Ingineria automobilului

Registrul Auto Român

SIAR

Societatea Inginerilor de Automobile din România

SE DISTRIBUIE GRATUIT CA SUPLIMENT AL REVISTEI AUTOTEST

ISSN 1842 – 4074

Nr. 58 / martie 2021

SIAR – SOCIETATEA INGINERILOR DE AUTOMOBILE DIN ROMÂNIA

ALEGERI GENERALE

Motto SIAR: Scientia et cooperante in progressionem!

● Clarificări: stabilitate - manevrabilitate - maniabilitate ● Evaluarea performanței aerodinamice pentru un autovehicul echipat cu un suport de biciclete ● Studiu privind influența montajului unei cutii portbagaj pe plafon asupra aerodinamicii automobilului ● Modelarea și simularea sistemelor de propulsie pentru estimarea emisiilor de CO_2 ● Studiul aerodinamicii unui autoturism care tractează un trailer cu motocicletă

SIAR ESTE MEMBRĂ FISITA INTERNATIONAL FEDERATION OF AUTOMOTIVE ENGINEERING SOCIETIES

EAEC EUROPEAN AUTOMOBILE ENGINEERS COOPERATION

SOCIETATEA INGINERILOR DE AUTOMOBILE DIN ROMÂNIA

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS OF ROMANIA

CONDUCEREA SOCIETĂȚII INGINERILOR DE AUTOMOBILE DIN ROMÂNIA – SIAR

CONSILIUL DIRECTOR AL SIAR

Președinte	Prof. dr. ing. Nicolae BURNETE	Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
Președinte de onoare	Prof. dr. ing. Eugen – Mihai NEGRUȘ	Universitatea Politehnica din București
Vicepreședinte	Conf. dr. ing. Victor CEBAN	Universitatea Tehnică a Moldovei din Chișinău
Vicepreședinte	Prof. dr. ing. Anghel CHIRU	Universitatea „Transilvania” din Brașov
Vicepreședinte	Prof. dr. ing. Adrian – Constantin CLENCI	Universitatea din Pitești
Vicepreședinte	Conf. dr. ing. Daniel – Mihail IOZSA	Universitatea Politehnica din București
Vicepreședinte	Prof. dr. ing. Liviu – Nicolae MIHON	Universitatea Politehnica din Timișoara
Vicepreședinte	Prof. dr. ing. Victor OȚĂT	Universitatea din Craiova
Vicepreședinte	Prof. dr. ing. Bogdan VARGA	Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
Secretar General	Prof. dr. ing. Minu MITREA	Academia Tehnică Militară „Ferdinand I” București
Membri		
	Conf. dr. ing. Grigore AMBROSI	Universitatea Tehnică a Moldovei din Chișinău
	Conf. dr. ing. Horia BELEȘ	Universitatea din Oradea
	Conf. dr. ing. Dragoș – Sorin DIMA	Universitatea „Transilvania” din Brașov
	Conf. dr. ing. Radu DROSESCU	Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași
	Prof. dr. ing. Ilie DUMITRU	Universitatea din Craiova
	S.l. dr. ing. Sorin – Vlad IGREȚ	Universitatea „Aurel Vlaicu” din Arad
	Prof. dr. ing. Laurențiu – Claudiu MANEA	Universitatea „Ovidius” din Constanța
	Ing. Claudiu – Ion MIJA	Registrul Auto Român
	Conf. dr. ing. Dumitru NOVOROJDIN	Universitatea Agrară de Stat din Moldova – Chișinău
	Prof. dr. ing. Viorel PĂUNOIU	Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați
	Conf. dr. ing. Loreta SIMNICEANU	Universitatea din Craiova
	Prof. dr. ing. Ion TABACU	Universitatea din Pitești
	Conf. dr. ing. Radu VILĂU	Academia Tehnică Militară „Ferdinand I” București
	S.l. dr. ing. Ștefan VOLOACĂ	Universitatea Politehnica din București

CONDUCEREA STRUCTURILOR TERITORIALE ALE SIAR

Secția SIAR	Președinte coordonator	Secretar	Trezorier
Academia Tehnică Militară „Ferdinand I” București	Conf. dr. ing. Radu VILĂU	S.l. dr. ing. Ramona STOICA	Asist. univ. drd. ing. Laszlo BAROTHI
Universitatea „Aurel Vlaicu” din Arad	S.l. dr. ing. Sorin Vlad IGREȚ	S.l. dr. ing. Radu Iulian NEGRILĂ	S.l. dr. ing. Geza ERDODI
Universitatea „Transilvania” din Brașov	Conf. dr. ing. Dragoș Sorin DIMA	S.l. dr. ing. Cristian - Ioan LEAHU	Conf. dr. ing. Florin Stelian GÎRBACIA
Universitatea Politehnica din București	S.l. dr. ing. Ștefan VOLOACĂ	Asist. univ. drd. ing. Alexandru RENȚEA	Asist. univ. drd. ing. Alexandra IONIȚĂ
Universitatea Agrară de Stat din Moldova – Chișinău	Conf. dr. ing. Dumitru NOVOROJDIN	Asist. univ. ing. Alexandru DICHII	Lector sup. ing. Petru VOLEAC
Universitatea Tehnică a Moldovei din Chișinău	Conf. dr. ing. Victor CEBAN	Lector. univ. ing. Vasile PLĂMĂDEALĂ	Lector univ. ing. Elena BIVOL
Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca	Prof. dr. ing. Nicolae BURNETE	S.l. dr. ing. Andreia MOLEA	Asist. univ. dr. ing. Călin PRODAN
Universitatea „Ovidius” din Constanța	Prof. dr. ing. Laurențiu Claudiu MANEA	Dr. ing. Camil TUDOR	Dr. ing. Marian MITROI
Universitatea din Craiova	Prof. dr. ing. Victor OȚĂT	S.l.dr.ing. Gabriel Cătălin MARINESCU	S.l.dr.ing. Gheorghe POPA MITROI
Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați	Prof. dr. ing. Viorel PĂUNOIU	Conf. dr.ing. Mugurel BURCIU	S.l. dr. ing. Luigi Renato MISTODIE
Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași	Conf. dr. ing. Radu DROSESCU	S.l. dr ing. Iulian AGAPE-COMȘA	S.l. dr ing.Sorinel-Gicu TALIF
Universitatea din Oradea	Conf. dr. ing. Horia BELEȘ	Conf. dr.ing. Tudor MITRAN	Conf. dr. ing. George DRAGOMIR
Universitatea din Pitești	Prof. dr. ing. Adrian Constantin CLENCI	S.l. dr. ing. Andrei BOROIU	S.l. dr. ing. Helene SUSTER
Universitatea Politehnica din Timișoara	Prof. dr. ing. Liviu Nicolae MIHON	Conf. dr. ing. Sorin RAȚIU	S.l. dr. ing. Nicolae Stelian LONȚIȘ

Notă: Adunarea Generală desfășurată în data de 09.02.2021 a ales conducerea SIAR și a structurilor sale teritoriale.

SIAR 2012-2020: O ANALIZĂ RETROSPECTIVĂ. SIAR 2021... PRIVIM ÎNAINTE CU ÎNCREDERE.

SIAR 2012-2020: A RETROSPECTIVE ANALYSIS. SIAR 2021... WE LOOK FORWARD WITH CONFIDENCE.

În acest moment al predării mandatului, sunt ușor melancolic. Mă uit în urmă, la momentele 2012 și 2016, când dumneavoastră, membrii SIAR, m-ați învestit cu această funcție onorantă dar plină de responsabilități și am sentimentul că s-ar fi putut face mai mult. Fără să vreau, gândurile mele se duc și înainte de momentul 2012, când mi s-a încredințat primul mandat de Președinte SIAR... ajung la începuturile mele în această organizație frumoasă: 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 pentru prima dată la o conferință SIAR (cea organizată de Universitatea din Pitești)… 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 și EAEC, ceea ce, desigur, m-a onorat, dar m-a și încărcat cu responsabilitate… Revenind la perioada 2012 – 2020, a fost plină de provocări, iar timpul a trecut foarte repede, ocupându-mă, alături de colegii din Consiliul Director, de următoarele aspecte pe care le menționez succint în cele ce urmează:

- *revistele noastre (Ingineria Automobilului - rIA și Romanian Journal of Automotive Engineering- RoJAE),*
- *asigurarea prezenței constante a studenților în organizația noastră prin intermediul celor două concursuri studențești bine cunoscute (cel de Dinamica Autovehiculelor, inițiat în 2014 și cel de Proiectare Asistată de Calculator – Catia, lansat în 2017) și al îndrăgitei competiții „Challenge Kart Low-Cost" asumată de SIAR începând cu 2012,*
- *lansarea și animarea Alianței Academice în domeniile „Ingineria Autovehiculelor" și „Ingineria Transporturilor" (ALIAT),*
- *asigurarea prezenței SIAR în cât mai multe medii internaționale (FISITA – ca urmare a prezenței active, în 2015 am fost propus pentru a participa la concursul de selecție al vicepreședintelui FISITA pe probleme de educație; EAEC – ca urmare a implicării mele în dinamizarea acestei organizații, în 2017 mi s-a propus funcția de președinte EAEC; începând cu 2014, SIAR este printre susținătorii conferințelor anuale ale SIA & Cnam Paris; tot din 2014, SIAR este susținător al Colloque Francophone en Energie, Environnement, Economie et Thermodynamique – COFRET),*
- *contactul cu mediul socio-economic: am spus-o, cred, în fiecare an din ultimii opt, SIAR trebuie să se apropie mai mult de mediul socio-economic (mulțumesc cu această ocazie membrilor Comitetului de Onoare al SIAR: Grup Renault România, RAR, AVL, ACAROM, UNTRR, Magic Engineering),*
- *organizarea bine cunoscutelor noastre conferințe internaționale (CONAT@ Universitatea Transilvania din Brașov, ESFA@Universitatea Politehnica din București, CAR@Universitatea din Pitești, AMMA@Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, SMAT@Universitatea din Craiova, MVT@ Universitatea Politehnica din Timișoara) și indexarea volumelor lor în fluxul științific principal,*
- *realizarea „unirii" cu colegii de peste Prut (a se vedea conferința anuală a SIAR din 2020, amânată pentru 2021 – cu organizare la Universitatea Tehnică a Moldovei din Chișinău).*

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, de aceea, privesc înainte cu încredere. În plus, mi se pare important să spun din nou că ceea 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 pe care am încercat s-o evoc mai sus se rezumă foarte plăcut prin intermediul următoarelor cuvinte: *cunoaștere și dezvoltare prin cooperare.*

Acum, după cei opt ani petrecuți ca Președinte SIAR, îmi îngădui să le spun, din nou, membrilor SIAR să strângem rândurile, să fim (și mai) aproape pentru că (mai) avem atâtea de făcut! Totodată, mulțumesc tuturor celor care s-au implicat de-a lungul timpului pentru a avea azi organizația pe care o cunoaștem cu toți! Noului Președinte SIAR, domnului profesor dr. ing. Nicolae Burnete de la Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, îi doresc putere de muncă pentru a lansa, alături de noi, membrii SIAR, acele proiecte care să facă din SIAR o organizație și mai utilă, și mai cunoscută! Sunt convins că se va întâmpla, așadar, să fim alături de dânsul și să privim înainte cu încredere!

Adrian CLENCI, prof. habil. dr. ing.
Președinte SIAR în perioada 2012-2020
Prorector Cercetare Științifică - Universitatea din Pitești

SUMAR „INGINERIA AUTOMOBILULUI" NR. 58

3 SIAR 2012-2020: O ANALIZĂ RETROSPECTIVĂ. SIAR 2021... PRIVIM ÎNAINTE CU ÎNCREDERE.
SIAR 2012-2020: A RETROSPECTIVE ANALYSIS.
SIAR 2021... WE LOOK FORWARD WITH CONFIDENCE.
5 CLARIFICĂRI: STABILITATE – MANEVRABILITATE – MANIABILITATE
CLARIFICATIONS: STABILITY – MANEUVERABILITY – HANDLING
10 AERODYNAMIC PERFORMANCE EVALUATION FOR A VEHICLE STRUCTURE EQUIPPED WITH A BICYCLE RACK
EVALUAREA PERFORMANȚEI AERODINAMICE PENTRU O STRUCTURĂ DE AUTOVEHICUL ECHIPATĂ CU UN SUPORT DE BICICLETE
15 STUDY OF THE INFLUENCE OF ROOF LUGGAGE BOX ON A VEHICLE AERODYNAMICS
STUDIU PRIVIND INFLUENȚA MONTAJULUI UNEI CUTII PORTBAGAJ PE PLAFON ASUPRA AERODINAMICII AUTOMOBILULUI
19 THE MODELING AND SIMULATION OF PROPULSION SYSTEMS TO ESTIMATE CO_2 EMISSION
MODELAREA ȘI SIMULAREA SISTEMELOR DE PROPULSIE PENTRU ESTIMAREA EMISIILOR DE CO_2
22 AERODYNAMIC STUDY OF A CAR TOWING A MOTOCYCLE TRAILER
STUDIUL AERODINAMICII UNUI AUTOTURISM CARE TRACTEAZĂ UN TRAILER CU MOTOCICLETĂ
26 ALEGERI GENERALE ÎN CADRUL SOCIETĂȚII INGINERILOR DE AUTOMOBILE – SIAR – 09.02.2021

Coperta 1: Comitetul director al SIAR (www.siar.ro)

REGISTRUL AUTO ROMÂN
Director general
Radian TUFĂ
Director adjunct
Iosif-Dorin CÂNDEA
Director adjunct
Ion ULICI
Director tehnic
Claudiu Ion MIJA
Director economic
Alina-Mihaela NIȚĂ
Director dezvoltare
Cristian SILAGHI
Director infrastructură
George-Adrian DINCĂ

Șef Compartiment Comunicare și Redacție Revistă Auto Test
Roxana DIMA
Redactori
Radu BUHĂNIȚĂ
Emilia PETRE
George DRUGESCU

Contact:
Calea Griviței 391 A,
sector 1, cod poștal 010719,
București, România
Tel/Fax: 021/202.70.00
E-mail: autotest@rarom.ro
www.rarom.ro
www.autotestmagazin.ro

SIAR

Contact
Facultatea de Transporturi
Universitatea Politehnica
București
Splaiul Independenței 313
Sala JC 005, Cod poștal 060042, sector 6, București, 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. PAPER PRINT INVEST S.R.L.
Șos. Baldovinești nr. 20, Brăila
Jud. Brăila

Reproducerea integrală sau parțială a textelor și 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

Președinte: Prof. dr. ing. **Nicolae BURNETE**, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
Președinte de onoare: Prof. dr. ing. **Eugen-Mihai NEGRUȘ**, Universitatea Politehnica din București
Vicepreședinte: Conf. dr. ing. **Victor CEBAN,** Universitatea Tehnică a Moldovei din Chișinău
Vicepreședinte: Prof. dr. ing. **Anghel CHIRU**, Universitatea „Transilvania" din Brașov
Vicepreședinte: Prof. dr. ing. **Adrian-Constantin CLENCI**, Universitatea din Pitești
Vicepreședinte: Conf. dr. ing. **Daniel-Mihail IOZSA**, Universitatea Politehnica din București
Vicepreședinte: Conf. dr. ing. **Liviu-Nicolae MIHON,** Universitatea Politehnica din Timișoara
Vicepreședinte: Prof. dr. ing. **Victor OȚĂT**, Universitatea din Craiova
Vicepreședinte: Prof. dr. ing. Bogdan **VARGA**, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
Secretar General: Prof. dr. ing. **Minu MITREA**, Academia Tehnică Militară „Ferdinand I" din București

COMITETUL ȘTIINȚIFIC

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 Iași, 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 București, România

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

Prof. **Victor OȚĂT**
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 – **Radian TUFĂ**
Renault Technologie Roumanie – **Alexander SIMIONESCU**
Uniunea Națională a Transportatorilor Rutieri din România – UNTRR – **Radu DINESCU**

COLEGIUL DE REDACȚIE

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*

Contributors:
Monica BĂLCĂU • Gheorghe FRĂȚILĂ • Ancuța-Nadia JURCO • Ion PREDA • Cristian-Alexandru RENȚEA • Iacob-Liviu SCURTU

Registrul SIAR de referenți științifici / SIAR register of scientific reviewers:

Horia BELEȘ
Liviu BOCÎI
Alexandru BOROIU
Salvadore Mugurel BURCIU
Alexandru CERNAT
Valerian CROITORESCU
Radu DROSESCU
Mihai DUGULEANĂ
Nicolae FILIP
Lidia GAIGINSCHI
Marius Ioan GHEREȘ
Florin Stelian GÎRBACIA
Sorin ILIE
Ioan LAZA
Dorin LELEA
Claudiu-Laurențiu MANEA
Adriana-Teodora MANEA
Marin-Stelian MARINESCU
Liviu- Nicolae MIHON
Minu MITREA
Valentin-Dan MULLER
Rodica NICULESCU
Viorel PĂUNOIU
Adrian-Constantin SACHELARIE
Loreta SIMNICEANU
Virgil Gabriel TEODOR
Bebe TICĂ
Stelian ȚÂRULESCU

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***

CLARIFICĂRI: STABILITATE – MANEVRABILITATE – MANIABILITATE

CLARIFICATIONS: STABILITY – MANEUVERABILITY – HANDLING

Prof. dr. ing.
Ion PREDA
pion@unitbv.ro

Universitatea Transilvania din Brașov,
Departamentul de Autovehicule și Transporturi,
Str. Politehnicii, Nr. 1, 500024 BRASOV, România

a

b

Fig. 1. Începutul unor procese de răsturnare

1. INTRODUCERE

În acest articol mi-am propus să clarific semnificațiile a trei cuvinte, *stabilitate*, *manevrabilitate* și *maniabilitate*, care, confundate adesea și desemnând calități aflate în interconexiune, au de fapt înțelesuri diferite în terminologia specifică autovehiculelor.

Există un număr extrem de mare de lucrări științifice care tratează aceste calități și, cu toate acestea (sau poate tocmai de aceea), există numeroase neclarități cu privire la semnificația lor.

2. STABILITATE

Conceptul de *stabilitate* (fr: *stabilité*; en: *stability*; ge: *Stabilität*; it: *stabilità*) are o largă paletă de înțelesuri. Din definițiile din dicționare, aici sunt reținute doar câteva: „abilitatea de a se adapta la diferite modificări", „proprietate a unui corp de a-și menține poziția sau de a reveni în poziția inițială" [8] sau „proprietatea unui sistem sau element prin intermediul căruia răspunsul său (mărimile sale de ieșire) vor atinge în cele din urmă o stare stabilă" [17].

Limitând domeniul de aplicabilitate, *stabilitatea unui sistem mecanic* reprezintă „abilitatea sa de a dezvolta forțe de restabilire egale cu sau mai mari decât forțele perturbatoare astfel încât să mențină o stare de echilibru" [17] sau, în alte cuvinte, „abilitatea sa de a își menține poziția sau de a reveni în starea sa inițială de repaus sau de mișcare, după ce a dispărut o acțiune perturbatoare" [11].

