

## REARCHES REGARDING THE USE OF LPG AT A DIESEL ENGINE

/

## CERCETARI PRIVIND UTILIZAREA GPL LA MOTORUL CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE

Ph.D. Stud. Eng. Nutu N.C., Prof. Ph.D. Eng. Pana C., Ph.D. Stud. Eng. Dobre A.,  
 Prof. Ph.D. Eng. Negurescu N., Lecturer Ph. D. Eng. Cernat A.  
 "Politehnica" University of Bucharest / Romania  
 Tel: 0766911910; E-mail: cristi\_cmt@yahoo.com

**Abstract:** *The need of fresh air breathing, especially in congested places and fuel price increasing led to new solutions for Diesel engine fuelling. The alternative fuels are a very good choice regarding pollutant emissions and price decreasing. This paper objective is to highlight comparative aspects between results obtained in the case of fuelling a Diesel engine with Diesel fuel and, respectively Diesel fuel and LPG, in order to be also used at agricultural tractors, either experimentally on test bed, or by thermodynamic processes modeling. The computer software used in this work is AVL Boost, a friendly and powerful environment, built by AVL Austria. The created model simulates a dual mode fuelling of a Diesel engine with Diesel fuel and LPG.*

**Keywords:** *Diesel, combustion, heat release law, pollutants, injection rate*

## INTRODUCTION

The reduced LPG price and its good behavior regarding pollutant emission made this fuel to be very attractive for study, either experimentally or by computer modeling.

The development of engines in the last period requires interest for what is happening inside the cylinder and especially for the phenomena with the greatest complexity, the combustion. Many researchers applied engine cycle computing models, this models being calibrated with experimental methods. The engine processes computing started in 1950 with simple thermodynamic models [13], afterward appearing multi zone models in 1970 [13]. By using computer modeling precious time can be saved, test bed measurements requiring long time for equipment calibration and preparing and money, because the engine is turned off and the fuel is saved. By modeling can be investigated phenomena like: dual fuelling system influence, injection timing influence, engine speed influence, fuel cycle dose influence, supercharging pressure influence over pollutant emission and engine energetic performance etc. In the case of using LPG, as an alternative fuel which replaces a part of Diesel fuel, like in this work, can be showed its substitute ratio influence. A dual fuel system was studied by J. Barata in the paper [4], the author being interested about pollutant emissions in the case of propane fuelling. Important results were obtained, especially for the nitric oxides emissions level, which was lesser than standard engine emission for all the studied regimes and for unburned hydrocarbons reducing the EGR quantity increasing was necessary. Due to EGR increased quantity, the combustion become faster, because of the presence of radicals [3]. Another very important aspect for a Diesel engine is the combustion noise. This noise was studied first by Ricardo in 1931 [12], and a very tight connection between the combustion noise and the rate of pressure rise was discovered [12]. This fast rate of pressure rise creates a sound wave which propagates in the engine mass and produces

**Rezumat:** *Nevoia de a respira un aer mai curat, mai ales în zonele aglomerate, precum și creșterea prețului combustibilului a condus la găsirea de noi soluții pentru alimentarea motorului Diesel. Combustibilii alternativi sunt o foarte bună alegere în ceea ce privește emisiile poluante și prețul. Obiectivul acestei lucrări este evidențierea unor aspecte comparative între rezultatele obținute în cazul alimentării motorului Diesel cu motorină, respectiv motorina și GPL, în vederea utilizării și la tractoarele agricole, atât experimental pe standul de incercari, cât și prin modelare. Software-ul utilizat în această lucrare este AVL Boost, un mediu prietenos și foarte performant, realizat de firma AVL Austria. Modelul creat simulează un motor Diesel alimentat în mod dual cu motorină și GPL.*

**Cuvinte cheie:** *motorină, ardere, lege de degajare a căldurii, poluanți, lege de injecție*

## INTRODUCERE

Prețul redus al GPL-ului și nivelul redus al emisilor poluante fac acest combustibil foarte atractiv pentru studiu, atât experimental, cât și prin simulare.

Dezvoltarea motoarelor din ultima perioadă necesită un interes deosebit asupra a ceea ce se întâmplă în interiorul cilindrului și mai ales asupra a celui mai complex fenomen, și anume arderea. Mulți cercetători au aplicat modele de calcul ale ciclului motor, aceste modele fiind calibrate prin metode experimentale. Modelarea computerizată a proceselor a început în anul 1950 cu modele termodinamice simple [13], apărând după aceea modele multizonale în 1970 [13]. Utilizând simularea computerizată se poate economisi atât timp prețios, măsurătorile pe stand necesitând un timp îndelungat pentru calibrarea și pregătirea echipamentelor, precum și bani, nemaifiind necesară funcționarea motorului. Prin modelare se pot investiga fenomene ca: influența sistemului dual de alimentare, a dozei de combustibil pe ciclu, a presiunii de supraalimentare asupra emisiilor poluante și performanțelor energetice ale motorului etc. În cazul utilizării GPL-ului ca și combustibil alternativ care înlocuiește o parte din motorină, așa cum se analizează în această lucrare, se poate evidenția efectul gradului de substituție al motorinei cu GPL. Un sistem dual de alimentare a fost studiat de J. Barata în lucrarea [4], autorul fiind interesat de nivelul emisiilor poluante în cazul alimentării cu propan. Au fost obținute rezultate importante, în special pentru emisia de oxizi de azot, care a fost mai redusă decât cea a motorului standard pentru toate regimurile studiate, iar pentru reducerea emisiei de hidrocarburi nearse a fost necesară mărirea gradului de recirculare a gazelor arse. Odată cu creșterea cantității de EGR, arderea a devenit mai rapidă datorită prezenței radicalilor [10]. Un alt important aspect în funcționarea motorului Diesel îl reprezintă zgomotul de ardere. Acesta a fost studiat prima dată de Ricardo în 1931 [12], el descoperind o stransă legătură între zgomotul de ardere și viteza de creștere a presiunii [12]. Creșterea rapidă a

vibrations. The combustion noise can be increased or decreased by many facts: the use of a Diesel fuel – water emulsion [6, 15]; steam injected in intake plenum in the case of dual fuel system operation [16, 17]; fuelling with gaseous fuels like: LPG, methane or other gases [18, 17]. In the work [14], the author realized a quasi dimensional model, combined with a kinetic mechanism, to study the combustion process for an engine fuelled in dual system, at part load, with EGR quantity and Diesel fuel pilot increasing. The work achieved result like proper combustion positioning near TDC, EGR quantity optimization for unburned hydrocarbons reducing at the same level with the standard engine. The injection rate modifying was studied by A. Voicu in [20], using a quasi dimensional model written by AVL from AVL Boost software. Was investigated the influences of modifying the injection rate from a standard one to a fractioned one, with Diesel fuel pilot, over energetic and pollutant performances, for a tractor Diesel engine fuelled in dual system. The study led to the brake thermal efficiency increasing and pollutant emission optimization according with the engine manufacturer limits [19]. In [5], the authors studied the influence of injection timing for a tractor engine fuelled with Diesel fuel and hydrogen enriched gas. The software used was AVL Boost 2009. After injection timing optimization, the following results were obtained: a slight increase of the brake thermal efficiency, a slight increase of the cylinder maximum pressure, a significant reducing for the carbon monoxide emission but an increase of the nitric oxides emission [5]. Abd Alla et al. [1, 2] developed a model used for combustion computing in a Diesel engine with indirect injection and fuelled with a dual system. The model predicted the engine energetic performance and studies the effect of the gaseous fuel mixing kinetic mechanisms and the role of the Diesel fuel pilot injection. Also, the EGR influences were investigated. For the combustion study in this case of dual fuel system, a double Vibe function was used. Karim et al [8, 9], investigated the EGR influence analytic, by modeling self ignition in air-propane, air-methane mixtures. The results led to the fact that the EGR benefits could be deteriorated by the dilution effect.

The paper shows the effects of using LPG at a Diesel engine either experimental or by modeling.

