970
[5] Otte, Dietmar, *Design and structure of the windscreen as part of injury reduction for car occupants, pedestrians and bicyclists.* SAE transactions 1994, pag. 1912-1922, 1994
[6] Pronk, Nicola; Fildes, Brian; Regan, Michael; Lenné, Michael; Truedsson, Niklas; Olsson, Ted, *Windscreens and safety:a review,* Vol. 183, Monash University Accident Research Centre Reports, 2001
[7] Sances Anthony; Carlin, Fred; Kumaresan, Srirangam; Enz, Bruce, *Biomedical engineering analysis of glass impact injuries.* Critical Reviews, Biomedical Engineering, vol. 30(4-6), pag. 345-377, 2002
[8] Şoica, Adrian; Stelian Tarulescu, *Impact phase in frontal vehicle-pedestrian collisions*, International Journal of Automotive Technology, vol. 17(3), pag. 387-397, 2016
[9] Xu, Jun; Li, Yibing, *Study of damage in windshield glazing subject to impact by a pedestrian's head*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 223(1), pag. 77-84, 2009
[10] Xu, Jun; Li, Yibing, *Impact Behavior and Pedestrian Protection of Automotive Laminated Windshield*. Manufacturing of Automotive Laminated Windshields. Vol. 21-37, Springer, Singapore, 2018

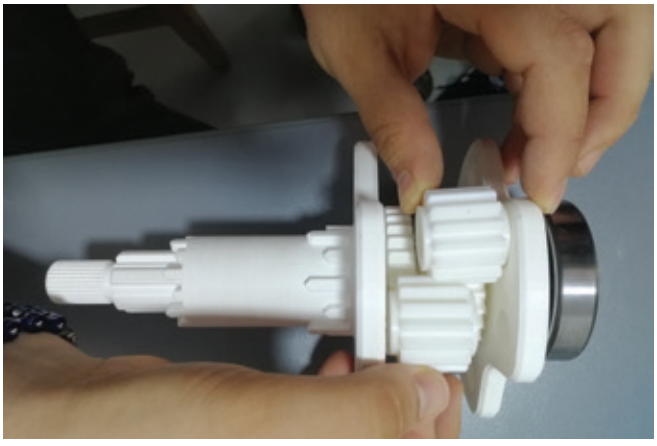
TWIZY CONTEST – UN EVENIMENT REMARCABIL

A REMARKABLE EVENT – TWIZY CONTEST

La începutul anului 2018, Renault Technology Roumanie și Segula România au lansat concursul „Reinventează conceptul Twizy" dedicat unor echipe de studenți. La sfârșitul perioadei de înscriere, 25 aprilie 2018, au fost înregistrate numeroase echipe provenite din mai multe centre universitare din țară. Ideile și soluțiile tehnice găsite de echipele de studenți au fost prezentate pe 6 noiembrie 2018, iar juriul format din experți ai Renault Tehcnocenter Paris, RTR și Segula, desemnează câștigătoare echipa InovaTwiz de la Universitatea Transilvania din Brașov. Proiectul premiat a constat într-un concept diferit de acționare a roților care permite obținerea unei manevrabilități sporite a autoturismului, de ex. facilitând parcarea, prin schimbarea sensului de mers și prin multiple posibilități de virare. Astfel, soluțiile tehnice găsite îi permit autoturismului manevre suplimentare, precum deplasare cu rază de virare redusă, deplasare în diagonală și, cea mai spectaculoasă, rotirea pe loc.

Perioada următoare a fost dedicată realizării unui demonstrator experimental, care să pornească de la modelul Renault Twizy original. Echipa brașoveană a studiat mai multe soluții de implementare. Concepte, calcule și simulări au fost dezvoltate în paralel pentru mai multe variante mecanice și hidraulice de bracare și antrenare a roților. Urmare a unei analize atente, echipa decide ca prima variantă de implementare să aibă o acționare hidraulică a tuturor roților autovehiculului.

După o vacanță "activă", petrecută de studenți în laboratoarele Departamentului de Autovehicule și Transporturi, prototipul este funcțional și pregătit pentru o confruntare internațională. La începutul lunii octombrie 2019, echipa InnovaTwiz se deplasează la Technocenter Paris, sediul central al dezvoltării autovehiculelor Renault, unde se alătură altor echipe din țările în care Renault are centre de cercetare: Franța, Rusia, Turcia, Brazilia și Coreea de Sud. Această fază finală a concursului a constat într-o primă prezentare în fața juriului a funcționalității prototipului și a soluțiilor tehnice adoptate, urmată apoi de o a doua prezentare generală a conceptului, care a inclus și aspecte de marketing, implementare, exemplu de afacere.



Premiul cel mare a fost atribuit echipei Braziliei pentru un concept legat de accesul facil în autovehicul al persoanelor cu handicap. Premiul pentru cea mai bună comunicare a revenit echipei Turciei, iar premiul pentru cel mai bun *business case*, din nou echipei Braziliei.

De remarcat că premiul pentru cel mai bun prototip a fost acordat echipei InnovaTwiz, reprezentanta României, formată din studenții Gabriel POPA, Adrian BUCUROIU, Hunor BEGE, Istvan HORVATH, Norbert SZASZ, Florin CORCIOVA și Răzvan-Bogdan CHIRILĂ. O mențiune specială se cuvine și cadrelor didactice Horia ABAITANCEI, Ion PREDA și Sebastian RADU, care au susținut din punct de vedere tehnic efortul studenților, precum și conducerii Universității Transilvaniadin Brașov, pentru asigurarea finanțării prototipului.

Pe lângă succesul proiectului legat de realizarea unui prototip, trebuie de asemenea remarcată colaborarea dintre o universitate și studenții ei cu un mare producător de autovehicule, ceea ce demonstrează, încă o dată, că acest gen de colaborări sunt posibile și pot duce la rezultate remarcabile.

Prof. dr. ing. Ion PREDA
Universitatea Transilvania din Brașov

FISITA

SIAR

2020 @ITS

The XXXI-st SIAR International Automotive and Transport Engineering Congress

„AITS 2020"

29 – 31 October 2020, Chișinău, Republic of Moldova

Congress Subject: *„Automotive and Integrated Transport Systems"*

Congress Topics:

1. ***Green Vehicles***
2. ***Advanced Powertrain and Propulsion***
3. ***Integrated Transport Systems***
4. ***Automotive Design and Testing***
5. ***Road Safety, Accident Analysis and Traffic Control***
6. ***Advanced Engineering Methods***
7. ***Sustenable Mobility***
8. ***Materials, Automotive Technology and Maintenance***
9. ***Economics and Management of Transportation***

„Automotive and Integrated Transport Systems (AITS)" is the 2020 SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering main theme. The Technical University of Chisinau is the host of the 31st International Congress of SIAR organised by his Department of Transport.

The congress will be accompanied by a large number of events for the participants: exhibition of products specific to the automotive industry, car components and transports, work-shops, technical visits, the general meeting of SIAR, the final stage of the international contest for the students on automotive engineering "Professor eng. Constantin GHIULAI" with the two sections: „Automotive Dynamics" - the 7th edition and „Automotive CAD - CATIA V5" - the 4th edition.

Deadlines:

30 March 2020 - Abstract submission
15 April 2020 – Notification of acceptance (abstract)
30 June 2020 – Papers submission
15 July 2020 – Notification of acceptance (papers)
30 July 2020 – Deadline for payment of publication fees
15 September 2020 – Deadline for payment of participation fees

For more information about this event, please visit ***www.siarcongress.eu.***