

EXERGOECONOMIC COMPARISON BETWEEN SPARK-IGNITION ENGINE AND COMPRESSION-IGNITION ENGINE

Hugo Lima Moreira

Centro de Perícias Científicas “Renato Chaves”, Av. Major Wilson, 54 – Castanhal – PA – CEP: 68742-190

hugolimabr@yahoo.com.br

Alcidemar Miranda Brasil

Conselho Regional de Engenharia, Arquitetura e Agronomia, Tv. Doutor Moraes, 194 - Nazaré - Belém - PA - CEP: 66.035.080
Tel/Fax (91) 4006-5500

am_brasil@oi.com.br

Abstract. *The present work establishes a comparison between spark-ignition engine and compression-ignition engine in power rating from 50 to 500 kW. A numeric simulation in EES platform was implemented to calculate the thermodynamic and exergoeconomic parameters, considering the complete combustion with air-theoretical. The exergoeconomic analysis was based on the fuel-product methodology, which uses complementary equations necessary to calculate the exergetic cost of each flow. The expected results were very significant, because, despite of being a theoretical simulation it has used monetary values currently practiced by the market for the equipment and fuel prices.*

Keywords. *exergoeconomic, thermoeconomic, exergy, internal combustion engine.*

1. Introduction

The theoretical approach of thermal systems – most of the time – are always based on conservation laws of mass and energy, and the determination of the efficiency coefficient is given by the relation between the work produced and the spent energy. This methodology is well known as Energetic Analysis or Thermodynamics First Law, based on the analysis of the quantitative effect, without considering the qualitative effect, the energy or temperature levels in which the process occur. Internal combustion engines are also submitted to this analysis.

Internal combustion engines are equipment largely used by industrial, automotive and transportation sectors as well as power generator devices. This multiple application gives the equipment a significant commercial importance, since invariably it is responsible for a large amount of the investment where this machine is inserted.

The thermal efficiency of internal combustion engines, according to the Otto Cycle, is basically function of the compress ratio and this efficiency increases according to the increase of this relation; since the engine – according to the Diesel Cycle – shows the same performance, the comparison between them is inevitable, and in fact, the diesel engine operates with a compress ratio higher than the spark-ignition engine and - this way – shows a higher thermal profit. The reason for this fact is that in the spark-ignition engine, the compression is air-fueled and the detonation (or auto-ignition) becomes a restricting factor for Otto Cycle engines. The comparison established in the present work is an exergoeconomic one.

The exergoeconomic (or thermoeconomic) methodology was created in order to foment a thermal and economical analysis for thermal systems. These analysis aims to ratify the technical and economical viability of equipments and industrial plants, which have always produced reliable results. This new approach, also based on conservation concepts, enlarge the energetic analysis including the use of the Second Law and concepts of irreversibility and exergy.

2. Methodology

The exergoeconomic analysis have as a meaning objective, among others, determine the exergetics and monetary costs of all system components; allowing the knowledge and the comprehension of the forming process of these costs; promoting the optimization not only of the specific variables of each system component, but of the whole system.

This detailed analysis was obtained with the contribution of the Thermodynamics Second Law in conjunction with exergetic analysis, in which, according to Tsatsaronis (1993), it would permit a better measurement to evaluate the magnitude of lost energy in relation to the amount of supplied energy under the form of energetic resource; it would also permit a better measurement of quality or loss from a thermodynamic point of view, thus becoming a good variable to define the reasonable efficiency for the energetic system.

2.1. Exergoeconomic analysis

Tsatsaronis *et al.* (1994), had synthesized this analysis based on the *Fuel – Product* concept, proposing a systemic approach in each component, with the purpose to generate auxiliary equations needed to calculate the exergetic costs of each flow. He had called this methodology of Exergoeconomic Analysis, which comprehends the following steps:

- o Make an exergetic balance in each system component;
- o Make an economic analysis of the subsystems;
- o Obtain the costs balance of exergy flows in each component; and
- o Calculate the parameters that would permit the analysis of the processes associated to each component.

The economic rating of the thermodynamic flows that perform one cycle, will be set up for the operational conditions later defined, always focusing the utilization of the available exergy from burning process of octane (C₈H₁₈) and dodecane (C₁₂H₂₆), respectively known as gasoline and diesel oil. The exergoeconomic method combines the exergetic and economic analysis, and was applied to Otto and Diesel Standard Cycles to reveal which one is thermoeconomically more efficient.

2.2. Exergetic Cost

The exergy balance gives the destruction value of exergy in each component of the system and this destruction is equal to the difference between incoming and out-coming exergy from the volume control. This happens because, in a real process, there will be always destruction and loss resulting in a bigger exergy in the entrance of the process, in relation to the product exergy. The exergetic cost of a product is therefore composed by the resources exergy, the external loss exergy and the irreversibility. As well shown in Figure (1), the exergetic cost of the product will always be bigger than the resource.

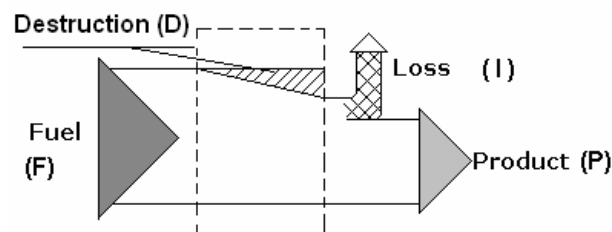


Figure 1. Resource (F), Product (P), Destruction (D) and Loss (I).

The exergetic balance in each component can be expressed as:

$$B_p = B_f - I - B_D \quad (1)$$

Starting from the concept of exergetic or reasonable efficiency, that is the relation between the product exergetic variation and the resource exergetic variation needed to the process, we can define the unitary exergetic cost as being the inverse relation, such as:

$$k = \frac{\text{Exergy of Resource}}{\text{Exergy of Product}} = \frac{B_{\text{resource}}}{B_{\text{product}}} = 1 + \frac{\text{Loss}(I) + \text{Destruction}(D)}{\text{Product}(P)} = \frac{B_i^*}{B_i} \quad (2)$$

where k is the unitary exergetic cost, B_i^* is the exergy expressed in (kW) necessary to conceive the desired product, and B_i is the minimum quantity of exergy expressed in (kW) corresponding to the ideal process for the conception of the product. Obviously, k will be greater than or equal to the unity, and in an externally reversible process this factor will become equal to one.

Valero *et al.* (1986) have formulated an endowment proceeding of exergetic costs, based only in thermodynamics precepts, such as:

- o The exergetic cost of a flow (B^*), resource (F^*), or product (P^*) is the real quantity of exergy needed to produce it;
- o A detailed analysis of the global nature of the process and of the function of each subsystem in progressive formation of the final products, is the only requirement needed to solve the endowment problem of exergetic costs;
- o The exergetic costs in the entrance of an equipment or component of the system should be rated with the flow that outcome from it.

Based on these postulates, a collection of proposition has been created and the systematic application on the equipments will permit us value the exergetic costs of the flows. These propositions will be set up in a general way, and afterwards will be applied in the systems to be considered.

- Proposition 1 – The exergetic cost is a conservative property

$$\sum_{entrance} B_i^* - \sum_{exit} B_j^* = 0 \quad (4)$$

- Proposition 2 – for a system or control of volume with more than one energetic resource, the exit unitary exergetic costs must be equal to the entrance ones (resource rules)

For a general system example as shown on Figure (2), we have:

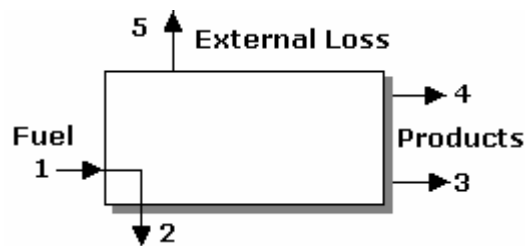


Figure 2. General System Example (Torres, 1999)

$$\frac{B_1^*}{B_1} = \frac{B_2^*}{B_2} \quad (5)$$

- Proposition 3 – if a system has a product formed by various flows, the exergetic cost will be the same for each one of them (product rule). In the Figure (2) example we have:

$$\frac{B_3^*}{B_3} = \frac{B_4^*}{B_4} \quad (6)$$

- Proposition 4 – in the absence of value of an external loss flow, we shall admit a null exergetic cost. In this example we have:

$$\frac{B_5^*}{B_5} = 0 \quad (7)$$

- Proposition 5 – in the absence of external value, the exergetic cost of the entrance flows in the system is equal to its exergy. In this example we have:

$$B_1^* = B_1 \quad (8)$$

3. ENERGETIC AND EXERGOECONOMIC FORMULATION OF ENGINES

3.1. Energetic Analysis of Internal Combustion Engines

The energetic analysis of internal combustion engines involve chemical reaction, which include hydro-carbonated fuel combustion, and since we are mentioning a power generator device, the thermodynamic analysis of reagent systems are basically an extension of Thermodynamic First and Second Laws. Schematically, a surface of control involving our objective of study is shown on Figure (3), characterizing the air and fuel entrance flows, and the exit of exhaustion gases, heat and – mainly – work.

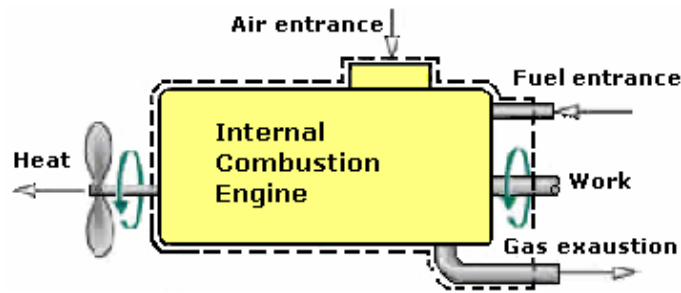
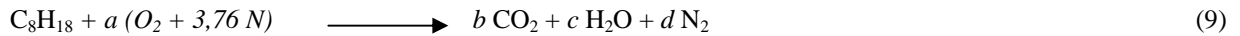
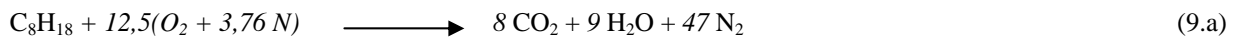


Figure 3. Surface of control involving an internal combustion engine

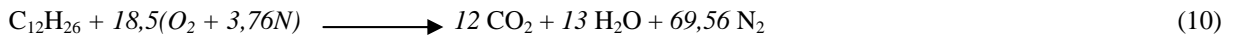
During the combustion process, the mass of each element remains the same. This way, describing a chemical reaction basically implies on mass conservation of each composing element of the fuel and the oxidant. This way, we should consider the octane combustion with quantity of air theoretical, which is the minimum amount of air needed to supply enough oxygen for a complete combustion of all carbon and hydrogen, as follows:



Where a , b , c and d represent the number of moles of oxygen, dioxide of carbon, water and nitrogen respectively. In the first member we consider that 3,76 moles of nitrogen join each mole of oxygen. Applying the principle of mass conservation to carbon, hydrogen, oxygen and nitrogen respectively, we can obtain a system of four equations and four unknown members. Solving this system, the balanced chemical equation becomes as follows:



In the same way, for the dodecane combustion we should have:



The energetic balance for reagent systems in permanent regime can be evaluated admitting the hypothesis that air-fuel combination and combustion products can be considered ideal gases, besides ignoring the effects of kinetic and potential energy, thus:

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_{vc}} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_{vc}} = \sum_P n_s (\bar{h}_f + \Delta \bar{h})_s - \sum_R n_e (\bar{h}_f + \Delta \bar{h})_e \quad (11)$$

With these conceptions, the balance of mass and energy for a volume of control with various entrances and exits becomes evident by the Eq. (11), where \dot{Q}_{vc} and \dot{W}_{vc} are respectively the heat flow and the work flow (power) getting out of the volume of control; \dot{n}_{vc} represents the molar fuel flow; the coefficient n_s e n_e correspond to the respective coefficient of Eq. (9.a) and Eq. (10) of the respective reaction, supplying the reagent moles and the products per mole of fuel; \bar{h}_f is the enthalpy of formation of products and reagent and $\Delta \bar{h}$ symbolizes the difference of molar enthalpy of reagents and products in the entrance and exit of the volume of control.

