

## CONSIDERATIONS ABOUT DESIGNING OF AN AIR COOLED CYLINDER HEAD FOR A DIRECT INJECTION SMALL DIESEL ENGINE

### CONSIDERAȚII DESPRE PROIECTAREA UNEI CHIULASE RĂCITE CU AER PENTRU UN MIC MOTOR DIESEL CU INECȚIE DIRECTĂ

Ph. D. Eng. Mărdărescu V.Gh., Prof. Ph.D. Eng. Ispas N., Prof. Ph.D. Eng. Năstăsioiu M.  
„Transilvania” University of Brasov, Automotive and Transportation Department / Romania  
Tel: 0268-413000; E-mail: vladym.mardarescu@unitbv.ro

**Abstract:** When designing a cylinder head for two families of stationary Diesel air cooled, engines, with direct injection, we have to consider the BMEP, which is limited to these engines to values of 3.8-5.2 bar. To optimize gases exchange process and obtain a desired swirl number, different solutions are studied: geometry galleries, speed location of valves and gas fields concentrations developed in the combustion process for each proposed solution. The paper presents the optimal solution found in the functional analysis made for a program FLUENT single cylinder engine and one engine family bi-cylinder, looking at for each case of cooling air flow. Another aspect to be taken into account when designing the cylinder heads is to determine the thermal regimes of the cylinder head, piston, cylinder, valves and nozzle, in order to define the development of heat per work engine cycle. From our experience in designing and testing stationary air cooled engines and developing of injectors and new combustion chambers, a combustion code, written in C++, simulates the heat release rate per cycle, also serving to define data used to determine required heat transfer. The objectives of this paper are to define optimum construction solutions for a cylinder head for air-cooled Diesel engine with direct injection, having the stroke of 65 and 82 mm bore.

**Keywords:** cylinder head, analysis, heat release, direct injection, nozzle

#### INTRODUCTION

The cylinder head is designed for direct injection Diesel engines, which include mono and poly-cylinder engines, we proposed the solution with inlet and outlet channels placed on the same side of the cylinder head. For this reason, the injector should be placed between the rocker arms, which brings the advantage of shortening the injection pipe. Also, this solution provides a large surface design of the cooling air reception, and the thermal regime of the injector is much better controlled than in other types of air-cooled cylinder heads [1, 2, 3, 5, 6], because the injector is not in contact with a wall of the hot channel. In Table 1 are presented the main features of the engine cylinder head designed.

For the 5.5 bar BMEP value, we got in our combustion code simulations the evolution of pressure, temperature and apparent heat release, as shown in figure 1. In the figure 2 we showed, in the same conditions, the evolution of apparent heat release and cumulative heat release.

**Rezumat:** Când se proiectează o chiulasă pentru două familii de motoare Diesel, răcite cu aer, cu inecție directă, trebuie luată în considerare problema presiunii medii efective, care este limitată la aceste motoare la valori de 3,8 – 5,2 bar. Pentru optimizarea proceselor de schimb de gaze și obținerea numărului de vârtej dorit au fost studiate soluții diferite pentru: geometria galeriilor, vitezele de ridicare ale supapelor și câmpurile concentrațiilor de gaze dezvoltate în procesul de ardere pentru fiecare soluție propusă. Lucrarea prezintă soluția optimă găsită prin analize funcționale, realizate în FLUENT, pentru motorul monocilindric și pentru o familie de motoare cu doi cilindrii, verificând în fiecare caz curgerea aerului pentru răcire. Un alt aspect de care trebuie să se țină cont când se proiectează chiulasele este legat de determinarea regimurilor termice ale chiulasei, pistonului, cilindrului, supapelor și pulverizatorului, pentru a defini dezvoltarea căldurii pe ciclul de lucru al motorului. O rutină pentru modelarea procesului de ardere, scrisă în C++, a fost folosită pentru a simula viteza de degajare a căldurii pe ciclu, servind de asemenea pentru a defini datele necesare evaluării transferului termic, pornind de la experiența noastră în proiectarea și încercările motoarelor răcite cu aer și în dezvoltarea de injectoare și noi camere de ardere. Obiectivele acestei lucrări sunt definirea soluțiilor constructive optime pentru chiulasa unui motor răcit cu aer, cu inecție directă, având cursa de 65 mm și alezajul de 82 mm.

**Cuvinte cheie:** chiulasă, analiză, degajarea de căldură, inecție directă, pulverizator

#### INTRODUCERE

Chiulasa este proiectată pentru motoare Diesel cu inecție directă, care include motoare mono și policilindrice, noi propunem o soluție cu canalele de admisie și evacuare plasate pe aceeași față a chiulasei. Din acest motiv, injectorul trebuie plasat între culbutori, ceea ce aduce avantajul scurtării conductei de inecție. De asemenea, această soluție asigură o suprafață mare pentru răcirea cu aer și regimul termic al injectorului este mult mai bine controlat decât la alte tipuri de chiulase răcite cu aer [1, 2, 3, 5, 6], pentru că injectorul nu este în contact cu peretele canalului fierbinte. În Tabelul 1 sunt prezentate caracteristicile principale ale chiulasei proiectate.