## MATERIAL AND METHOS

### Theoretical and experimental investigations

Both theoretical and experimental analysis were made on a K9K 792 dCi Diesel engine, at the 85% load regimen and 2000 rpm, fuelled with LPG using Diesel-Gas method with different substitute ratios of the Diesel fuel. In the engine cylinder is burnt an air-LPG homogeneous mixture ignited by Diesel fuel pilot prior injected. The engine parameters are presented in table 1 and LPG properties in Table 2.

presiunii crează o undă de șoc care se propagă în întreaga masă a motorului și produce vibrații. Zgomotul de ardere poate fi modificat în sensul creșterii sau descreșterii prin mai multe procedee: utilizarea unei emulsii apă-motorină [6, 15], injectia de abur în colectorul de admisie în cazul utilizării unui sistem dual de alimentare [16, 17], alimentarea cu combustibili gazoși cum ar fi: GPL, metan sau alte gaze [18, 17]. În lucrarea [14], autorul a realizat un model cvasidimensional, combinat cu un mecanism cinetic, în scopul studierii procesului de ardere pentru un motor Diesel alimentat în mod dual, la sarcini parțiale și cu creșterea cantității EGR. Lucrarea a avut rezultate ca: poziționarea arderii lângă PMI, optimizarea cantității EGR pentru reducerea emisiei de hidrocarburi neare până la nivelul motorului standard alimentat cu motorină. Modificarea legii de injectie a fost studiată de A. Voicu în [19], folosind un model cvasidimensional al firmei AVL. Au fost investigate influențele modificării legii de injectie de la cea standard la una cu pilot de motorină, asupra performanțelor energetice și de poluare ale unui motor de tractor alimentat în sistem dual. Studiul a dus la creșterea randamentului efectiv și optimizarea emisiilor poluante în limitele impuse de fabricant [20]. În [5], autorii au studiat influența avansului la injectie pentru un motor de tractor alimentat cu motorină și gaz bogat în hidrogen. Programul utilizat a fost AVL Boost 2009. După optimizarea avansului au fost obținute următoarele rezultate: o ușoară creștere a randamentului efectiv, o creștere ușoară a presiunii din cilindru, o reducere semnificativă a emisiei de monoxid de carbon, dar o creștere a emisiei de oxizi de azot [5]. Abd Alla et al. [1, 2], au dezvoltat un model de calcul al arderii pentru un motor Diesel cu injectie indirectă și alimentat cu un sistem dual. Modelul a prezis performanțele energetice și studiază efectele mecanismelor cinetice de amestecare ale combustibilului gazos și rolul injectiei pilot de motorină. De asemenea, influențele EGR au fost investigate. Pentru studiul arderii în acest caz al sistemului dual de alimentare a fost utilizată o lege dubla Vibe. Karim si altii [8, 9] au investigat influența EGR prin modelarea analitică a autoaprinderii unor amestecuri de aer-propan, aer-metan. Rezultatele au condus la faptul că efectele benefice ale EGR pot fi diminuate de efectul de dilutie.

Lucrarea prezintă unele efecte ale utilizării GPL la motorul Diesel atât experimental cât și teoretic.

## MATERIAL ȘI METODĂ

### Investigații teoretice și experimentale

Atât analiza teoretică, cât și cea experimentală a fost efectuată pe un motor Diesel K9K 792 dCi, la regimul de 85% sarcină și 2000 rpm, alimentat cu GPL prin procedeul Diesel-Gas și cu diferite grade de substituție ale motorinei. În cilindru este ars un amestec omogen de aer-GPL aprins de pilotul de motorină. Parametrii motorului sunt prezentați în tabelul 1, iar proprietățile GPL în tabelul 2.

Table 1 / Tabelul 1

Bore / Alezaj	76 mm
Stroke / Cursă	80.5 mm
Compression ratio / Raport de comprimare	18.3
Total displacement / Cilindree totală	1.5 l
Connecting rod length / Lungimea bielei	134 mm
Maximum power @ speed / Putere maximă @ turație	52 kW @ 3900 rpm
Maxim torque @ speed / Moment maxim @ turație	156Nm @ 2000rpm

Table 2 / Tabelul 2

LPG properties, comparing to Diesel fuel [7]

Properties / <i>Proprietăți</i>	Diesel fuel / <i>Motorină</i>	Propane / <i>Propan</i>	Butane / <i>Butan</i>
Density / <i>Densitate</i> [kg/m <sup>3</sup> ]	800-840	503	
Vaporization heat / <i>Căldură de vaporizare</i> [kJ/kg]	465	420	
Self ignition temperature / <i>Temperatura de autoaprindere</i> [°C]	225	481	544
Inflammability limits / <i>Limite de inflamabilitate</i> [%]	0.6-5.5	2.1-9.5	
A/F ratio / <i>Raport aer/ Combustibil</i> [kg/kg]	15	15.71	15.49
Flame temperature / <i>Temperatura flăcării</i> [°C]	2054	1990	
Caloric heating value / <i>Putere calorifică inferioară</i> [MJ/m <sup>3</sup> ]	3,6x10 <sup>4</sup>	2,3x10 <sup>4</sup>	
Caloric heating value / <i>Putere calorifică inferioară</i> [MJ/kg]	42.5	46.34	45.55
Cetane number / <i>Cifra cetanică</i> [CC]	40-55	-2	
Boiling point / <i>Punct de fierbere</i> [°C]	71-193	-42.1	-11.7

**IN CYLINDER PROCESSES MODELING**

All the engine cylinders are identical; therefore the mathematical model was made only for one cylinder. The software used was AVL Boost, the model being presented in figure 1. The injector presented in figure is used for LPG gaseous injection.

**MODELAREA PROCESELOR DIN CILINDRUL MOTORULUI**

Toti cilindrii motorului sunt identici, asadar modelul matematic a fost realizat doar pentru un cilindru. Software-ul utilizat a fost AVL Boost, modelul fiind prezentat in figura 1. Injectorul prezentat în figură este utilizat pentru injectia de GPL în stare gazoasă.

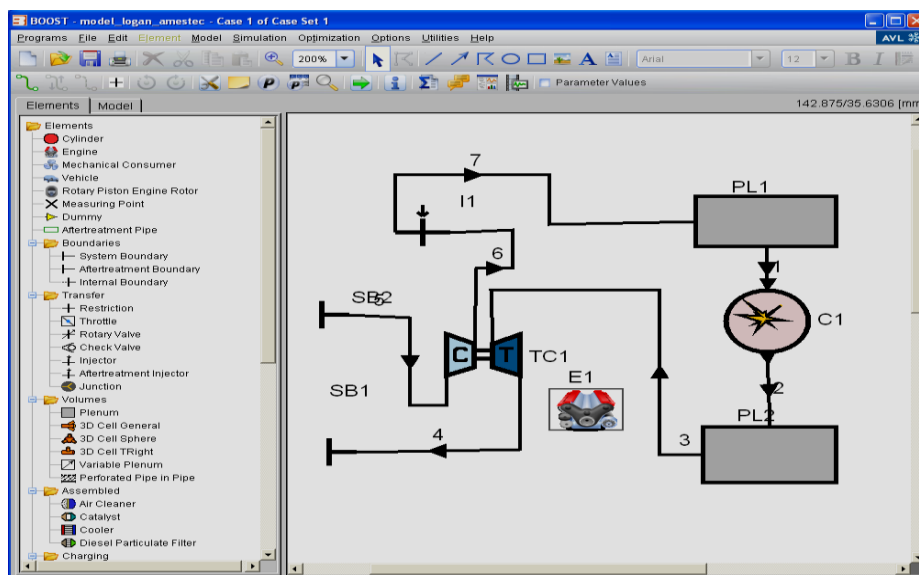


Fig. 1 - The model created in AVL Boost / Modelul creat in AVL Boost

General parameters of the engine are presented in figure 2 and those belonging to the equivalent element of the cylinder are presented in figure 3.

Parametrii generali ai motorului sunt prezentați în figura 2, iar cei ai elementului echivalent al cilindrului în figura 3.

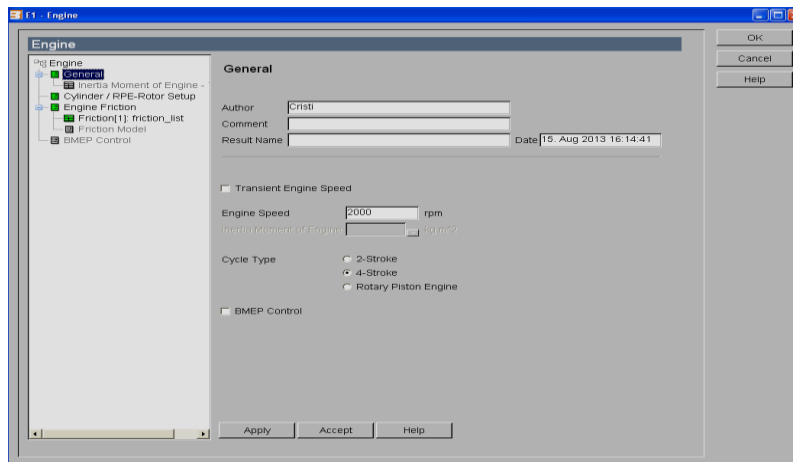


Fig. 2 - The general parameters of the engine / Parametrii generale ai motorului.