The fuel consumption denoted by \dot{m}_f is well defined as the relation between the fuel masses outflow and its time unit. The mostly used parameter to relate the fuel flow to the power (Pot) is the fuel specific consumption (sfc) given by Eq. (12).

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{Pot} \quad (12)$$

For spark-ignition combustion engines, the fuel specific consumption according to Heywood (1988) assumes values of $75 \mu\text{g/J} = 270 \text{ g/kWh}$. For compression-ignition engines this parameter assumes values of $55 \mu\text{g/J} = 200 \text{ g/kWh}$.

3.2. Exergetic Analysis of Internal Combustion Engines

Exergy can be defined as the greater theoretical job possible to be obtained in relation to the state of reference to a temperature T_o and pressure P_o . The system exergy can be obtained by:

$$B = (E - U_o) + P_o(V - V_o) - T_o(S - S_o) \quad (13)$$

Where E (the sum of internal energy, potential and kinetic), V and S denote the energy, the volume and the system entropy – respectively, while U_o , V_o , and S_o are values of the same properties if the system were in the state of reference. There are several ways to calculate the exergy with a system of equation that must be specifically chosen for each case. We have, for example, the exergy due to the heat exchange that is defined by:

$$B_{\text{heat}} = \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) \dot{Q}_{vc} \quad (14)$$

The chemical exergy is defined according to the type of process and chemical reactions of each process. In this case, the chemical exergy of the fuel in liquid form has been defined according to Szargut *et al.* (1988) by the product of coefficient γ and the lower heat power, as follows:

$$B_{\text{ch}} = \gamma \cdot \text{PCI} \quad (15)$$

For hydro-carbonated liquid fuel, the coefficient γ can be determined by Eq. (16):

$$\gamma = 1,0506 + 0,0144 \cdot \frac{H}{C} \quad (16)$$

where H/C is the atomic relation between its elements.

Moran and Shapiro (2002), suggested for the calculation of chemical exergy of combustion gases of a hydro-carbonate type of C_mH_n an equation given in terms of Gibbs Function of the respective substance products of combustion, as follows:

$$B_{\text{ch}} = \left[\bar{g}_{\text{fuel}} + \left(m + \frac{n}{4}\right) \bar{g}_{O_2} - m \bar{g}_{CO_2} - \frac{n}{2} \bar{g}_{H_2O(gás)} \right] (T_o, P_o) + \bar{R} \cdot T_o \cdot \ln \left[\frac{(y_{O_2})^{m+n/4}}{(y_{CO_2})^m \cdot (y_{H_2O})^{n/2}} \right] \quad (17)$$

where \bar{g}_{fuel} , \bar{g}_{O_2} , \bar{g}_{CO_2} and \bar{g}_{H_2O} are Gibbs functions for fuel, oxygen, dioxide of carbon and water steam, respectively. In the same way y_{O_2} , y_{CO_2} , y_{H_2O} are molar fractions of oxygen, dioxide of carbon and water steam, respectively.

Defined the equations to determine the exergy of each flow, we started from Eq. (4) and taking Figure (3) as volume of control we can establish the exergetic balance for the internal combustion engine and apply particular equations to the case in study, obtained this way for the exergetic cost (B^*) the following equation:

$$B_{\text{fuel}}^* + B_{\text{air}}^* - B_{\text{power}}^* - B_{\text{heat}}^* - B_{\text{gases}}^* = 0 \quad (18)$$

With the support of the complementary equations, previously defined by the propositions of cost endowment, we can establish a system of equations in order to define the exergetic cost for each flow. From the proposition 3 (products rule) we can assert that the unitary cost of heat is equal to the unitary cost of power, or:

$$\frac{B_{\text{heat}}^*}{B_{\text{heat}}} = \frac{B_{\text{power}}^*}{B_{\text{power}}} \quad (19)$$

From proposition 4 we can attribute a null exergetic cost for the gas exhaustion flow and for the air flow:

$$\frac{B_{\text{gases}}^*}{B_{\text{gases}}} = \frac{B_{\text{air}}^*}{B_{\text{air}}} = 0 \quad (20)$$

From proposition 5 we can attribute exergetic cost equal to exergy itself of the fuel

$$B_{\text{fuel}}^* = B_{\text{fuel}} \quad (21)$$

3.3. Analysis of Monetary Parameters

The methodology to value the monetary costs is an application of a cost balance to a subsystem or equipment as shown on Fig. (4).

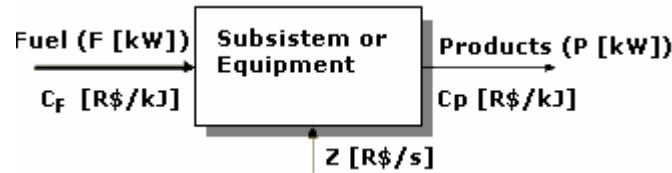


Figure 4. Balance of Monetary Costs

The balance shown on Fig. (4) can be mathematically represented as follows:

$$C_P \cdot B_P = C_F \cdot B_F + Z \quad (22)$$

Where C_F and C_P represent the costs in monetary unit per exergy unit for the resource and the product respectively; in the same way B_F and B_P represent the amount of exergy for the resource and the product, and Z is the invested capital. In the particular case of a plant in operation and already paid, we can take Z as a null value, although that's not the case, because the capital invested in each internal combustion engine is an important economic parameter for comparison. To determine Z , we shall consider:

$$Z_{(i)} = \frac{3600 * \left(\frac{A}{P}\right)}{t_{op}} * F_i \quad (23)$$

Where t_{op} represents the useful time life (in seconds); F_i represents the investment for each equipment or subsystem; (A/P) represents the capital recovering factor and will be calculated by Eq. (24), considering I the interest rate (varying from zero to 1); and N represents the reimbursement period (in years)

$$\left(\frac{A}{P}\right) = \frac{I * (1 + I)^N}{(1 + I)^N - 1} \quad (24)$$

4. RESULTS AND DISCUSSION

These results were obtained from the numeric simulation in EES platform, attempting to the thermodynamic modeling established on the third section, where the parameters of entrance were established for power rating from 50 to 500 kW. Other parameters of entrance were obtained from literature as shown on Table (1); the monetary values of the equipment (diesel and gasoline engines) and the fuel were researched and obtained from values currently practiced by market.

Table 1. Entrance data for numeric simulation

Entrance Parameter		Gasoline engine	Diesel engine
Power	[kW]	50 to 500	50 to 500
Air Temperature	[K]	298	298
Fuel Temperature	[K]	298	298
Exhaustion Gas Temperature	[K]	1800	1800
Fuel specific consumption	[kg/kWs]	0.000075	0.000055
Initial Investment	[R\$]	45,000.00	60,000.00
Fuel Price	[R\$/m ³]	2,500.00	1,750.00
Lower Heat Power	[kJ/kg]	44425	44109
Useful Life Time - (10 years)	[s]	315360000	315360000

Table 2 summarizes the thermodynamic properties at various points at the power operating conditions. The exergy analysis of the system and its components are carried out using fuel-product relationships and Eqs. (13) – (17).

Table 2 – Thermodynamic properties (exergy and exergetic cost) at octane and dodecane fuel.

Power [kW]	B _{inC8H18} [kW]	B _{inC12H26} [kW]	B _{outC8H18} [kW]	B _{outC12H26} [kW]	B _{heatC8H18} [kW]	B _{heatC12H26} [kW]	B [*] _{heatC8H18} [kW]	B [*] _{heatC12H26} [kW]
50	178,8	130	2841	1930	0,6242	0,2695	2,204	0,697
100	266,6	193,9	4237	2878	1,294	0,5125	3,405	0,9886
150	399,9	290,8	6355	4317	2,911	1,153	7,613	2,219
200	533,2	387,8	8473	5757	5,175	2,05	13,45	3,934
250	666,5	484,7	10592	7196	8,086	3,203	20,88	6,132
300	799,8	581,6	12710	8635	11,64	4,613	29,88	8,807
350	933,1	678,6	14828	10074	15,85	6,278	40,42	11,96
400	1066	775,5	16947	11513	20,7	8,2	52,47	15,58
450	1200	872,5	19065	12952	26,2	10,38	66	19,67
500	1333	969,4	21183	14391	32,35	12,81	80,99	24,22

Table 3 shows results obtained from the exergoeconomic analysis of the system for octane and dodecane fuel at engine correspondent. The exergoeconomic analysis of the system and its components are carried out using fuel-product relationships and Eqs. (18) – (24).

Table 3 – Results of exergoeconomic analysis for operating conditions.

Power [kW]	B [*] _{powerC8H18} [kW]	B [*] _{powerC12H26} [kW]	C _{Fuel-C8H18} [R\$/kJ]x10 ⁶	C _{Fuel-C12H26} [R\$/kJ]x10 ⁶	C _{powerC8H18} [R\$/kJ]	C _{powerC12H26} [R\$/kJ]	Pr _{powerC8H18} [R\$/s]	Pr _{powerC12H26} [R\$/s]
50	176,6	129,3	52,45	37,02	0,00843	0,01109	0,4215	0,5543
100	263,2	192,9	52,45	37,02	0,004261	0,005567	0,843	1,109
150	392,3	288,6	52,45	37,02	0,002887	0,003735	1,264	1,663
200	519,7	383,8	52,45	37,02	0,0022	0,002819	1,686	2,217
250	645,6	478,6	52,45	37,02	0,001788	0,00227	2,107	2,771
300	769,9	572,8	52,45	37,02	0,001514	0,001903	2,529	3,326
350	892,7	666,6	52,45	37,02	0,001317	0,001642	2,95	3,88
400	1014	759,9	52,45	37,02	0,00117	0,001445	3,372	4,434
450	1134	852,8	52,45	37,02	0,001056	0,001293	3,793	4,989
500	1252	945,2	52,45	37,02	0,000964	0,001171	4,215	5,543

The entrance exergy in the volume of control of each fuel is obtained from Eq. (15). The fuel mass flow will always be a function of power and specific consumption as well defined by Eq. (12). Figure (5) shows that the exergy of each fuel is a linear function of the power.

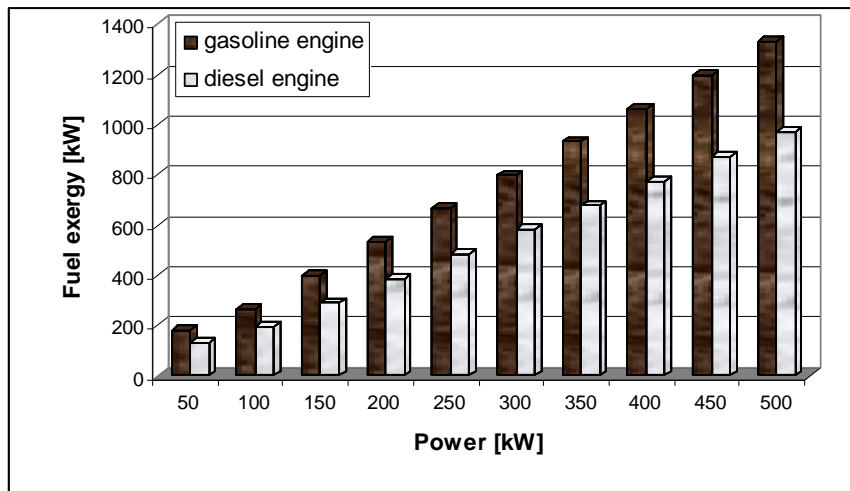


Figure 5. Fuel Exergy in function of the Power

The exergy produced by the heat demonstrated in Eq. (14) associated to the solution demonstrated in Eq. (11) gives us the amount of exergy produced by heat. Fig. (6) demonstrates the variation of heat exergy in function of the power.