Pentru o valoare dorită de 5.5 bar a presiunii medii efective, în figura 1 sunt prezentate, folosind rutina proprie de ardere, evoluțiile presiunii, temperaturii și degajării aparente de căldură. În figura 2 sunt arătate, în aceleași condiții, evoluțiile degajării aparente de căldură și degajării de căldură cumulate.

Table1 / Tabelul 1

Engine specification / Caracteristicile motorului	
Bore / Alezaj [mm]	82
Stroke / Cursa [mm]	65
Compression ratio / Raport de comprimare	19,2
Displacement volume / Cilindree [cm <sup>3</sup> ]	343
Engine speed / Turație [min <sup>-1</sup> ]	3000
BMEP / Presiune medie efectivă [bar]	5,5

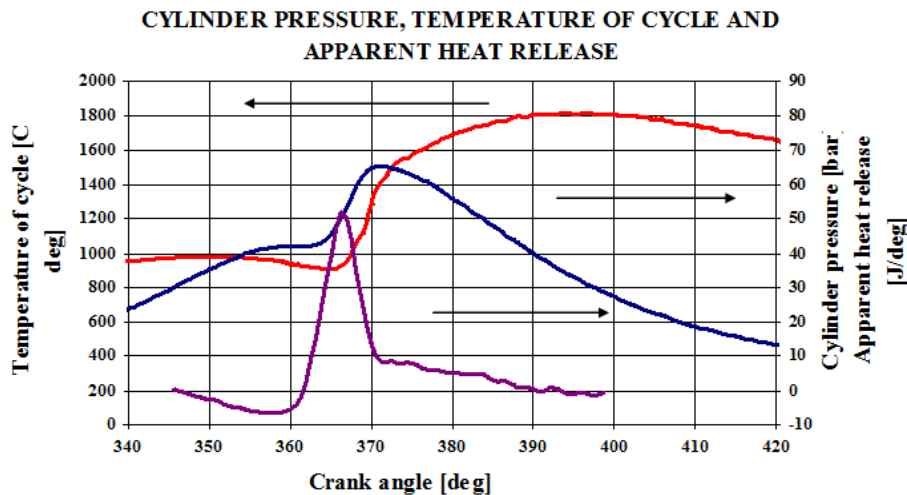


Fig. 1 – Cylinder evolutions of pressure, temperature and aparent heat relase simulated for a BMEP of 5.5 bar / Evoluțiile presiunii, temperaturii și degajării aparente de căldură simulate pentru o valoare a presiunii medii efective de 5.5 bar

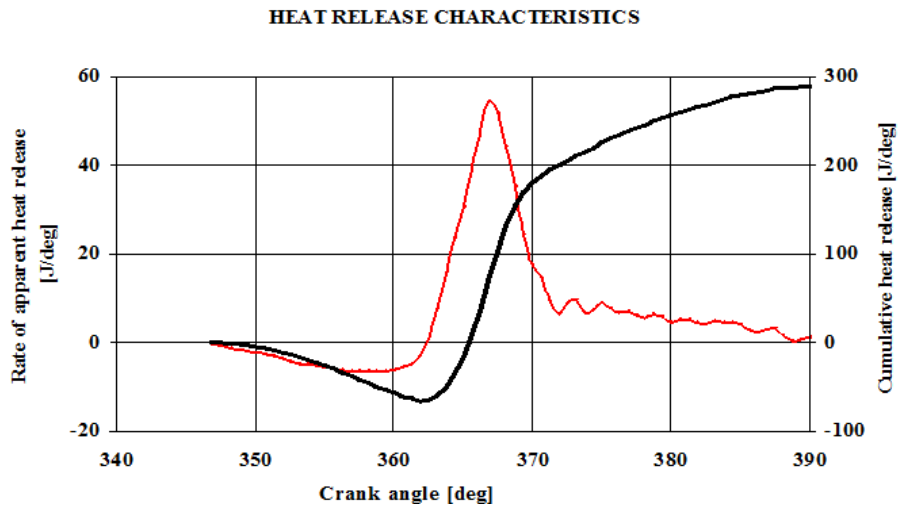


Fig. 2 –Evolutions of aparent heat relase and cumulative heat release / Evoluțiile degajării aparente de căldură și degajării de căldură cumulate

**MATHERIAL AND METHOD**

**MATERIALE ȘI METODĂ**

The momentary above piston cylinder volume is given by equation (2) where B is bore and V<sub>c</sub> is combustion chamber volume:

To characterize the evolution of volume in cylinder available we established the movement of the piston from top dead center (TDC), as can be seen in equation (1):

Where:  
S(α) – distance crossed of piston TDC;  
r – cranck radius;

$$l'_b = \frac{l_b}{r}$$

l<sub>b</sub> - conecting rod length;  
α – cranck angle.

Volumul instantaneu de deasupra pistonului este dat de ecuația (2) în care B este alezajul iar V<sub>c</sub> este volumul camerei de ardere:

Pentru a caracteriza evoluția volumului din cilindru disponibil am stabilit ecuația de mișcare a pistonului pornind din punctul mort superior (PMS), așa cum se poate vedea în ecuația (1):

Unde:  
S(α) – distanța parcursă de piston pornind din PMS;  
r – raza manivelei;

$$l'_b = \frac{l_b}{r}$$

l<sub>b</sub> - lungimea bielei;  
α – unghiul de rotație al arborelui cotit.

$$V_{cyl}(\alpha) = \frac{\pi B^2}{4} S(\alpha) + V_c \tag{2}$$

In figure 3 is showed the momentary above piston cylinder volume evolution.