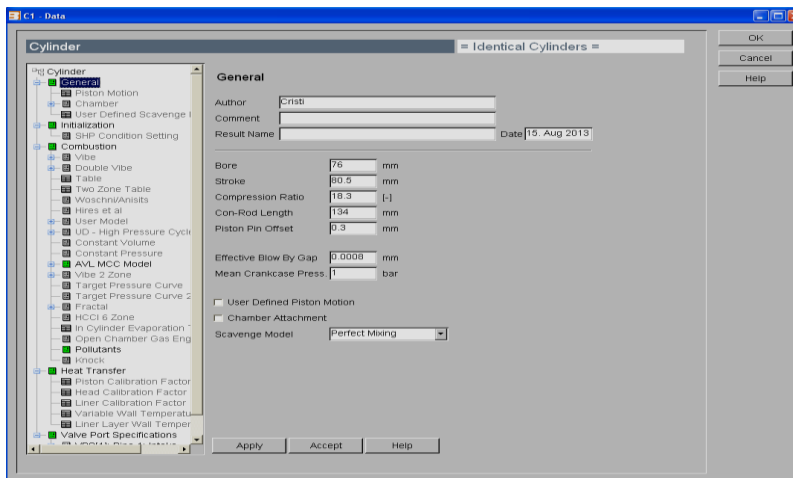


Fig. 3 - The cylinder equivalent element parameters / Parametrii elementului echivalent al cilindrului

The combustion model chosen is one developed by AVL, named AVL MCC (Mixture Controlled Combustion) [3]. One of the model hypotheses: due to developments in recent years, the ignition delay is shorter than it was in old period, and the time between injection and auto-ignition became very close [3]. So the heat release is considered to be controlled by the fuel quantity available and the turbulent kinetic energy density [3]:

Modelul de ardere ales este unul dezvoltat de AVL, numit AVL MCC (ardere controlată prin fenomenul de amestecare) [3]. Una din ipotezele modelului: datorită dezvoltării motoarelor, întârzierea la autoaprindere are o durată mai mică decât avea în trecut, și deci durata de timp dintre injecție și autoaprindere a devenit foarte mică [3]. Deci degajarea de căldură se considera a fi controlată de cantitatea de combustibil disponibilă și de densitatea de energie cinetică turbulentă [3].

$$\frac{dQ}{d\varphi} = C_{mod} f_1 (M_f, Q) * f_2 (k, V) \quad [3] \quad (1)$$

$$f_1 (M_f, Q) = M_f - \frac{Q}{LCV} \quad [3] \quad (2)$$

$$f_2 (k, V) = \exp(C_{rate} \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V}}) \quad [3] \quad (3)$$

Where:

- $C_{mod}$  - model constant [kJ/kg/deg CRA];
- $C_{rate}$  - constant of mixing rate [s];
- $k$  - local density of turbulent kinetic energy [ $m^2/s^2$ ];
- $M_f$  - injected fuel mass [kg];
- $LCV$  - the lower heating value [kJ/kg];
- $Q$  - cumulative heat release [kJ];
- $V$  - instantaneous cylinder volume [ $m^3$ ];
- $\varphi$  - crank angle [deg CRA].

Unde:

- $C_{mod}$  - constanta modelului [kJ/kg/deg RAC];
- $C_{rate}$  - constanta ratei de amestecare [s];
- $k$  - densitatea locala a energiei cinetice turbulente [ $m^2/s^2$ ];
- $M_f$  - masa de combustibil injectată [kg];
- $LCV$  - puterea calorifică inferioară [kJ/kg];
- $Q$  - căldura degajată [kJ];
- $V$  - volumul instantaneu al cilindrului [ $m^3$ ];
- $\varphi$  - unghi rotație arbore cotit [deg RAC].

Since the effects of squish and swirl over the kinetic energy are relative small, only the kinetic energy from the fuel spray is taken into account [3]. The amount of kinetic energy introduced into the cylinder charge is determined by the injection rate using the following relation:

$$\frac{dE_{kin,f}}{d\varphi} = 18\rho_F * \left(\frac{n}{\mu A}\right)^2 * \dot{V}^3 \quad [3] \quad (4)$$

Where:

$\mu A$  - effective nozzle hole area [ $m^2$ ];  
 $\rho_F$  - fuel density [ $kg/m^3$ ];  
 $\dot{V}_F$  - injection rate [ $m^3/s$ ];  
 $n$  - engine speed [rpm].

For the calculation of the instantaneous level of kinetic energy the dissipation should be taken into account also [3]. The dissipation is considered proportional to the kinetic energy.

$$\frac{dE_{kin,F,diss}}{d\varphi} = \frac{dE_{kin,F}}{d\varphi} - \frac{C_{Diss}}{6n} E_{kin,F,diss} \quad [3] \quad (5)$$

With oxidation, the kinetic energy of the jet is transferred to the combustion gas [3]. So only the kinetic energy of the unburned fuel can be utilized for mixture preparation [3]. The local turbulent kinetic energy density,  $k$ , is given by:

$$k = C_{turb} \frac{E_{kin,F,Diss}}{M_F (1 + \lambda_{Diff} m_{stoich})} \quad [3] \quad (6)$$

The constant  $C_{turb}$  considers the efficiency of the transformation from kinetic energy to turbulent energy [3].

$C_{turb}$  - constant for turbulence generation [-];  
 $E_{kin,F}$  - jet kinetic energy [J];  
 $E_{kin,F,Diss}$  - jet kinetic energy considering dissipation [J];  
 $m_{stoich}$  - stoichiometric mass of fresh charge [kg/kg];  
 $\lambda_{Diff}$  - air excess ratio for diffusion burning [-]

The combustion model is defined in figure 4, and injection model in figure 5. The rate of injection was modified according to the studied regime.

Cum efectele fenomenelor de squish și swirl asupra energiei cinetice sunt relativ mici, doar energia cinetică a jetului de combustibil este luată în considerare [3]. Cantitatea de energie cinetică este determinată din legea de injecție, utilizând următoarea relație de calcul:

Unde:

$\mu A$  - aria efectivă a orificiului pulverizatorului [ $m^2$ ];  
 $\rho_F$  - densitatea combustibilului [ $kg/m^3$ ];  
 $\dot{V}_F$  - debitul volumic de combustibil [ $m^3/s$ ];  
 $n$  - turația motorului [rpm].

Pentru calculul nivelului instantaneu al energiei cinetice, disipatia trebuie deasemenea luata in considerare [3]. Disipatia se considera a fi proportionala cu energia cinetica.

Odată cu oxidarea jetului, energia sa cinetică este transferată gazelor de ardere [3]. Deci doar energia cinetică a combustibilului ners poate fi utilizată pentru pregătirea amestecului [3]. Densitatea locală de energie cinetică turbulentă,  $k$ , este dată de:

Constanta  $C_{turb}$  consideră eficiența transformării energiei cinetice în energie turbulentă [3].

$C_{turb}$  - constanta pentru generarea turbulenței [-];  
 $E_{kin,F}$  - energia cinetică a jetului [J];  
 $E_{kin,F,Diss}$  - energia cinetică a jetului considerând disipația [J];  
 $m_{stoich}$  - masa încărcăturii proaspete la doza stoichiometric [kg/kg];  
 $\lambda_{Diff}$  - coeficientul de exces de aer pentru arderea difuzivă [-];

Legea de ardere este definită în figura 4, iar legea de injecție în figura 5. Legea de injecție a fost modificată în funcție de fiecare regim.