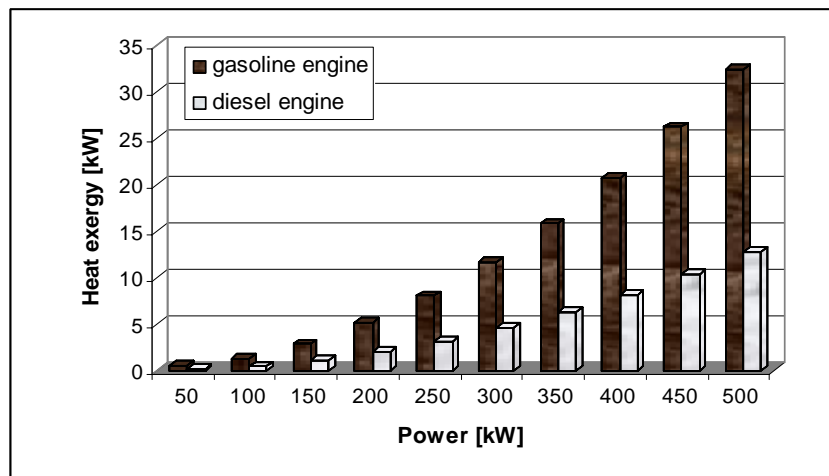


Figure 6. Heat Exergy in function of the Power.

The exit exergy of exhaustion gases in function of the power is well demonstrated in Fig. (7).

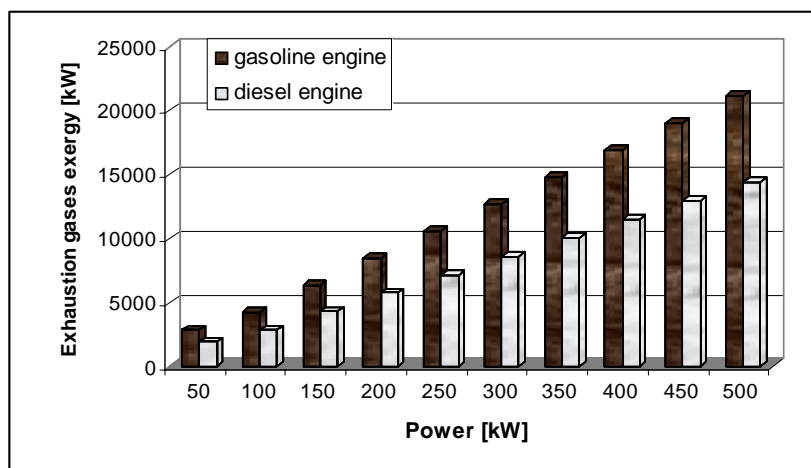


Figure 7. Gas Exhaustion Exergy in function of the Power.

The exergetic parameters were compared, based on the exergetic costs (B_i^*) of the fuel as shown in Fig. (8).

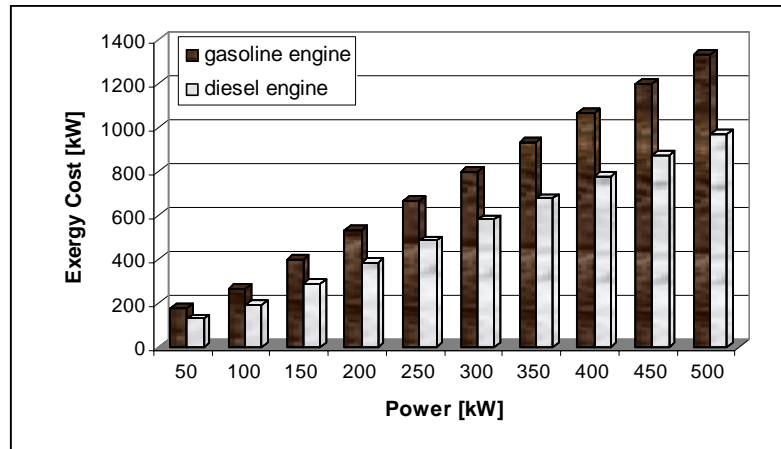


Figure 8. Exergetic Cost of Fuel in function of the Power.

The monetary cost per energy is obtained from the cost balance shown in Fig. (4), once the resource is equal to the fuel and the product is equal to the power, as already defined by Eq. (22). Fig. (9) demonstrates that diesel engines are more expensive than gasoline ones, although this cost tends to decrease with the raise of the power.

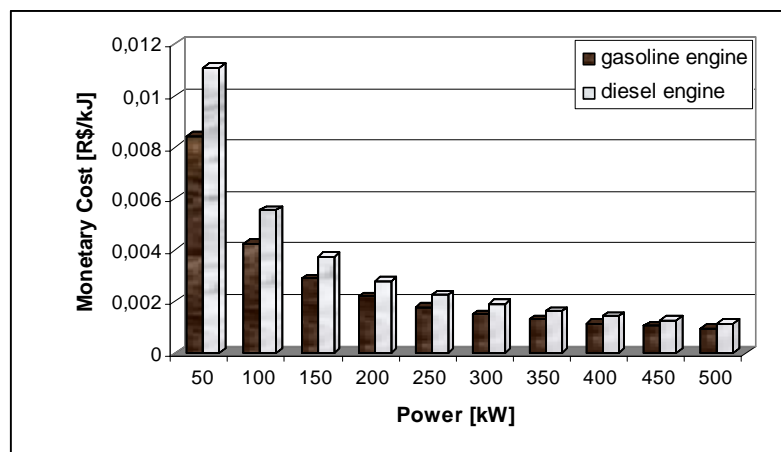


Figure 9. Monetary Cost of the Power.

The monetary cost per time unit is obtained dividing the energy monetary cost by the power itself. Fig. (10) demonstrates that diesel engines revealed more expensive performances.

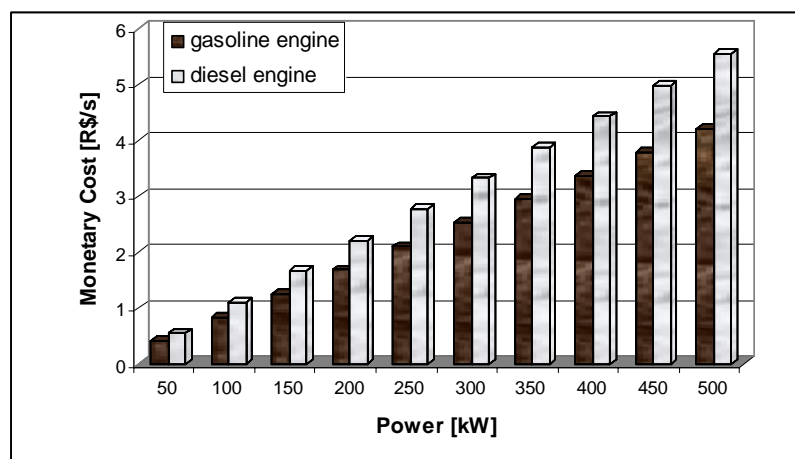


Figure 10. Power Monetary Costs related to Time Unit.

5. CONCLUSION

The methodology applied in the present work, which has connected the systemic approach of the concept of “Fuel – Product” of Tsatsaronis (1994) to the rules of cost endowment proposed by Valero *et al.* (1986), has provided the viability of identification of greater costs – both exergetic and monetary – of the flows going through the control surface of internal combustion engines supplied by gasoline and diesel oil.

The simulation has demonstrated that, although diesel engines have revealed a higher thermal performance than gasoline engines, the flows of exergetic and monetary costs of the power in diesel engines are more expensive than in gasoline ones; that is due to the octane exergy be greater and initial capital of investment – in gasoline engines – be lower than in diesel engines.

6. REFERENCES

- Heywood, J.B., 1988, “Internal Combustion Engine Fundamentals”, Ed. McGraw-Hill Book Company, São Paulo, Brazil, 930p.
- Kotas, T.J., 1995, “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis”, Ed. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, U.S.A, 328 p.
- Moran, M.J. and Shapiro, H.N., 2002, “Princípios de Termodinâmica para Engenheiros”, 4^a. Ed., LTC Editora, Rio de Janeiro, Brasil, 681p.
- Szargut, J., Morris, D.R., Steward, F.R., 1988, “Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes”, Hemisphere Publishing Corporation, New York, U.S.A., 330p.
- Torres, E. A., 1999, “Avaliação Exergética e Termoeconômica de um Sistema de Cogeração de um Pólo Petroquímico”. FEM/UNICAMP, Tese Doutorado, Campinas, SP, Brasil.
- Tsatsaronis, G., (quest editor) 1994, “Invited Papers on Exergoeconomic, Energy Special Issue”, V. 19, n° 3.
- Tsatsaronis, G., (quest editor) 1993, “Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems”, *Energy Combust*, V. 19, pp 227-257.
- Valero, A., Losano, M. A., Muñoz, “General Theory of Exergy Saving”. ASME, WAM, 1986, AES, V. 2-3, pp. 1-21.

EFFECT OF MICRO-HOLE NOZZLE IN THE PARTICULATE MATTER EMISSION FROM DI DIESEL ENGINES.

Celso Argachoy

Centro Universitário da FEI – Mechanical Engineering Department
Av. Humberto A. C. Branco, 3972 – São Bernardo do Campo – SP – Brazil – CEP09850-900
celsoarj@fei.edu.br

Luiz Antonio Negro Martin Lopez

Centro Universitário da FEI – Mechanical Engineering Department
Av. Humberto A. C. Branco, 3972 – São Bernardo do Campo – SP – Brazil – CEP09850-900
luizlope@fei.edu.br

Abstract. In this work the use of micro-hole Diesel injectors was investigated as a strategy to reduce de particulate matter. This study examined the use of injector tip with 18 micro holes of 0.13 mm diameter in comparison with a conventional EURO III (CONAMA P5) injector with 6 holes of 0.226 mm diameter. The micro holes were grouped in 6 groups of 3 holes. The alignment angle between the three orifices was also varied from 0 degrees (parallels orifices) to 12 degrees. The objective of this angle is to avoid the coalescence with the droplets from multiple orifice nozzle sprays. These studies were conducted in a research single-cylinder Diesel engine with 1.991 liter displacement, derived from an in-line six-cylinder 12 liters EURO III engine with electronic injection control. The particulate matter emission was evaluated in full and partial loads maintaining, for comparison, the nitrogen oxide (NO_x) emission in the constant limit value of 5,0 g/kWh for all measurements. With the constant NO_x emission, and approximately 1% penalty in fuel specific consumption, reductions in particulate matter were clearly observed. The limit of 6 degrees for the holes alignment angle must not be exceeding.

Keywords. Particulate Matter, Micro-Hole Nozzle, Diesel Engine, Particulate Emission, Fuel Injection.

1. Introduction

Diesel engines are extensively used in automotive systems due to their significant fuel consumption advantage and high reliability. In recent years, the environmental consciousness of the industrialized nations has increased, and as a result, emissions control has become more important. Because oxides of nitrogen and the particulate matter can not be easily reduced simultaneously without degrading the engine performance, they are the most critical pollutants. Some of the most significant improvements in Diesel engine emissions and efficiency in recent years have resulted from increases in injection pressure and reductions in injector tip orifices sizes. Rapid and well-controlled fuel-air mixing must be achieved to reduce the emissions. The injection pressure and the size of the injection orifice determine the mixing times in a diesel spray.

In this research our aim is, according to Iida *et al.* (1997), to combine a micro-hole nozzle with high pressure fuel injection to make the equivalence ratio distribution more uniformly lean over the whole combustion chamber, which should reduce soot by advancing fuel oxidation, while not losing de NO_x reduction effects of high pressure injection. In a previous study of Argachoy and Pimenta (2005), was made a comparison between two Diesel injectors showing that the injector with smaller orifices diameter produced droplets with smaller Sauter Mean Diameter (D_{32}) and consequently, produced smaller values of particulate matter in an EURO III (CONAMA 5) engine at emission test bench. In the present work the use of micro-hole Diesel injectors was investigate, according Dodge *et al.* (2002), as a strategy to reduce the particulate matter as a possible base for a combustion system using EGR (Exhaust Gas Recirculation) but with low particulate matter.

2. The Micro-Hole Nozzles

To evaluate the improvement in the mixture formation in a comparative manner, it was prepared a set of injection nozzles drilled in particular manner: the conventional six injection orifices of the reference injection nozzle, with diameter of 0.226 mm, were replaced through 18 small holes of 0.130 mm diameter. In the Fig. (1) is shown a picture of the micro-hole nozzle detail. The micro holes were grouped in six groups of three holes in the same positions of each hole of the original injector. In this research work, the alignment angle between the three orifices (θ) was also modified from 0 degrees (parallels orifices) to 12 degrees. The objective of this angle is to avoid the coalescence with the droplets from multiple orifice nozzle sprays. Each sample has different alignment among the holes of each group of three orifices. This is a different feature in order to complement the work of Iida *et al.* (1997).