În figura 3 este prezentată evoluția volumului instantaneu de deasupra capului pistonului.

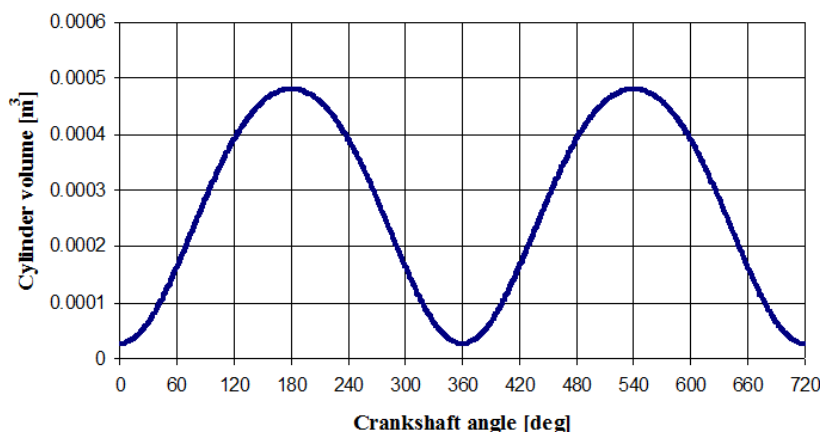


Fig. 3 – Evolution of the cylinder momentary volume above piston / Evoluția volumului instantaneu de deasupra pistonului

In order to determine the gases temperature in the compression stage we used equation (3), where:

$\mu_g$  - residual gas fraction;

$\gamma$  - adiabatic exponent of real gas =  $\frac{c_p}{c_v}$  ;

$p_e$  - exhaust absolute pressure;

$p_i$  - intake absolute pressure;

$T_i$  - intake absolute temperature.

În scopul determinării temperaturii gazelor în timpul comprimării am utilizat ecuația (3) unde:

$\mu_g$  - coeficientul gazelor reziduale;

$\gamma$  - exponentul adiabatic al gazului real =  $\frac{c_p}{c_v}$  ;

$p_e$  - presiunea absolută în evacuare;

$p_i$  - presiunea absolută în canalul de admisie;

$T_i$  - temperatura absolută în canalul de admisie.

$$T(\alpha) = \frac{1 - \mu_g}{1 - \frac{1}{\gamma \varepsilon} \left[ \frac{p_e}{p_i} + (\gamma - 1) \right]} \cdot T_i \quad (3)$$

Instantaneous gas temperature in combustion phase is estimated by formulae (4):

Temperatura instantaneei în timpul fazei de ardere este estimată cu relația (4):

$$T(\alpha) = \frac{p(\alpha) \cdot V(\alpha)}{\frac{8315}{M} (m_{air} + m_{fuel} + m_{res})} \quad (4)$$

To validate the heat transfer coefficient of the combustion chamber we applied Woschni correlation (4)[4], where:

B – cylinder bore;

P – average gases pressure;

T – gases temperature;

W- average of gases velocity.

The average heat coefficient is shown in figure 4.

To analyze the gas flow channels and the determination of temperature and thermal stress we used the cylinder head designing in CATIA V5, as shown in figure 5.

Pentru a valida coeficientul de transfer termic al camerei de ardere aplicăm corelația Woschni (4)[4], unde:

B –alezajul cilindrului;

P – presiunea medie a gazelor;

T – temperature gazelor;

W- viteza medie a gazelor.

Variația valorii medii a coeficientului de transfer termic este arătată în figura 4.

Pentru a analiza curgerii prin canale și a determina temperatura și solicitarea termică am utilizat chiulasa proiectată în CATIA V5, așa cum este arătată în figura 5.

## RESULTS

### Analysis of flow through inlet

To analyze the flow we generated in CATIA V5 the inlet channel, located trough cylinder head, with a length equal of 1.75 out of its diameter, just like at the test bench used to determinate the average swirl number. Flow simulation program was done in FLUENT and initial flow conditions are: for input P = 101325 [Pa], T= 293 K, for output P = 98873.3375 Pa, T = 293 K. The results after generating tetrahedral mesh of 1mm side and 563008 elements, can be seen in fig.6. Air intake occurs at the bottom of the cylinder to the depression of 0.025 MPa.

## REZULTATE

### Analiza curgerii prin canalul de admisie

Pentru analiza curgerii am generat în CATIA V5 canalul de admisie, plasat în interiorul chiulasei, cu o lungime egală cu 1,75 din diametrul său, chiar la fel ca la standul de încercare folosit pentru determinarea valorii medii a cifrei de vârtej. Simularea curgerii a fost făcută în FLUENT și condițiile inițiale au fost: pentru intrare P = 101325 [Pa], T = 293 K, pentru ieșire P = 98873.3375 Pa, T = 293 K. Rezultatele, după generarea rețelei tetraedrice cu latura de 1 mm și 563008 elemente, se pot vedea în figura 6. Admisia aerului la partea de jos a cilindrului are loc la o depresiune de 0,025 MPa.