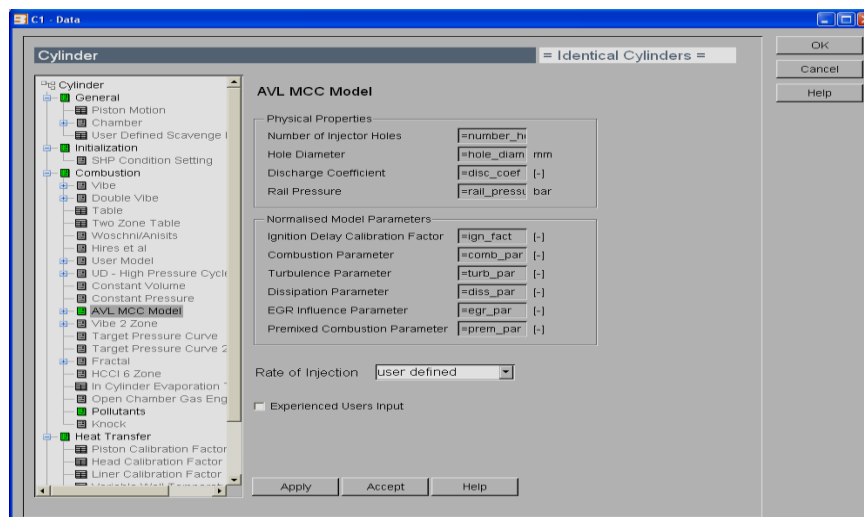


Fig. 4 - The combustion model parameters / Parametrii legii de ardere



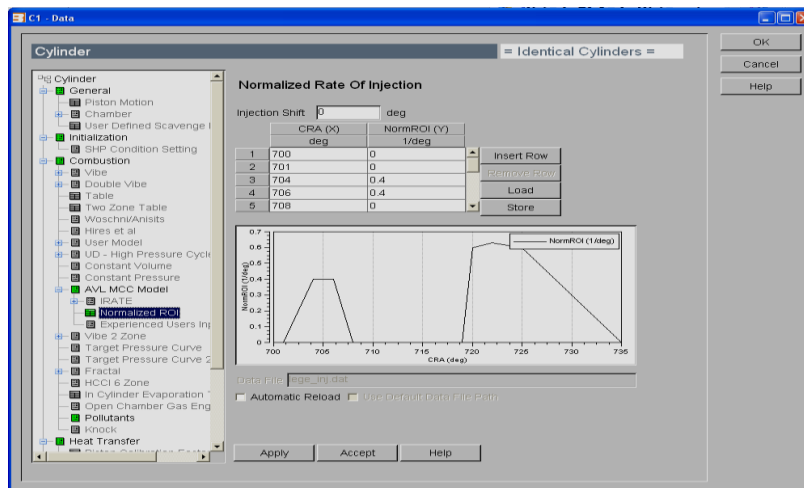


Fig. 5 - Normalised rate of injection / Legea normalizată de injecție

The mathematical model takes also into account the wall heat transfer. The heat transfer for high pressure cycle is evaluated by Woschni equation [3].

Modelul matematic ia de asemenea în considerare și transferul de căldură la pereți. Transferul de caldura la pereți pentru ciclul de înaltă presiune este evaluat de relația lui Woschni [3]:

$$\alpha_w = 130D^{-0.2} p_c^{0.8} T_c^{-0.53} [C_1 c_m + C_2 \frac{V_D T_{c1}}{P_{c1} V_{c1}} (p_c - p_{c,0})]^{0.8} \quad [3] \quad (7)$$

- C<sub>1</sub> = 2.28 + 0.308 \* c<sub>w</sub> / c<sub>m</sub>
- C<sub>2</sub> = 0.00324 for direct injected engines;
- C<sub>2</sub> = 0.00622 for indirect injected engines;
- D - cylinder bore;
- c<sub>m</sub> - mean piston speed;
- c<sub>w</sub> - circumferential velocity;
- V<sub>D</sub> - displacement per cylinder;
- P<sub>c,0</sub> - cylinder pressure of the motored engine [bar];
- T<sub>c,1</sub> - temperature in the cylinder at intake valve closing (IVC);
- P<sub>c,1</sub> - pressure in the cylinder at intake valve closing IVC [bar];

- C<sub>1</sub> = 2.28 + 0.308 \* c<sub>w</sub> / c<sub>m</sub>
- C<sub>2</sub> = 0.00324 pentru motoare cu injecție directă;
- C<sub>2</sub> = 0.00622 pentru motoare cu injecție indirectă;
- D - diametrul cilindrului;
- c<sub>m</sub> - viteza medie a pistonului;
- c<sub>w</sub> - viteza tangențială;
- V<sub>D</sub> - cilindrarea unitară;
- P<sub>c,0</sub> - presiunea din cilindru în ciclu antrenat [bar];
- T<sub>c,1</sub> - temperatura din cilindru la închiderea supapei de admisie;
- P<sub>c,1</sub> - presiunea din cilindru la închiderea supapei de admisie ISA [bar].

For the gas exchange processes, the heat transfer is evaluated by the following relation:

Pentru procesele de schimb de gaze transferul de căldură este evaluat de următoarea relație:

$$\alpha_w = 130D^{-0.2} p_c^{0.8} T_c^{-0.53} [C_3 c_m]^{0.8} \quad [3] \quad (8)$$

$$C_3 = 6.18 + 0.417 * c_w / c_m$$

Figure 6 presents the heat transfer input parameters.

Figura 6 prezintă parametrii de intrare ai transferului de căldură.

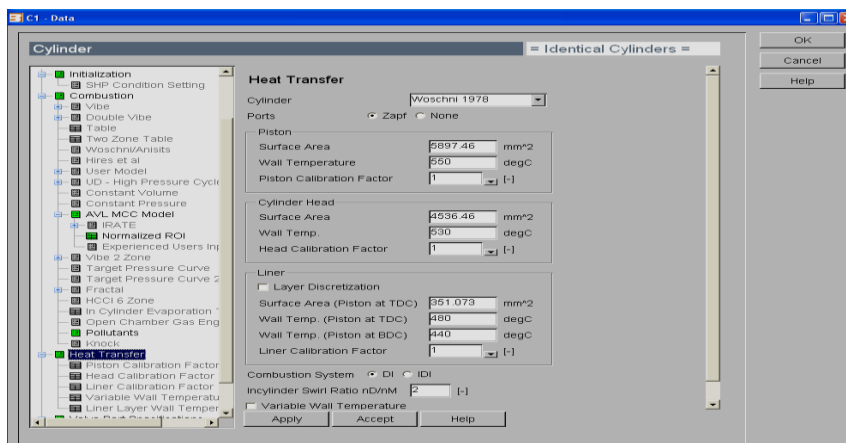


Fig. 6 - The heat transfer input parameters / Parametrii de intrare ai transferului de căldură.

### Experimental investigations

Experimental investigations were made on the engine mentioned above, equipped with a LPG fuelling system, at load 85% and 2000 rpm. The test bed equipment usetoSchenck E90 eddy current engine dynamometer, load actuator, AVL acquisition system, AVL piezoelectric pressure transducer, AVL DiCom 4000 gas analyzer and opacimeter, Optimass fuel mass flow meters, Khrone volumetric air flow meter, thermocouples and thermoresistences for temperature measuring, gas leak detector. Prior to measurements, equipments were calibrated.

The engine parameters are presented in the table 1 and the test bed diagram in figure 7.

### REZULTATE

#### Investigații experimentale

Investigațiile experimentale au fost făcute pe motorul menționat mai sus, echipat cu un sistem de alimentare cu GPL, la regimul de sarcină 85% și 2000 rpm. Echipamentele standului de incercari sunt: frână cu curenti turbionari Schenck E90, actuator de sarcină, sistem de achiziție de date AVL, traductor piezoelectric de presiune AVL, analizor de gaze și opacimetru AVL Dicom 4000, debitmetre masice de combustibil Optimass, Debitmetru volumic de aer Khrone, termocupluri și termorezistente pentru măsurarea temperaturii, detector de scurgeri de gaz. Înainte de măsurători toate aparatele au fost calibrate.

Parametrii motorului sunt prezentați în tabelul 1, iar schema standului în figura 7.