Pornindu-se de la căutarea echilibrului unui sistem mecanic (și căutarea unor modalități de verificare a *stabilității mișcării*), noțiunea de stabilitate este în prezent larg utilizată în matematică, în domeniul ecuațiilor diferențiale.

Scopul redactării acestor rânduri este însă acela de a clarifica (printre altele) noțiunea de *stabilitate a unui vehicul*, care este prezentată ca fiind „calitatea sau starea unui autovehicul de a rămâne controlabil" [12] [17] sau „calitatea autovehiculului de a putea fi condus" [22]. Această formulare, extrem de corectă și concisă, nu este însă foarte lămuritoare. Sintetizând informații și din alte lucrări de specialitate (printre care pot fi indicate [23][18][25][16][21][13][24][19]), se poate spune că, pentru a avea o bună stabilitate, autovehiculul terestru trebuie să prezinte următoarele calități:

- să nu se răstoarne;
- să nu alunece în mod evident;
- să își coreleze unghiul de girație cu traiectoria (să își mențină un comportament viratoriu aproape neutru);
- să mențină stabilitatea mișcării;
- să fie previzibil în timpul conducerii sau lucrului.

Elementele din lista de mai sus au fost indicate în ordinea descrescătoare a pericolului cu care se asociază lipsa calității respective.

După cum se poate deduce, necesitatea stabilității autovehiculului apare nu numai în timpul deplasării, dar și pe loc, atunci când lucrează staționar (de exemplu, în cazul automacaralelor, excavatoarelor, încărcătoarelor frontale sau autobasculantelor). La astfel de situații de funcționare staționară, vehiculele nu trebuie să se răstoarne, să alunece sau să se comporte impredictibil.

Răsturnarea, situația în care caroseria poate atinge solul iar roțile sau șenilele pierd contactul cu acesta, este potențial cel mai periculos caz de pierdere a stabilității.

În general, pericolul de răsturnare este mai mare dacă suprafața de sprijin a vehiculului este mai mică și dacă centrul său de greutate este mai sus (figura 1).

Alunecarea evidentă a roților sau șenilelor față de sol poate prezenta de asemenea un nivel ridicat al riscului de accident. În mod normal, alunecarea evidentă (ce poate fi percepută de conducător sau observată vizual din exterior) este numită mult mai precis în funcție de direcția în care se produce:

- *patinare* (atunci când alunecarea apare pe direcție longitudinală la tracțiune);
- *alunecare propriu-zisă* sau *alunecare de frânare* (atunci când alunecarea apare pe direcție longitudinală la frânare);
- *derapare*, atunci când vehiculul alunecă lateral; se spune că vehiculul derapează atunci când toate roțile sau șenilele alunecă lateral fie pe un teren înclinat, fie în timpul virajului, caz în care vehiculul nu este capabil să se înscrie în curbă, realizând o traiectorie cu o rază de virare mai mare sau mai mică față de cea dorită (comandată) de către șofer.

În mod normal, la marea majoritate a autovehiculelor, alunecarea evidentă ar trebui să se producă înaintea răsturnării, limitându-se astfel consecințele pierderii stabilității. Totuși, autovehiculele cu centrul de greutate ridicat (mai corect, cu valoare mare a raportului dintre înălțimea centrului de greutate și ecartament), se pot răsturna lateral și fără să alunece evident [19] (figura 1.b). Răsturnarea se poate produce totuși la aproape toate autovehiculele dacă terenul este denivelat sau există obstacole (de ex.

Fig. 2. Comportamente subvirator (stânga) și supravirator (dreapta) evidente

borduri sau șine de tramvai) care împiedică alunecarea la un moment dat [7] (figura 1.a).

O noțiune utilizată adesea este cea de *prag (margine) de siguranță* la răsturnare sau alunecare, care indică valori limită (înclinare a terenului, coeficient de aderență, viteză) până la care autovehiculul se poate deplasa (sau staționa) fără a fi în pericol (de răsturnare sau alunecare).

Cea de a treia situație de pierdere a stabilității apare atunci când unghiul de girație al vehiculului nu poate fi bine corelat cu traiectoria sa, adică atunci când orientarea vehiculului (și a conducătorului) deviază mult față de tangenta la traiectorie. Aceasta înseamnă că vehiculul prezintă un *pronunțat comportament subvirator sau supravirator* (figura 2). Poziția vehiculului pe o traiectorie curbă se numește *atitudine viratorie* (atitudinea este subviratoare, ca în figura 2, stânga, dacă fața vehiculului este orientată spre exterior față de tangenta la traiectorie și supraviratoare in caz contrar). Imposibilitatea controlării de către conducător a atitudinii viratorii a vehiculului va duce la derapare sau răsucire (girație) accentuată și, foarte probabil, la accident.

Cea de a patra cerință pentru stabilitatea vehiculului constă în asigurarea *stabilității mișcării vehiculului*. Pe baza descrierii mișcării vehiculului cu ajutorul sistemelor de ecuații diferențiale, stabilitatea mișcării sale poate fi definită matematic în mai multe moduri [3], de exemplu în sens Lyapunov [22]. Simplificând și fără a recurge la limbaj matematic, această cerință înseamnă că, după ce va fi supus unor perturbații care îi vor modifica traiectoria, un autovehicul care se deplasează în linie dreaptă sau se rotește în cerc cu viteză constantă va reveni la același tip de mișcare după ce dispar perturbațiile. Însă trebuie făcută precizarea că revenirea la mersul în linie dreaptă se va face aproape întotdeauna la o direcție diferită de cea pe care autovehiculul o avea înainte de apariția perturbațiilor, iar revenirea la deplasarea în cerc se va face pe o traiectorie circulară care va avea un alt centru decât cea inițială.

Uneori, deși mișcarea autovehiculului este stabilă în sens Lyapunov, timpul de revenire la tipul de mișcare anterior perturbațiilor poate fi inacceptabil de lung. De aceea, stabilitatea mișcării autovehiculului poate avea și alte definiții, de tip tehnic sau practic, în care timpul de stabilizare să fie mai mic decât o anumită valoare, de obicei să nu depășească timpul de reacție al șoferului [3].

Un vehicul cu mișcare stabilă va fi puțin sensibil la perturbații, adică nu va fi afectat semnificativ de vântul lateral, de înclinarea laterală a drumului sau de neregularitățile acestuia, de modificări ale coeficientului de aderență, de redistribuirea încărcăturii etc.

Un caz particular al stabilității mișcării constă în *stabilitatea direcțională*, care reprezintă abilitatea unui autovehicul de a se deplasa în linie dreaptă (și de a rămâne orientat înspre înainte) cu minimum de control din partea conducătorului.

Ultima cerință pentru obținerea stabilității, *predictibilitatea*, înseamnă că vehiculul trebuie să aibă un comportament similar la comenzi identice în diferite condiții de deplasare sau de lucru staționar și să nu îl surprindă pe conducător prin modificări bruște ale răspunsului său.

Din cele prezentate până acum rezultă și că, dacă este foarte stabil, un autovehicul își va putea schimba mai lent accelerația în planul drumului și, ca urmare, traiectoria. Ca urmare va avea performanțe dinamice mai reduse, ceea ce îl va face să nu fie acceptat de conducătorii experimentați. Totodată trebuie spus și că performanțele dinamice maxime ale unui autovehicul se obțin atunci când acesta este pe punctul de a își pierde stabilitatea. Așa se explică, de exemplu, că piloții de curse preferă un autovehicul cu un caracter ușor supravirator (mai puțin stabil față de unul subvirator), dar și că numărul de accidente la un parcurs dat este mai mare la curse față de deplasările normale.

3. MANEVRĂ

Noțiunile de manevrabilitate și maniabilitate pornesc fiecare de la cea de manevră. Cuvântul *manevră* (fr: *manœuvre*; en: *manoeuvre* [U.K.] sau *maneuver* [U.S.]; ge: *Manöver*; it: *manovra*) are mai multe înțelesuri în limba română [8]: „Procedeu. Mod de a proceda. Ansamblu de operații necesare pentru deplasarea unei nave în direcția voită, în special la acostare sau la ieșirea dintr-un port. Ansamblu de operații în vederea alcătuirii sau desfacerii unei garnituri de tren sau pentru gararea unui vagon pe o anumită linie. Mișcare, acționare manuală a unei unelte, a unui mecanism etc. Manipulare". De asemenea, găsim și următoarea definiție [17]: „conducerea sau virarea unui vehicul în jurul obstacolelor, schimbarea direcției sau deplasarea în spații restrânse".

La autovehicule, analizele comportamentului în funcționare se bazează pe diferite manevre experimentale, executate pe loc sau în mers, la diferite viteze și condiții de drum sau teren (aderență, înclinare). Grupate în mai multe categorii după regimul de funcționare (staționare, stabilizate, tranzitorii sau combinate), acestea dau posibilitatea obținerii unor informații obiective sau subiective care permit compararea performanțelor în exploatare ale unui autovehicul cu cele ale altora sau cu așteptările clienților.

Câteva exemple de manevre efectuate cu **viteză redusă**: parcarea cu spatele, parcarea laterală, întoarcerea din trei mișcări, întoarcerea dintr-o singură mișcare, mersul cu spatele, pornire în rampă, tragerea la rampa de descărcare (la autocamioane, autobasculante și autotrenuri) sau la peron (la autobuze), efectuarea de opturi (la motociclete) etc. Pe lângă abilitățile șoferului, la efectuarea acestor manevre contează foarte mult aderența terenului, caracteristicile tehnice ale autovehiculului (raza minimă de virare, fâșia de gabarit în viraj, gradul de asistare a direcției și frânelor, dimensiunile și forma exterioară ale caroseriei), vizibilitatea conducătorului (directă sau cu ajutorul camerelor video), alte aspecte

ale draivabilității [5] (caracteristicile motorului, viteza minima stabilă, progresivitatea ambreiajului).

Alte manevre trebuie efectuate cu **viteză mare**:

- mișcarea staționară în cerc pe pista de încercare (în engleză, *steady-state cornering*);
- modificarea bruscă a unghiului volanului (de la poziția corespunzătoare mersului în linie dreaptă, volanul este rotit brusc cu un anumit unghi, după care este menținut în acea poziție – *step steering input*, *J-turn*); autovehiculul va trece brusc de la mersul în linie dreaptă la deplasarea în cerc;
- aplicarea unui impuls la volan (de la poziția corespunzătoare mersului în linie dreaptă, volanul se va roti brusc cu un anumit unghi și va reveni la fel de brusc la poziția inițială – *impulse steering input*); autovehiculul va trece brusc de la deplasarea în linie dreaptă într-o anumită direcție la deplasarea tot în linie dreaptă, dar într-o altă direcție;
- frânare pe drum cu aderență diferită stânga-dreapta (μ-split braking), cu sau fără corecții la volan efectuate de conducător;
- răspuns în frecvență în mers șerpuit (volanul se rotește stânga-dreapta în mod alternativ cu o anumită frecvență – *wag*); la creșterea frecvenței și la reducerea vitezei de deplasare se constată că autovehiculul răspunde tot mai puțin;
- slalom printre jaloane (acestea vor fi plasate la diferite distanțe, iar deplasarea se va face cu viteze diferite);
- schimbare bruscă a benzii de conducere (*lane change*);
- evitare unui obstacol cu verificarea stabilității la răsturnare (*fishhook*) [1];
- evitarea unui obstacol (schimbare bruscă a benzii de mers urmată de revenire pe banda inițială – *obstacle avoidance*, *moose test, double lane change*) [2] (a se vedea și figura 3);
- frânare sau accelerare în curbă (*braking or acceleration in a curve*), unde se combină o manevră stabilizată (virarea) cu una tranzitorie (frânarea sau accelerarea); o astfel de manevră este specifică ieșirii de pe și intrării pe autostradă;
- abordarea (cât mai rapidă a) unui viraj în ac de păr (*U turn*, *hairpin turn*); aceasta implică frânare tranzitorie, virare staționară și, la final, accelerare.

Pentru marea majoritate a acestor manevre rapide, păstrarea stabilității este extrem de importantă, mai ales pentru prima perioadă de timp (de exemplu, prima secundă de la începerea manevrei), deoarece acest interval este comparabil ca durată cu un timp de reacție normal, în care conducătorul poate interveni pentru menținerea stabilității. Pentru manevrele tranzitorii, un efect nefast important îl au mișcările de tangaj și (mai ales) de ruliu ale caroseriei (ruliul este numit și „dușmanul stabilității").

Toate experimentele în care se efectuează aceste manevre descrise anterior sunt importante pentru că acțiuni asemănătoare se pot întâlni frecvent în trafic. Din această cauză, efectuarea corectă a unora dintre acestea este necesară pentru obținerea permisului de conducere.

La multe dintre manevrele amintite contează foarte mult timpul necesar efectuării lor. Se numește *manevră optimă* acea manevra (și modul său de efectuare) care asigură timpul minim în care autovehiculul ajunge de la un punct de start la unul de sosire (sau de la o poziție inițială la una finală sau parcurge o tură de circuit) [6]. Studierea modului de obținere a manevrei optime este o preocupare importantă a echipelor care participă la cursele de automobile [13] sau de motociclete [14]. Metoda manevrei optime a fost introdusă ca o modalitate de apreciere clară și fără ambiguități a manevrabilității sau maniabilității, ca un indice numeric, care este mult mai ușor de evaluat și care elimină dificultățile de apreciere a evoluțiilor numeroaselor variabile de stare ce definesc comportamentul dinamic al autovehiculului.

4. MANEVRABILITATE

În DEXonline [8], cuvântul *manevrabilitate*, provenit din franceză, este definit drept: „capacitatea, proprietatea unui vehicul sau a unui sistem tehnic de a putea fi manevrat; faptul de a fi manevrabil". Iată și traducerea acestuia în câteva limbi de largă circulație: fr: *manœuvrabilité*; en: *manoeuvrability* [U.K.] sau *maneuverability* [U.S.]; ge: *Manövrierbarkeit*; it: *manovrabilità*.

Combinând informații din mai multe surse (printre care [12], [14] și [15]), manevrabilitatea reprezintă calitatea (abilitatea) unui vehicul de a face manevre, în principal (dar nu numai) de a schimba direcția de deplasare; aceasta depinde în special de caracteristicile vehiculului și foarte puțin de operatorul uman.

Uneori, tocmai pentru a se elimina influența operatorului, șoferul este înlocuit cu un robot de conducere (de. ex. la *fishhook*), astfel încât acțiunile de comandă a autovehiculului să poată fi repetate cu mare precizie, deși se schimbă fie caracteristicile aceluiași autovehicul, fie mai multe autovehicule.

Manevrabilitatea caracterizează performanța maximă de realizare a manevrelor de către un vehicul în condițiile unor limitări fizice (precum cele de aderență sau de putere disponibilă), dar fără a ține seama de limitele conducătorului auto (care este considerat perfect) [6]. Această abilitate poate fi apreciată atât în mod obiectiv, uzual prin timpul necesar sau precizia efectuării anumitor manevre, cât și subiectiv, de către persoane experimentate.

O particularizare a manevrabilității o reprezintă *răspunsul direcțional*. Acesta constă în răspunsul autovehiculului la comenzi de virare specifice (cum ar fi deplasare în cerc sau slalom), efectuate în „buclă deschisă" (adică fără corecții) și care implică doar caracteristicile vehiculului (nu și pe cele ale conducătorului) [12]. *Sensibilitatea viratorie* este o caracteristică a capacității de manevrare a unui autovehicul și se definește ca raport între viteza de girație (viteza unghiulară cu care virează vehiculul) și unghiul mediu de bracare a roților. Aceasta se poate determina experimental prin deplasarea staționară în cerc pe pista de încercare.

Înainte de a putea evalua manevrabilitatea unui vehicul este absolut necesar ca acesta să aibă un comportament stabil.

Aproape întotdeauna autotrenurile au o manevrabilitate mai redusă decât autovehiculele singulare. Aceasta se explică atât prin stabilitatea mai scăzută, cât și prin dificultatea (uneori aproape imposibilitatea) efectuării unor manevre (de ex. mersul înapoi sau pornirea în rampă în condiții de aderență redusă).

Multe dintre autovehiculele actuale dispun de sisteme moderne care asistă conducătorul auto și care, în felul acesta, duc la creșterea manevrabilității (mai ales la scăderea timpului necesar și la creșterea siguranței de

1. La această manevră volanul trebuie rotit brutal (într-un mod impus, cu viteză unghiulară de 720°/s), succesiv în ambele părți, așa cum ar putea reacționa un conducător panicat în încercarea de a evita un obstacol apărut în cale. Scopul urmărit este ca autovehiculul să nu se răstoarne. Denumirea din limba engleză *fishhook* (cârlig de pescuit) vine de la traiectoria care rezultă de obicei ca urmare a acestei manevre și care seamănă cu forma unui cârlig de pescuit (parcurs spre vârf): după ocolirea obstacolului, autovehiculul (dacă nu se răstoarnă) girează foarte mult de obicei, astfel încât ajunge cu fața aproape în direcția opusă celei de mers.
2. Această manevră este oarecum asemănătore cu cea amintită anterior, doar că la aceasta se urmărește ca vehiculul să se înscrie într-un anumit coridor (adică se verifică maniabilitatea, contribuția șoferului fiind hotărâtoare), pe când la efectuarea manevrei anterioare se urmărește ca vehiculul să nu se răstoarne (se verifică stabilitatea).

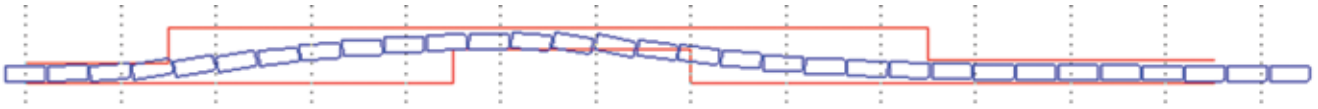


Fig. 3. Exemplu de simulare a deplasării unui autoturism printr-un coridor standardizat (ISO 3888-1) pentru testarea maniabilității în manevra de schimbare dublă de bandă [10]

efectuare a unor manevre). Astfel de sisteme prezintă pe un afișaj la bord fie schema vehiculului văzut de sus cu indicarea obstacolelor din apropiere, fie imaginea din spatele vehiculului transmisă de o cameră video (la mersul înapoi), fie imaginea terenului de sub vehicul (se pot vedea roțile și obstacolele mari, astfel făcând posibilă evitarea lor), fie traiectoriile calculate (în funcție de unghiul de bracare curent) ale roților și colțurilor caroseriei suprapuse peste imaginea din spatele sau din fața vehiculului (realitate augmentată).