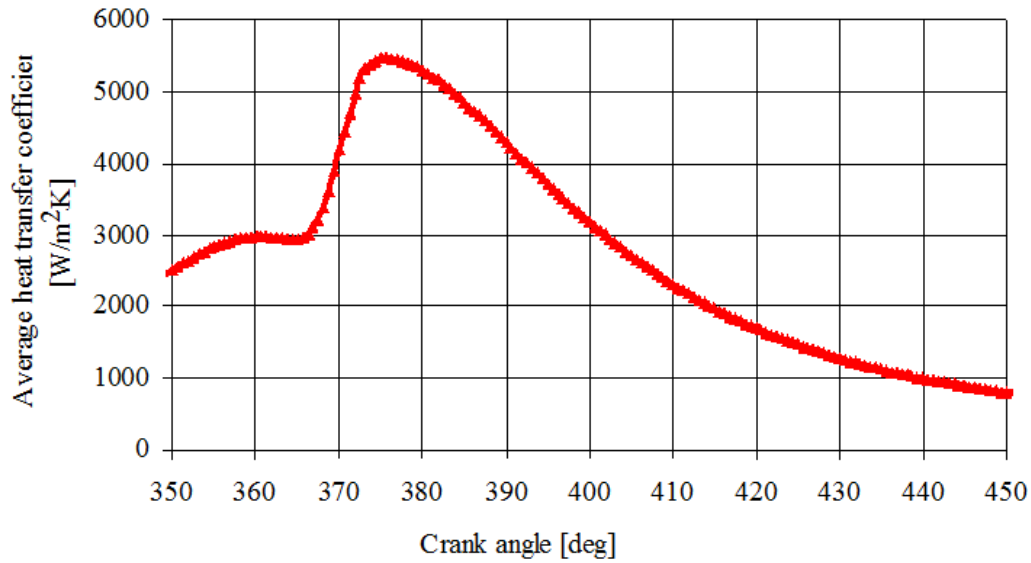


Fig. 4 - The average heat coefficient / Coeficientul mediu de transfer termic

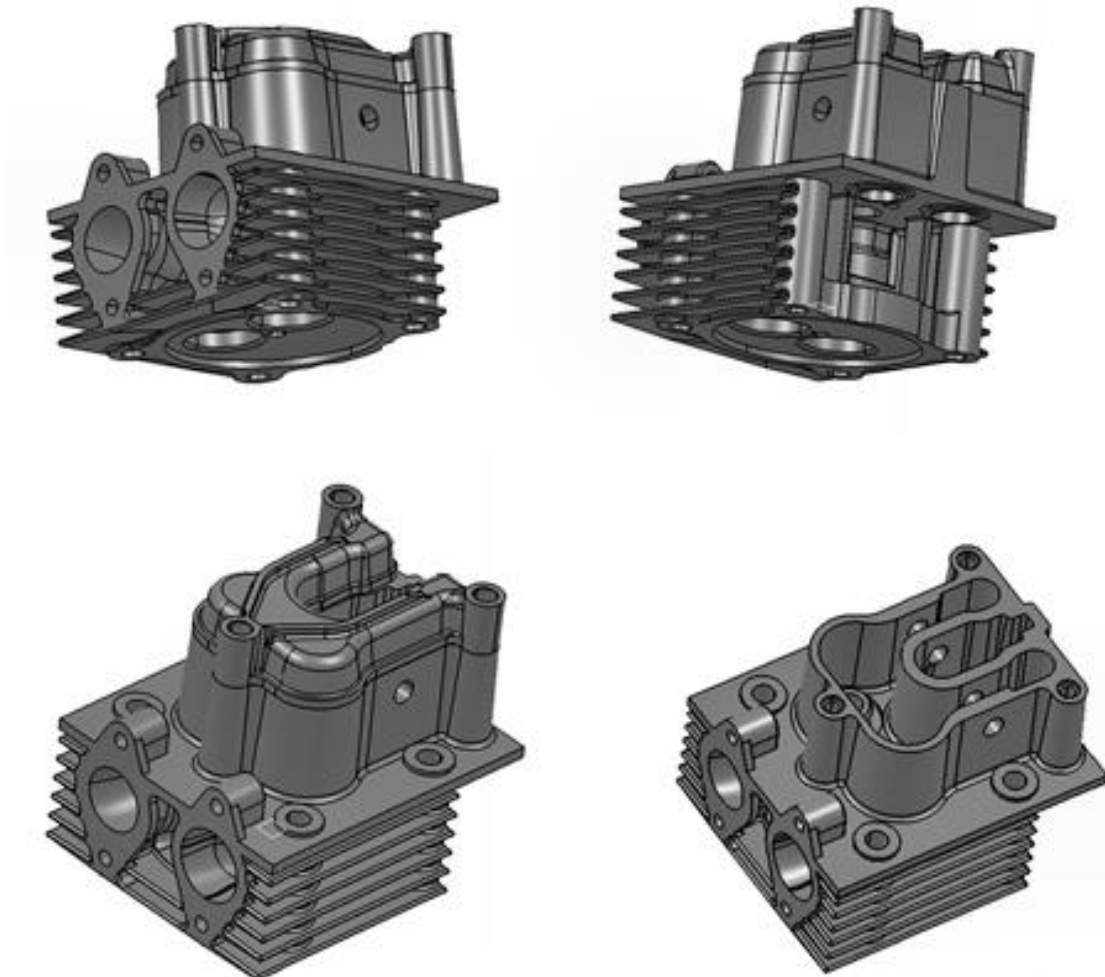


Fig. 5 - Cylinder head designing in CATIA V5 / Chiulasa proiectată în CATIA V5

The duct was placed above the cylinder just like in the cylinder head geometry. Inlet valve could be moved like in table 2, where:  $H_v$  – lift of valve,  $D_v$  – diameter of the intake channel.  $D_v=28$  mm.

Canalul a fost plasat deasupra cilindrului chiar în geometria definită a chiulasei. Mișcarea supapei de admisie este corespunzătoare mărimilor din tabelul 2, unde:  $H_v$  – ridicarea supapei,  $D_v$  – diametrul canalului de admisie,  $D_v=28$  mm.