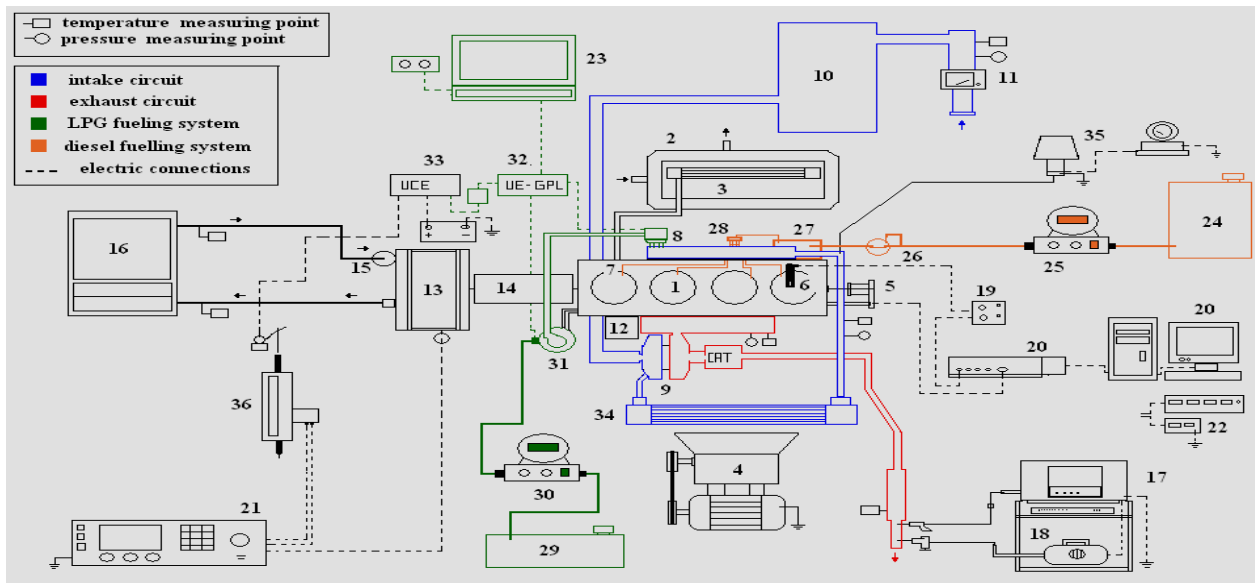


Fig. 7 - Test bed diagram / Schema standului

1 – 1.5 dci Diesel engine; 2 – engine cooling system; 3 – engine water cooler; 4 – intercooler fan; 5 – engine angular encoder; 6 – AVL piezoelectric pressure transducer; 7 – Diesel fuel injector; 8 – LPG injector; 9 – Turbocharger; 10 – intake air drum; 11 – intake air flow meter; 12 – exhaust gas recirculation; 13 – Schenck E90 dyno; 14 – dyno-engine coupling; 15 – Schenck E 90 dyno cooling water pump; 16 – dyno cooling system; 17 – AVL Dicom 4000 gas analyzer; 18 – AVL Dicom 4000 Opacimeter; 19 – AVL charge amplifier; 20 – PC + AVL data acquisition system; 21 – Schenck E 90 dyno controller; 22 – temperatures displays: a) – exhaust gas; b) – intake air; c) – engine oil; d) – engine cooling liquid; e) – engine oil pressure; 23 – Diesel fuel and LPG injection control Laptop; 24 – Diesel fuel tank; 25 – Diesel fuel mass flow meter; 26 – fuel filters; 27 – high pressure pump for common Rail; 28 – Common Rail; 29 – LPG tank; 30 – LPG mass flow meter; 31 – LPG vaporizer; 32 – LPG ECU; 33 – Diesel engine ECU; 34 – intercooler; 35- supercharge pressure measuring system; 36- throttle actuator.

1 – motor Diesel 1.5 dci; 2 – sistem de răcire motor; 3 – radiator motor; 4 – ventilatorul răcitorului intermediar; 5 – traductor de unghi; 6 – traductor piezoelectric de presiune AVL; 7 – injector de motorină; 8 – injector de GPL; 9 – Turbocompresor; 10 – vas de liniștire; 11 – debitmetru de aer; 12 – EGR; 13 – frână Schenck E90; 14 – cuplajul frânei; 15 – pompă de racire frână Schenck E 90; 16 – sistem de racire frână; 17 – AVL Dicom 4000 analizor de gaze; 18 – AVL Dicom 4000 Opacimetru; 19 – amplificator de sarcină AVL; 20 – PC + AVL- sistem de achiziție de date; 21 – controler Schenck E 90; 22 – afișaje de temperatură: a) – gaze de evacuare; b) aer admisie; c) – ulei motor; d) – lichid de răcire; e) – presiune ulei; 23 – Laptop control injecție motorină și GPL; 24 – rezervor motorină; 25 – debitmetru masic motorină; 26 filtre de combustibil; 27 – pompă înaltă presiune common rail; 28 – rampă comună; 29 – rezervor GPL; 30 – debitmetru masic GPL; 31 – Vaporizator GPL; 32 – LPG ECU; 33 – ECU motor; 34 – intercooler; 35- sistem măsurare presiune supraalimentare; 36- actuator sarcină.

### Working procedure

For each energetic substitute ratio of the Diesel fuel with LPG investigated, the Diesel fuel cycle dose is reduced and LPG cycle dose is increased to keep the standard engine power, either for test bed or computer modeling. Energetic substitute ratio  $x_c$  is evaluated by relation 9:

### Procedura de lucru

Pentru fiecare grad de substituție al motorinei cu GPL investigat, doza de motorină este redusă, iar doza de GPL mărită pentru a menține puterea motorului la nivelul celei standard, atât în cazul măsurătorilor pe standul de incercari, cât și în cazul modelării matematice. Gradul de substituție energetic a motorinei cu GPL  $x_c$  este evaluat de relația 9:

$$x_c = \frac{m_{LPG} H_{i_{LPG}}}{m_{LPG} H_{i_{LPG}} + m_{dieselfuel} H_{i_{dieselfuel}}} \quad [11] \quad (9)$$

Where:

$m_{LPG}$ - LPG cyclic dose measured with fuel mass flow meter;

$m_{dieselfuel}$ -Diesel fuel cyclic dose measured with fuel mass flow meter.

$H_i$ - the calorific heating value.

## RESULTS

First was determined the reference fuelling the engine only with Diesel fuel, than Diesel fuel was partially substituted with LPG. The engine power was conserved. Figures below presents LPG influences over cylinder pressure, temperature and pollutant emissions.

In figure 8 is presented measured and calculated cylinder pressure, for the reference case.

Unde:

$m_{LPG}$ - doza de GPL măsurată cu debitmetrul masic;

$m_{dieselfuel}$ -doza de motorină măsurată cu debitmetrul masic;

$H_i$ - puterea calorifică inferioară.

## REZULTATE

Mai întâi a fost determinată referința alimentând motorul numai cu motorină, apoi motorina a fost substituită parțial cu GPL. Puterea motorului a fost conservată. Figurile de mai jos prezintă influența GPL-ului asupra presiunii din interiorul cilindrului, temperaturii, emisiilor poluante și consumului de combustibil.

În figura 8 este prezentată evoluția presiunii din cilindru, atât măsurat, cât și prin calcul, pentru cazul de referință.

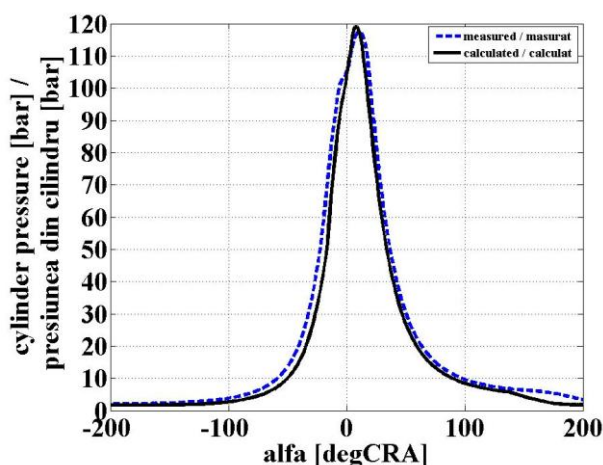


Fig. 8 - Measured and calculated cylinder pressure for the reference case / Presiunea masurata si calculata pentru cazul de referinta.

According to the working procedure, LPG was introduced in intake collector using Diesel-Gas method. Three energetic substitute ratios were studied:  $x_c=2.46$ , 6.76 and 28.39. For a proper combustion positioning near TDC, the injection timing was modified. Figure 9 presents the cylinder pressure trace either for measurement or modeling for the first substitute ratio studied  $x_c=2.46$ . The maximum pressure is maintaining almost the same like in the case of Diesel fuel.

În concordanță cu procedura de lucru, GPL-ul a fost introdus în colectorul de admisie folosind metoda Diesel-Gas. Trei grade de substituție au fost studiate:  $x_c=2.46$ , 6.76 și 28.39. Pentru o poziționare corectă a arderii față de PMI, avansul la injecția pilotului a fost modificat. Figura 9 prezintă evoluția presiunii pentru gradul de substituție  $x_c=2.46$ , atât în cazul măsurătorilor, cât și al modelării. Presiunea maximă se menține aproape la același nivel ca în cazul alimentării cu motorină.

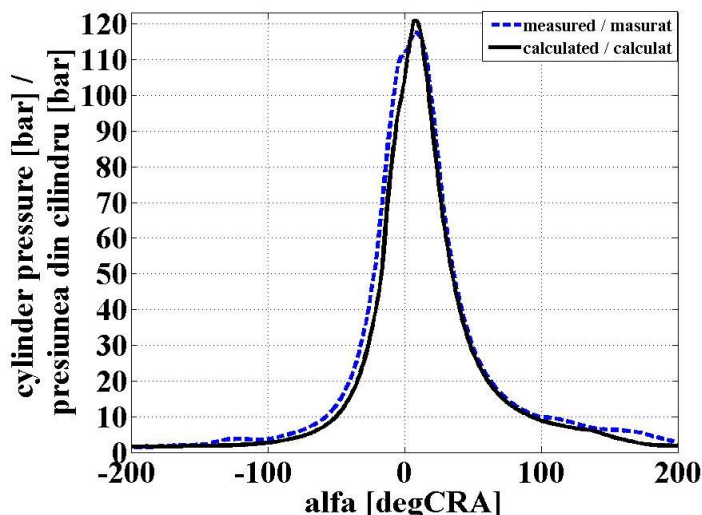


Fig. 9 - Measured and calculated cylinder pressure for  $x_c=2.46$  / Presiunea din cilindru masurată și calculată pentru  $x_c=2.46$ .



The increase of the LPG quantity led to a higher maximum pressure because of increases of the heat released. This can be observed in figures 10 and 11.