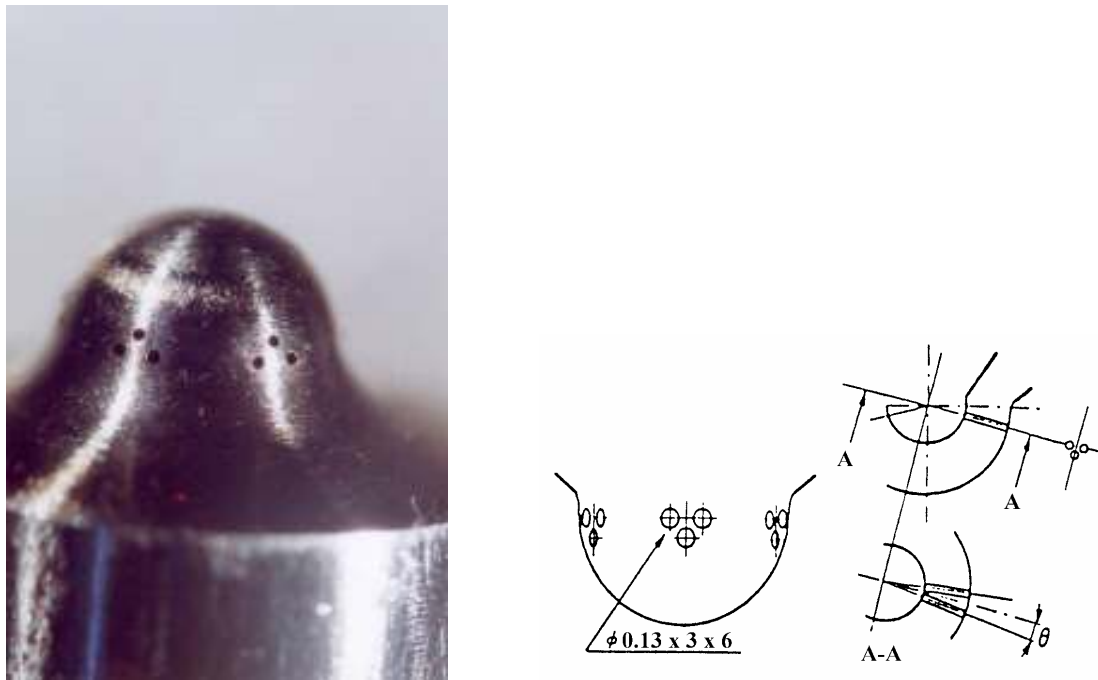


Figure 1. Enlarged detail of nozzle cone with micro-holes and angles representation.

Considering the different orientations of each jet related to the others, represented by the alignment angle, it is possible to change the shape of spray. While with the widest alignment angle ($\theta = 12^\circ$) we have a virtually independent spray generated by each orifice, with a narrower alignment angle takes place an influence in the shape of the resulting spray. The outline of a spray generated from three orifices with narrower alignment angle corresponds to a bigger volume; which probably could generate a higher air penetration.

The flow through the injector samples could be characterized by a standard test, with the prescribed calibrating oil defined by ISO standard 4113, in the fixed temperature of 40°C . In the test, with a nozzle holder without the pressure pin and under a pressure drop of 100 bar, the delivered oil volume in cm^3 is measured in a glass gage for 30 seconds. This standard test gives a well know injection nozzle characteristic by the injection equipment and Diesel engine suppliers as hydraulic flow. In terms of units, this quantity is given in $\text{cm}^3/30$ seconds by 100 bar. In Tab. (1) could be seen the measured hydraulic flow of each micro-hole sample. The actual hydraulic flow values must be taken into account with the comparison of the alignment angle as well.

Table 1. Hydraulic flow of each injection nozzle sample

Alignment angle of the sample - 18 holes (degree)	Hydraulic Flow ($\text{cm}^3/30$ seconds by 100 bar)
0	733
3	699
6	724
9	772
12	758
Reference nozzle - 6 holes	742

3. Test Methodology

This study was conducted in a research single-cylinder Diesel engine with 1.991 liter displacement, derived from an in-line six-cylinder 12 liters EURO III engine with electronic injection management. This single-cylinder engine is a special feature used exclusively for research proposes, avoiding the influence of the other cylinders and reducing the instrumentation costs. The main specifications of the research engine employed in the experiments are given in Tab. (2). According to Kobori *et al.* (1996), to evaluate just the influence of the micro-hole nozzles with different alignment angles on particulate matter emission (PM), the quantity of fuel injected per injection pump stroke (V_E in mm^3) stayed

constant for all the test conditions for each sample. Eq. (1) shows the basic expression to calculate V_E according Bosch Handbook (1996).

$$V_E = \frac{1000 \cdot P_{eff} \cdot b_e}{60 \cdot \rho \cdot n_p \cdot z} \quad (1)$$

Where P_{eff} is the net power in kW, b_e is specific fuel consumption in g/kW.h, ρ is the fuel density in kg/m³, n_p is the injection pump speed in min⁻¹ and z is the number of cylinders.

Besides, to evaluate comparatively the influence of the micro-hole nozzle on the specific fuel consumption, the NO_x specific emissions were staying in the constant value 5 g/kW.h (the limit of the CONAMA P5/EURO III legislation) by the injection timing electronic adjustment.

According to Kobori *et al.* (1996), a line filter with the mesh size of 5 µm was installed in the fuel supply system so as to prevent the micro-hole from choking.

For the analysis on the engine test bench were considered the most critical engine speed in terms of particulate matter and NO_x emissions, especially for the possible future necessity of an Exhaust Gas Recirculation (EGR) system. Firstly an engine emissions map was made to identify such point, and then an engine speed of 1420 min⁻¹ was adopted for the micro-hole nozzle evaluations. The NO_x emissions were measured by the Heated Vacuum CLD (Chemiluminescence Detector) and the particulate matter was gravimetrically measured by the AVL mini-tunnel (Smart Sampler SPC 472).

Table 2. The engine specifications.

Engine model	Mercedes-Benz
Type	Diesel, direct injection, 4 stroke
Number of cylinders	1 (research engine)
Combustion chamber	Quiescent
Combustion chamber diameter	90 mm
Number of intake valves	2
Number of exhaust valves	2
Injection system	Electronic, Unit Pump (UPS)
Total Displacement	1.991 dm ³
Bore/Stroke	130 mm / 150 mm
Connecting rod length	254 mm
Number of nozzle orifices (standard version)	6
Nozzle orifices diameter	0.226 mm
Hydraulic flow	742 cm ³ /30 s (100 bar)
Aspect ratio of the orifices	3.54 (length/diameter of orifices)
Temperature of the fuel injected	308 K
Spray angle	154°
Compression ratio	17.25

4. Experimental Results

Figure (2) shows the results of the particulate matter evaluations of the micro-hole nozzles in comparison with the reference nozzle in four conditions of load (25%, 50%, 75% and full load). As mentioned before, the quantity of fuel injected per injection pump stroke (V_E in mm³) stayed constant for all the test conditions. The particulate matter values of the examined micro-hole nozzle with different alignment angles are clearly under the values of the basis nozzle. Only in the 75% load has the reference nozzle (without micro-holes) a little small value of particulate matter for the same fuel injected per injection pump stroke. The diagram of Fig. (2) shows that the optimum condition for particulate matter, for almost all load conditions, is reach with alignment angle (θ) of 3 degrees, however, is important to consider the influence of the low hydraulic flow of this nozzle sample.

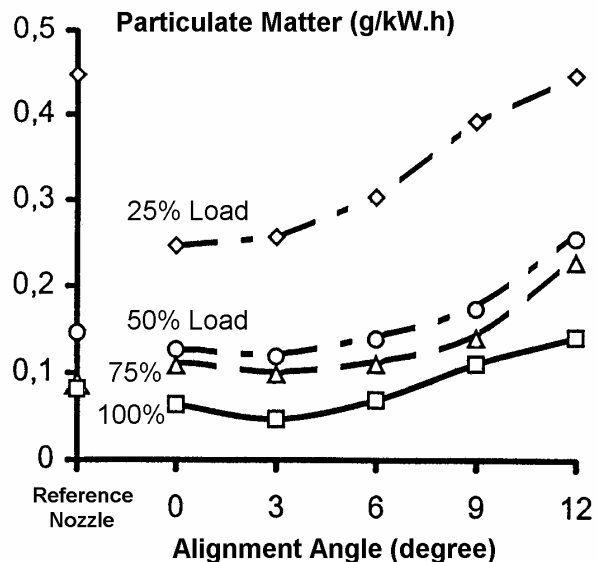


Figure 2. Effect of micro-holes alignment angle on the particulate matter profiles.

Figure (3) shows the results of the specific fuel consumption evaluations of the micro-hole nozzles in comparison with the reference nozzle in four conditions of load (25%, 50%, 75% and full load). As mentioned before, the NO_x specific emissions stayed in the constant value of 5 g/kW.h by the injection timing electronic adjustment, for all the test conditions. The fuel consumption behavior shows that the micro-hole nozzles did not have a strong influence on it. Until 6 degrees of alignment angles the consumption is, in average, approximately 1% higher than the reference nozzle. Specifically the specific fuel consumption values for the micro-hole nozzle sample with $\theta = 3$ degrees are higher, because the necessity of using a later begin of injection timing due the lower hydraulic flow value of this sample.

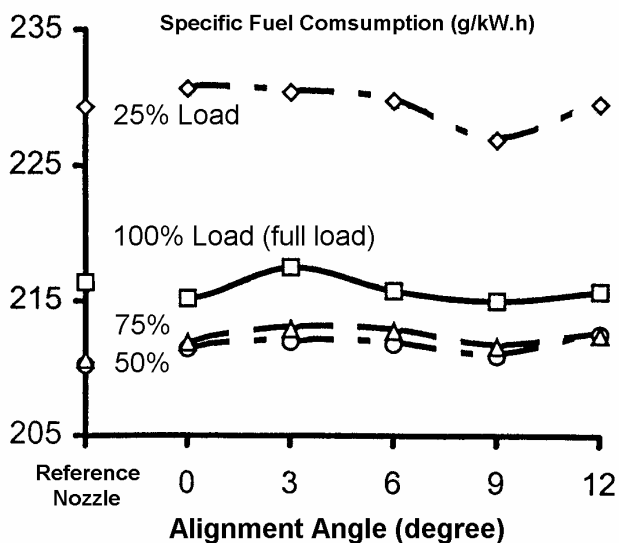


Figure 3. Effect of micro-holes alignment angle on the specific fuel consumption.

5. Conclusions

A series of engine measurements with micro-hole nozzles with commercially produced diesel injection system have been performed. The major focus of this preliminary work was to demonstrate that there is an advantage in the use of micro-holes to the particulate matter emissions reduction. This objective was satisfied without significant increase in the specific fuel consumption.

The results show that the most favorable alignment angle for the compromise between particulate matter and fuel consumption stay in the range from 0 degrees until 3 degrees, when the nitric oxide emission is held in 5.0 g/kWh. From 6 degrees of alignment angle, the particulate matter values become clearly worse.

6. Future Developments

Next step in the investigation will be to perform a fuel spray analysis of the micro-hole nozzles using an optical-access chamber and a high-speed digital camera from the company named NAC, recently bought by the FEI Mechanical Engineering Department. The micro-hole nozzles could be used as a possible base for low particulate matter EGR (Exhaust Gas Recirculation) combustion in order to achieve the future emissions-limits demands. According Dodge *et al.* (2002) will be interesting to make an analysis of the total particulate matter emissions in order to know the dry soot portion and the soluble organic fraction of the particulate matter. After-treatment for soluble organic fraction of PM may be much easier to deal with using an oxidation catalyst, as opposed to a Diesel Particulate Filter (DPF) required for dry soot.

7. Acknowledgment

The authors would like to thank the areas of engine development of DaimlerChrysler Brazil Ltd. that supported this initiative in an unrestricted way.