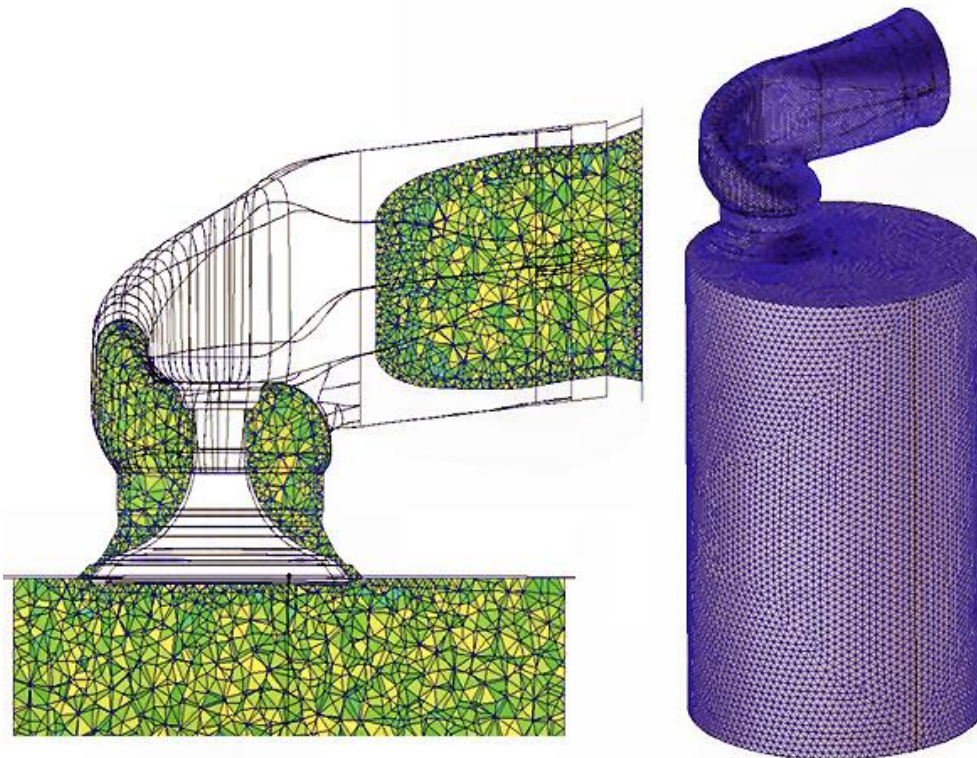


Fig. 6 – Finite element mesh for inlet geometry generated for FLUENT analysis / Rețeaua de elemente finite a geometriei canalului pentru analiza în FLUENT

Inlet valve characteristics / Caracteristici ale supapei de admisie

Table 2 / Tabelul 2

No.	$H_v/D_v$	$H_v$ [mm]
1	0	0
2	0.04	1.12
3	0.08	2.24
4	0.12	3.36
5	0.16	4.48
6	0.2	5.6
7	0.24	6.72
8	0.28	7.84

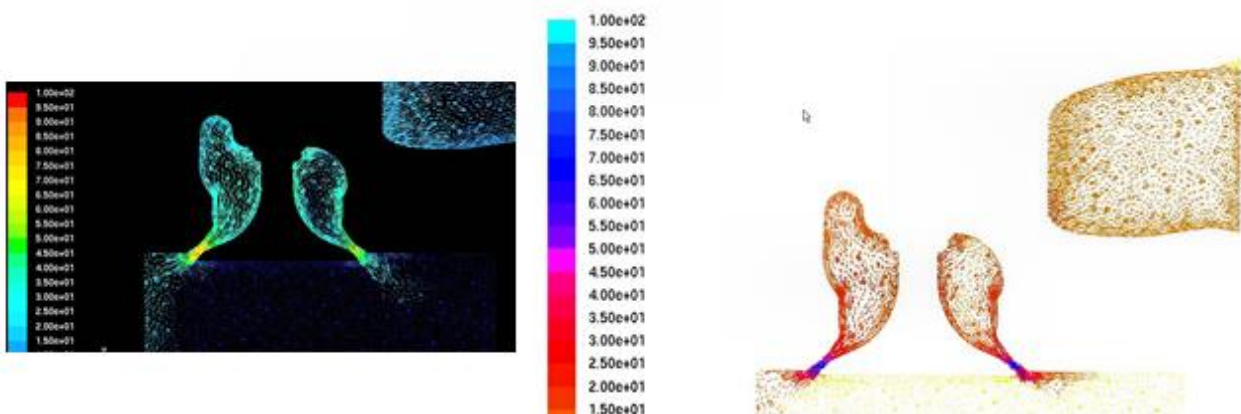


Fig. 7 – Flow simulation for  $H_v=1,12$  mm / Simularea curgerii pentru  $H_v=1,12$  mm