La autovehiculele autonome (mai corect, care nu au nevoie de un conducător auto, inclusiv pentru luarea deciziilor) este important ca acestea să poată stabili traiectoria de urmat și viteza de deplasare. O traiectorie aleasă (pe cât posibil optimă din anumite considerente) trebuie „desfăcută" în porțiuni elementare, cărora le vor corespunde manevre specifice simple, care vor trebui apoi efectuate succesiv (deplasare în linie dreaptă, intrare în viraj, viraj cu rază constantă, ieșire din viraj – accelerare, deplasare cu viteză constantă, frânare). Evident, aceste autovehicule trebuie să fie capabile să efectueze numeroasele corecții care vor fi necesare în funcție de mișcarea reală, perturbată, a autovehiculului.

5. MANIABILITATE

În DEXonline [8], cuvântul *maniabilitate* are o definiție scurtă (și foarte corectă, în fond): „calitate de a putea fi ușor de mânuit". Cuvântul provine din limba franceză: *maniabilité*. Traducerea acestui cuvânt în limba germană este *Fahrverhalten*, în italiană *guidabilità*, iar în engleză *handling* (care mai are și alte numeroase înțelesuri, nu doar cel specific limbajului automobilistic). În general, definiția acestui termen raportată la autovehicule este oarecum neclară [12] și este legată cu precădere de procesul de virare. În termenul *maniabilitate* se subsumează toate proprietățile importante ale dinamicii laterale ale unui autovehicul [16]. O altă definiție găsită în literatura de specialitate: „Maniabilitatea autovehiculelor reprezintă capacitatea acestuia de a se deplasa cât mai exact în direcția comandată de conducător, adică de a executa virajele dorite, sau de a menține mersul rectiliniu" [9]. Maniabilitatea este o măsură a combinării acelor calități ale autovehiculului și abilități ale șoferului care permit controlul rapid și precis al autovehiculului pe traiectorie. Șoferul poate să simtă și să reacționeze în mod diferit pe vehicule diferite, dar și invers, același vehicul poate fi apreciat diferit de către șoferi diferiți.

Concluzionând, maniabilitatea reprezintă calitatea autovehiculului de a răspunde precis și rapid la acțiunile conducătorului (mai ales la cele de virare la viteze medii și ridicate), implicând sensibilitatea la comenzi și ușurința conducerii (controlului). Aceasta dă o măsură subiectivă de ansamblu a combinației vehicul-șofer, deoarece comanda autovehiculului se face în „buclă închisă" (cu corecții), ceea ce înseamnă că șoferul observă direcția și poziția vehiculului și își corectează acțiunile pentru a obține mișcarea dorită [12]. Maniabilitatea depinde de caracteristicile constructive ale autovehiculului și ale căii de rulare și poate fi limitată de imposibilitatea șoferului de a efectua suficient de rapid și precis comenzile necesare manevrelor. În general, se consideră că un conducător obișnuit nu poate roti volanul cu o viteză unghiulară mai mare de 400°/s, iar unghiul maxim de rotire fără ridicarea mâinilor de pe volan nu depășește 270° de la poziția de mers înainte.

În practică, calitățile de maniabilitate și stabilitate sunt strâns legate între ele și sunt fundamental dependente de caracteristicile și precizia sistemelor de direcție și suspensie. În plus, așa cum s-a mai spus, pentru a fi maniabil autovehiculul trebuie sa fie stabil: schimbarea încărcării, schimbarea anvelopelor [2] sau deplasarea pe diferite tipuri de drumuri (terenuri) nu ar trebui să conducă la modificări semnificative ale comportamentului său dinamic și nu ar trebui să surprindă șoferul. În plus, autovehiculul trebuie să fie ușor controlabil (nu trebuie să solicite șoferul în mod exagerat).

În general, o maniabilitate superioară indică faptul că autovehiculul atinge tipul de mișcare dorit de șofer mai precis și mai rapid. De asemenea, „autovehiculul ar trebui să-și avertizeze conducătorul" atunci când regimul de conducere îl apropie de limitele fizice ale deplasării.

Se poate discuta de o maniabilitate bună nu doar atunci când mișcarea autovehiculului poate fi gestionată de șofer în condiții normale de conducere, dar mai ales în situații critice. Deși accidentele grave apar, din fericire, destul de rar (în Europa la circa 1,2 milioane km conduși [16]), din cauza consecințelor extrem de grave ale acestora este foarte important ca maniabilitatea să rămână la un nivel cât mai ridicat și în situații critice. De aceea, maniabilitatea are o mare importanță pentru siguranța activă a circulației rutiere, putând să conducă la evitarea situațiilor periculoase din trafic.

Diferiți conducători auto vor aprecia în mod diferit maniabilitatea aceluiași autovehicul în funcție de experiență, stare de moment, vârstă, calități fizice, etc. Pentru a se obține și o caracterizare obiectivă a maniabilității și a putea face comparații între autovehicule, multe dintre procedurile de testare au fost standardizate [2][4]. Astfel, acestea pot defini potențialul dinamic de conducere al unui autovehicul într-o forma precisă și reproductibilă. De asemenea, în prezent se încearcă tot mai des ca, pornind de la (un număr mare de) informații subiective, să se obțină aprecieri obiective ale maniabilității [1]. Cu toate acestea, cel care are ultimul cuvânt în aprecierea maniabilității este un specialist cu înaltă experiență [4].

Ca urmare a tuturor acțiunilor de acest fel, în ultimii ani au fost posibile recunoașterea și valorificarea performanțelor de maniabilitate, astfel încât acestea să fie îmbunătățite continuu de la o generație de autovehicule la alta.

Deși nu este conștientizat totdeauna acest fapt, răspunsul autovehiculului la comenzile conducătorului este nelinear și întârziat [20].

În condiții normale de conducere, *nelinearitatea* dintre comenzi și răspuns este mai greu sesizabilă, dar poate deveni evidentă în altele (în condiții de aderență redusă sau pe drumuri înclinate sau la deplasare cu viteze și accelerații mari), când pare că autovehiculul nu vrea să mai „asculte" de comenzi. Această "nesupunere" reprezintă în general modul în care autovehiculul își "avertizează" conducătorul că

se apropie de limitele fizice ale deplasării[3]. Este foarte important ca acest avertisment să fie luat foarte în serios, mai ales de conducătorii puțin experimentați. În mod evident, apariția nelinearității ar trebui să nu se producă brusc, ci gradual, pentru a nu surprinde șoferul și a-i da posibilitatea să recapete controlul asupra autovehiculului[4].

Cealaltă caracteristică a răspunsul autovehiculului, întârzierea, impune ca șoferul să realizeze comenzi anticipative, adică să acționeze mai înainte de momentul la care s-ar părea că este necesar. Și din această cauză, șoferul trebuie să învețe să conducă și să cunoască posibilitățile și limitele autovehiculului său. Un șofer nu poate conduce bine imediat ce s-a urcat într-o mașină sau pe o motocicletă necunoscute (ca în filmele de acțiune), ci are nevoie de un timp de acomodare.

Există diferențe majore între modurile în care acționează un șofer și un sistem de control electronic (al unui autovehicul autonom, de exemplu). Așa cum spunea regretatul profesor Nicolae Seitz, „atunci când conduce, șoferul nu rezolvă ecuații diferențiale", ci învață făcând, greșind și corectând. Cu cât a avut mai multe experiențe reușite (din păcate există și experiențe care pot duce la pierderea vieții), cu atât va conduce mai bine. Spre deosebire de un calculator, un șofer obosește, nu poate fi atent în mod continuu, are o capacitate senzorială care se modifică des și nu poate face lucruri simultane și (de această dată, la fel ca un calculator) poate prelucra doar o cantitate limitată de informații.

Anticiparea corectă a comenzilor pe care le va da un șofer ține foarte mult de experiența sa în conducere și de cât de bine s-a acomodat cu autovehiculul. De aceste aspecte depinde și maniabilitatea. În figura 3 se dă un exemplu de manevră nereușită de evitare a unui obstacol, deși mai apoi aceasta s-a putut realiza cu succes cu autovehiculul analizat, atât practic cât și prin simulare pe calculator, după ce a fost adaptat un algoritm corect pentru felul în care șoferul trebuie să anticipeze acțiunile sale asupra volanului [10].

6. (ÎN LOC DE) CONCLUZII

Stabilitatea unui autovehicul este acea calitate care îl face controlabil, posibil de a fi utilizat. Abilitatea unui autovehicul de a efectua manevre o întâlnim sub două denumiri: *manevrabilitate*, atunci când sunt considerate în special performanțele sistemului tehnic și când se presupune că operatorul uman este suficient de instruit și abil, și *maniabilitate*, atunci când autovehiculul și conducătorul său sunt considerate ca un tot unitar și când limitele de operare ale conducătorului devin esențiale.

Pentru a fi manevrabile și maniabile, autovehiculele trebuie să fie stabile.

Termenul manevrabilitate este folosit pentru a indica performanțele maxime de efectuare a unor manevre (comparate de obicei prin timpul în care sunt efectuate) cu un autovehicul, atunci când acesta este supus doar limitărilor fizice și nu celor legate de control. Termenul maniabilitate este folosit pentru a indica performanțele maxime ale aceluiași autovehicul, dar considerând limitările operatorului uman.

Cu alte cuvinte, manevrabilitatea reprezintă performanța maximă pe care un autovehicul o poate produce fără a se considera limitările conducătorului său, pe când maniabilitatea măsoară cât de mult din acest potențial poate fi exploatat în realitate de către un conducător care poate efectua doar acțiuni limitate de comandă. Pe când manevrabilitatea este o caracteristică predominant obiectivă, maniabilitatea este una predominant subiectivă.

3. Pe lângă "nesupunere", un astfel de avertisment îl constituie și zgomotul specific, "scârțâitul" sau "scrâșnetul", pe care îl fac pneurile pe suprafețe de rulare tari și uscate, indicând un nivel ridicat al coeficientului de alunecare. Același lucru îl indică și apariția urmelor negre de cauciuc pe drumuri uscate de asfalt sau beton, dar în general acestea nu pot fi sesizate de către șofer. Aceste două indicații ale pericolului pierderii controlului autovehiculului nu vor apărea însă pe alte suprafețe de rulare, moi sau umede.

4. Auzim sau citim adesea în mass-media: șoferul a pierdut "controlul volanului". Corect, ar trebui să se spună că a pierdut controlul autovehiculului.

BIBLIOGRAFIE:

[1] Abe, M., Vehicle handling dynamics : theory and application. Butterworth-Heinemann. Oxford. 2009

[2] Ahlgrimm, J., von Glasner, C., *The Influence of Tyre Characteristics on Driving and Braking Performance of Road Vehicles*. Proceedings of the 17th EVU Conference, pp197-204, Nice, 2008

[3] Andrzejewski, R., Awrejcewicz, J., *Nonlinear Dynamics of a Wheeled Vehicle*. Springer. New York. 2005

[4] Blundell, M., Harty, D.: *The multibody systems approach to vehicle dynamics*, 2nd ed. Elsevier. London. 2015

[5] 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

[6] Da Lio, M.; Cossalter, V.; Lot, R., Fabbri, L., *The influence of tyre characteristics on motorcycle manoeuvrability*. In FISITA1999. Barcelona. 1999

[7] d'Entremont, K.L., *Light-Duty Vehicles in Tripped-Rollover Situations*. Safety Bulletin, Triodyne Environmental Engineering, Inc., vol. 1, no. 4, August 1995

[8] DEXonline, *Dicționare explicative ale limbii române*, https://dexonline.ro

[9] Enache, V., Studiul sistemelor de direcție ale autoturismelor în vederea îmbunătățirii maniabilității. Teză de doctorat. Universitatea Transilvania din Brasov. 2000

[10] Enache, V., Preda, I., Vulpe, V., Dogariu, M., Dima, D.S., *Theoretical and experimental research for vehicle handling improvement*, în Buletinul CONAT 2004, Brașov, 2004, paper 1063

[11] Frățilă, G.; Andreescu, C.; Vladu, C.; Moisescu, R.; Stan, C.; Toma, M., Cristea, G., *Dicționar explicativ pentru știință și tehnologie Român/Englez/Francez/German. Autovehicule Rutiere*. Editura AGIR. București. 2015

[12] Gillespie, T. D., *Fundamentals of Vehicle Dynamics.* SAE, Inc. Warrendale, USA. 1992

[13] Guiggiani, M. The Science of Vehicle Dynamics – Handling, Braking, and Ride of Road and Race Cars. Springer. London. 2014

[14] Hauser, J., Saccon, A. *Motorcycle modeling for high-performance maneuvering*. Maximum velocity profile estimation. IEEE Control Systems Magazine, pp. 89-105, 2006.

[15] Jacobson, B. *Vehicle Dynamics*. Compendium for course MMF062. Chalmers University of Technology, 2016.

[16] Mitschke, M., Wallentowitz, H., *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 4. Auflage. Springer. Berlin. 2004

[17] Motorera, Dictionary of automotive terms. Illustrated glossary for automobiles, motorcycles, bicycles, and motors, *https://www.motorera.com/dictionary/*

[18] Neagoe, D., Contribuții teoretice și experimentale la studiul stabilității și maniabilității autoturismelor de fabricație românească în vederea îmbunătățirii acestora. Teză de doctorat. Universitatea Transilvania din Brasov. 2000

[19] Preda, I.; Ciolan, G., Covaciu, D., *Aspects Regarding the Stability Performances Calculation of the Wheeled Vehicles While Turning*. In: The 30th SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering SMAT 2019. pp. 614-623. Springer. Cham. 2020

[20] Preda, I., *Ecuația generală de mișcare – nimic mai simplu!?*. Ingineria Automobilului nr. 57, pp. 09-15, dec. 2020

[21] Rill, G., Road Vehicle Dynamics - Fundamentals and Modeling. CRC Press. Boca raton, FL, USA. 2012

[22] Untaru, M., Poțincu, G., Stoicescu, A., Pereș, G., Tabacu, I., *Dinamica autovehiculelor pe roți*. Editura Didactică și Pedagogică. București. 1981

[23] Verschoore, R., *The overturning stability of heavy vehicles*. In The IXth International Conference CONAT '99. Transilvania University of Brașov. Brașov, Romania, 1999

[24] Wiegand, B.P., *Automotive rollover equation.* In: Annual International Conference of the Society of Allied Weight Engineers. Los Angeles. 2015

[25] Winkler, C., *Rollover of Heavy Commercial Vehicles*. UMTRI Research Review, vol. 31, no. 4, October–December 2000

AERODYNAMIC PERFORMANCE EVALUATION FOR A VEHICLE STRUCTURE EQUIPPED WITH A BICYCLE RACK

EVALUAREA PERFORMANȚEI AERODINAMICE PENTRU O STRUCTURĂ DE AUTOVEHICUL ECHIPATĂ CU UN SUPORT DE BICICLETE

REZUMAT:
În zilele noastre structura aerodinamica a autovehiculelor este concepută încă din etapa de proiectare CAD datorită modulului CFD integrat în mediul software. Această cercetare prezintă studiul aerodinamic al unui autovehicul echipat cu un suport pentru biciclete. În prima parte a lucrării sunt prezentate câteva studii CFD, aspect teoretic și software-ul CFD care poate fi utilizat pentru simularea aerodinamică a structurilor. Modelul tridimensional al mașinii și suportul pentru biciclete sunt modelate în a doua parte a articolului. Modelul vehiculului este desenat folosind schițe cu forma caroseriei realizate pe planele de proiecție din zona de lucru a softului. Caroseria vehiculelor este simulată CFD pentru două cazuri: în primul caz este simulată doar caroseria vehiculului și în al doilea caz este simulată caroseria vehiculului care au atașat un suport pentru biciclete cu două biciclete. Ambele cazuri sunt simulate cu viteză diferită: 60, 90, 120, 150, 180 și 210 km/h. Vizualizarea, interpretarea rezultatelor obținute și concluziile acestui studiu sunt prezentate în ultima parte a lucrării

Key-Words: *CAD design, drag coefficient, aerodynamic lift, CFD simulation, airflow.*

S.l. dr. ing.
Iacob-Liviu SCURTU
liviu.scurtu@auto.utcluj.ro

Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca,
Departamentul de Autovehicule Rutiere și Transporturi, Bdul Muncii, Nr. 103-105, 400641 CLUJ-NAPOCA, România

1. INTRODUCTION

Due to technological competition and the desire to reduce the fuel consumed by the vehicle, the aerodynamic body shape has been extensively studied. The first car body made according to the principles of aerodynamics was made in 1899. The Belgian Camille Jenatzy, a racing driver, managed to exceed a speed of 100 km/h with this electrically driven car [10]. In 1924, the Romanian engineer Aurel Persu presented a patented aerodynamic structure of cars under the name *„Streamline Power Vehicle"*. This vehicle has an aerodynamic coefficient of 0.22, remaining to this day in the top of vehicles with the lowest aerodynamic coefficient [6]. The use of computer and dedicated software has made it possible to quickly and correctly solve the situations imposed since the design stage of the products, having the possibility of solving iterative computational processes [1].

The software applications used include the entire area of conception, optimization, design and manufacturing of mechanical parts used in the manufacture assembly. The software versatility allows the performance of analyzes and simulations on several fields, such as the application for determining methods and maintaining the thermal comfort inside vehicles. An important aerodynamic study is performed on the Ahmed body which has an air diffuser mounted on the rear side underbody. To establish the best shape of the diffuser, three shape are studied: a planar shape, circular shape and an elliptical shape. In order to establish the optimal shape and positioning of the air diffuser, their angle and length is systematically varied in the range of a passenger's car. After the simulation, it is found that the use of a plane diffuser has a higher efficiency for reducing the lift coefficient [2]. Another aerodynamic study of the generic car model defined by Ahmed is modelled by adding of wheels on CDF simulation to observe the airflow when using the air diffuser on the model underbody. The simulation results show that the rear wheelhouses have a major negative impact on the aerodynamics of the studied model [3]. The aerodynamics of the vehicle are influenced by the interaction of air with the elements mounted on the upper and lower side having an important role to increasing the performance of the vehicle, such as: decreasing fuel consumption, quick acceleration, decreasing of the pollutant emissions, increasing acoustic comfort inside the car, etc. Loya and the authors solve a CFD aerodynamic study applied to the vehicle geometry of a CAD and compared to highlighting the differences obtained between Star CCM+ simulation software, and Ansys Workbench. The different between obtained results of the simulations are caused by the import methodology of car geometry [4]. In present study the road surface is included, appearing the "ground effect", decreasing the lift coefficient value. The main motivation of this research is to solve a preliminary evaluation of the aerodynamic influence of the bicycle rack attached to a SAV vehicle, before designing and manufacturing a rack prototype which don't have a negatively influence the aerodynamics of the car body. This car model was chosen because it is a new and trendy model nowadays. Using the ground effect makes it possible determination the results more accurately. After viewing the flow lines, a new cover design can be proposed that can be improve de aerodynamic characteristics.