8. References

- Argachoy, C. and Pimenta, A. P., 2005 “Application of the Maximum Entropy Principle to the Analysis of a Diesel Engine Fuel Spray”, Proceedings of the 18th International Congress of Mechanical Engineering, November 6-11, Ouro Preto, Brazil.
- Bosch, 1996, “Automotive Handbook”, Robert Bosch GmbH, Stuttgart, Germany, 892 p.
- Dodge, L. G., Simescu, S., Neely, G. D., Maymar, M. J., Dickey, D. W., Savonen, C. L., 2002, “Effect of Small Holes and High Injection Pressures on Diesel Engine Combustion”, SAE – Society of Automotive Engineers, Inc., Paper 2002-01-0494.
- Iida, N., Nishimura, H., Kotsuji, T., Yoshida, Y., Hosonuma, S., 1997, “Effects of High-Pressure Fuel Injection and a Micro-Hole Nozzle on Combustion in a Rapid Compression Machine”, SAE – Society of Automotive Engineers, Inc., Paper 970893.
- Kobori, S., Kamimoto, T., Kosaka, H., 1996, “Ignition, Combustion and Emissions in a DI Diesel Engine Equipped with a Micro-Hole Nozzle”, SAE – Society of Automotive Engineers, Inc., Paper 960321.

9. Copyright Notice

The authors are the only responsible for the printed material included in their paper.

MÓDULO EXPERIMENTAL PARA DETERMINAÇÃO DA OCTANAGEM DE COMBUSTÍVEIS

Pedro Mello

Universidade Federal do Rio Grande do Sul-Rua Sarmetno Lete, 425-POA-RS-90050-170
mello@mecanica.ufrgs.br

José Eduardo Barbosa Moraes

Universidade Federal do Rio Grande do Sul-Rua Sarmetno Lete, 425-POA-RS-90050-170
eduardomecanica@hotmail.com

Resumo. O propósito deste trabalho é apresentar uma nova metodologia para determinar-se o octanagem de combustíveis. Esta metodologia utiliza um módulo experimental composto de um motor automotivo acoplado a um freio eletromagnético para simular cargas e de sensores estrategicamente localizados em diferentes pontos do motor para informar em tempo real os valores dos parâmetros de funcionamento do mesmo. Usando este módulo é possível adquirir dados de intensidade de detonação e a partir destes dados, usando um ajuste matemático adequado, determinar-se o octanagem do combustível. Após realização de testes usando-se combustíveis de referência com diferentes valores de octanagem, foi possível comparar a precisão dos resultados obtidos para o método proposto comparando os mesmos com os valores obtidos no motor CFR. Os resultados obtidos demonstraram que o módulo experimental permite medir valores de octanagem com exatidão de $\pm 1,66$ octanas AKI em um intervalo de confiança de 95,45%.

Palavras chave: Octanagem, Detonação, Motores de Combustão Interna.

1. Introdução

O módulo experimental apresentado neste trabalho tem o objetivo de servir como alternativa de baixo custo para determinação da octanagem de combustíveis, uma vez que para utilização do método tradicional usado pelas refinarias são necessários investimentos na ordem de US\$ 200.000 na aquisição de motores CFR, motores estes aceitos universalmente pelos fabricantes de combustíveis cujos procedimentos de operação e testes estão descritos nas normas da ASTM D2700 e D2699. O módulo experimental proposto permitirá medir-se com aceitável precisão os valores de octanagem na faixa de utilização comercial com investimento na ordem de US\$ 10.000, o que torna o método bastante viável se comparado à utilização de motores CFR. Este módulo experimental, bem como os combustíveis ensaiados no mesmo foram preparados em conjunto com a Petrobrás, utilizando o laboratório de motores da Refinaria Alberto Pasqualini (REFAP) para construção e operação do módulo. Para construção deste módulo, foi utilizado um motor automotivo da marca FIAT Palio com 1 litro e volume da câmara de combustão reduzido para aumentar a taxa de compressão de 9,8: 1 para 12,72:1, favorecendo, com isso, o aparecimento da detonação. Para controle do motor foi utilizado um módulo de injeção programável marca Electromotive TEC II o qual possibilitou a programação e o mapeamento de funcionamento do motor, bem como o monitoramento em tempo real dos parâmetros de funcionamento do mesmo. Os dados foram adquiridos por uma placa de aquisição de dados da marca "Computer Boards" integrada a placas de filtragem de sinais e sensores diretamente instalados no motor, que permitiram aquisição dos sinais. Para gerenciar o funcionamento da placa de aquisição, foi utilizado o software Agilent Vee Pró 6.0 que permitiu ao final de cada aquisição exportar os dados adquiridos para o software Excel, onde as informações foram utilizadas para realização de cálculos e construção dos gráficos apresentados no final deste manuscrito. Os resultados dos valores de octanagem medidos para os combustíveis ensaiados no módulo experimental tiveram satisfatória precisão quando comparados com os resultados obtidos pelo motor CFR, cujo método e precisão são universalmente aceitos e podem ser vistos nos capítulos finais desta dissertação.

2. Revisão Bibliográfica.

O número de octanagem de uma gasolina é uma indicação da performance deste combustível sob variadas condições de funcionamento do motor. Duas diferentes taxas são utilizadas: Research Octane Number (RON) e o Motor Octane Number (MON). As gasolinas acabadas devem atender certas especificações de octanagem. Para isto, as refinarias controlam estes parâmetros durante a produção, e cuidam para que os combustíveis atendam as especificações antes de serem distribuídos ao consumidor final. O tradicional método de laboratório para determinação do número de octanagem é o que utiliza motores CFR para queimar a gasolina e comparar suas características com as de dois combustíveis de referência primária conhecidos (ASTM D2699 & ASTM D2700).

Os testes, segundo o método tradicional utilizando motores CFR, são realizados utilizando os procedimentos

das normas ASTM D2700 ou ASTM D2699 conforme o método a ser realizado: RON (Reaserch Octane Number) ou MON (Motor Octane Number). As tabelas 2.1 e 2.2 apresentam as condições de teste para os motores CFR de acordo com o tipo de método a ser realizado.

- Número de Octanagem Motor (MON): As condições de teste do método motor representam severas cargas e sustentadas altas velocidades. Para a maioria dos combustíveis hidrocarbonetos, incluindo ambos com ligações ou oxigenados, o número de octanagem motor (MON) será menor do que o número de octanagem de pesquisa (RON).

Tabela 2.1 - Condições de teste (MON) para o motor CFR. Fonte: (ASTM D2700, 1998).

Condições de teste do Motor	Motor Octane Number
Método de Teste	ASTM D2700
Motor	CFR
Rotação do Motor (RPM)	900
Temperatura Ar de Admissão (°C)	38
Umidade do Ar (g H ₂ O/ kg ar seco)	3,56 – 7,12
Temperatura da mistura de Admissão	149
Temperatura do Refrigerante (°C)	100
Temperatura do Óleo (°C)	57
Ângulo de Ignição - variável	Vários c/ a taxa de compressão: 14 - 26 graus antes PMS.
Carburador Venturi (mm)	14,3

- Número de Octanagem Pesquisa (RON): O método pesquisa representa as condições típicas de suave dirigibilidade, sem cargas pesadas consistentes no motor.

Tabela 2.2 - Condições de teste (RON) para o motor CFR. Fonte: (ASTM D2699, 1998).

Condições de teste do Motor	Research Octane Number
Método de Teste	ASTM D2699
Motor	CFR
Rotação do Motor (RPM)	600
Temperatura Ar de Admissão (°C)	Várias c/ a pressão barométrica: 88kPa = 19,4°C, 101kPa = 52,2°C
Umidade do Ar (g H ₂ O /kg ar seco)	3,56 - 7,12
Temperatura da mistura de Admissão	Não Especificado
Temperatura do Refrigerante (°C)	100
Temperatura do Óleo (°C)	57
Ângulo de Ignição - variável	13 graus antes PMS.
Carburador Venturi (mm)	Ajustada de acordo com a altitude do motor: 0-500m = 14,3 mm, 500-1000m = 15,1 mm.

A tentativa de desenvolver outros métodos que possibilitem obter os resultados em menor tempo, ou até mesmo on-line, e que sejam mais baratos, não necessitando de mão-de-obra qualificada, tem feito com que surjam outros métodos tais como:

- Espectrofotometria por infravermelho com transformada de Fourier (FTIR): A região do espectro eletromagnético permite o ajuste e a combinação de bandas fundamentais de C-H, O-H, e N-H. Para a medição o método de infravermelho utiliza-se de uma série de resultados de amostras armazenadas de combustíveis de número de octanagem conhecidos, desenvolvendo, desta maneira, um modelo quantitativo que permitirá medições em amostras futuras baseado somente nos modelos espectrais armazenados. Esta metodologia está fundamentada na medição por absorção de infravermelho de acordo com ASTM D5845.
- Método de Variação Dielétrica: Análise comparativa de parâmetros da gasolina estudada com os de padrões de gasolina armazenados em um microprocessador de memória. O princípio deste método fundamenta-se na mudança das propriedades de permeabilidade dielétrica e de indução eletromagnética dos combustíveis comparados. O equipamento utilizado tem sua aplicação admitida pela federação russa e registro de estado (N 16464-97).

Já o método proposto por este trabalho se utiliza de um módulo experimental para determinação da octanagem dos combustíveis, baseando-se na variação na pressão absoluta no coletor de admissão (MAP) provocada pela abertura da borboleta de aceleração, mantida a rotação do motor constante. As condições de teste do módulo são apresentadas na Tab. 2.3.

Tabela 2.3. Condições de teste para o Método Proposto

Condições de teste do Motor	Método Proposto
Método de Teste	Utilização Módulo Experimental
Motor	FIAT Palio 1,0
Rotação do Motor (RPM)	1500
Temperatura Ar de Admissão (°C)	34
Umidade do Ar (g H2O /kg ar seco)	Não Especificado
Temperatura da mistura de Admissão (°C)	Não Especificado
Temperatura do Refrigerante (°C)	88
Temperatura do Óleo (°C)	Não Especificado
Ângulo de Ignição - variável	26 graus antes PMS
Carburador Venturi (mm)	Não Especificado

3. Metodologia

A seguir é mostrada a metodologia para realização dos ensaios utilizando o módulo experimental, onde a partir dos dados adquiridos com a utilização do aparato experimental pode-se calcular os valores de octanagem dos combustíveis ensaiados.

3.1 Preparação dos Combustíveis Utilizados

Para realização dos ensaios foram preparadas amostras de cinco combustíveis diferentes, utilizando misturas de Alquilado (98 RON, 92 MON) e n-Hexeno (76,4 RON, 63,4 MON) em diferentes frações, sendo que as amostras foram aferidas utilizando os motores CFR da refinaria Alberto Pasqualini / Petrobrás. As características de octanagem dos combustíveis e as frações de cada uma das misturas testadas são apresentadas na Tab. 3.1 :

Tabela 3.1 - Característica dos combustíveis utilizados., % em volume Fonte: [Labmot, 2003].

	Alquilado	n-Hexeno	RON	MON	IAD
Amostra 1	100%	0%	98,0	92,0	95,0
Amostra 2	75%	25%	92,6	84,9	88,7
Amostra 3	50%	50%	87,2	77,7	82,5
Amostra 4	25%	75%	81,8	70,6	76,2
Amostra 5	0%	100%	76,4	63,4	69,9

Dando continuidade ao desenvolvimento da metodologia necessitava-se encontrar uma equação geral para realizar o ajuste matemático dos dados experimentais adquiridos durante os ensaios, e que representasse com determinada exatidão e confiança o experimento realizado. Após terem sido testadas uma série de equações matemáticas combinando termos lineares e exponenciais, chegou-se então a Eq. 1 que permitiu realizar o ajuste matemático de maneira consistente e cujos resultados serão apresentados no decorrer deste manuscrito.

$$Y(X) = a \cdot X + b + c \cdot \text{Exp} \left(\frac{e \cdot X}{A \cdot \text{ALQ} + B + C \cdot \text{ALQ} \cdot (1 - \text{ALQ})} \right) \quad (1)$$

Onde:

Y = Intensidade de Detonação Calculada (V), X = MAP Medido no ensaio (V), A,B,C são coeficiente de ajuste da equação., a e b são parâmetros lineares relacionados ao ruído original do motor., c e e são parâmetros de Weibull relativos à intensidade de detonação, devendo obrigatoriamente ser >0. e ALQ fração de alquilado variável (0 a 1). (1-ALQ) percentual do combustível de menor octanagem presente na mistura ensaiada, no nosso caso foi o hexeno.