In the figure 7 is shown the flow for  $H_v=1.12$  mm and in the figure 8 is shown the flow for  $H_v=4.48$  mm. In figure 9 we can see the pressure field for described flow conditions.

În figura 7 este arătată curgerea pentru  $H_v=1,12$  mm și în figura 8 pentru  $H_v=4.48$  mm. În figura se poate vedea câmpul de presiuni în condițiile de curgere descrise.

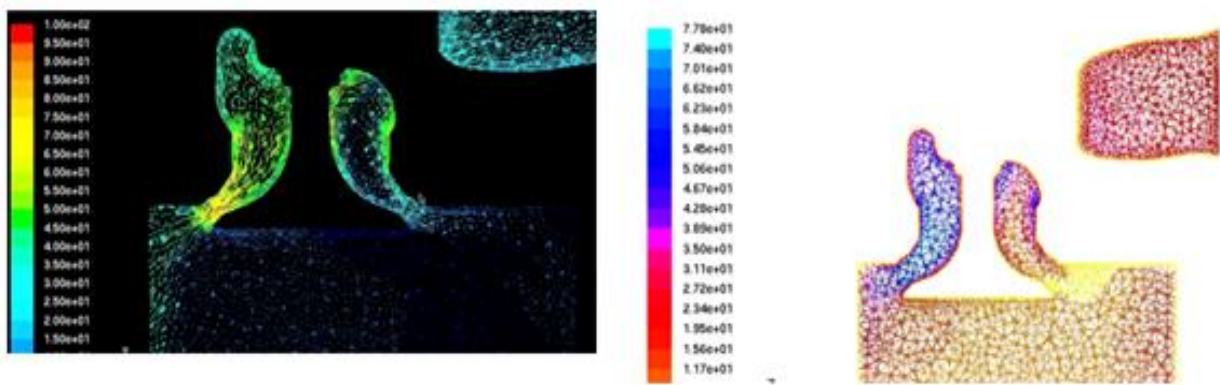


Fig. 8 – Flow simulation for  $H_v=4.48$  mm / Simularea curgerii pentru  $H_v= 4,48$  mm

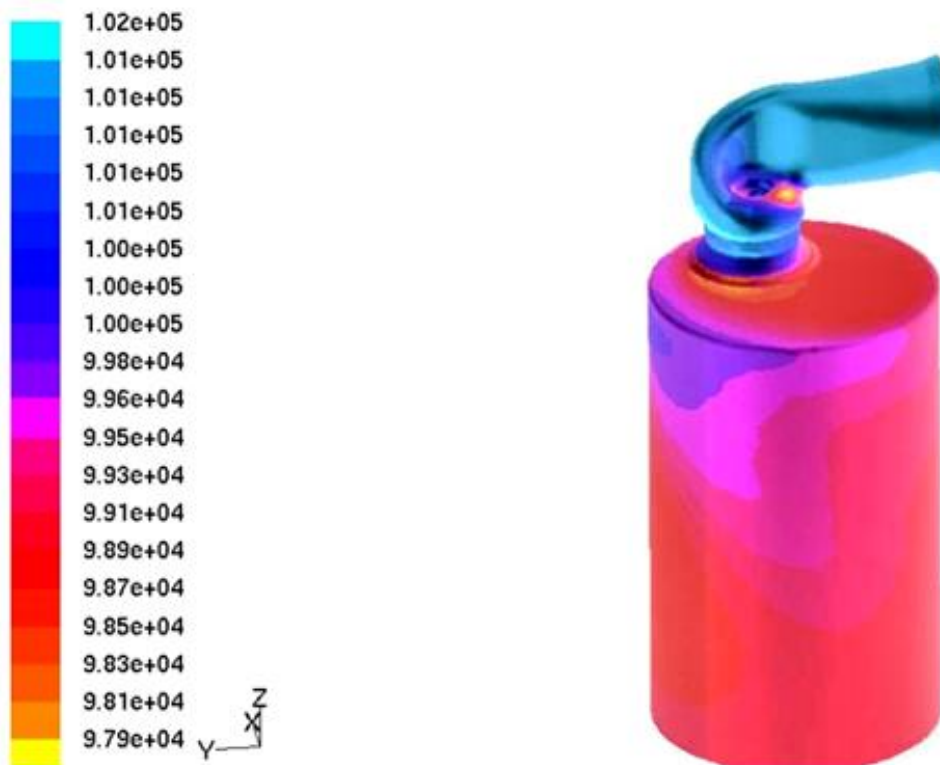


Fig. 9 – Pressure field in the described flow condition / Câmpul de presiune în condițiile de curgere descrise

**Stress analysis generated by thermo-mechanical fields**

The stress type is used by means of thermal analysis DC3D10 coding. This is a typical thermal analysis. They are tetrahedral elements with 2 up to 10 nodes. Thermal analysis was run with the idea of obtaining the temperature field defined by structure analysis. The thermal field was loaded over static analysis. For static analysis we used two-order tetrahedral elements with 10 nodes. Coding element in ABAQUS is C3D10. The analysis of static stress field was obtained on the structure analyzed.