2. REYNOLDS NUMBER

The air flow around the body model can have a laminar flow or a turbulent flow, this is determined by the value of the Reynolds number. Reynolds number is given by the ratio of inertial forces to viscous forces in a fluid that is subjected to relative internal motion due to the imposed velocity of the fluid. Reynolds number is a number is a dimensionless number and its expression is presented in relation 1:

$$R_e = \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu} \quad (1)$$

where,

ρ : air density, kg/m^3

V : car velocity, m/s

L: length of the vehicle, m

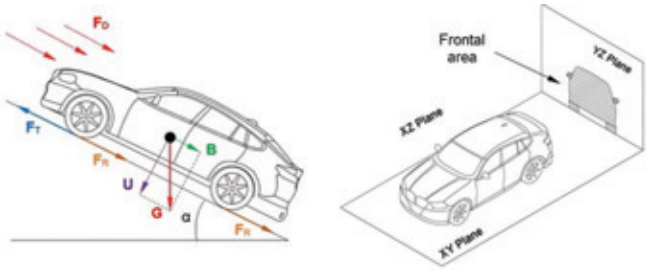
μ : dynamic air viscosity, kg/m·s

To determine the air flow rate around the vehicle body, the Reynolds number value is calculated for each velocity case and is shown in table 1. The value of the air density is ρ = 1,225 kg/m^3, corresponding to a temperature of 15°C, the length of the vehicle is L = 4,752 m and the dynamic air viscosity μ = 1,802 · 10^5 kg/m·s.

In the case of external flows over a flat plate is up to a value of Reynolds number Re <5x10^5 the flow is laminar. If the flow performed is between

Table 1. The values of the Reynolds number

Air velocity [m/s]	16.67	25	33.34	41.67	50	58.34
Re	$5.385 \cdot 10^6$	$8.076 \cdot 10^6$	$1.077 \cdot 10^7$	$1.346 \cdot 10^7$	$1.615 \cdot 10^7$	$1.885 \cdot 10^7$



a)Force on vehicle body b) Frontal area of the vehicle body

Fig. 1. Force that acts on the vehicle body and frontal area view [7], [8]

the values of $5x10^5 < Re < 10^7$ the flow in a transient regime and at $Re < 10^7$ the flow is turbulent. As can be seen in table 1, the resulting values of the Reynolds number indicate a turbulent airflow around the vehicle.

3. AERODYNAMICS LOAD

Aerodynamic forces value determinate in this study consist of drag force and lift force. It is known that the ration of the distribution of the aerodynamic force that acts on the car body surface are as follows: 40-45 % on the external surface, 25-30 % on wheels housing and 20-25 % from the underbody of the body and engine area [7]. Figure 1a shows forces that act on the vehicle when driving on the road. The expression of the traction force is presented in relation 2.

$$F_T = F_D + F_R + m\frac{dV}{dt} + m \cdot g \cdot \sin\alpha \quad (2)$$

F_D : drag force, N

F_R : friction force at rolling, N

m : mass of the vehicle, kg

α : angle of road inclination, °

The value of the drag force depends by the mass of the vehicle and friction coefficient on wheels rolling. Expression 3 presents the equation of the rolling resistance force.

$$F_R = f_R \cdot G \quad (3)$$

where,

f_R : friction coefficient on wheels rolling

G : gravitational force (G=m*g)

3.1. Drag force

The main force that acts on the vehicle body during driving is the drag force, which is given by the characteristic of the fluid to resist the advance of a car. In automotive aerodynamics, the axis on which drag force acts is conventionally chosen on the X axis. The size of this force is influenced by the running speed of the vehicle, the density and mechanical properties of the air and the exterior geometry of the car. The expression of the aerodynamic force is given by relation 4.

$$F_D = \frac{1}{2}\rho \cdot C_D \cdot A \cdot V^2 \quad (4)$$

C_D : drag coefficient

A : cross-sectional area of the vehicle body, m^2

V : car velocity, m/s

ρ : air density, kg/m^3

$$C_D = \frac{2 \cdot F_D}{\rho \cdot A \cdot V^2} \quad (5)$$

In relation 5 is presented the expression of the drag coefficient deducted from the expression of the drag force.

3.2. Lift force

In vehicle aerodynamics the lift force can be defined as the sum of all forces generated around the car body which is projected on a perpendicular plane to the air flow direction during travel. The term used to name this force is „lift", used especially in aeronautics that makes it possible to hold the plane in the air. This mechanical force results from the interaction between a solid body and a fluid, in this case between the car and the air. The lift force can also have a negative value; this being oriented towards the road. If the load value has a high negative value on the car's tires, an additional pressure is exerted, which implies a premature tire wear and implicitly an increase fuel consumption, if the load force is too high there may be a risk of losing control of the car, due to its too small adherence. For the lift force, the Z axis is conventionally chosen as the driving direction. The expression of the lift force is presented in relation 6.

a) Surface modelling b) Final model of the vehicle body whit bicycle rack

Fig. 2. CAD modelling

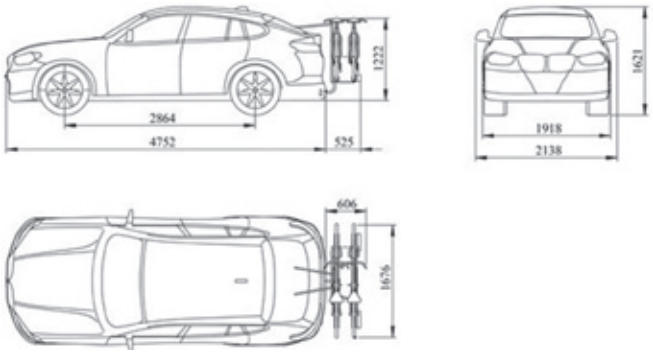


Fig. 3. Overall dimensions of the final model

$$F_L = \frac{1}{2}\rho \cdot C_L \cdot A_L \cdot V^2 \quad (6)$$

$$C_L = \frac{2 \cdot F_L}{\rho \cdot A_L \cdot V^2} \quad (7)$$

C_L – lift coefficient

A_L - area of the vehicle body on the ground [m²]

The value of the lift coefficient is given by the relation 7, presented above.

4. CAD MODELLING

Car geometry modeling was done by SolidWorks software using advanced modeling techniques applied for surface generation [11]. The three-dimensional model of cars is made with the help of „blueprint" pictures introduced in the working area of the software [9].

The geometry of the car is modeled approximately by the shape and overall dimensions of the BMW X4.

Figure 2a shows an intermediate stage in the body modeling process using the surface drawing module. The CAD model was generated in two modeling stages: in the first stage the body geometry of the car was modeling for the first simulation case, and in the second stage the bicycle rack is attached to the car body. To view the shape of the car body, the position of the bicycle rack and the overall dimensions in figure 3 is presented the triple projection of the final model.

The cross-sectional area of the vehicle body value used for determining the drag coefficient is 2.67 m² and the area of the vehicle projected on the road surface is m². All surface area is measured in CAD software environment.

5. CFD APROACH

Performing a CFD simulation involves completing the steps presented in figure 4. The start point of the CFD simulation process is given by the CAD modeling of the car body and includes the model in the CFD simulation environment. The step of defining the computational domain is very important because depending on the dimensions of this computational domain, the results can be viewed correctly.

The discretization step of the calculation domain can be performed automatically or manually, choosing an optimal size of the meshed elements. Discretization can be achieved gradually by imposing a smaller size in the important areas to be studied on the surface of the CAD model. Applying the imposed boundary simulation conditions presents the next step for performing the CFD simulation process. The start of the solver presents the stage in which the user has the minimum input, the whole calculation process being performed by the software. In the last stage of the CFD process the obtained results are visualized and interpreted. The CFD simulations from this study is determined by the Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) equations for the incompressible turbulent flow and the k-ω turbulence model with the Shear Stress Transport (SST) [5]. The expression of the continuity equation of the used RANS is presented in relation 8:

$$\frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (8)$$

In the next relation is presented the expression of the momentum equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\bar{v}_i \bar{v}_j\right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i}\right) + \mu_t\left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\rho \bar{k}\delta_{ij}\right] \quad (9)$$

Where,

$\bar{v}_i$: mean of the airflow velocity

x_i : coordinates

$\bar{p}$: averaged air pressure

μ_t : turbulent viscosity

$\bar{k}$: averaged turbulence kinetic energy

The averaged turbulence kinetic energy equation is presented in expression 10:

$$\bar{k} = \frac{\overline{v_i' v_j'}}{2} \quad (10)$$

This iterative process started using the first order numerical scheme and the second order close the numerical scheme.

5.1 Computational domain and boundary conditions

The virtual simulation domain is designed in order to imitate the real environment while driving on the road. In this paper the drag force and the drag coefficient are calculated for the geometry of the vehicle that is placed on the road surface. Adding the road in the simulations appears the phenomenon called in aerodynamics „ground effect". In this case, this effect is the result of the interaction between the air and the geometry of the vehicle when it moves on the road surface. The virtual wind tunnel is represented by the calculation volume in which it will be possible to see the behavior of the air flow around the car body. The computational domain for the study is presented in figure 5. For a detailed analysis of the air flow, the geometry of the vehicle is placed at a distance of 1.5 m from the air intake, the length of the tunnel is 30 m and the height are 4 m.

For a higher accuracy of the CFD simulation, the discretized layers near the surfaces are denser, respectively the number of elements is higher, compared to the other elements, like can be seen in mesh grid detail from figure 5. The computational domain is discretized for the first simulation case in 110352 cells, of which 12097 cells are in contact to the vehicle surface and the second simulation model that contain the bicycles rack is discretized in 116485 cells, of which 13951 cells are in

Fig. 4. CFD process

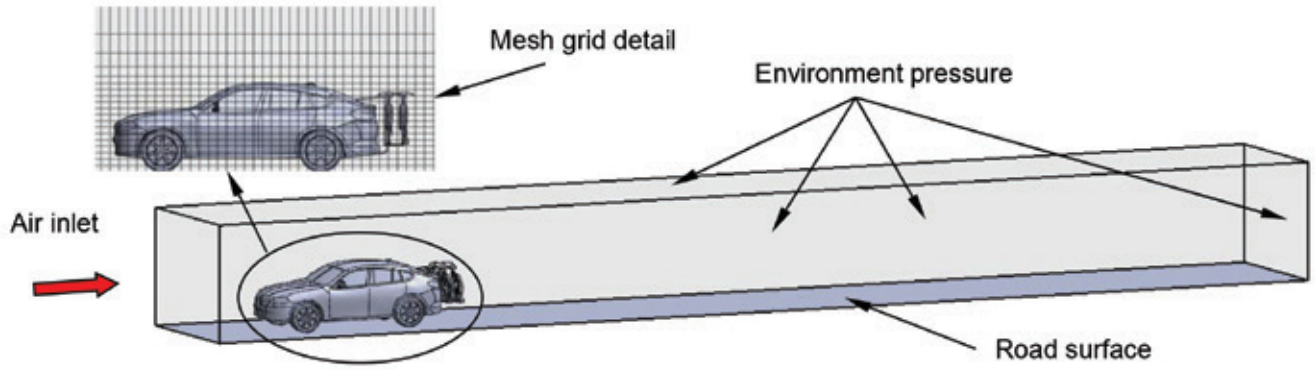


Fig. 5. Boundary conditions in computational domain

contact with the three-dimensional model surface of the vehicle and the bicycles rack.

The CFD simulation was performed for two cases: the first case in which the vehicle is running on the road and the case in which a support with two bicycles is mounted in the back. Both simulation cases are performed at different velocity: 60, 90, 120, 150, 180, 210 km/h. In the simulation have being taken into account the effect of the road.

5.2 Simulation result of the car base model

In this section are presented the visual and the numerical result obtained for both simulation cases: the simulation of the car body and the simulation of the car body that have attached the bicycle rack whit two bicycles. In figure 6 is presented the pressure distribution on the body car surface and the read surface. It can be observed than in the front of the car on the road surface the pressure value has a maxim value.

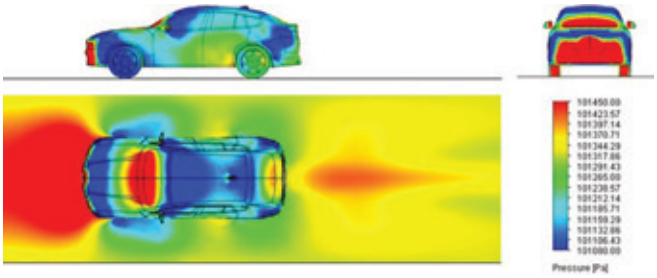


Fig. 6. Pressure distribution at 33,34 m/s velocity

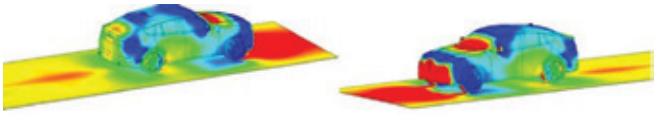


Fig. 7. Axonometric view of the pressure distribution at 33,34 m/s velocity

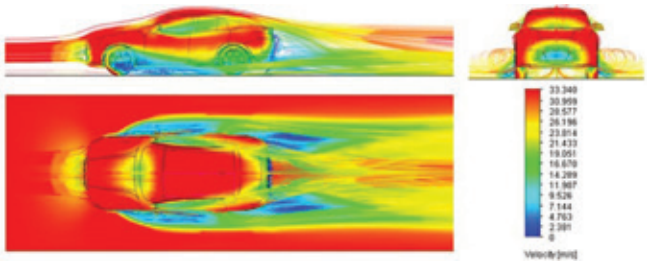


Fig. 8. Airflow at 33,34 m/s velocity

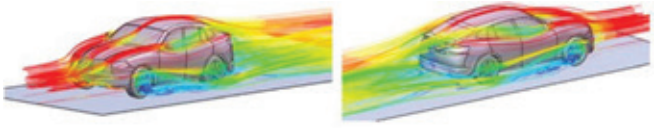


Fig. 9. Isometric view of the airflow at 33,34 m/s velocity

On the vehicle surface the maximal value of the air pressure is situated on the front side of the car body, on the bumper, front wheels, lower side of the windshield and the front mirror surface. The pressure distributions it presented at 33.34 m/s velocity of the wind. In the rear side of the vehicle the air pressure is lower which show that car geometry is manufactured after aerodynamic study.

For a better view of the pressure distributions in figure 7 is presented two pictures that show the axonometric view of the car model. The range presentation in the pictures is 101080 - 101450 Pa.

Figure 8 shows the velocity streamline distribution on the car body surface and the road surface. It can be observed that in the area of the wheel housing and the rear side vortices are generated. For a better view of airflow on the car body the pictures are cropped just in the body car zone.

Isometric representation of the streamline velocity is presented in figure 9, where can be observed the effects of the airflow around the car body.

The numerical results of the first simulation case are presented in table 2, where are presented the resulted value of the drag force, lift force and computed value of the drag and lift coefficient. It can be observed that the drag force increases according to the air velocity, the range of the drag force values is 202.386 – 2397.84. The value of the drag coefficient remains constant during all simulations.

5.3 Simulation result of the car model whit bicycle rack

Adding the bicycle rack in the simulation modifies the pressure distribution on the vehicle surface. It can be observed that the pressure distribution on the front

Table 2. Numerical results of the car base model

Air velocity [km/h]	Air velocity [m/s]	Drag force [N]	Drag coefficient	Lift force [N]	Lift coefficient
60	16.67	197.862	0.435	12.255	0.008
90	25	442.605	0.433	30.784	0.008
120	33.34	781.766	0.432	52.149	0.008
150	41.67	1209.880	0.426	74.094	0.007
180	50	1736.830	0.424	108.271	0.007
210	58.34	2348.730	0.422	141.740	0.007

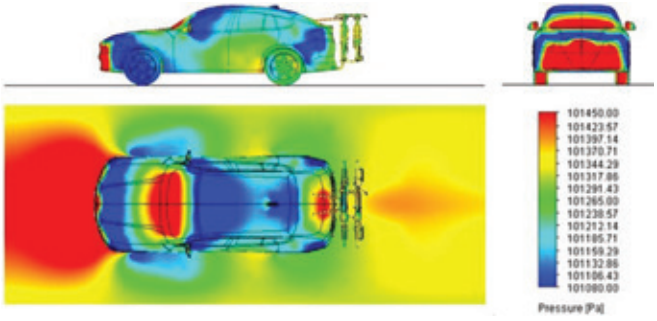


Fig. 10. Pressure distribution at 33,34 m/s velocity of the model with bicycle rack

Fig. 11. Isometric view of the pressure distribution at 33,34 m/s velocity of the second model

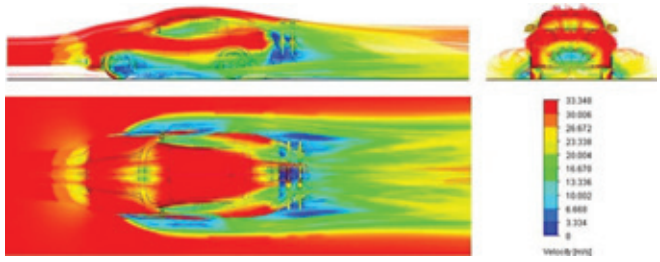


Fig. 12. Airflow at 33,34 m/s velocity of the model with bicycle rack

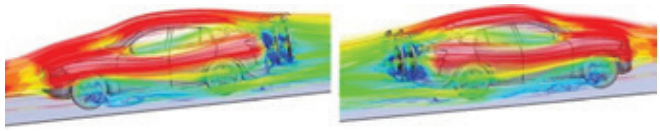


Fig. 13. Isometric view of the airflow at 33,34 m/s velocity of the second model

Table 3. Numerical results of the second simulation case

Air velocity [km/h]	Air velocity [m/s]	Drag force [N]	Drag coefficient	Lift force [N]	Lift coefficient
60	16.67	202.386	0.445	12.761	0.008
90	25	452.015	0.442	29.193	0.008
120	33.34	797.15	0.438	46.574	0.007
150	41.67	1235	0.434	68.397	0.007
180	50	1769.98	0.432	92.497	0.006
210	58.34	2397.84	0.430	130.948	0.007

side of the vehicle still unchanged compared to the first simulation results.

In the rear side of the car the pressure distribution is higher on the hatchback as can be seen in figure 10. The lower values of the pressure are distributed on the behind door surface and the roof surface.

In figure 11 can be viewed the pressure distribution on the vehicle surface and the bicycle rack. The pressure distribution on the road surface is a little bit smaller than in the simulation case without bicycle rack.

The airflow dynamics is observed in figure 12 for the model that contatin the bicycle support, where in the rear side of the vehicle in bicycle rack area the air velocity decreas suddenly resulting a vortex that has an negativ impact in the vehicle aerodynamics.

A better view of the streamline airflow for this vehicle model is presented in figure 13, where can be viwed the airflow turbulence. In table 3 are written the resulted values of the CFD second studies.