Para realizar-se o ajuste matemático dos dados experimentais utilizou-se a o “Método dos Mínimos Quadrados”. Para tal ajuste realizou-se a aproximação por iteração de parâmetros, sendo utilizado o recurso de solver da planilha de cálculo Excel.

3.2 Determinação da Octanagem

Para determinar-se o octanagem dos combustíveis testados, deve-se antes de realizar o ensaio, ajustar o módulo experimental de acordo com as condições de teste apresentadas na Tab. 2.3. Após adquiridos os dados e armazenados os mesmos na planilha de cálculo Excel, deve-se copiar as colunas referentes aos valores de Pressão Absoluta da Ar no

Coletor de Admissão (MAP) e Intensidade de Detonação adquiridos no durante o ensaio, e transferir estes dados para a tabela de cálculo 3.2.

Tabela 3.2- Tabela de cálculo para determinação da octanagem dos combustíveis.

Dado de Aquisição – Nº	MAP V	MAP (kPa)	Intensidade de Detonação (V)	% Alquilado	Intensidade de Detonação Calculado	Diferença ID medido - ID calculado	$F = \text{MAP} / (A * \text{ALQ} + B + C * \text{ALQ} * (1 - \text{ALQ}))$	$A * \text{MAP} + b$	$c * \exp(e * F)$
1	2,05	45,65	0,69	0,54	0,66	0,03	6,48	0,54	0,120
2	2,05	45,65	0,69	0,54	0,66	0,02	6,48	0,54	0,120
3	2,05	45,56	0,69	0,54	0,66	0,03	6,47	0,54	0,119
n	2,05	45,64	0,69	0,54	0,66	0,02	6,48	0,54	0,120
-	2,05	45,66	0,68	0,54	0,66	0,02	6,48	0,54	0,121
3600	2,05	45,65	0,68	0,54	0,66	0,02	6,48	0,54	0,120
A								0,186	
B								0,233	
C								-0,074	
a								-0,1556	
b								0,863	
c								1,94E-04	
e								0,996	
%ALQ /100								0,54	
Soma do quadrado das diferenças n.1 a 3600								30	

Colados os dados, analisa-se o gráfico de ajuste de curva gerado para observar a localização da curva dos valores de intensidade de detonação calculados (IDcalc.) com relação à dos valores de intensidade de detonação medidos (IDmed.). Quando ambas as curvas representando a mesma grandeza estiverem distantes uma da outra, conforme visto na Fig.3.1, significará que o valor da soma do quadrado das diferenças neste momento terá um valor > 100, indicando ajuste ruim.

Para melhorar o ajuste, deve-se primeiramente variar o % de Alquilado da Tab 3.2, cuja a estimativa do valor da fração de alquilado pode variar na faixa de 0 a 1 até obter-se o menor valor de convergência para a soma do quadrado das diferenças. Esta etapa deverá fazer com que a curva de IDcalc. se sobreponha aos pontos de IDmed. demonstrando uma melhor aproximação entre os valores, conforme Fig. 3.2. Para refinar-se o ajuste, finalmente realiza-se o processo de iteração com os 3600 pontos adquiridos, utilizando-se para este cálculo o recurso de solver do Excel, fazendo com que a partir dos parâmetros iniciais lineares (a , b) e exponenciais (c , e), apresentados na Tab. 3.3, realize-se um ajuste fino entre os valores de intensidade de detonação medidos e calculados, este processo faz com que a soma dos quadrados das diferenças atinja um valor mínimo abaixo de 100 pontos, indicando um bom ajuste.

dos quadrados das diferenças atinja um valor mínimo abaixo de 100 pontos, indicando um bom ajuste.

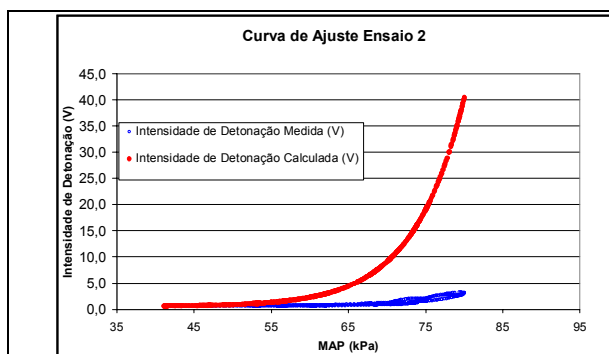


Figura 3.1. Gráfico de ajuste primeira aproximação.

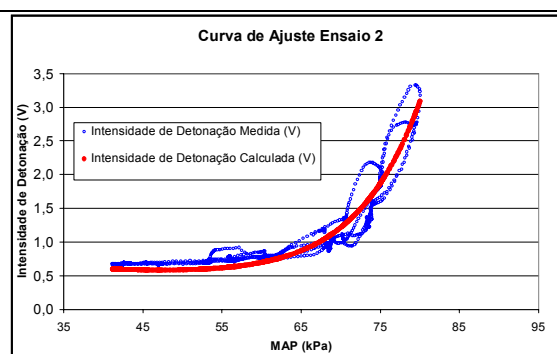


Figura 3.2. Gráfico ajuste de curva após refino.

Tabela 3.3. Parâmetros iniciais de referência aplicados à Eq. 1 para cálculo de ajuste.

A	0,186
B	0,233
C	-0,074
a	-0,1556
b	0,863
c	1,94E-04
e	0,996

Depois de realizado o ajuste entre os valores medidos e calculados e com isto obtido o menor valor para a soma do quadrado das diferenças, toma-se então o valor da fração de alquilado (ALQ) que melhor se ajustou à Eq.1 e com este valor encontrado, e os valores de octanagem segundo os métodos MON, RON e IAD para as frações de mistura de Alcoilado + n-Hexeno apresentados na Tab. 3.1, interpola-se e calcula-se o valor da octanagem do combustível ensaiado utilizando-se para isto as equações 6, 7 e 8.

$RON = 0,16 * RON\ 100\% \text{ n-Hexeno} + 0,84 * RON\ 100\% \text{ Alquilado}$	(6)
$MON = 0,16 * MON\ 100\% \text{ n-Hexeno} + 0,84 * MON\ 100\% \text{ Alquilado}$	(7)
$IAD = (RON + MON) / 2$	(8)

Supondo-se que seja encontrado para o ajuste da Eq. 1 um valor de ALQ (Alquilado) igual a 84% então o equivalente em n-Hexeno na mistura será 16%. A octanagem para este combustível será então calculada, conforme solução a seguir exemplificada, utilizando-se para o cálculo as equações 6, 7 e 8. A Tab.3.1 apresenta os valores de octanagem MON, RON e IAD para os combustíveis de referência, Alquilado e hexeno, que serão utilizados nas fórmulas.

Solução:

$$RON = 0,16 * 76,4 + 0,84 * 98 = 94,5$$

$$MON = 0,16 * 63,4 + 0,84 * 92 = 87,4$$

$$IAD = (94,54 + 87,42) / 2 = 91$$

4. Resultados e Discussões.

Passamos a comentar os resultados obtidos nos ensaios realizados para cinco diferentes combustíveis preparados especialmente para os mesmos e com octanagens conhecidas previamente apresentadas na Tab. 3.1.

Todos os ensaios foram realizados conforme a metodologia proposta. Foram adquiridos para cada um dos combustíveis ensaiados 3600 dados de intensidade de detonação medidos correspondentes a uma taxa de aquisição de 20 Hz durante 3 minutos.

4.1 Ajuste de Parâmetros

A tabela 4.1 apresenta os valores dos parâmetros da Eq. 1 após ajuste para cada um dos combustíveis ensaiados, também são apresentados na tabela os mínimos para os valores de convergência da soma do quadrado das diferenças.

Tabela 4.1 - Valores dos parâmetros finais ajustados à equação geral 1 nos cinco ensaios.

Parâmetros	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4	Ensaio 5
A	0,186	0,186	0,186	0,186	0,186
B	0,233	0,233	0,233	0,233	0,233
C	-0,074	-0,074	-0,074	-0,074	-0,074
a	0,175	-0,156	-0,156	-0,860	-1,831
b	0,231	0,863	0,863	1,759	2,434
c	2,75E-08	1,94E-04	1,94E-04	1,91E-03	1,85E-02
e	1,190	0,996	0,996	0,925	0,830
%ALQ / 100	1,002	0,803	0,542	0,280	0,082
Soma do quadrado das	50	57	30	60	55

4.2 Cálculo das Incertezas de Medição.

Depois de realizados os ajustes para os dados adquiridos em cada um dos cinco ensaios, se determinou a mínima soma do quadrado das diferenças entre os valores de IDmed. e IDcalc., conforme visto na Tab.4.1, com estes valores e utilizando-se as equações 9 e 10 pode-se calcular a incerteza de medição (σ) para cada ensaio (Vuolo,1992).

$\sigma^2 = \frac{\sum (IDmed-IDcalc)^2}{n}$	(9)
$\sigma = (\sigma^2)^{\frac{1}{2}}$	(10)

n – Número de aquisições realizadas no ensaio,
 σ^2 - Variância
 σ - Desvio Padrão ou Incerteza de Medição,
 IDmed. – Intensidade de Detonação Medida,
 IDcalc. - Intensidade de Detonação Calculada.

A tabela 4.2 apresenta os valores das incertezas de medições calculadas para cada ensaio utilizando-se as equações 9 e 10, estas incertezas encontram-se em um intervalo de confiança de 68,27%, ou seja, um sigma (σ).

Tabela 4.2 - Valores de incerteza calculados para cada um dos ensaios.

Ensaio	Incerteza (σ) em mV.
1	$\pm 0,118$
2	$\pm 0,126$
3	$\pm 0,091$
4	$\pm 0,129$
5	$\pm 0,124$

4.3 Gráficos de Ajuste da IDmed. x IDcalc.

Nos gráficos de ajuste das figuras 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5 apresentados a seguir podem ser observadas duas regiões distintas: a primeira com caráter linear que representa o ruído original de funcionamento do motor e a segunda região exponencial onde ocorre o fenômeno de detonação. Observa-se nos gráficos que na região exponencial a dispersão dos valores de IDmed. é maior que na região linear. Isto se deu devido à histerese de resposta dos capacitores contidos no circuito condicionador do detonador. Nos gráficos também estão identificados os pontos onde a partir do qual percebe-se o som metálico característico da detonação e o ponto onde ocorreu a maior IDmed. quando a borboleta aceleradora estava totalmente aberta.

A tabela 4.3 apresenta para cada um dos ensaios, os valores de pressão no coletor onde a detonação começou a ser ouvida e também o valor de pressão no coletor em que ocorreu a maior intensidade de detonação medida.

Tabela 4.3 - Valores de pressão absoluta de ar no coletor de admissão (MAP), (kPa), referência em cada ensaio.

Ensaio	Pressão onde começa a detonação	Pressão MAP máxima
1	80	90
2	69	80
3	58	69
4	52	59
5	44	54

A Fig. 4.1 apresenta o ajuste realizado para o primeiro ensaio no qual utilizou-se um combustível com 100% de alquilado com octanagem igual a 95 IAD, ou seja, este combustível é o que possui o maior índice antidetonação, devendo ser o que suporta a maior pressão no coletor de admissão até que comece a ocorrer a detonação, já a Fig. 4.2 apresenta o gráfico de ajuste relativo ao segundo ensaio no qual utilizou-se um combustível com 75% de alquilado e 25% de n-hexeno com octanagem 88,7 IAD.

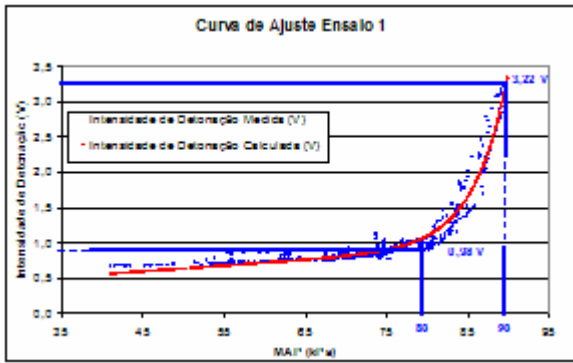


Figura 4.1. Gráfico de ajuste de função – Ensaio 1.