Number of elements in the analysis: 262 509

Number of nodes in the analysis: 451 281.

Based on heat transfer coefficient we obtained the plot temperature and stress distribution, which can be seen in figure 10.

Plot stress and temperature distribution for inlet can be seen in figure 11, and for exhaust duct is presented in figure 12.

**Analiza solicitărilor generate de câmpurile termo-mecanice**

Tipurile respective de solicitări sunt folosite utilizând rutine de tipul DC3D10. Este a analiză termică specifică. Sunt elemente tetraedrale cu 2 până la 10 noduri. Analiza termică a fost rulată în ideea de a obține câmpul de temperatură definit din condiții structurale. Câmpul de temperatură a fost încărcat în condițiile unei analize statice. Pentru analiza statică am utilizat tetraedre de ordinul 2 cu 10 noduri. Codare elementelor în ABAQUS este DC3D10. Analiza solicitării statice a fost obținută pe structura analizată.

Numărul de elemente din analiză a fost de 262509

Numărul de noduri a fost 451281

Pe baza coeficientului de transfer termic am obținut distribuția de temperatură și a solicitărilor care se poate vedea în figura 10.

Distribuția de temperatură pentru canalul de admisie poate fi observată în figura 10 iar pentru canalul de evacuare este prezentată în figura 12.

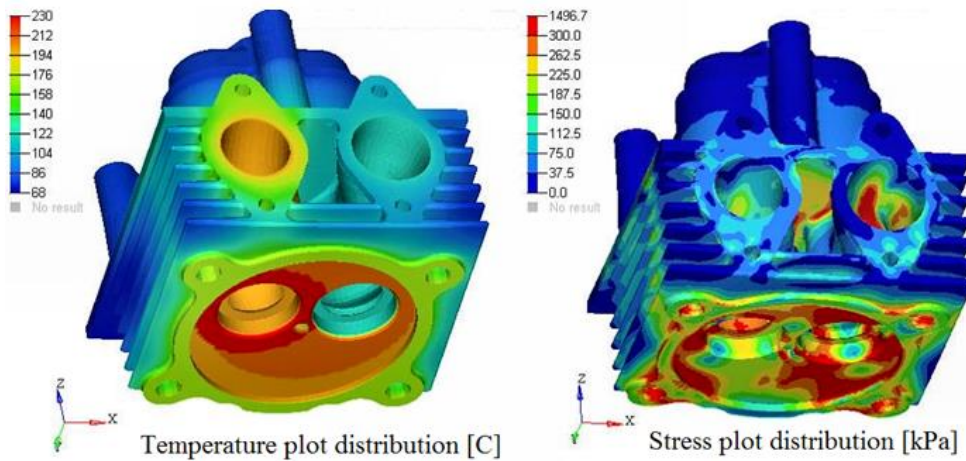


Fig. 10 The plot temperature and stress distribution / *Reprezentarea distribuției de temperatură și a solicitărilor*

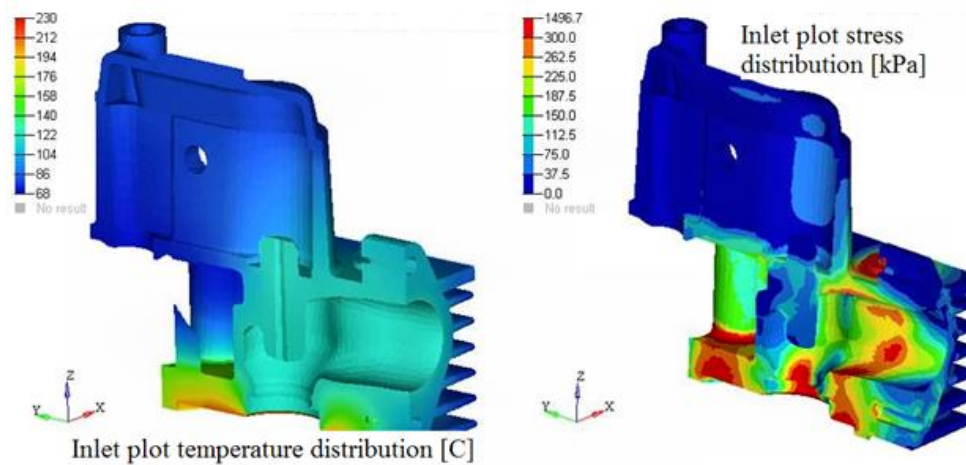


Fig. 11 Inlet temperature and stress distribution / *Distribuția temperaturilor și a solicitărilor în canalul de admisie*