Creșterea cantității de GPL a dus la creșterea presiunii maxime datorită creșterii cantității de căldură degajate în timpul fazei arderii rapide. Acest aspect poate fi evidențiat în figurile 10 și 11.

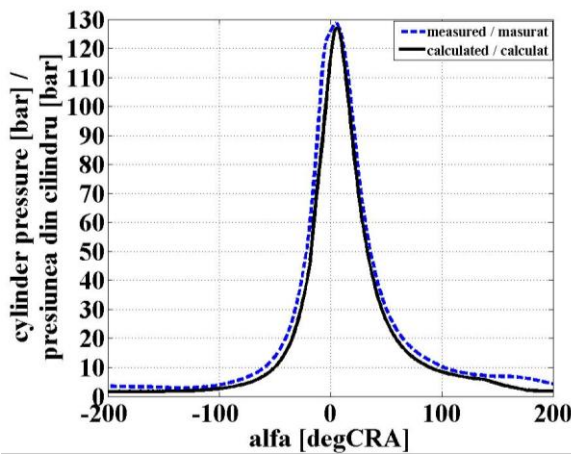


Fig. 10 - Measured and calculated cylinder pressure for  $x_c=6.76$  / Presiunea din cilindru măsurată și calculată pentru  $x_c=6.76$ .

Even if the maximum pressure increases, it doesn't affect the engine durability.

Creșterea moderată a presiunii nu afectează durabilitatea motorului.

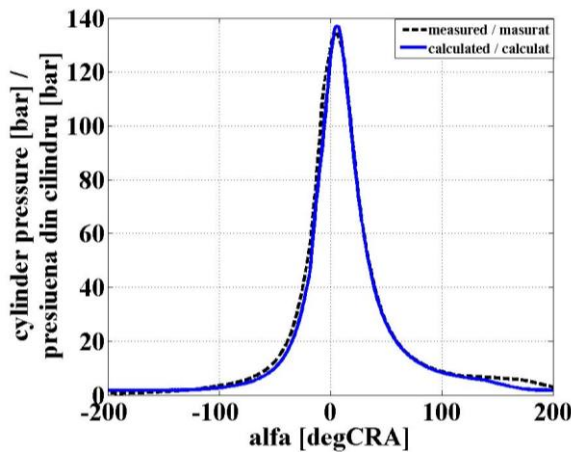


Fig. 11 - Measured and calculated cylinder pressure for  $x_c=28.39$  / Presiunea din cilindru măsurată și calculată pentru  $x_c=28.39$ .

Regarding the maximum computed cylinder temperature, it increases from  $T=1985$  K (obtained for Diesel fuel) to  $T=2057$  K (obtained for the maximum substitute ratio investigated). The cylinder temperature trace for all the studied cases is presented in figure 12.

În ceea ce privește temperatura calculată maximă, aceasta crește de la  $T=1985$  K (obținută pentru motorină) la  $T=2057$  K (obținută pentru gradul maxim de substituție investigat). Evoluția temperaturii din cilindru este prezentată în figura 12.

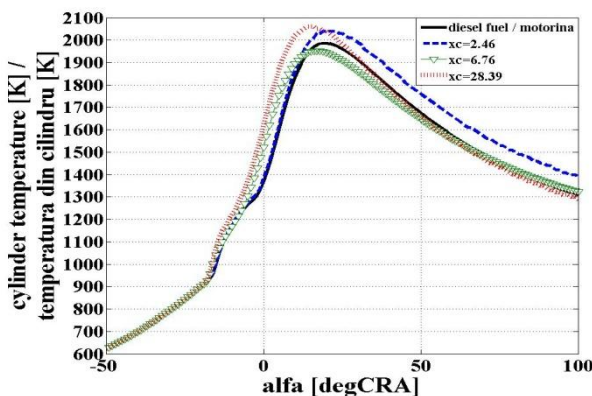


Fig. 12 - The computed cylinder temperature for all the studied cases / Temperatura calculată pentru toate cazurile studiate

Regarding pollutants, two emissions were investigated: nitric oxides emission and smoke emission, represented by soot. For computed model, the emissions are modeled in the following way: for the nitric oxides emission calculation, the extended Zeldovich mechanism is employed [3] and for the soot emission is taken into account the hypothesis that the concentration of soot in the exhaust gases is determined by formation and oxidation laws [3]. The following equations describe soot formation and oxidation laws:

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = A_f m_{fg} p^{0.5} \exp\left(\frac{-E_{sf}}{RT}\right) \quad [3] \quad (9)$$

$$\frac{dm_{sc}}{dt} = A_c m_c \frac{p_{O_2}}{p} p^{1.8} \exp\left(\frac{-E_{sc}}{RT}\right) \quad [3] \quad (10)$$

Where:

- $m_s$ - soot mass
- $m_{fg}$ - gaseous fuel mass
- $m_{sf}$ - soot mass formed
- $m_{sc}$ - soot mass oxidized
- $E_{sf}$ - activation energy formation
- $E_{sc}$ - activation energy oxidation

Din punct de vedere al emisiilor poluante, două emisii au fost studiate: oxizii de azot și fumul, reprezentat de funingine. Pentru modelul calculat, formarea emisiilor este modelată astfel: pentru emisia de oxizi de azot este folosit mecanismul Zeldovich extins [3], iar pentru emisia de funingine se ia în calcul ipoteza conform căreia concentrația de funingine din gazele de evacuare este determinată de legile de formare și oxidare [3]. Ecuațiile următoare descriu legile de formare și oxidare ale funinginii:

Unde:

- $m_s$ - masa funinginii
- $m_{fg}$ - masa combustibilului gazos
- $m_{sf}$ - masa de funingine formată
- $m_{sc}$ - masa de funingine oxidată
- $E_{sf}$ - energia de activare pentru formare
- $E_{sc}$ - energia de activare pentru oxidare

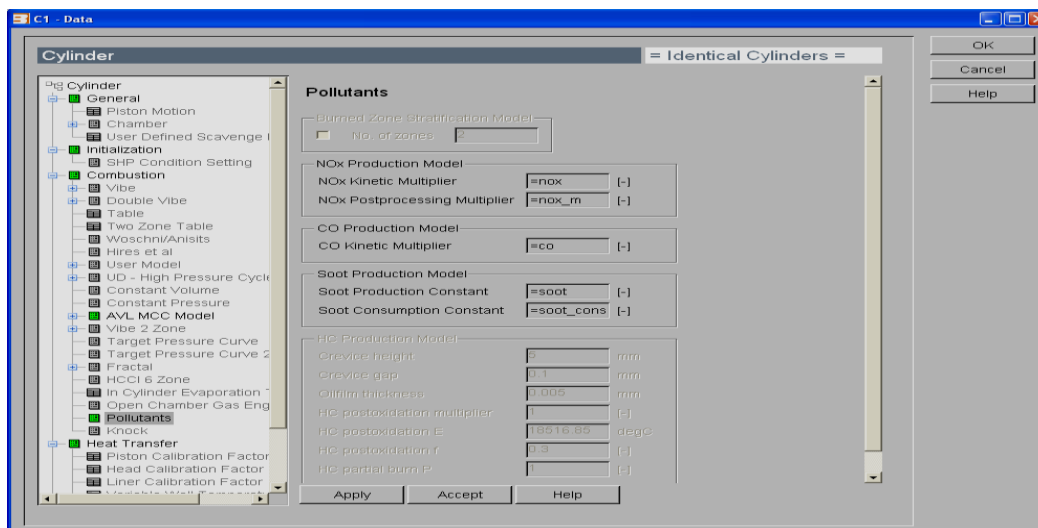


Fig. 13 - The AVL Boost pollutants model / Modelul de calcul al poluanților în AVL Boost

The NO<sub>x</sub> emission is lower than in the case of Diesel fuel for all the substitute ratios used, either for measuring or modeling. This is possible because in the case of using LPG, the excess air ratio becomes lower. In table 3 are presented the nitric oxides emissions levels for all cases, measured and computed with AVL Boost.

Emisia de NO<sub>x</sub> este mai mică decât în cazul alimentării cu motorină pentru toate gradele de substituție investigate. Acest lucru este posibil deoarece în cazul utilizării GPL coeficientul de exces de aer scade. În tabelul 3 este prezentat nivelul emisiei de oxizi de azot pentru toate cazurile investigate, atât pentru măsurători, cât și pentru modelare în AVL Boost.

Table 3 / Tabelul 3

The nitric oxides emission / Emisia de oxizi de azot

Case / Caz	measured / măsurat NO <sub>x</sub> [ppm]	Computed / Calculat NO <sub>x</sub> [ppm]	Relative error / Eroare relativă [%]
Diesel fuel / Motorină	758	782	-3.07
$x_c=2.46$	562	581	-3.27
$x_c=6.76$	443	431	2.78
$x_c=28.39$	491	486	1.03

The smoke emission, in the case of LPG fuelling is maintaining at the same level like in the case of Diesel fuel for substitute ratios until 6.76. For substitute ratio  $x_c=28.39$  the smoke emission increases suddenly because the mixture become rich, LPG being injected in intake manifold and replacing partially the intake air. The smoke emission is presented in table 4, relative to the case of standard engine fuelling.