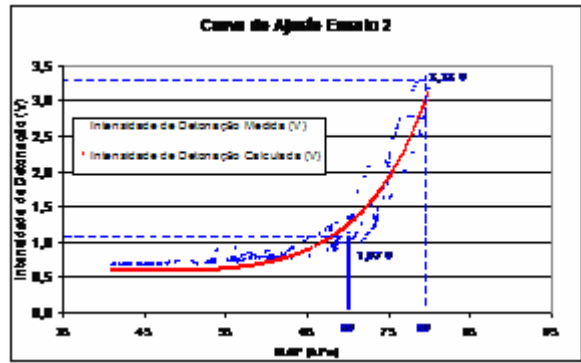


Figura 4.2. Gráfico de ajuste de função – Ensaio 2.

A Fig. 4.3 apresenta o gráfico de ajuste relativo ao terceiro ensaio no qual utilizou-se uma mistura de combustíveis com 50% de alquilado e 50% de n-hexeno com octanagem igual a 82,5 IAD e a Fig. 4.4 apresenta o gráfico de ajuste relativo ao quarto ensaio no qual utilizou-se uma mistura de combustíveis com com 25% de alcoilado e 75% de hexeno com octanagem igual a 76,2 IAD.

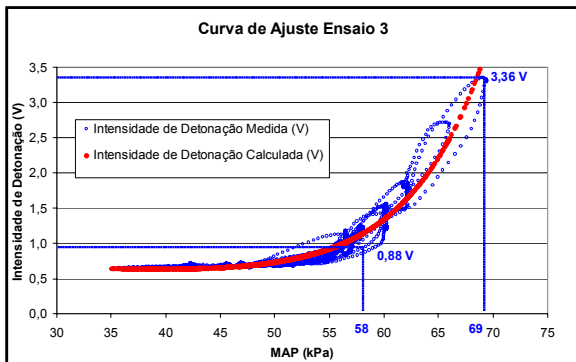


Figura 4.3. Gráfico de ajuste de função – Ensaio 3.

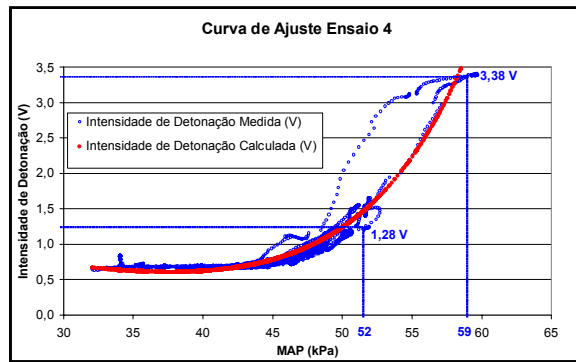


Figura 4.4. Gráfico de ajuste de função – Ensaio 4.

A figura 4.5 apresenta o gráfico de ajuste relativo ao quinto ensaio no qual utilizou-se um combustível com 100% de n-hexeno com octanagem 69,9 IAD, ou seja, este combustível é o que possui o menor índice antidetonação, devendo ser o que suporta a menor pressão absoluta de ar no coletor de admissão (MAP) até que comece a ocorrer a detonação.

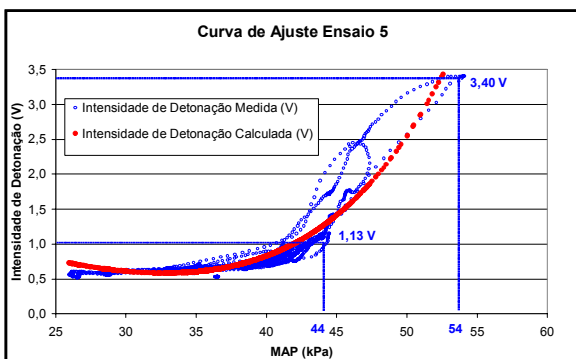


Figura 4.5. Gráfico de ajuste de função – Ensaio 5.

Os gráficos das figuras 4.6, 4.7, 4.8, 4.9 e 4.10 apresentam a correlação linear existente entre os valores de intensidades de detonação medidos (IDmed.) e calculados (IDcalc.).

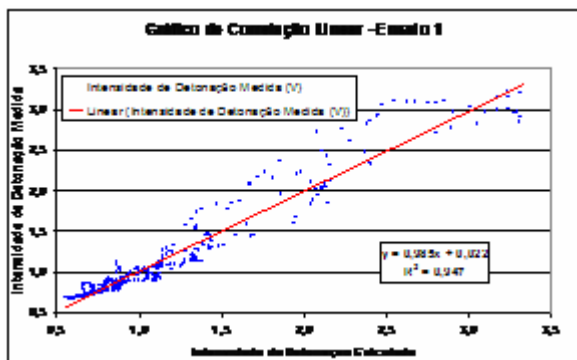


Figura 4.6. Correlação linear – ensaio 1.

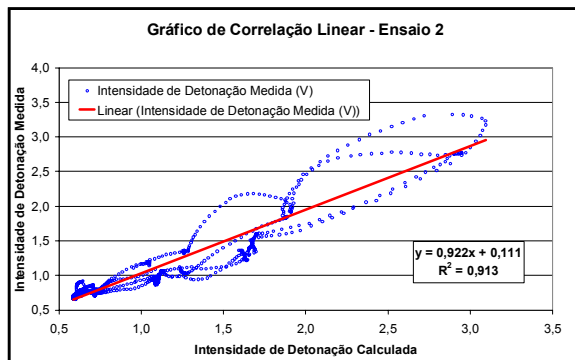


Figura 4.7. Correlação linear – ensaio 2.

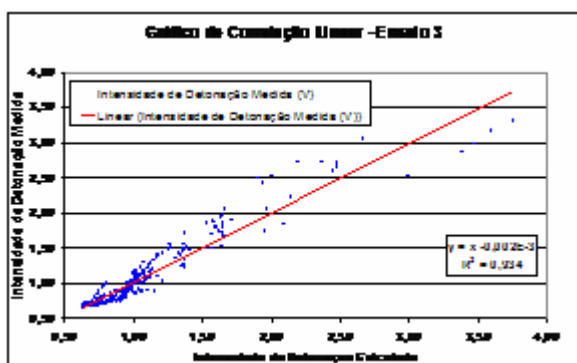


Figura 4.8. Correlação linear – ensaio 3.

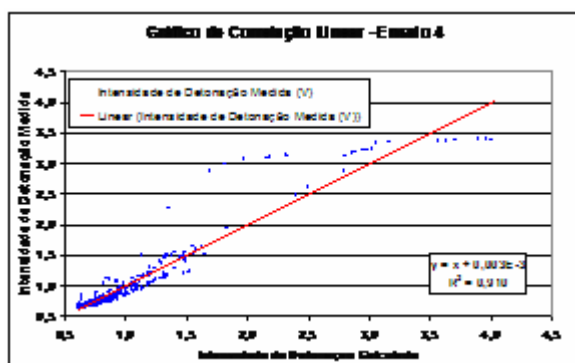


Figura 4.9. Correlação linear – ensaio 4.

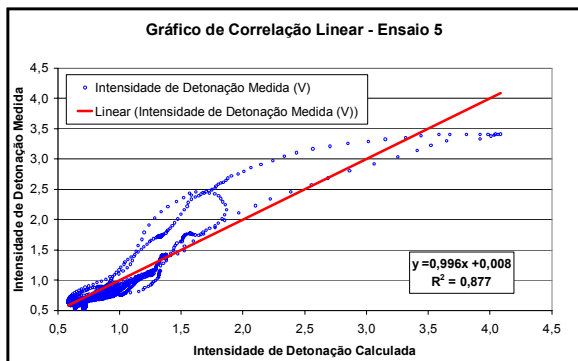


Figura 4.10. Correlação linear – ensaio 5.

4.4 Resultados Finais

A tabela 4.4 apresenta os valores de octanagem dos combustíveis calculados a partir dos valores de intensidade de detonação medidos no módulo experimental para cada um dos cinco ensaios, comparados aos valores de octanagem esperados para os cinco combustíveis que foram medidos nos motores CFR.

Tabela 4.4 - Valores de octanagens calculados para os cinco ensaios realizados.

	Combustíveis		Valores de Octanagem		
	Alquilado	n-Hexeno	RON	MON	IAD
Medido	100%	0%	92	92	95
Esperado	100%	0%	92	92	95
Diferença em octanas			0	0	0
Medido	80%	20%	93,7	86,4	90,1
Esperado	75%	25%	92,6	84,9	88,7
Diferença em octanas			1,1	1,5	1,4
Medido	54%	46%	88,1	78,9	83,5
Esperado	50%	50%	87,2	77,7	82,5
Diferença em octanas			0,9	1,2	1,0
Medido	28%	72%	82,4	71,4	76,9
Esperado	25%	75%	81,8	70,6	76,2
Diferença em octanas			0,6	0,8	0,7
Medido	0%	100%	76,4	63,4	69,9
Esperado	0%	100%	76,4	63,4	69,9
Diferença em octanas			0	0	0

Finalizando a análise de resultados é importante apresentar-se a correlação encontrada entre os valores obtidos de octanagem utilizando o método proposto neste trabalho e o método tradicional que utiliza motores CFR.

Na tabela 4.5 encontram-se todos os valores de octanagem esperados para os combustíveis ensaiados e os valores encontrados nos ensaios, aplicando o “Método dos Mínimos Quadrados” aos valores de octanagem pode-se determinar o nível de exatidão do módulo experimental para a faixa de octanagem testada .

Tabela 4.5 - Comparação entre os valores de octanagem medidos e esperados.

ALQUILADO	n-HEXENO	IAD	IAD MEDIDO	Diferença	Diferença ²
100%	0%	95	95	0,0	0,00
75%	25%	88,7	90,1	1,4	1,96
50%	50%	82,5	83,5	1,0	1,00
25%	75%	76,2	76,9	0,7	0,49
0%	100%	69,9	69,9	0,0	0,00
				Soma do quadrado das diferenças	3,45
				Variância	0,69

A Eq. 11 permite calcular a incerteza de medição (σ) para o módulo experimental a partir dos dados apresentados na Tab. 4.5 (Vuolo,1992).

$$\sigma^2 = \frac{\sum (ID_{prev.} - ID_{med})^2}{n_e} \quad (11)$$

n_e – Tamanho da amostra,

σ^2 - Variância,

σ - Desvio Padrão ou Incerteza de Medição,

IDmed. - Intensidade de Detonação Medida,

IDprev. - Intensidade de Detonação Prevista.

Cálculo da incerteza de medição para o módulo experimental baseado nos resultados obtidos para os cinco combustíveis ensaiados comparados aos valores obtidos no motor CFR.

$$\sigma^2 = \frac{\sum (ID_{prev.} - ID_{med})^2}{n_e} = 3,45 / 5 = 0,69 \quad \sigma = (0,69)^{1/2} = 0,83 \text{ octanas}$$

A tabela 4.6 mostra os valores de incerteza e os intervalos de confiança para os valores de octanagem medidos no módulo experimental para combustíveis que possuem valores de octanagem entre 69,9 IAD e 95 IAD garantindo com 68,27% de confiança que os valores encontrados possuem uma incerteza de $\pm 0,83$ octanas .

Esta incerteza aumentará para 1,66 octanas quando o nível de confiança for de 95,45% e 2,49 octanas quando o nível estabelecido for de 99,73%.

Tabela 4.6 - Incerteza para os valores de octanagem medidos no módulo.

Confiança	Incerteza	±
68,27%	$\sigma \pm$	0,83
95,45%	$2\sigma \pm$	1,66
99,73%	$3\sigma \pm$	2,49

A figura 4.11 apresenta o gráfico de correlação linear existente entre os valores de octanagem medidos nos cinco combustíveis ensaiados utilizando os motores CFR e utilizando o módulo experimental.

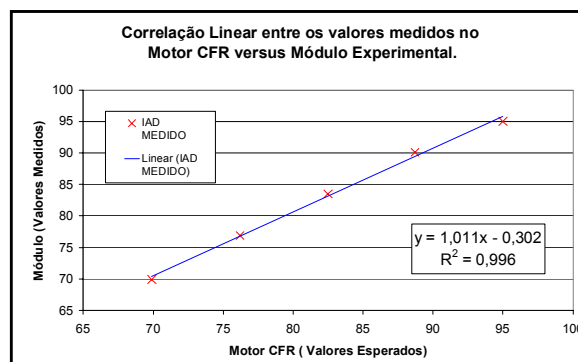


Figura 4.11. Gráfico de correlação linear CFR versus Módulo Experimental.