Analyzing the result obtained in table 2 and 3 it can be observed that the drag force values increase relative to the airflow velocity. The value of the drag and lift coefficient remains approximately constant. The lower values of the lift coefficient are due to the road surface effect.

6. CONCLUSION

This aerodynamic study was performed by adding the „ground effect" presented by the car's roadway. For establishing the aerodynamic performance, the CAD models are CFD simulated for six velocity cases. Comparing the obtained result in both cases it can be observed that the values resulted at the vehicle with the bicycle rack have higher values than the vehicle without bicycle rack. In both simulation cases the values of the drag and lift coefficient remains approximately constant for all velocity simulation cases. The average value of the drag coefficient of the vehicle simulated in first case is 0.429 and for the vehicle with bicycle rack is 0.437. The difference between the values obtained in both cases is relatively small and does not influence much negatively the aerodynamics performances of the vehicles. The visual representation of the result from this paper was made at a 120 km/h velocity because this is a reference velocity for establishing the drag coefficient.

REFERENCES:

[1] Balcau M, Cristea AF. *Theoretical considerations regarding the dynamic absorber,* Acta Technica Napocensis-Series: Applied mathematics, mechanics, and engineering. 62(3), 2019

[2] Huminic, A., Huminic, G. *Aerodynamic study of a generic car model with wheels and underbody diffuser,* Int.J Automot. Technol. 18, 397–404, https://doi.org/10.1007/s12239-017-0040-6, (2017)

[3] Huminic, A. and Huminic, G., *Aerodynamics of curved underbody diffusers using CFD,* Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 205, p.104300,
https://doi.org/10.1016/j.jweia.2020.104300, 2020

[4] Loya, A., Iqbal, A., Nasir, M.T., Ali, H., Khan, M.Z.U. and Imran, M., 2019. Automotive Aerodynamics Analysis Using Two Commonly Used Commercial Software. Engineering, 11(01), p.22.

[5] Majdandžić, L., Buljić, D., Buljac, A., & Kozmar, H. Aerodynamic design of a solar road vehicle. International Journal of Automotive Technology, 19(6), 949-957, 2018.

[6] Persu, A., Streamline Power Vehicle. In: United States Patent Office, Serial no: 671,727, 1923.

[7] Sebben, S., Walker, T. and Landström, C., 2014. Fundamentals, Basic Principles in Road Vehicle Aerodynamics and Design. Encyclopedia of Automotive Engineering, pp.1-16.

[8] Todoruț, A., Cordoș, N., Burdea, M.D., Bălcău, Monica, *The evaluation of normal load redistribution on the static axles and on the wheels, when the vehicle is in motion,* ClujNapoca, Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering, Vol. 58(3), pg. 349-360, Ed. U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, 2015

[9] https://drawingdatabase.com/bmw-x4-2018/ , accessed 2020

[10] https://academiaromana.ro/sectii/sectia08_tehnica/doc2020/IstoriaTehnicii/25Istoria Tehnicii-Vol2.pdf

[11] Solidworks help tutorials 2018

STUDY OF THE INFLUENCE OF ROOF LUGGAGE BOX ON A VEHICLE AERODYNAMICS

STUDIU PRIVIND INFLUENȚA MONTAJULUI UNEI CUTII PORTBAGAJ PE PLAFON ASUPRA AERODINAMICII AUTOMOBILULUI

REZUMAT:
Aceasta lucrare prezintă studiul curgerii aerului pe un model generic de caroserie a unui automobil modelat în concordanță cu dimensiunile unei automobil real în condițiile montării unei cutii pentru bagaje pe plafonul acesteia. După prezentarea câtorva studii aerodinamice recente care utilizeaza metode iterative de calcul, urmate de prezentarea aspectelor teoretice, se detaliază modelarea CAD și cazurilor de simulare CFD. Rezultatele obținute în urma simularilor sunt comparate pentru a observa concluziile specifice.
Key-Words: *Aerodynamic drag, CFD, CAD, Computational domain.*

Asist. univ. dr. ing.
Ancuta-Nadia JURCO
ancuta.jurco@auto.utcluj.ro

Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Departamentul de Autovehicule Rutiere și Transporturi, Bdul Muncii, Nr. 103-105, 400641 CLUJ-NAPOCA, România

1. INTRODUCTION

Nowadays the computer is an integral tool in the designing process of product manufacturing. Actual software packages contain modules that can solve problems related to vibrations and stability of shock absorbers that are part of the vehicles structure [1], calculations to establish the thermal comfort inside vehicles and crash simulations of structural components of vehicles [9]. Software which contain iterative CFD calculation methods can be used solve external fluid simulation problems in order to establish geometric parameters for the design of the car bodies or auxiliary automotive parts such as side mirrors [8], [10]. The aerodynamic drag is influenced by the geometry of the side mirrors, the geometry of the underbody and the ground clearance. The mirrors of the new car models are replaced by the video cameras, so the dimension of the support is reduced. The underbody geometry is covered by protective shields and air deflectors that can guide the airflow to reduce the turbulence. The ground clearance of the car body can be automatically reduced after the car exceeds a high speed, increasing the stability on the road and lowering the aerodynamic coefficient. An aerodynamic study that establishes the car aerodynamics caused by the underbody geometry of the car is carried out, finding that the flat geometry of the air diffuser has an important role in achieving a forward effect and a higher down force. [4]. The car body shape and the auxiliary equipment influences the aerodynamic coefficient, determining an increase in fuel consumption. For this reason, the aerodynamic study is necessary to determine the best aerodynamic shape that has an aerodynamic lower drag coefficient. Auxiliary equipment occasionally mounted on the car is the roof luggage box. The shape of this equipment increases the fuel consumption. An aerodynamic shape of a roof luggage box is studied and optimized by reducing drag force by 34% resulting to a 1.7% fuel saving compared to the base model [6]. Another aerodynamic study is one in which it is examined the influence of the position of the roof luggage box for the DriverAer body and uses the RANS turbulent simulation model using the commercial software Ansys Fluent [5].

Table 1. Reynolds number values for reference velocity

Velocity [m/s]	11.11	22.22	33.33	44.44	55.56
R_e	$3.289x10^6$	$6.579x10^6$	$9.868x10^6$	$1.316x10^7$	$1.645x10^7$

This study is focused on assessing the aerodynamic influence of the car equipped with a roof luggage box. Performing the aerodynamic simulation of the roof luggage box together with the car provides a more and complete detail of the aerodynamics influence behind the car body. After conducting this study, a luggage box design can be proposed to be particularly adapted to this type of car.

2. MATHEMATICAL APROACH

2.1 Reynolds number

In aerodynamics studies the value of the Reynolds number establishes the airflow regime around the car body. Fluid flow can occur in two modes of movement, different in terms of their structure: laminar flow

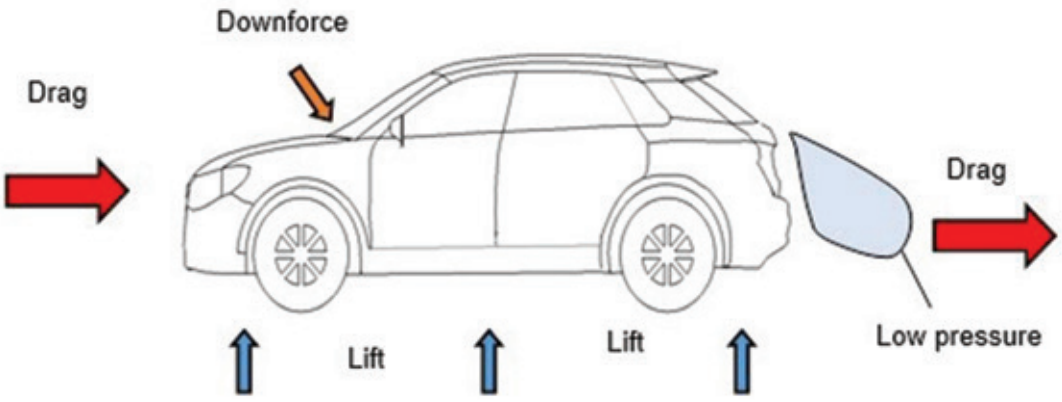


Fig. 1. Aerodynamic force on the car body

and turbulent flow [3]. Reynolds number is calculated according to the formula presented in relation 1, at air density ρ=1.205 kg/m^3, length of the vehicle L=4.484 m, dynamic air viscosity μ=1.825x10^{-5}.

$$R_e = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (1)$$

If the Reynolds number has a high value, the airflow is turbulent. To determine the flow rate in this study, the value of the Reynolds number presented in table 1 was calculated, finding that the flow rate is turbulent for each airflow velocity around the car.

2.2 Mathematical model

Mathematical modelling of the airflow simulation process around the vehicle model is performed using the Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) system of equations [7]. Navier-Stokes equations are nonlinear partial differential equations. Due to the nonlinearity, solve of these equations can be impossible, especially in the case of turbulent flows. For CFD calculations, the RANS time averaged equation is used and supplemented a turbulence model (k- ε). In the Cartesian tensor form these equations can be written:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_j} = 0 \quad (2)$$

$$\rho = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(U_j U_i + \overline{u_j' u_i'}\right) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(2\mu S_{ij}\right) \quad (3)$$

where,

U_i : mean of velocity tensor

x_i : vector position

$\overline{u_j' u_i'}$: average of fluctuating velocity

P : mean static pressure

μ : molecular viscosity

The strain rate expression is given in next relation:

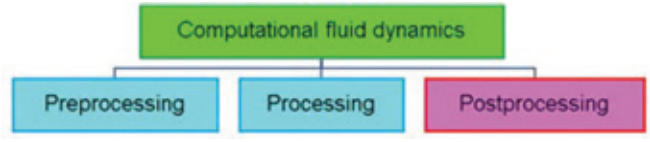
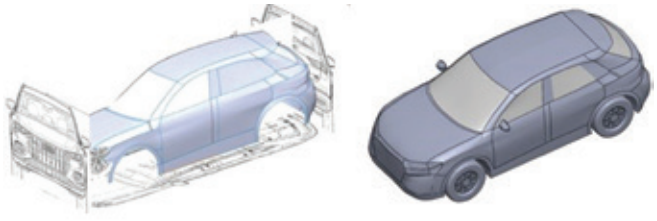


Fig. 2. The stages of the CFD process



a) External surface modelling b) CAD model

Fig. 3. Car body modelling

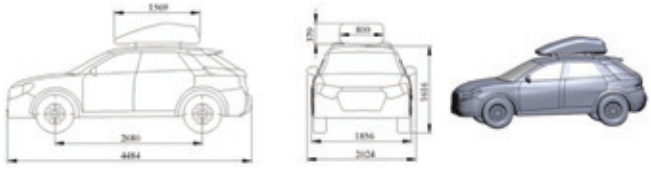


Fig. 4. The overall dimensions of the body car and of the roof luggage boxes.

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \quad (4)$$

The standard k-ε turbulence model is given in next equation:

$$\rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij}\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho\varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] \quad (5)$$

where,

τ_{ij} : Reynolds stress

μ_T : turbulent viscosity

σ_k : closure coefficient

ε : dissipation rate

Dissipation rate of turbulence kinetic energy equation is given in the next relation:

$$\rho U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1}\frac{\varepsilon}{k}\tau_{ij}\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 1}\rho + \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] \quad (6)$$

The expression of the turbulent viscosity is:

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

For closure of the RANS equations it is used the turbulence model Shear-Stress-Transport (SST).

2.1 Aerodynamic load on the vehicle body

During the vehicles driving, on the body surface acts the aerodynamic force which opposes the movement. When the air hit the surface geometry of the vehicle, on the car appears a lift force due to the passage of air under the car body. If the lift force has a high value it can destabilize the vehicle on the road, this negative effect can appear while driving a car and it is caused by the high value of air pressure which affect the car's tires. The swirl resulted at the rear of the car appear due to the geometry of the body and the auxiliary elements with which it is equipped. In relation 8 is presented the expression of the aerodynamic force, which is exerted by the wind on the car body [2]. The distribution of the moments, forces and reaction forces that occur during the operation of the car on the road are presented detailed by Todorut and authors in a study that evaluates the load distribution on the axles and wheels of the car when it is on the road [12].

$$F_x = \frac{1}{2}\cdot\rho\cdot V^2\cdot C_D\cdot A \quad (8)$$

The aerodynamics of a vehicle is given by the value of the aerodynamic coefficient, which is calculated with the expression 9.

$$C_D = \frac{2\times F_x}{\rho\times V^2\times A} \quad (9)$$

where, ρ is the air density, V is the air velocity, A is the frontal area of the body car and C_D is aerodynamic coefficient.

3. CFD ANALAYSIS

Most CAD-assisted design software's have also integrated finite element simulation, fluid simulation and shape optimization modules. A widely used software for its versatility is SolidWorks, developed by Dassault Systems [14]. Using this software, it can be performed all the necessary steps to solve the aerodynamic simulation presented in this study. For obtaining and visualizing the results the CFD process include three several stages. All stages of the process are represented by preprocessing, processing and postprocessing. in figure 2 it shows the diagram of the CFD simulation stage [10].

In the preprocessing step, the CAD geometry of the model is included in the fluid simulation environment, after which the loading case is performed, and the computational domain is defined. The fluid volume

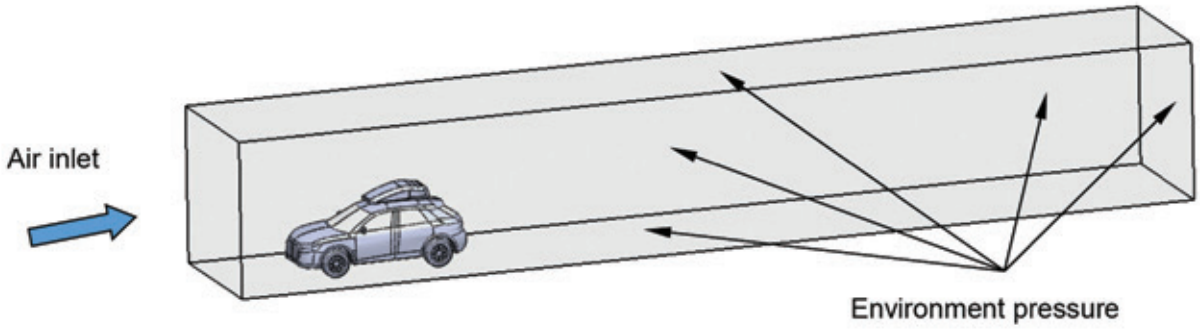


Fig. 5. The car body into computational domain

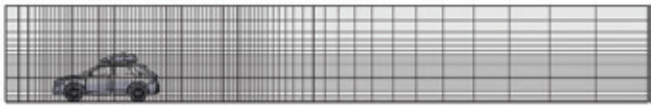


Fig. 6. Mesh grid generation

is meshed into finite elements, choosing an optimal discretization size. Also, in this stage the boundary conditions are imposed. In the processing stage, the model is running for different cases. The calculation time of the process depends on the accuracy result imposed in the preprocessing stage, by the size of the CAD model and on the technical characteristics of the calculation equipment. Post-processing is the last stage, in which the obtained results can be visualized and interpreted.

3.1 CAD design

The CAD model of the generic car body is modeled from the blueprints photo of an Audi Q3 car model [13]. The sketches of the body are positioned on the projection planes in the working area of the modeling software.

The exterior surfaces of the body are generated step by step by drawing sketches. Because the body model is symmetrical to the longitudinal axis, the surfaces of the car body are modeled just for half of the model and this is mirrored from the middle plane, as can be seen in figure 3a. The final model of the car resulting from the modeling process is presented in figure 3b. In figure 4 are presented the overall dimensions of the vehicle and the roof luggage boxes resulted after the modeling process.

3.2 Boundary conditions and mesh grid generation

Positions of the car body in the CFD computational domain it chosen to observe the behavior of the air flow when hit the car body and the turbulent flow that remain in rear side of the car. Figure 5 shows the location of the vehicle in the calculation range. The front side of the body is positioned to a distance at 2 m from the limit of the air inlet, respectively from the place where the air flow begins. The computational domain width is 4 m, the 4 m high and 25 m long. The direction of air flow is oriented in the opposite direction of the car running.

After establishing the computational domain, it is discretized into 26,436 fluid cells, of which 1602 cells come in contact with the body surface. In this study determination of the drag coefficient and the drag force is made without applying the ground effect of the road.

In figure 6 is presented the mesh grid of the element's distribution in computational domain. For a greater accuracy of the calculations and also for the reduction of the simulation time it was chosen around the car body surface the layer elements are denser and depending by the distance from the car surface the elements size increase gradually.

The determination of the value of the drag coefficient is performed by

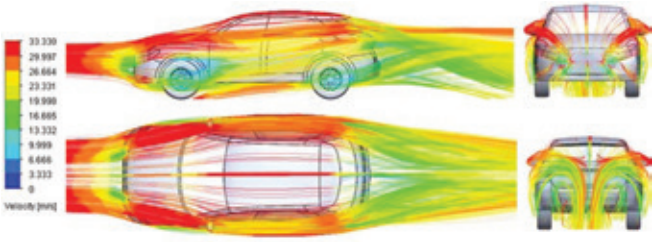


Fig. 7. Air flow visualization at 33.33 m/s velocity

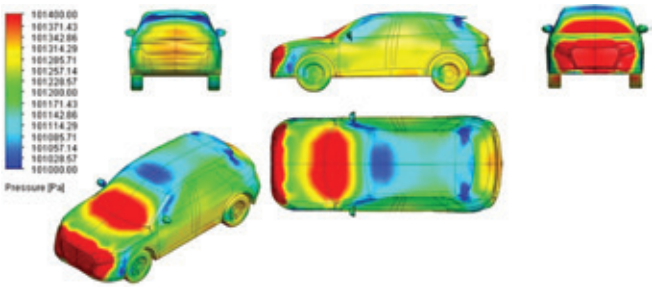


Fig. 8. Visualization of the pressure exerted by the air force on the vehicle surface

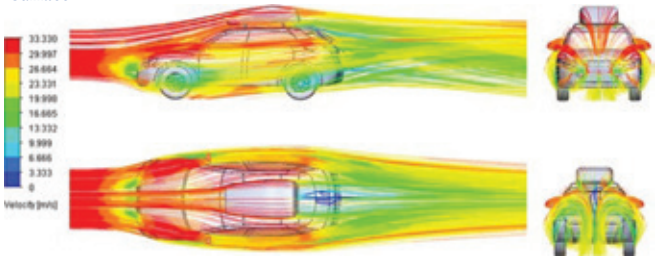


Fig. 9. Visualization of air at 33.33 m/s velocity.