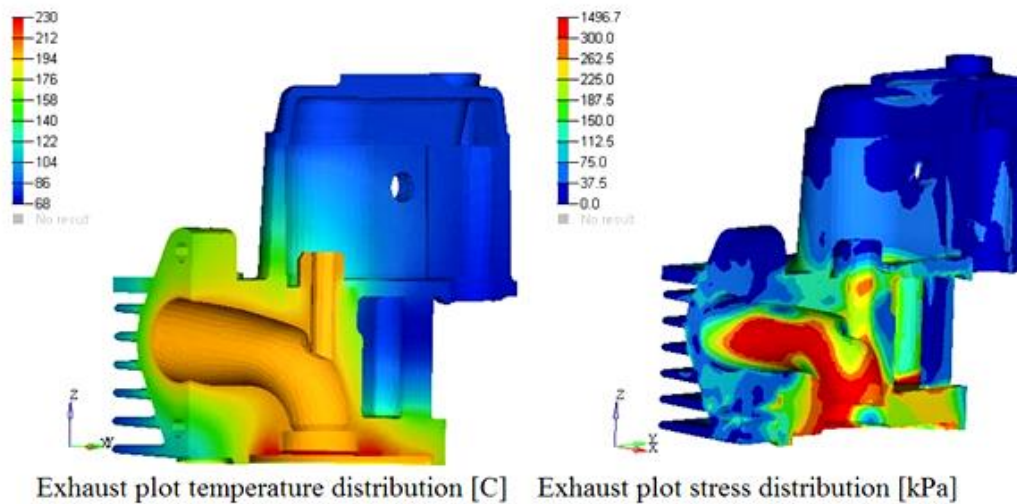


Fig. 12 Exhaust temperature and stress distribution / *Distribuția temperaturilor și a solicitărilor în canalul de evacuare*

**CONCLUSIONS**

1. Results presented in this work could be used as a preliminary step in a development of two families of Diesel engines, just in terms of the main parameters of the cylinder head and engine performances.
2. Our goal was to create a team to develop this project, about which specific issues such as fuel injection, combustion chamber, types of stress, have not been published up to now.
3. Designated cylinder head can be an alternative for the

**CONCLUZII**

1. Rezultatele prezentate în această lucrare vor putea fi utilizate ca un pas preliminar în dezvoltarea a două familii de motoare Diesel, în ceea ce privește parametrii principali ai chilasei și performanțele motorului.
2. Obiectivul nostru a fost acela de a crea o echipă pentru dezvoltarea acestui proiect despre care nu au fost publicate până acum informații specifice despre injecția de combustibil, camera de ardere, solicitări particulare.
3. Chiulasa proiectată poate fi o alternativă pentru

development of two families of direct injection Diesel stationary engines air cooled.

dezvoltarea a două familii de motoare Diesel cu injecție direct, staționare, răcite cu aer.

**REFERENCES**

- [1]. Leipertz A. (2005) - *Spray and atomization*, Clean I.C. Engines and Fuels, Louvain-la-Neuve, 07.04.2005;
- [2]. Martyr A.J. (2007) - *Engine testing*, Elsevier, ISBN-13: 978-0-7506-8439-2, pag.295-296;
- [3]. Mendes A. and de Azevedo Cardoso A. (2007) - *Structural analysis of the aluminium cylinder head for a high-speed diesel engine*, SAE paper 2007-01-2562;
- [4]. Stiesch G. and Merker G.P. (1999) - *A Phenomenological Model for Accurate and Time Efficient Prediction of Heat Release and Exhaust Emissions in Direct - Injection Diesel Engines*, SAE paper 1999-01-1535, 199;
- [5]. Whitehouse N.D. and Way R.J.B. (1971) - *Simple Method for the Calculation of Heat Release Rates in Diesel Engines Based on the Fuel Injection Rate*, SAE paper 710134;
- [6]. Yu Shi. (2011) *Computational optimization of internal combustion engines*, Springer, ISBN 978-0-85729-618-4, pag. 114-115

**BIBLIOGRAFIE**

- [1]. Leipertz A. (2005) – *Pulverizare și atomizare*, Clean I.C. Engines and Fuels, Louvain-la-Neuve, 07.04.2005;
- [2]. Martyr A.J. (2007) - *Încercarea motoarelor*, Elsevier, ISBN-13: 978-0-7506-8439-2, pag.295-296;
- [3]. Mendes A. și Azevedo Cardoso A. (2007) – *Analiza structurală a chiulasei din aluminiu pentru un motor diesel de viteză mare*, lucrari SAE 2007-01-2562
- [4]. Stiesch G. și Merker, G.P. (1999) - *Un Model fenomenologic pentru predicția eficientă și precisă a timpului de eliberare a căldurii și emisii de ardere pentru motoarele Diesel cu injecție directă*, lucrari SAE 1999-01-1535, 199
- [5]. Whitehouse N.D. și Way R.J.B. (1971) – *Metoda simplă de calculare a procentelor de eliberare a căldurii la motoarele Diesel pe baza gradului de injecție cu combustibil*, lucrari SAE 710134;
- [6]. Yu Shi. (2011) - *Optimizarea computațională a motoarelor cu ardere internă*, Springer, ISBN 978-0-85729-618-4, pag. 114-115