Emisia de fum, în cazul alimentării cu GPL se menține la același nivel cu emisia motorului alimentat cu motorină până la grade de substituție mai mici decât 6.76. Pentru gradul de substituție  $x_c=28.39$  emisia de fum crește brusc deoarece amestecul devine foarte bogat, GPL- ul fiind injectat în colectorul de admisie și înlocuind parțial aerul de admisie. Emisia de fum este prezentată în figura 4, relativ față de cazul motorului standard.

Table 4 / Tabelul 4

The smoke emission / Emisia de fum

Case / Caz	Relative measured smoke <i>Emisia de fum relativă măsurată</i> [-]	Relative computed smoke <i>Emisia relativă calculată de fum</i> [-]	Relative error <i>Eroarea relativă</i> [%]
Diesel fuel / Motorină	1	1	
$x_c=2.46$	1.043	1.12	-7.33
$x_c=6.76$	0.863	0.963	-11.58
$x_c=28.39$	8.93	6.75	24.45

Regarding the combustion noise, evaluated by the maximum rate of pressure rise, the results are presented in figure 14.

În ceea ce privește zgomotul de ardere, evaluat de viteza maximă de creștere a presiunii, rezultatele sunt prezentate în figura 14.

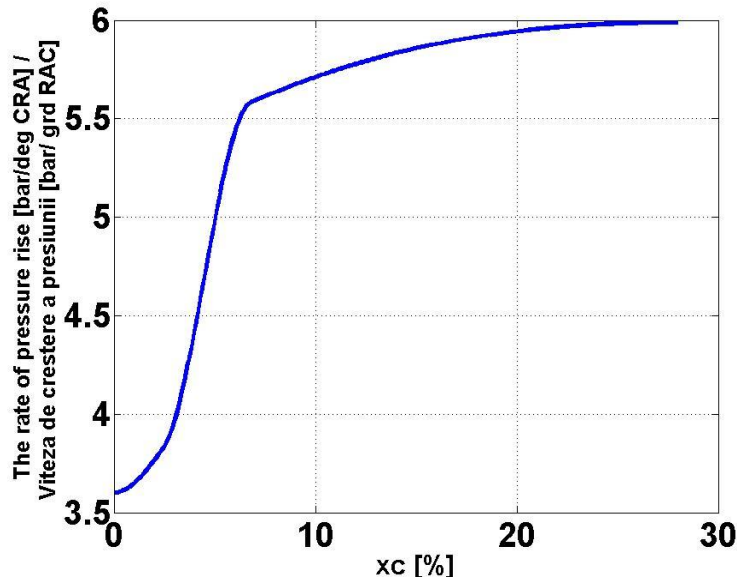


Fig. 14 - The measured maximum rate of pressure rise versus the substitute ratio / Viteza maximă măsurată de creștere a presiunii versus gradul de substituție.

The rate of pressure rise increases its value for all the investigated substitute ratios. This is explained by higher flame speed in air-LPG homogeneous mixture, flame which appears in pilot Diesel fuel jet envelope.

For the computed model the results are little different. The computed maximum rate of pressure rise is presented in figure 15.

Viteza de creștere a presiunii crește pentru toate gradele de substituție investigate. Acest lucru este explicat de o viteză mai mare a flăcării în amestecul omogen de aer-GPL, flacără ce apare în anvelopa jetului pilotului de motorină.

Pentru modelul calculat rezultatele sunt puțin diferite față de cele experimentale. Evoluția vitezei maxime de creștere a presiunii calculate este prezentată în figura 15.

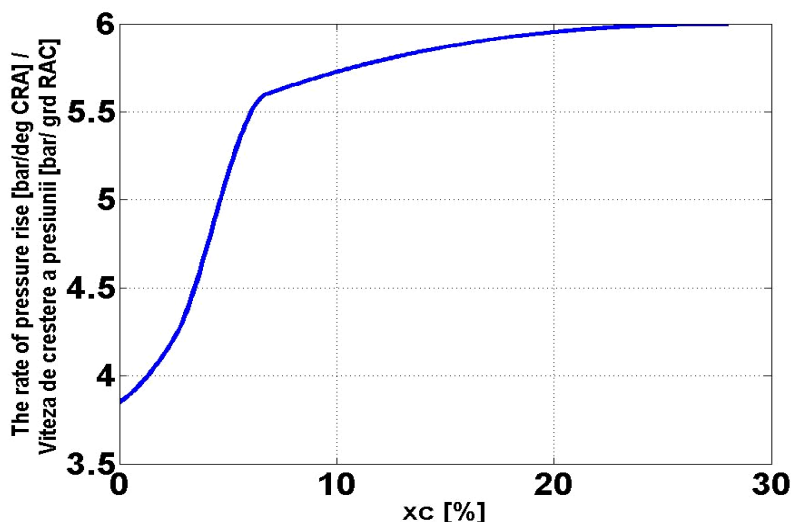


Fig. 15 - The computed maximum rate of pressure rise versus the substitute ratio / *Viteza maximă de creștere a presiunii calculată.*

The brake specific energetic consumption, in the case of LPG fuelling was maintained approximately constant for all the investigated substitute ratios. The measured energetic break fuel consumption is presented in figure 16.

Consumul specific energetic în cazul alimentării cu GPL s-a menținut aproximativ constant pentru toate gradele de substituție analizate. Consumul specific energetic măsurat este prezentat în figura 16.

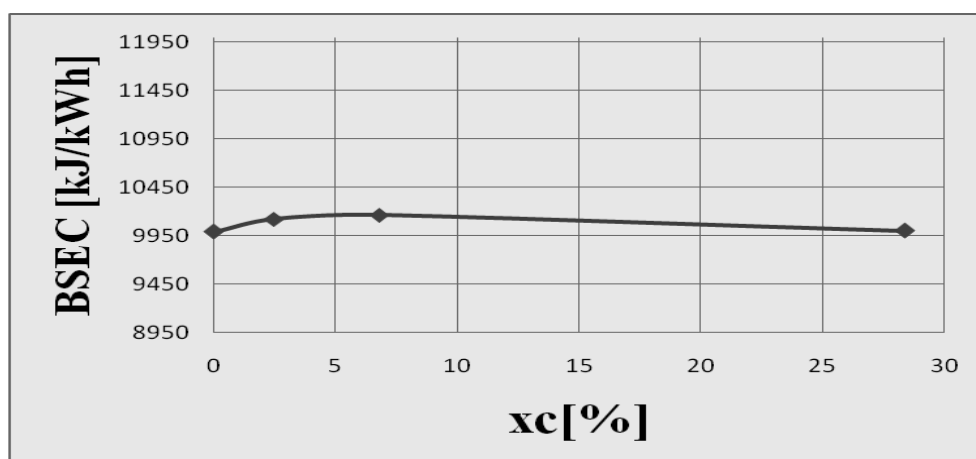


Fig. 16 - The measured brake energetic consumption versus the substitute ratio / *Consumul specific energetic măsurat versus gradul de substituție*

## CONCLUSIONS

1. Nitrous oxides emissions level decreases for all the investigated substitute ratios.
2. The smoke emission is maintained approximately at the same level like in the case of using pure Diesel fuel for substitute ratios up to 6.76% and increases for greater substitute ratios, because of cylinder air filling worsening.
3. The software can predict very well engine performance and emissions after calibration.
4. Fuelling with LPG will not affect the engine reliability.
5. The maximum rate of pressure rise increases for all the investigated substitute ratios, because of higher flame speeds in air-LPG homogeneous mixtures.
6. The break specific fuel consumption maintained approximately constant for all the investigated substitute ratios.

## ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to thank AVL List GmbH Graz, Austria, for providing the possibility to use AVL Boost software.

## CONCLUZII

1. Nivelul emisiei de oxizi de azot scade pentru toate gradele de substituție investigate.
2. Emisia de fum se menține aproximativ la același nivel ca în cazul alimentării cu motorină, pentru grade de substituție până la 6.76% și crește pentru grade de substituție mai mari deoarece umplerea cilindrului se înrăutățește.
3. Programul de calcul poate prezice foarte bine performanțele motorului după calibrare.
4. Alimentarea cu GPL nu afectează fiabilitatea motorului.
5. Viteza maximă de creștere a presiunii crește pentru toate gradele de substituție investigate, din cauza vitezei mai mari a flăcării în amestecul omogen de aer-GPL.
6. Consumul specific energetic se menține aproximativ la același nivel pentru toate gradele de substituție investigate.