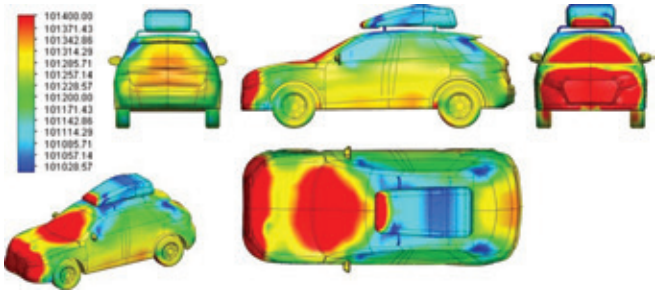


Fig. 10. Visualization of the air pressure exerted on the vehicle surface and the luggage compartment

Table 2. Compare the obtained CFD results

Car model without luggage compartment				Car model with luggage carrier	
Air velocity [km/h]	**Air velocity** [m/s]	**Drag force** [N]	**Drag coefficient**	**Drag force** [N]	**Drag coefficient**
40	11.11	68.4172	0.353	77.102	0.377
80	22.22	272.34	0.351	307.758	0.376
120	33.33	612.432	0.351	691.31	0.375
160	44.44	1089.72	0.352	1223.09	0.373
200	55.56	1700.63	0.352	1914.17	0.374

applying expression for computing drag coefficient, and the air density is 1,205 kg/m^3, value chosen for the simulation at an air temperature of 20°C. The measured area of the frontal surface of the body is 2.6 m^2, and of the luggage box is 0.15 m^2.

4. RESULTS

The obtained results are presented for each simulation case, in table 2. To reduce the space occupied by the pictures, the presentation of the visual results was chosen only for the case when the air velocity is 33.33 m/s, for the other cases the numerical results are writing in the table.

4.1 Simulation result for base model

4.1.1 Velocity

The distribution of the airline's velocity is presented in the range of 0 - 33.33 m/s in figure 7 in orthogonal projections. It can be seen that the air velocity decreases considerably in the front of the body, in the area of the wheel housings, in the area of the exterior mirrors and in the rear side of the car, where a vortex is created.

4.1.2 Pressure

The maximum values of the air pressure exerted on the frontal area of the body, has on the bumper surface, hood, and windshield. The minimum values of the pressure are located on the surface of the ceiling and of the ceiling support pillars, as can be seen in in figure 8.

4.2 Simulation result for model whit luggage carrier

4.2.1 Velocity

When the luggage compartment is placed on the upper side of the body, the airflow is no longer fine, generating turbulence in the rear side of the luggage compartment, as can be seen in figure 9. The representation of the visual results at a speed of 33.33 m/s have been chosen because of the air distribution on the vehicle surface almost same, being different only the actuation intensity.

4.2.2 Pressure distribution

The surfaces of the car body on which the air pressure have maximum values are the surface of the front part of the body and on front part of the trunk. It can be seen in figure 10 that the minimum pressure is on the surface of the side windows behind the side mirrors and on the rear pillars in the upper area of the rear window.

Due to the geometry of the luggage carrier in the rear side of the vehicle body the airflow is affected creating a small turbulence. It can be seen that an important aspect is the frontal shape of the luggage carrier which is flattened to break the air.

Table 2 shows the obtained results after simulating the two cases at five different air speeds. It be seen that the value of the drag force increases with increasing the air velocity, and the value of the drag coefficient remains constant. Compared between these two cases there is an increase of the drag force and of the drag coefficient in the case of simulating the body model with luggage compartment. The luggage compartment imposed an increasing drag force depending by the air velocity.

5. CONCLUSION

In this paper a comparative aerodynamic study is performed for two simulation cases at five different velocities. The software developed for simulating the airflow mechanical processes is an important future research of study for engineers, who can achieve in advance the optimal design of products, without additional costs of physical realization of a prototype. This study can be used to determine the aerodynamic geometry of the luggage carrier. The simulations performed prior to the vehicle design and manufacturing of the car must provide the manufacturing of a durable, high-performance and comfortable car. An additional disadvantage of using CFD calculation methods are highlighted by the training courses to learn of staff to be able to perform this analysis and the purchase price and maintenance of the software package.

REFERENCES:

[1] Balcau M, Cristea AF. Theoretical considerations regarding the dynamic absorber. Acta Technica Napocensis-Series: Applied mathematics, mechanics, and engineering. 62(3), 2019

[2] Bodea, S-M., Prodan, C-V., Iacob-Liviu Scurtu, I-L., *The Aerodynamic Study of a Body Truck*, Proceedings of the 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering (AMMA 2018), Proceedings in Automotive Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-319-94409-8_9, 2019

[3] Heft, A., Indinger, T., & Adams, N., *Introduction of a New Realistic Generic Car Model for Aerodynamic Investigations,* SAE 2012 World Congress, Detroit, Michigan, USA. Paper 2012-01-0168, https://doi.org/10.4271/2012-01-0168, 2012

[4] Huminic, A., & Huminic, G., *Aerodynamics of curved underbody diffusers using CFD,* Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 205, 104300, https://doi.org/10.1016/j.jweia.2020.104300, 2020

[5] Janicki, R. M., & Piechna, A. *Examining influence of a rooftop cargo carrier position on automobile aerodynamics,* In AIP Conference Proceedings (Vol. 2078, No. 1, p. 020073). AIP Publishing LLC, https://doi.org/10.1063/1.5092076, 2019

[6] Latif, MF Abdul, et al., *Roof Box Shape Streamline Adaptation and the Impact towards Fuel Consumption,* MATEC Web of Conferences. Vol. 97. EDP Sciences,
DOI: 10.1051/matecconf/20179701089, 2017

[7] Saqr, K.M. and Musa, M.N., *RANS simulation of the turbulent flow field in the vicinity of the Ahmed reference car model,* New Aspects of Fluid Mechanics, Heat Transfer and Environment. Wseas, Taipi, pp.21-26, 2010

[8] Scurtu L., Borzan AI., Mariasiu F., Vlad N., Varga B., Morariu S. *Drag Coefficient Analysis for Side Mirrors of an Electric Vehicle Prototype,* In: Dumitru I., Covaciu D., Racila L., Rosca A. (eds) The 30th SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering. SMAT 2019. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-32564-0_57, 2020

[9] Scurtu, L. and Lupea, I., *Frontal crash simulation of a chassis frame,* Acta Tech. Napocensis, vol. 57(3), pp. 207–210, [Online]. Available: https://atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/398 , 2014

[10] Scurtu L., Jurco A., Borza E.V., Mariasiu F., Vlad N., Morariu S. *Aerodynamic Study of an Electric Vehicle Prototype,* In: Dumitru I., Covaciu D., Racila L., Rosca A. (eds) The 30th SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering. SMAT 2019. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-32564-0_56, 2020

[12] Todoruț, A., Cordoș, N., Burdea, M.D., Bălcău, Monica, *The evaluation of normal load redistribution on the static axles and on the wheels, when the vehicle is in motion,* ClujNapoca, Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering, Vol. 58(3), pg. 349-360, Ed. U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, 2015

[13] Blueprints for 3D modelling, https://drawingdatabase.com/audi-q3-2018/

[14] SolidWorks, FlowWorks Help Files. 2020

THE MODELING AND SIMULATION OF PROPULSION SYSTEMS TO ESTIMATE CO_2 EMISSION

MODELAREA ŞI SIMULAREA SISTEMELOR DE PROPULSIE PENTRU ESTIMAREA EMISIILOR DE CO_2

REZUMAT:
Lucrarea investighează nivelul emisiilor de CO_2 în noul ciclu armonizat de încercare pentru vehiculele ușoare la nivel mondial (WLTC) considerând două legi diferite de schimbare a treptelor de viteză. Pentru a evidenția gradul de încredere ridicat al modelului realizat, se compară rezultatele obținute pentru consumul de combustibil atât prin simulare, cât și cele obținute experimental cu ajutorul standului dinamometric.

Key-Words: *WLTC, CO_2 emissions, engine temperature, simulation.*

Asist. univ. drd. ing.
Cristian-Alexandru RENȚEA
rentea.cristian@yahoo.com

Prof. dr. ing.
Gheorghe FRĂȚILĂ

Universitatea POLITEHNICA din București,
Departamentul Autovehicule Rutiere,
Spl. Independenței, Nr. 313, 060042 BUCUREȘTI,
România

NOMENCLATURE

m : average vehicle speed, km/h
V : vehicle speed, km/h
VSF: vehicle speed fluctuation, %
σ : standard deviation of vehicle speed, km/h

1. INTRODUCTION

Since the new CAFE (Corporate Average Fuel Economy) regulations must be respected, in order for all types of car manufacturers to predict CO_2 emissions, the modelling and simulation of the propulsion systems is very important.

A model is a mathematical representation for the behavior of a process, a logic concept, or the operation of a system. The mathematical models of a dynamic system are mostly executed in numerical simulation environments. The purpose of a numerical simulation is to mimic the actual behavior of a system under controlled operating conditions. By analyzing the model predictions, one can improve the targeted aspects of the system in consideration [4].

The modelling process needs to sufficiently represent a target system for the purpose of simulating a model with specific predetermined experiments [3].

Nowadays, developing a product without simulation is inconceivable. Developing mathematical models which accurately describe physical phenomena or the studied subsystems was made possible through the ever-increasing computing power, so that the projection and optimization decisions could be made in the early design stages, even before creating functional prototypes.

The CAFE regulations involve 30 to 40% reductions in CO_2 emissions from the 95 g/km level by 2021 [10]. Therefore, to avoid the penalties of hundreds of millions of euros, car manufacturers must develop the subsystems of the vehicle through which CO_2 emissions can be reduced. One of the most important subsystems of modern vehicles, even having the role of a command elemeSnt for the internal combustion engine is the transmission.

To highlight the influence of manual transmission on CO_2 emissions using modelling and simulation, in this paper, the CO_2 emissions for two gear shift schedules, constructed in concordance to the regulation [8], will be estimated. The usual programs that can elaborate on such studies are AMESim, ADVISOR, Dymola, Easy5, SimulationX [1] [5].

In order to simulate the CO_2 emissions of a vehicle, LMS Imagine.Lab AMESim, a modelling system and a simulation programming environment, is used in this paper. One of the main advantages is the library components availability, which can allow complex studies in most of the technical domains [2].

2. MODEL DEVELOPMENT

The complete model of the vehicle with conventional propulsion system able to follow test cycle (figure 1.) developed in LMS AMESim makes use of three libraries: IFP Drive, Mechanical and Signal & Control.

The main submodels were extracted from the IFP Drive library and some of them are listed as follows: a driver submodel (DRVDRVA00A) necessary to follow the cycle given by the mission profile and ambient data submodel (DRVMP2A), internal combustion engine (DRVICE01E), engine control unit (DRVVECU1A), manual transmission with included clutch (DRVMGC01), two thermal submodels (DRVCOO0A), one for the internal combustion engine, and another for gearbox, utilized to compute engine and gearbox temperature, global variable (DRVGVS2A) and 1-D vehicle (DRVVEH4A).

A special component called „ECU_FOR_SG" (Electronic Control Unit for Starter-Generator) has been specially created to control the functioning for the Start&Stop systems.

The model can be considered of medium complexity, having a number of 12 state variables. The study is done for a class passenger car (SUV type) equipped with a 1 liter turbocharged gasoline engine with Start&Stop function and a 5 gears manual transmission. The fuel consumption characteristics were determined experimentally.

3. RESULTS

After running the model, since a direct causal model is used, the first step is to check whether the vehicle speed falls within the speed limits (figure 2)

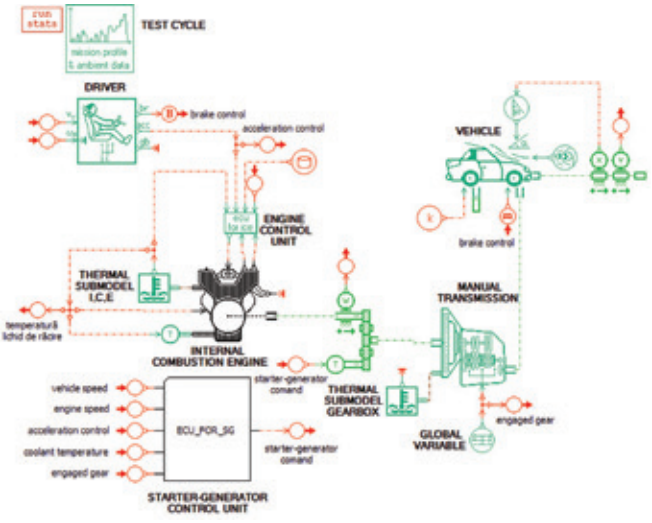


Fig. 1. The vehicle model for estimating CO_2 emissions.

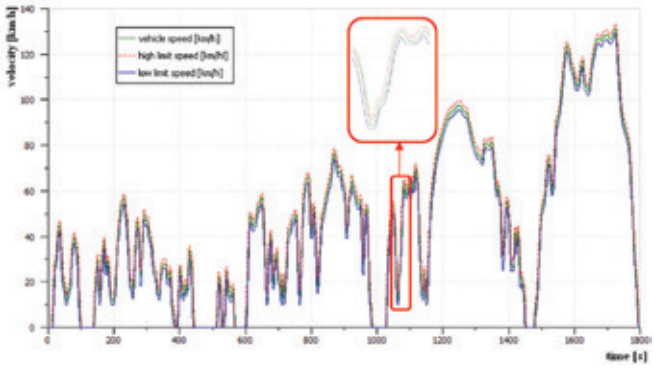


Fig. 2. The variation of vehicle speed in relation to the required speed profile.

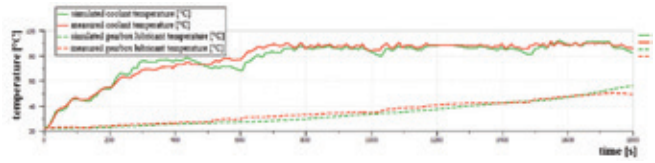


Fig. 3. The variation of coolant and gearbox lubricant temperature during WLTC.

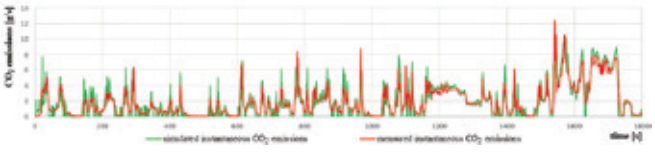


Fig. 4. The variation of instantaneous CO_2 emissions - test 1.

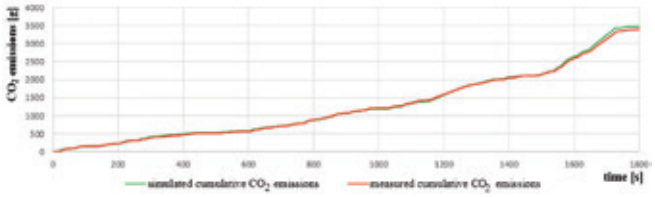


Fig. 5. The variation of cumulative CO_2 emissions - test 1.

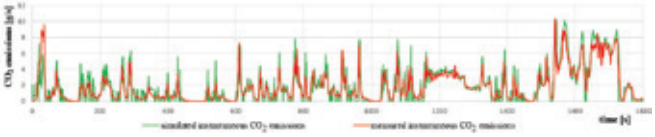


Fig. 6. The variation of instantaneous CO_2 emissions - test 2.

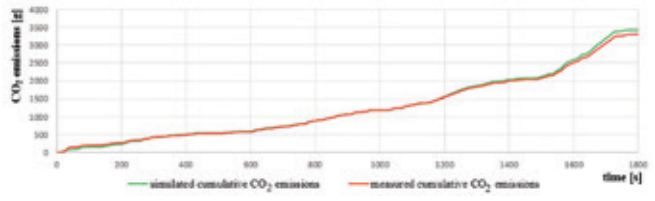


Fig. 7. The variation of cumulative CO_2 emissions - test 2.

determined according to the test regulations [9].

The first calibration applied to the model consists in the optimal choice of the fuel consumption coefficient for the cold start of the internal combustion engine. Using experimentally determined temperature curves, after several iterations, the model is calibrated in the domain of interest (where the temperature is below 50 °C), resulting a value of 1.74 for the coefficient.

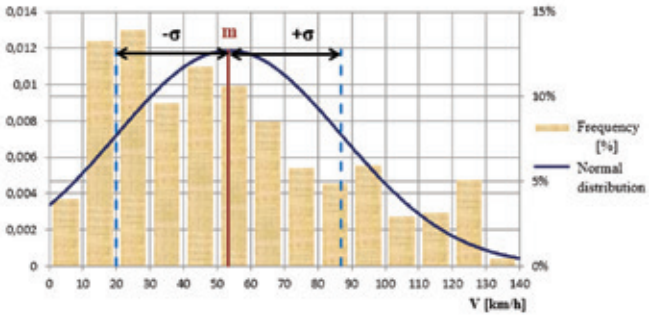


Fig. 8. Normal speed distribution for the WLTC.

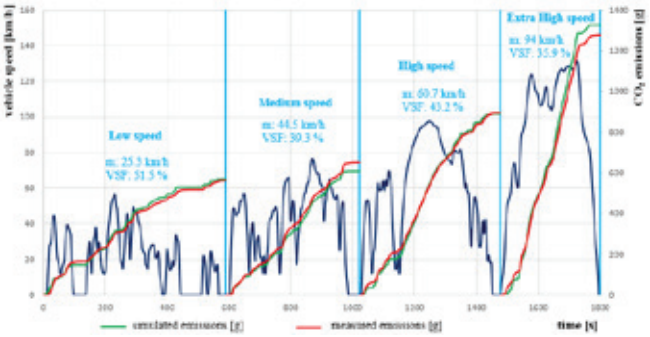


Fig. 9. Cumulative CO_2 emissions at each phase – test 1.

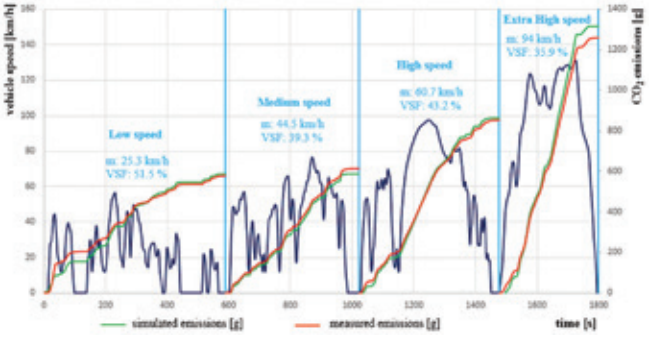


Fig. 10. Cumulative CO_2 emissions at each phase – test 2.

The second calibration applied to the model is the calibration of the thermal submodels used to calculate the temperatures of the internal combustion engine and the gearbox, the temperature variation being shown in figure 3. The aim was to obtain a good correlation in the domain [0 ... 200] s, where the temperature varies strongly, having a major influence on CO_2 emissions.

The figures 4,5,6 and 7 show the variation of instantaneous and cumulative CO_2 emissions, obtained both in simulation and experimentally for the two tests [7].

From figures 4,5,6 and 7, one can remark a very good accuracy of the model developed in relation to the results obtained on the rolling test bench.

Although the simulation showed that the CO_2 emissions for the whole cycle are close to those obtained experimentally with a relative error of 2.51% for test 1 and 3.7% for test 2, it is necessary to make an analysis of CO_2 emissions at each stage of the WLTC cycle given the different regimes at which the internal combustion engine operates.

In order to quantify the fluctuation of vehicle speed in a test cycle, a specific parameter called VSF (Vehicle Speed Fluctuation) is defined in [6] as follows:

$$VSF = \frac{\sigma}{m} \cdot 100 \ [\%] \quad (1)$$

where: σ – standard deviation of vehicle speed; m – average vehicle speed.

Table 1. Measured and simulated CO_2 emissions

Phase	VSF [%]	Test 1			Test 2		
		Simulated	Measured	|ε[%]|	Simulated	Measured	|ε[%]|
Low speed	51.5	569.12 g	562.39 g	1.2	585.45 g	577.56 g	1.37
Medium speed	39.3	608.14 g	650.57 g	6.52	586.5 g	612.82 g	4.3
High speed	43.2	890.21 g	894.1 g	0.43	862.47 g	852.5 g	1.17
Extra High speed	35.9	1326.53 g	1276.85 g	3.89	1315.61 g	1259.29 g	4.47
Total	62.8	3468.93 g	3383.91 g	2.51	3424.54 g	3302.17 g	3.7

Table 2. CO_2 emissions obtained by simulation

Test	Phase	Engine thermal regime			Start&Stop		
		Variable	Nominal	|ε[%]|	on	off	|ε[%]|
1	Low speed	569.12 g	406.27 g	28.61	569.12 g	633.82 g	11.37
	Medium speed	619.21 g	598.56 g	3.33	619.21 g	638.86 g	3.17
	High speed	913.28 g	895.17 g	1.98	913.28 g	925.58 g	1.35
	Extra High speed	1367.33 g	1358.80 g	0.62	1367.33 g	1369.49 g	0.16
	Total	3468.93 g	3258.81 g	6.06	3468.93 g	3567.74 g	2.85
2	Low speed	585.46 g	415.33 g	29.06	585.46 g	647.36 g	10.57
	Medium speed	597.85 g	577.98 g	3.32	597.85 g	614.76 g	2.83
	High speed	885.44 g	867.52 g	2.02	885.44 g	895.45 g	1.13
	Extra High speed	1355.80 g	1347.36 g	0.62	1355.80 g	1357.93	0.16
	Total	3424.55 g	3208.19 g	6.32	3424.55 g	3515.49	2.66

Figure 8 shows the normal speed distribution and frequency of different speed values with a multiple
of 10 km/h for the WLTC.

For a speed of between 120 and 130 km/h the occurrence frequency is approximately 5%, which shows that the gearbox upper gears are used more often than in the New European Driving Cycle (NEDC).

Table 1 presents the VSF values computed for each of the four phases of WLTC cycle. Also, in table 1 and in figures 9 and 10 the results obtained by both simulation and experimentally for each of the 4 phases of the cycle in the case of the two tests are presented. The relative error values (ε) for each phases of the cycle are also centralized.

Analyzing table 1 and figures 9 and 10, it can be seen that the highest values for the relative error exceeding 5% are obtained in the phases of medium speed and extra high speed of the WLTC cycle, but through the whole cycle, the error is less than 4 %. It should also be noted that the values of the VSF parameter differ significantly from one phase of the WLTC cycle to another, varying between 35.9% and 51.5%, which highlight the high level of trust of the developed model.

Furthermore, it is desirable to evaluate the influence of the main factors which require additional modelling and calibration: coolant temperature and the Start&Stop system. In this paper several simulations to highlight the influences are made. For these simulations, one case implied that the internal combustion engine works at a nominal regime (the engine temperature is considered 90 °C) and a second case considers variable temperature. Other simulations were done for the Start&Stop system being active. The results obtained are presented in table 2.

From table 2, it can be stated that the engine thermal regime has a high influence on CO_2 emissions, the largest difference between the variable regime and the nominal regime being obtained during the initial phase (approx. 29%). Also, there is a maximum reduction of CO_2 emissions by activating the Start&Stop system is obtained in the low velocity phase (approx. 11%) and of roughly 3% for the whole WLTC cycle.

4. CONCLUSION

Modeling and simulation for the propulsion systems represent important means in terms of analyzing the CO_2 emissions. In this paper, it has been shown that precise models can be developed for conducting studies on the CO_2 emissions of the vehicle in a test cycle.

The developed model has a high level of trust, given that the VSF parameter values vary considerably between WLTC phases (from 35.9% to 51.5%).

In order to reduce the emissions for a manual transmission vehicle, it is recommended that the superior gears should be engaged, because of the high gear efficiency and its negligible variation with the torque and engine speed.

The consideration of the engine temperature's influence on CO_2 is more important compared with the Start&Stop system (in the low speed phase of the WLTC). The cumulated effect can be observed in terms of CO_2 emissions by an increase of 6% over the values obtained at the nominal regime throughout the cycle. On the other hand, activating the start&stop system implies a reduction of approximately 3% of CO_2 emissions over the entire WLTC cycle.

ACKNOWLEDGEMENT

This work has been funded by the European Social Fund from the Sectoral Operational Programme Human Capital 2014-2020, through the Financial Agreement with the title „Scholarships for entrepreneurial education among doctoral students and postdoctoral researchers (Be Antreprenor!)", Contract no. 51680/09.07.2019 - SMIS code: 124539.

REFERENCES:

[1]. Băţăuş, M. Dragne, F. Maciac, A. Oprean, M., Vasiliu N. *Models of Automotive Transmissions for Fuel Consumption Studies*, Proceedings of Advanced Transmission for Low CO_2 Vehicles, Paris: Institut Français du Pétrole, 2009

[2]. Băţăuş, M. Vasiliu N. *Modelling of a Dual Clutch Transmission for Real Time Simulation*, UPB Sci. Bull. D 74 2 p 251, 2012

[3]. Gao, W., Chris, Mi., Emadi, A. *Modeling and Simulation of Electric and Hybrid Vehicles*, Proceedings of the IEEE, SUA, vol. 95, 2007

[4]. Koprubasi, K. *Modeling and Control of a Hybrid-Electric Vehicle for Drivability and Fuel Economy Improvements*, The Ohio State University, 2008

[5] Lontis, N. S., Mihon, N., Vetres, I. *Numerical simulation study of a hybrid road vehicle regarding fuel economy and ambient emission delivery,* Romanian Journal of Automotive Engineering, vol. 23, no.2, June, 2017

[6]. Oota Y. *The advantage of CVT in the real word*, 12th International CTI Symposium, Berlin, 2013

[7]. Rența, C. *Cercetări privind influența transmisiei asupra consumului energetic al automobilului*, Teză de doctorat, UPB, 2021

[8]. COMMISSION REGULATION (EU) 2018/1832 of 5 November 2018 amending Directive 2007/46/EC of the European Parliament and of the Council, Commission Regulation (EC) No 692/2008 and Commission Regulation (EU) 2017/1151 for the purpose of improving the emission type approval tests and procedures for light passenger and commercial vehicles, including those for in-service conformity and real-driving emissions and introducing devices for monitoring the consumption of fuel and electric energy

[9]. COMMISSION REGULATION (EU) 2017/1151 of 1 June 2017 supplementing Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council on type-approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information, amending Directive 2007/46/EC of the European Parliament and of the Council, Commission Regulation (EC) No 692/2008 and Commission Regulation (EU) No 1230/2012 and repealing Commission Regulation (EC) No 692/2008

[10]. *** www.auto-infos.fr, accessed in 17 november 2020

AERODYNAMIC STUDY OF A CAR TOWING A MOTOCYCLE TRAILER

STUDIUL AERODINAMICII UNUI AUTOTURISM CARE TRACTEAZĂ UN TRAILER CU MOTOCICLETĂ

REZUMAT:
În această lucrare este prezentat un studiu aerodinamic comparativ pentru o geometrie generică de autovehicul pentru două cazuri: în primul caz este calculată forța aerodinamică și coeficientul aerodinamic al structurii de autovehicul, iar în cel de-al doilea caz de simulare autovehiculul tractează și un trailer cu motocicletă. În prima parte a lucrării sunt prezentate câteva studii depre metodele de simulare CFD actuale utilizate în industria de dezvoltare a autovehiculelor. În cea de-a doua parte a lucrării este prezentată metodologia de modelare CAD a modelului de autovehicul și a remorcii cu modelul de motocicletă. Modelul autovehiculului și a remorcii cu motocicleta sunt simulate la șase viteze diferite a aerului stabilindu-se forța și coeficientul aerodinamic. Interpretarea rezultatelor obținute și concluziile studiului aerodinamic sunt prezentate în ultima parte a lucrării, unde se poate observa și comportamentul curgerii aerului în jurul autovehiculului.

Key-Words: *Aerodynamic evaluation, Drag force, CFD process, CAD modelling.*

S.l. dr. ing.
Monica BALCAU
monica.balcau@auto.utcluj.ro

Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca,
Departamentul de Autovehicule Rutiere și Transporturi, Bdul Muncii, Nr. 103-105, 400641 CLUJ-NAPOCA, România

1. INTRODUCTION

Nowadays, the aerodynamic efficiency in modern automotive fabrication is the important factor which have an influence on the performance and fuel consumption. By using the CAD design, crash simulation and CFD simulation software, the optimal shape of the car body can be determined from the design stage [6]. An important recent study is performed for Ahmed body shape with the underbody diffuser and variable rounded inlet section. The influence of the diffuser on drag and lift for five length of the diffuser, each of them for the different angle: 1°, 3°, 5°, 7°, 9° are simulated. The CFD software used was ANSYS CFX -12.0 and the surface of the Ahmed body reference model for 35° angle of the rear side and the simple underbody was modelled as a parametrized CAD model into the design module [3]. Another aerodynamic study presents the numerical evaluation of the used Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) models and Detached Eddy Simulation (DES) models of a passenger vehicle with two front bumper models comparing with DES method. The car surface was meshed in ANSA and Nastran software, after the model is simulated into a Star CCM+ commercial CFD code. After simulation is observed that using the DES model the prediction of the drag coefficient not showing superior performance over using RANS model, but DES method is able to predict the higher fidelity of the fluid flow [9]. The comparative study to determine the aerodynamic under the wind effect are achieved for a baseline SUV vehicle in two body shape variants: first variant the squareback and the second the notchback. After simulation can be observed that the air turbulence created by the wind has a negative influence to establish the SUV vehicle aerodynamics. The sedan shapes may be less sensitive to wind conditions than the SUV geometry vehicles [2]. The aerodynamic study of a truck structure using the CFD simulation method is performed in the FlowWorks module integrated in SolidWorks software. A comparison study is made between the basic model of a truck and the improved model that contains air deflectors, mounted to obtain a lower aerodynamic force and implicitly a better aerodynamic coefficient [1]. The CFD simulation of the truck structure is performed at a velocity of 25 m/s for both cases. After interpreting the obtained results, the improved truck model with air deflectors has a lower aerodynamic coefficient by 0.13 compared to the base truck model. Also, an auxiliary equipment of the car which can affect its aerodynamics are the side mirrors. The aerodynamic performance of a car is affected by the side mirrors geometry in a proportion of approximately 2-5 % [4]. A CFD study conducted to determine an optimal body structure is presented by Scurtu and authors, where the value of the aerodynamic coefficient and the aerodynamic force for an EV prototype car body is determined. The simulation is performed at four speed cases: 14 m/s, 25 m/s, 34 m/s and 55 m/s. The values of calculated aerodynamic coefficient for each simulation case are situated in the range 0.28-0.29 [5].

The aerodynamic study of this paper was done to see the aerodynamic influence while using the trailer for transporting motorcycles attached to a SUV vehicle. To observe the differences, two simulation cases are performed: first simulation case that includes only the car model and the second case that includes the SUV vehicle that towing a motorcycle trailer. The idea of this study is materialized to determine the future of an aerodynamic structure of a trailer for transporting motorcycles. Due to inexistent aerodynamic studies that show the aerodynamic evaluation of the actual SUV vehicle that towing a motorcycle trailer this study may be the first step in determining a new aerodynamic trailer structure.

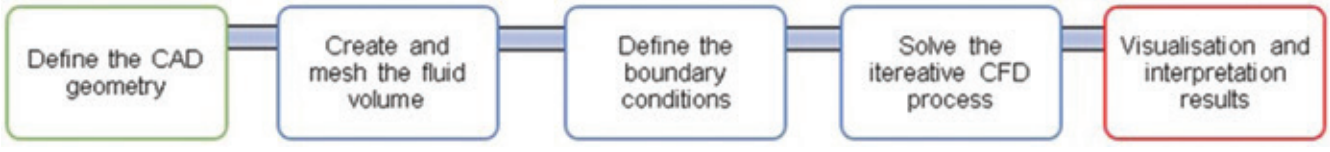
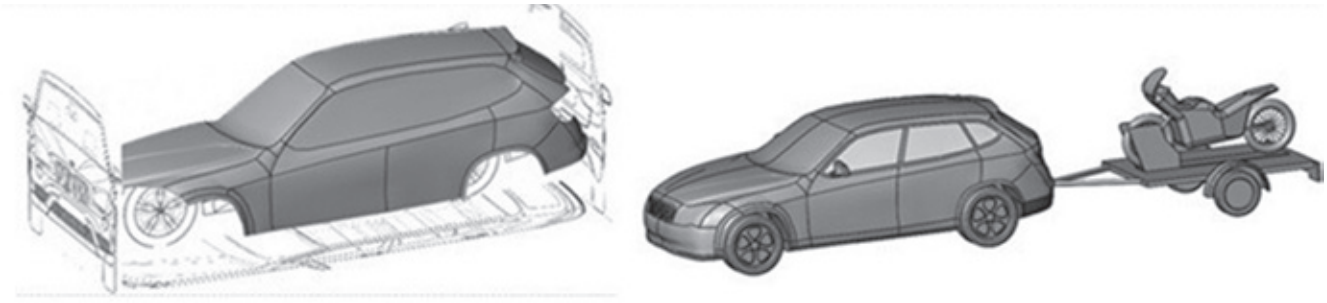


Fig. 1. CFD simulation steps



a) Design the CAD model of the car body b) Final CAD model

Fig. 2. CAD model of the car body

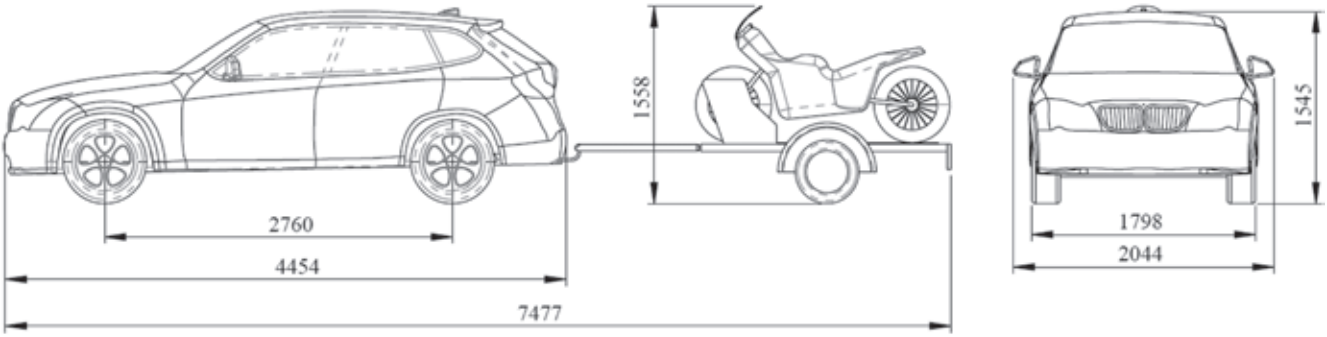


Fig. 3. The overall dimensions of the CAD model

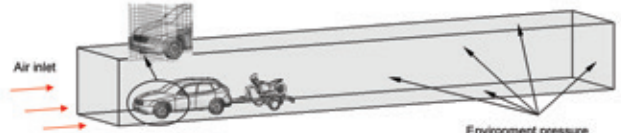


Fig. 4. Computational domain and mesh detailFigure 2. CAD model of the car body

2. CFD APPLICATION

The airflow around the car body while driving on the road present a complex simualtion process. An important factor to the generate of an aerodynamic body model is represented by the designer's experience in generating the aerodynamic body models. The aerodynamic study described in present paper is based on the application of the CFD simulation method to evaluate the car body aerodynamics. In figure 1 is presented the necessary steps to follow to achieve a CFD simulation, starting with the realization of an CAD model and after it is included into a fluid simulation software environment, followed by the creation of the computational domain meshed with finite elements.

By define the boundary conditions the user can add different fluid mechanical properties and the value of the fluid velocity flow is set. The final step of the CFD simulation is given by the visualization and interpretation of the obtained results. The method and work steps of the CFD simulations performed in this study are detailed during the paper for a better understanding of the process.

2.1 CAD model design

The geometry of the vehicle body is approximately elaborated by the shape of the BMW X1 car model using blueprint photos method in the SolidWorks modeling environment, as can be seen in figure 2a, [11].

The CAD modeling was done in two stages: in the first stage of modeling the car model was designed, and in the second stage the generic model of the motorcycle and the trailer was modeled, as can be seen in figure 2b. The overall dimensions of the CAD models designed in this study are in concordance with the real motorcycle and trailer models. By following the modeling process, the resulting car model is represented in figure 3 in which the final shape and overall dimensions can be observed. For the geometry of the car to be as comparable as possible with the real car, the wheels housings, rims, mirrors and other details related were modeled in detail.

The SUV geometry is designed with the closed radiator grille, there is no airflow in the engine compartment, and no wipers are mounted on the windshield surface. The exterior details of the SUV body, trailer and motorcycle model were reproduced as best as possible to obtain the most accurate results.

2.2 Computational domain creation and meshing of the fluid volume

This stage involves the inserting of the car model into a computational domain with a width of 4 m, a height of 3 m and a length of 25 m, presented in figure 4. The length of the CFD domain is established to observe the effects of air flow over the car geometry. In case of the first simulation

Table 1. Reynolds number values for reference velocity

Velocity [m/s]	16.67	25	33.33	41.67	50	58.33
Re	5.047x106	7.57x106	1.009x107	1.262x107	1.514x107	1.766x107

Fig. 5. Pressure distribution on the model surface

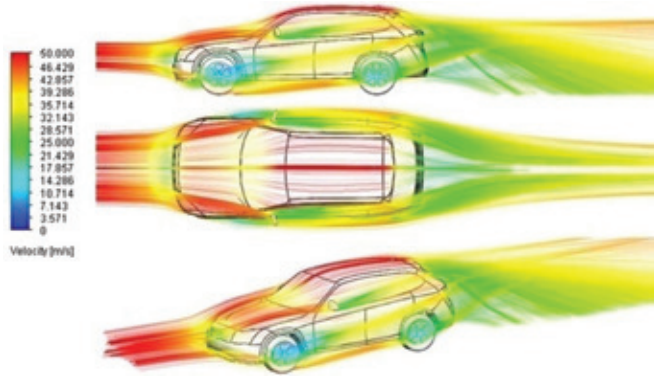


Fig. 6. Distribution of flow lines around the car

case, the domain is discretized into 2568 fluid elements, of which 3157 come into contact with the surface of the model and in the second simulation case with trailer and motorcycle the domain is discretized into 33988 fluid elements, of which 5605 come into contact whit the model surface. Also, the number of discretization layers is higher near the model surface, as can be seen the mesh detail from figure 4, in order to have a higher accuracy of the results. The air inlet is positioned at the 5 m in front of the body car to view the air stremline behavior in the simualtion process.