## MULTUMIRI

Autorii doresc să mulțumească firmei AVL List GmbH Graz, Austria, pentru oferirea posibilității de a utiliza programul AVL Boost.

## REFERENCES

- [1]. Alla A., Soliman G. H., Badr H.A., Abd Rabbo M.F. (2001) - *Combustion Quasi-Two Zone Predictive Model for Dual Fuel Engines*, *Int. J. Energy Conversion and Management*, Vol. 42, 1477-1498;
- [2]. Alla A., Soliman G.H., Badr H.A., AbdRabbo M.F. (2000) - *A Computational Investigation of the Effect of Exhaust Gas Recirculation on the Performance of a Dual Fuel Engine*, SAE Paper, No. 2000-01-2040;
- [3]. AVL Boost UsersGuide.pdf;
- [4]. Barata J. (1995) - *Performance And Emissions Of A Dual Fueled Diesel Engine*, SAE International, Paper 952364;
- [5]. Birtas A., Chiriac R. (2011) - *A Study Of Injection Timing For A Diesel Engine Operating With Gasoil And HRG Gas*, U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 73, Iss. 4, ISSN 1454-2358;
- [6]. Ghannam M.T., Selim M.Y.E. (2009) - *Stability Behavior of Water-in-Diesel Fuel Emulsion*, *Petroleum Science and Technology Journal*, 27:396–411;
- [7]. Kajitani S., Chen C.L., Oguma M., Alam M., Rhee K.T. (1998) - *Direct Injection Diesel Engine Operated with Propane-DME Blended Fuel*-SAE Technical Paper Series 982536;
- [8]. Karim G.A., Liu Z. (1994) - *An Analytical Examination of the Preignition Processes within Homogeneous Mixtures of a Gaseous Fuel and Air in a Motored Engine*, SAE Paper, No. 942039;
- [9]. Karim G.A., Wong Y.K. (1996) - *An Analytical Examination of the Effects of Exhaust Gas Recirculation on the Compression Ignition Process of Engines Fuelled with Gaseous Fuels*, SAE Paper, No. 961936;
- [10]. Pirouzpanah V., Sarai R.K. (2003) - *Reduction of emissions in an automotive direct injection Diesel engine dual fuelled with natural gas by using variable exhaust gas recirculation*, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 217, no. 8 , pp.719-725, August 1;
- [11]. Popa M.G., Negurescu N., Pana C., *Diesel Engines*, Matrix ROM, Bucharest 2003.
- [12]. Priede T. (1980) - *In Search of Origin of Engine Noise- An Historical Review 1980* SAE 800534, 2039-2069;
- [13]. Samad J., Shram K., Sina S., Ramin B. (2009) - *Modeling the effect of spray/wall impingement on combustion process and emission of DI Diesel engine*, *Thermal Science*: Vol. 13, No. 3, pg. 23-34;
- [14]. Saray R. K. (2009) - *Enhancement of combustion process in dual fuel engines at part loads by using suitable techniques*, *IJE Transactions B: Applications* Vol. 22, No. 1, April 2009 – 77;
- [15]. Selim M.Y E., Ghannam M. (2010) - *A Combustion Study of Stabilized Water-in-Diesel Fuel Emulsion*, *Energy Sources Journal*, Part A, Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 32: 1-19;
- [16]. Selim M. Y. E. (2003) - *Effect of Exhaust Gas Recirculation on Some Combustion Characteristics of Dual Fuel Engine*, *Energy Conversion and Management*, An International Journal, Volume 44, Issue 5, March, Pages 709-723;
- [17]. Selim M.Y.E. (2003) - *A Study of Some Combustion Characteristics of Dual Fuel Engine Using EGR*, SAE Paper 2003-01-0766, Transactions of SAE, Journal of Engines;
- [18]. Selim M.Y.E. (2005) - *Effects of Engine Parameters*

## BIBLIOGRAFIE

- [1]. Alla A., Soliman G.H., Badr H.A., Abd Rabbo M.F. (2001) - *Un Model Cvasidimensional Predictiv Pentru Motoare Alimentate In Sistem Dual*, *Jurnalul Internațional Management și COnversia Energiei*, Vol. 42, 1477-1498;
- [2]. Alla A., Soliman G.H., Badr H.A., AbdRabbo M.F. (2000) - *Investigații Teoretice Asupra efectului Recirculării Gazelor Arse Asupra Performanțelor Unui Motor Alimentat În Sistem Dual*, *Lucrearea SAE*, Nr. 2000-01-2040;
- [3]. AVL Boost UsersGuide.pdf;
- [4]. Barata J. (1995) - *Performanțele Și Emisiile Unui Motor Diesel Alimentat Dual*, *Internațional SAE*, lucrarea 952364;
- [5]. Birtas A., Chiriac R. (2011) - *Studiu cu privire la avansul la injecție al unui motor alimentat cu motorină si HRG Gas*, U.P.B. Buletinul Științific, Seria D, Vol. 73, Iss. 4, ISSN 1454-2358;
- [6]. Ghannam M.T., Selim M.Y.E. (2009)- *Comportamentul stabil al emulsiei apă-motorină*, *Jurnalul Tehnologia și Știința Petrolului*, 27:396–411;
- [7]. Kajitani S., Chen C.L., Oguma M., Alam M., Rhee K.T. (1998) - *Motor diesel cu injecție directă alimentat cu amestec propan-DME*, *Lucrearea tehnică SAE Seria 982536*;
- [8]. Karim, G.A., Liu, Z. (1994) - *O examinare analitică a procesului de preaprindere în amestecuri omogene de combustibil gazos-aer într-un motor antrenat*, *Lucrearea SAE*, Nr. 942039;
- [9]. Karim G.A., Wong Y.K. (1996) - *O examinare analitică a efectului egr asupra procesului de aprindere în motoare alimentate cu combustibili gazoși*, *Lucrearea SAE*, Nr. 961936;
- [10]. Pirouzpanah V., Sarai R.K. (2003) - *Reducerea emisiilor unui motor de automobil cu injecție directă alimentat dual si folosind recirculare variabilă de gaze de evacuare*, *Lucrările Institutului de Inginerie Mecanică, Partea D: Jurnalul Ingineria Automobilelor*, vol. 217, nr. 8 , pag. 719-725, August 1;
- [11]. Popa M.G., Negurescu N., Pana C. (2003) - *Motoare Diesel*, Matrix ROM, Bucuresti;
- [12]. Priede T. (1980) - *Căutând originea zgomotului motorului, Un reviu istoric*, SAE 800534, 2039-2069;
- [13]. Samad J., Shram K., Sina S., Ramin B. (2009) - *Modelarea efectului de formare a filmului de combustibil pe perete si efectele asupra arderii si emisiilor unui motor diesel cu injecție directă*, *Știința Termică*: Vol. 13, Nr. 3, pag. 23-34;
- [14]. Saray R. K. (2009) - *Intensificarea arderii în motoare alimentate dual la sarcini parțiale utilizând tehnici corespunzătoare*, *Tranzacții IJE, B: Aplicații*, vol. 22, Nr. 1, Aprilie – 77;
- [15]. Selim M.Y.E., Ghannam M. (2010) - *Un studiu de ardere al emulsiei apa-motorina*, *Jurnalul Surse de Energie*, Partea A, Recoversia, Utilizarea și Efectele de Mediu, 32: 1-19;
- [16]. Selim M. Y. E. (2003) - *Efectul EGR asupra caracteristicilor de ardere ale unui motor alimentat dual*, *Managementul și Conversia Energiei*, *Jurnalul International*, Volum 44, Apariția 5, Martie, Pag. 709-723;
- [17]. Selim M.Y.E. (2003) - *Un studiu al unor caracteristici de ardere ale unui motor alimentat dual ce folosește recircularea gazelor arse*, *Lucrearea SAE 2003-01-0766*, *Tranzacțiile SAE*, *Jurnalul de Motoare*;
- [18]. Selim M.Y.E. (2005) - *Efectul parametrilor motorului si a tipului combustibilului gazos asupra variabilității ciclice*



*and Gaseous Fuel Type on the Cyclic Variability of Dual Fuel Engines*, Fuel, International Journal, 84, 961-971;  
[19]. Voicu A., Chiriac R. (2012) - *A Numerical Simulation Of The Influence Of Injection Characteristics On Performance And Emissions Of A tractor Diesel Engine*, U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 74, Iss. 3, ISSN 1454-2358.

*în cazul motoarelor alimentate dual*, Combustibili, Jurnalul Internațional, 84, 961-971;  
[19]. Voicu A., Chiriac R. (2012) - *O simulare numerică a influenței caracteristicilor de injecție asupra performanțelor și emisiilor unui motor diesel de tractor*, U.P.B. Buletinul Științific, Seria D, Vol. 74, Iss. 3, 2012 ISSN 1454-2358.