2.3 Boundary conditions

An important aspect is given by establishing if the air flow regime is laminar or turbulent. This aspect it can be determined by the Reynolds number that gives a measure of the ratio of inertial forces to viscous forces [7]. The expression of the Reynolds number is defined in relation 1.

$$R_e = \frac{\rho V L}{\mu} \quad (1)$$

where,

μ: dynamic viscosity of the air free stream, kg/m·s

L: length of the vehicle model, m

ρ : air density, kg/m^3

V : air velocity, m/s

The values of the Reynolds number are calculated in Table 1 for all six reference velocity cases for model without the trailer with motorcycle simulated in this paper at the atmospheric air density ρ=1.225 kg/m^3 corresponding at 15 °C temperature, dynamic viscosity of the air μ=1.802x10^5 and the length of the vehicle model L=4.454 m.

The resulted values of the Reynolds number describe the turbulent flow dominated by the inertial forces, which led to produce vortices or flow instability. Generally, the typical values of the Reynolds number for the passenger car are of the order of 10^7 [7].

On the vehicle act forces that appear due to its advance through the air volume and forces that appear due to the mechanical effects produced by the vehicle components. A detailed study that determines the forces acting on the car during movement is presented by Todorut and authors [8]. The expression of the aerodynamic force is presented in relation 2 [1].

$$F_x = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot C_D \cdot A \quad (2)$$

where,

ρ : air density

V : air velocity

C_D : aerodynamic coefficient

A : frontal area of the car

From relation 2 results the expression of the aerodynamic coefficient which is presented in relation 3. The frontal area of the car body surface used to determine the aerodynamic coefficient is measured into the modelling software and is equal to 2.65 m^2.

$$C_D = \frac{2 \cdot F_x}{\rho \cdot V^2 \cdot A} \quad (3)$$

2.4 Solving the CFD process

This stage is one of the most important stages of the CFD simulation process. The software module that allows solving this step is called *"solver"* and is intended to solve systems of basic equations that describe the CFD process algorithm [10]. In this study the CFD simulation were performed on an HP Z400 graphics station with a 3 GHz operating frequency Intel Xeon processor, 16 GB of RAM and a 1 GB Nvidia Quadro FX 3800 graphics card.

Fig. 7. Pressure distribution on the model surface with the trailer and motorcycle

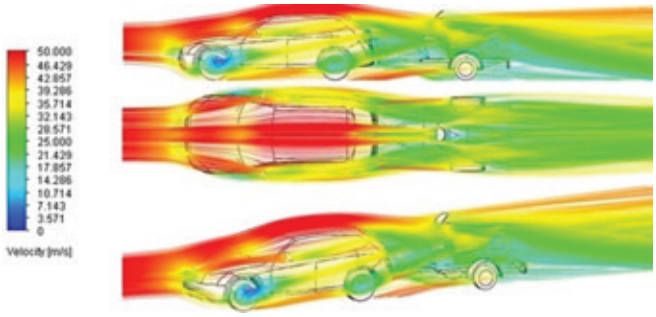


Fig. 8. Air flow at 50 m/s velocity

The governing equations used in this CFD simulation are the Reynolds-Avereged Navier-Stokes (RANS) equations in their conservation form [3]. The eqilibrum RANS equations for incompresible, viscous and isothermal flow of a Newtonian fluid in cartesian coordinates given in differential equation and conservation form are presented in relations 4 and 5 in the Boussinesq's hypothesis:

$$\frac{\partial v_j}{\partial x} = 0 \tag{4}$$

$$\rho_\infty = \frac{\partial v_i v_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\mu_\infty\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right) - \rho_\infty \frac{\partial}{\partial x_j}\left(v_i' v_j'\right) \tag{5}$$

where,

x_i, x_i : cartesian coordinates

v_i', v_j' : parts of the fluctuating velocity

p: average pressure

$ñ_\infty$: constant density of the free air stream

i_∞ : constant dynamic viscosity of the air free stream

The turbulent Reynolds stress tensor $\overline{v_i' v_j'}$ is presented in equation 6, where is modelled by Boussinesq's hypothesis [3].

$$\overline{v_i' v_j'} = -\frac{\mu_t}{\rho}\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_i} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right) + \frac{2}{3}k\delta_{ij} \tag{6}$$

where,

$ì_t$: turbulent viscosity

$ä_{ij}$: Kroneker delta: $ä_{ij}=1$ if $i=1$ and $ä_{ij}=0$ if $i \neq 1$

The expresion of the turbulence kinetic energy is given in relation 7:

$$k = \frac{\overline{v_i' v_j'}}{2} \tag{7}$$

Closing the system of equations is done with the turbulent model Shear-Stress-Transport (SST) developed by Menter that is based on the Willkox model [3].

2.5 CFD results

The last stage of the CFD simulation process is the visualization and interpretation the numerical results obtained for each of the six cases. In the visualization mode present within the software, is also the possibility of making animations of the fluid interaction process with the model geometry.

2.5.1 Simulation results for car model without trailer

The pressure exerted on the model is represented in figure 5, where it can be seen that the maximum air pressure is exerted in the front of the car on the bumper area, hood, and windshield.

The airflow streamline resulted of the simulation at 50 m/s velocity are presented in figure 6, where it can be seen that in the rear side of the car body and in the area of the wheels housing have a high turbulent flow compared to the external car surface.

2.5.2 Simulation results for the car towing a motorcycle trailer

In figure 7 it can be seen that in addition to the pressure exerted on the surface of the vehicle body, there is also air pressure on the motorcycle and the trailer surface, which will increase the value of the aerodynamic force.

The distribution of streamline shown in figure 8 shows a sudden flow velocity decrease when the air reaches the surface of the motorcycle, generating turbulence flow.

The numerical results of the drag force and drag coefficient obtained for each case, at different simulation speeds are presented in table 2 for the simulation of the vehicle without trailer and in table 3 for the vehicle with trailer.

Table 2. esults obtained for the first model simulation

Velocity [m/s]	Drag Force [N]	Drag coefficient
16.67	158.35	0.356
25	358.68	0.359
33.33	636.84	0.359
41.67	1005.09	0.362
50	1450.38	0.363
58.33	1973.72	0.363

Analyzing the obtained results for simulation cases at different flow velocity, can be observed that the aerodynamic force for the model without trailer is in the range 158.35 - 1973.72, and in the model with trailer and motorcycle is in the range 192.38 - 2356.88. It can be seen that in the second case the aerodynamic force is higher than in the first case, as well as the aerodynamic coefficient increases in the case of towing the motorcycle trailer, as can be seen in table 3.

Table 3. Results obtained for the second model simulation

Velocity [m/s]	Drag Force [N]	Drag coefficient
16.67	192.38	0.433
25	435.87	0.435
33.33	775.48	0.437
41.67	1208.29	0.435
50	1735.32	0.435
58.33	2356.88	0.434

3. CONCLUSION

In present paper, a CFD study was performed to evaluate the aerodynamic performance for an existing SUV car body used in two cases at different driving velocity: the case of driving the car on the road and the second case in which it tows a trailer on which a motorcycle is placed. In order to carry out this study, the software necessary for the CAD realization of the car and the module with the calculation tools within it were used. Comparing the result for both simulation cases can be observed that in both cases the drag coefficient remains approximately constant. The CFD software applications used before the design process and manufacturing to determine the flow of fluids is useful to determine the optimal shape of the product, it is not necessary to make a physical prototype.

REFERENCES:
[1] Bodea, S-M., Prodan, C-V., Scurtu, I-L., *The Aerodynamic Study of a Body Truck*, Proceedings of the 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering (AMMA 2018), Proceedings in Automotive Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-319-94409-8_9, 2019
[2] Duncan, B., D'Alessio, L., Gargoloff, J. and Alajbegovic, A., *Vehicle aerodynamics impact of on-road turbulence. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,* Part D: Journal of Automobile Engineering, 231(9), pp.1148-1159, 2017
[3] Huminic, A., Huminic, G. and Soica, A., *Study of aerodynamics for a simplified car model with the underbody shaped as a Venturi nozzle,* International journal of vehicle design, 58(1), pp.15-32, 2012.
[4] Scurtu L., Borzan AI., Mariasiu F., Vlad N., Varga B., Morariu S. *Drag Coefficient Analysis for Side Mirrors of an Electric Vehicle Prototype,* In: Dumitru I., Covaciu D., Racila L., Rosca A. (eds) The 30th SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering. SMAT 2019. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-32564-0_57, 2020
[5] Scurtu L., Jurco A., Borza E.V., Mariasiu F., Vlad N., Morariu S. *Aerodynamic Study of an Electric Vehicle Prototype,* In: Dumitru I., Covaciu D., Racila L., Rosca A. (eds) The 30th SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering. SMAT 2019. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-32564-0_56, 2020
[6]Scurtu, L. and Lupea, I., Frontal crash simulation of a chassis frame, Acta Tech. Napocensis, vol. 57(3), pp. 207–210, [Online]. Available: https://atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/398, 2014
[7] Sebben, S., Walker, T. and Landström, C. Fundamentals, *Basic Principles in Road Vehicle Aerodynamics and Design,* Encyclopedia of Automotive Engineering, pp.1-16, 2014
[8] Todoruț, A., Cordoș, N., Burdea, M.D., Bălcău, Monica, *The evaluation of normal load redistribution on the static axles and on the wheels, when the vehicle is in motion*, ClujNapoca, Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering, Vol. 58(3), pg. 349-360, Ed. U.T.PRESS, ISSN 1221-5872, 2015
[9] Zhang, C., Bounds, C.P., Foster, L. and Uddin, M., *Turbulence Modeling Effects on the CFD Predictions of Flow over a Detailed Full-Scale Sedan Vehicle,* Fluids, *4*(3), p.148, 2019
[10] Solidworks software, Help Files, 2018
[11] https://drawingdatabase.com/bmw-x1-2012/, 2020

ALEGERI GENERALE ÎN CADRUL SOCIETĂȚII INGINERILOR DE AUTOMOBILE DIN ROMÂNIA – SIAR – 09.02.2021

Principalele activități din agenda SIAR planificate pentru anul 2020 au fost perturbate semnificativ de situația sanitară din țară și lume. Astfel, Congresul internațional de inginerie a autovehiculelor și transporturilor – AITS 2020, în organizarea Universității Tehnice a Moldovei din Chișinău a fost amânat cu un an, concursul internațional studențesc de inginerie a autovehiculelor „Profesor univ. ing. Constantin GHIULAI" cu cele două secțiuni: „Automotive Dynamics", cu suport AVL România, ediția a 7-a, și „Automotive CAD – CATIA", cu suport Magic Engineering Brașov, ediția a 4-a, a fost anulat, asemenea competiției studențești „Kart Low Cost" planificata in organizarea Universității din Craiova cu prezența a patru echipe românești și a uneia din Franța. A fost amânată cu 3 luni ediția a 4-a a Universității de vară în ingineria autovehiculelor – UNIvIA – organizată de SIAR împreună cu Academia Tehnică Militară „Ferdinand I" din București și Registrul Auto Român, a fost anulat work-shop-ul planificat în organizarea Registrului Auto Român și Universitatea Tehnică a Moldovei din Chișinău pe tema reglementărilor și încercărilor în domeniul poluării mediului. COFRET 2020 a fost anulat, iar alte numeroase activități la nivelul secțiilor teritoriale SIAR au fost anulate sau afectate puternic precum conferințele ACME 2020 și IMT 2020 organizate de Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi" din Iași, respectiv Universitatea din Oradea. Dar, încă de la începutul verii comunitatea membrilor SIAR a intensificat contactele în mediul online, adaptându-se asemenea atâtor alte organizații, instituții etc. Au avut loc mai multe întâlniri virtuale la nivelul SIAR, dar și participări semnificative ale membrilor SIAR la webinar-uri și conferințe online organizate de SIA, SAE, AVL, Dassault Systemes etc. În aceeași direcție s-au încadrat conferințele organizate pe teme de maxim interes de către Facultatea de Mecanică a Universității din Craiova și Departamentul de Autovehicule Rutiere și Transporturi din Universitatea Transilvania din Brașov.
În contextul general provocat de pandemie, în paralel cu aceste activități, dar și cu crearea de noi tehnici/metode/instrumente de lucru în universități (amfiteatre și laboratoare), în cadrul SIAR începând din toamna anului 2020 s-au derulat activități statutare, particulare, specifice procesului de alegere a organelor de conducere ale SIAR la nivel central și teritorial. Debutând în octombrie 2020 la nivelul structurilor teritoriale SIAR, procesul s-a finalizat pe data de 09.02.2021 când a avut loc Adunarea Generală a SIAR de alegere a conducerii centrale și teritoriale SIAR. Organizată online folosind platforma Microsoft Teams pentru a se asigura procedura de vot secret, adunarea generală a prilejuit o demonstrație de coeziune și implicare a membrilor SIAR, La adunarea generala au participat 49 delegati dintre cei 52 nominalizați și convocati potrivit Regulamentului de organizare și alegere a organelor de conducere ale SIAR (3 colegi absentând din motive obiective). O manifestare clară a interesului special acordat bunei funcționări a SIAR, dar, cred eu, și un semnal special al dorinței de întâlnire - chiar și virtuală – cu ceilalți membri SIAR, de comunicare pe teme de actualitate, unele preocupante -cum ar fi calitatea învățământului universitar de specialitate.
La pagina 2 a actualului număr al revistei „Ingineria automobilului" găsiți conducerile alese ale SIAR la nivel central și teritorial.
Prezint mai jos și componența Biroului Executiv al Comitetului Director al SIAR:

- Președinte SIAR: Prof. univ. dr. ing. Nicolae BURNETE – Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
- Secretar General SIAR: Prof. univ. dr. ing. Minu MITREA – Academia Tehnică Militară „Ferdinand I" București
- Vicepreședinte SIAR: Conf. dr. ing. Victor CEBAN – Universitatea Tehnică a Moldovei din Chișinău
- Vicepreședinte SIAR: Prof. dr. ing. Anghel CHIRU – Universitatea Transilvania din Brașov
- Vicepreședinte SIAR: Prof. dr. ing. Adrian – Constantin CLENCI – Universitatea din Pitești
- Vicepreședinte SIAR: Conf. dr. ing. Daniel – Mihail IOZSA – Universitatea Politehnica din București
- Vicepreședinte SIAR: Prof. dr. ing. Liviu – Nicolae MIHON – Universitatea Politehnica din Timișoara
- Vicepreședinte SIAR: Prof. dr. ing. Victor OȚĂT – Universitatea din Craiova
- Vicepreședinte SIAR: Prof. dr. ing. Bogdan VARGA – Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca

În cadrul adunării generale a fost atribuită calitatea de membru de onoare al SIAR dlui prof. dr. ing. Adrian – Constantin CLENCI – la încetarea mandatului de Președinte al SIAR.
De asemenea, s-a atribuit calitatea de membru SIAR Senior domnilor prof. dr. ing. Cristian – Nicolae ANDREESCU, prof. dr. ing. Grigore DANCIU, prof. dr. ing. Mircea – Ioan OPREAN și prof. dr. ing. Aurel STOICESCU din cadrul Universității Politehnica din București.
Manifestare importantă în viața SIAR, Adunarea Generală de alegeri a demonstrat puterea și coeziunea asociației noastre, hotărârea de a ne adapta și de a continua acțiunile deja consacrate, dezvoltând noi direcții, sondând noi orizonturi și creând alte perspective.

Prof. dr. ing. Minu MITREA
Secretar General SIAR

The XXXI-st SIAR International Automotive and Transport Engineering Congress

„AITS 2021"

28 – 30 October 2021, 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***

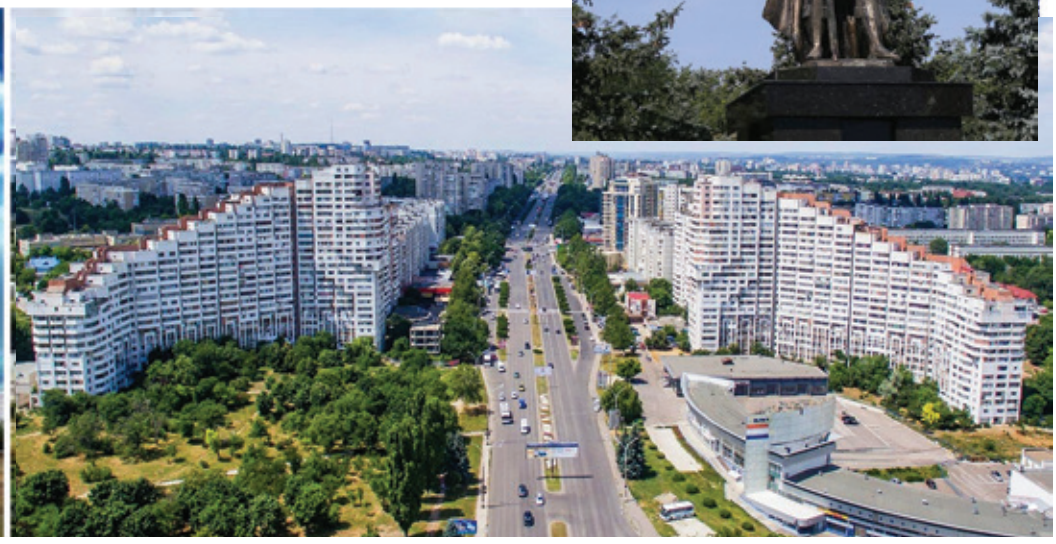
„Automotive and Integrated Transport Systems (AITS)" is the 2021 SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering main theme. The Technical University of Chisinau is the host of the 31st International Congress of SIAR organised by his Department of Transport.

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:

- 31 May 2021 - Abstract submission
- 15 June 2021 – Notification of acceptance (abstract)
- 15 July 2021 – Papers submission
- 31 July 2021 – Notification of acceptance (papers)
- 15 August 2021 – Deadline for payment of publication fees
- 30 September 2021 – Deadline for payment of participation fees

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



REGISTRUL AUTO ROMÂN

www.rarom.ro

PROGRAMĂRI
021/9672

www.autotestmagazin.ro
www.facebook.com/RegistrulAuto
www.facebook.com/autotestmagazin