Finalmente para poder-se comparar a exatidão dos valores de octanagem obtidos com o módulo experimental com os do motor CFR é importante ter-se a informação de que o motor CFR garante para faixa de octanagem ensaiada, analisando-se o índice antidetonação IAD, uma exatidão de medida de $\pm 0,10$ octanas com um intervalo de confiança de 95,45%, enquanto que o módulo experimental apresentado neste trabalho para mesma faixa de confiança apresentou uma exatidão de $\pm 1,66$ octanas de IAD.

4.5 Conclusão

A nova metodologia apresentada para determinação da octanagem de combustíveis, que se utiliza de um módulo experimental composto de um motor automotivo de 1,0 litros da marca Fiat, acoplado a um freio eletromagnético e de circuitos eletrônicos que controlaram o funcionamento do motor durante a realização dos ensaios e que monitoraram os sinais dos sensores instalados no mesmo, possibilita à medida que ocorre o fenômeno de detonação medir e registrar os valores da intensidade da mesma e os valores da pressão absoluta no coletor de admissão no momento de sua ocorrência. Com estes dados adquiridos, conseguiu-se então, a partir da nova metodologia, determinar-se a octanagem dos combustíveis ensaiados. Depois de realizados os ensaios, concluiu-se que a metodologia utilizada para determinação da octanagem dos combustíveis atendeu satisfatoriamente o propósito com aceitável exatidão, quando comparada ao método tradicional que utiliza motores CFR.

A nova metodologia garante para a faixa de octanagem IAD de 69,9 a 95 octanas, em um intervalo de confiança de 95,45%, uma precisão de $\pm 1,66$ octanas, enquanto que utilizando-se o motor CFR para a mesma faixa de octanagem, obtém-se uma precisão de $\pm 0,1$ octanas com o mesmo intervalo de confiança.

Embora a exatidão dos resultados tenha ficado aquém do esperado, quando comparados aos resultados do motor CFR, considera-se a precisão obtida satisfatória para o método, o que permite utilizá-lo para uma série de aplicações, como por exemplo: na verificação da qualidade da gasolina comercializada nas bombas, onde o nível de exatidão garantido pode ser aceitável, em uma primeira análise. Outro aspecto positivo é o custo de construção deste módulo que viabiliza consideravelmente a utilização do mesmo quando comparado ao custo do motor CFR, principalmente nas situações em que o nível de precisão garantido pelo módulo seja razoável.

5.0 Referências

- ASTM D2699., 1998. "Standard Test Method for Research Octane Number of Spark-Ignition Engine Fuel". West Conshohocken: ASTM.
- ASTM D2700., 1998. "Standard Test Method for Motor Octane Number of Spark-Ignition Engine Fuel". West Conshohocken: ASTM.
- ASTM D5845., 2001. "Standard Test Method for Determination of MTBE, ETBE, TAME, DIPE, Methanol, Ethanol and tert-Butanol in Gasoline by Infrared Spectroscopy". West Conshohocken: ASTM.
- Labmot., 2003. "Laboratório de Motores da Refinaria Alberto Pasqualini - REFAP-Petrobrás".
- Moraes, J.E.B., 2003 Módulo Experimental para a Determinação da Octanagem de Combustíveis PROMEC UFRGS
- Vuolo, José Henrique., 1992. "Fundamentos da Teoria de Erros". 2. ed. São Paulo: Edgar Blücher.

EXPERIMENTAL MODULE TO DETERMINATION OF THE FUEL OCTANE NUMBER.

***Abstract.** The intention of this work is to present a new methodology to determine the octane number of fuels. This methodology uses a composed experimental module of a automobile engine connected to an electromagnetic brake to simulate loads and of sensors strategically located in different points of the engine to inform in real time the values of the parameters of functioning of exactly. Using this module it is possible to acquire data of detonation intensity and to break of these data, using an adjusted mathematical adjustment, to determine the octane number of the fuel. After accomplishment of tests using itself reference fuels with different values of octane number, was possible to compare the precision of the results gotten for the considered method comparing the same ones with the values gotten in engine CFR.. The gotten results had demonstrated that the experimental module allows to measure values of octane number with exactness of $\pm 1,66$ octanes AKI in a confidence interval of 95,45%.*

Estudo experimental e simulação zero-dimensional de desempenho em Motor de Combustão Interna operando com óleo Diesel e etanol

Jean Amadeo Brambila

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
jebrambila@hotmail.com

Guenther C. Krieger Filho

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
guenther@usp.br

Maurício Assumpção Trielli

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
trielli@usp.br

Resumo. Motivado pela grande necessidade da utilização de combustíveis alternativos, o presente trabalho apresenta o estudo experimental e simulação termodinâmica (zero - dimensional) do desempenho de um motor de combustão interna de ignição por compressão utilizando etanol e óleo Diesel. Primeiramente são apresentados definições e conceitos relacionados a motores de combustão interna; a seguir apresenta-se o problema e os objetivos almejados, posteriormente apresentam-se os resultados obtidos em dinamômetro confrontando-os com uma simulação no software Chemkin[®]. Dos resultados obtidos em dinamômetro, destacam-se as comparações das curvas características do motor para ambos os combustíveis. Também é discutida a metodologia empregada e as modificações realizadas. Todas as modificações necessárias foram obtidas de componentes já comercialmente disponíveis. Utilizou-se como facilitador da ignição, para o etanol, o "Princípio do Ponto Quente". As curvas características para ambos os combustíveis foram obtidas segundo a norma NBR-ISO 1585. Mediu-se também, consumo de combustível, pressão na câmara de combustão e temperaturas do sistema. Destes dados obtém-se a comparação da pressão de combustão para os dois combustíveis. É feita também a comparação entre as pressões de combustão obtidas com a simulação termodinâmica. Esses resultados sustentam a viabilidade desta substituição entre os combustíveis e também as dificuldades em se utilizar um combustível alternativo como o etanol nos motores de ignição por compressão

Palavras chave: ciclo diesel, etanol no ciclo diesel, motor de combustão interna

1. Introdução

Devido à situação política e sócio-econômica do mundo atual, a procura por combustíveis alternativos, é crescente em países em desenvolvimento. As oscilações de preço do petróleo, sua demanda elevada e as instabilidades observadas no Oriente Médio, aceleraram as pesquisas nesse segmento, como por exemplo, os motores de combustão interna com ignição por faísca utilizando diferentes combustíveis como fonte de energia.

O foco deste trabalho é o estudo experimental e a viabilidade técnica de aplicação de um combustível alternativo em um motor de ignição por compressão utilizando o etanol como combustível.

No âmbito deste estudo, a intercambiabilidade dos combustíveis levará em consideração algumas alterações físicas no motor e a relação de dependência dos parâmetros mencionados a seguir:

- Perfis de distribuição de pressão na câmara de combustão;
- Início, fim e transiente do processo de combustão, tal como a taxa de liberação de energia térmica ao longo deste processo;
- Ocorrência de detonação ou pré-ignição;
- Consumo de combustível;
- Temperatura dos gases de escape;
- Torque e Potência;

A interdependência destes parâmetros, será investigada por medições experimentais (em bancada dinamométrica) e também, em análise teórica do ciclo termodinâmico em software (Chemkin[®]). Desta análise, espera-se que se evidencie a viabilidade técnica de substituição do óleo diesel pelo etanol em motores de combustão interna por compressão.

Seguindo a tendência de busca por novas alternativas para os combustíveis fósseis, foi observado um potencial não aproveitado para aplicação do motor por ignição por compressão com combustíveis alternativos como o etanol. Este potencial refere-se à utilização deste modelo de motor em veículos de passeio, o que hoje é muito observado em países

européus. A não ocorrência disto no Brasil deve-se à existência de leis que impedem a utilização de motores alimentados por óleo diesel como combustível em veículos de passeio.

Tendo em vista o rendimento volumétrico superior dos motores de ignição por compressão, comparado aos motores de ignição por faísca, e a legislação vigente no Brasil, buscou-se a implementação do etanol, de ampla produção nacional, como fonte de energia para os motores de ignição por compressão.

Buscando-se enfatizar e obter informações adicionais para este estudo comparativo, utiliza-se também um simulador de motor de combustão interna, para isso, necessita-se de conhecimentos sobre o processo de combustão a ser utilizado nesta simulação. Esta ferramenta de desenvolvimento torna-se cada vez mais utilizada hoje em dia, devido ao crescente desenvolvimento desta área, como por exemplo, o desenvolvimento de novos componentes de motores, novos materiais, etc.

2. Características dos combustíveis utilizados e Metodologia dos ensaios

2.1 Etanol

O etanol ou álcool etílico é líquido, seguro, renovável, de fácil obtenção e transporte. Conforme a porcentagem de água contida no etanol, ele pode receber duas classificações: álcool etílico anidro ou álcool hidratado carburante.

O álcool anidro é aquele praticamente isento de água, ou seja, com teor alcoólico igual ou superior a 99,6% em volume.

O etanol empregado como combustível para motores de combustão é o álcool hidratado, com teor não inferior a 91,1% em massa e nem superior a 93,9%.

O Conselho Nacional do Petróleo, segundo seu regulamento técnico nº 03/79, impõe características básicas ao álcool combustível que vão desde massa específica até teores de outras substâncias orgânicas como ácidos e ésteres.

2.2 Óleo Diesel

A densidade, a volatilidade e a viscosidade têm influência direta na injeção de combustível e na preparação de uma mistura de auto-ignição.

A densidade é muito importante, pois, embora a bomba e os bicos injetores trabalhem com razões volumétricas, é a relação mássica o parâmetro determinante para a combustão. Mudanças na densidade acarretam alterações na combustão que vão além do calor gerado e da razão estequiométrica, causando variações nas emissões que são difíceis de determinar.

O processo de combustão pode ser influenciado pela viscosidade do combustível. Um fluido muito viscoso aumenta as perdas da bomba injetora de forma que a pressão nos bicos injetores é reduzida. Caso o combustível seja menos viscoso, o seu acúmulo na bomba será maior e o fechamento dos bicos atrasará.

2.3 Descrição do método do Ponto Quente

Nos motores ciclo Diesel a ignição espontânea acontece quando o combustível é pulverizado dentro da câmara de combustão, e se inflama, ao entrar em contato com o ar que foi aquecido pela compressão dos pistões. Porém, em algumas situações críticas como marcha lenta, temperatura externa baixa ou o motor frio, a temperatura do ar obtida não é suficiente para inflamar o combustível pulverizado. É nesse momento que se faz necessária a utilização de velas incandescentes, de modo a garantir que a temperatura dentro da câmara de combustão atinja cerca de 850°C com total segurança, mesmo nas piores circunstâncias.

Estudos anteriores (BRUNETTI, 1988) mostram que para a utilização de etanol como combustível de motores de ignição por compressão, a vela incandescente é necessária, mesmo em situações normais de uso. Como o etanol possui uma temperatura de auto-ignição maior que do óleo diesel, a temperatura obtida na compressão não é suficiente para realizar a combustão do combustível. Ao contrário dos motores de ignição por compressão funcionando com óleo diesel, ao utilizar etanol como combustível em motor de ignição por compressão, a necessidade das velas incandescentes operando em praticamente todas as condições é imprescindível. Este conceito se caracteriza pela utilização de velas incandescente para iniciar a combustão do combustível dentro da câmara de combustão. Neste sistema, o combustível é injetado nas proximidades da vela incandescente, inflama-se junto à mesma, propagando a chama no resto da mistura. Essas velas incandescentes são localizadas no centro da câmara de combustão, nas proximidades do jato de combustível gerado pelo bico injetor. As velas incandescente, comercialmente existentes, consistem de um filamento elétrico fabricados com uma liga de cobalto e ferro. Esses filamentos são fixados com pó cerâmico compactado de óxido de magnésio, eletricamente isolante e resistente a vibrações, eliminando a possibilidade de curtos-circuitos que poderiam danificar a vela. O ponto quente formado pela vela incandescente pode atingir uma temperatura de até 1050 °C em um período de 12s, após iniciar a ignição do motor. A corrente de acionamento durante a partida é bastante elevada, cerca de 20A a 22A.

2.4 Ensaios Realizados

Inicialmente os ensaios foram realizados no motor em sua forma original, sem nenhuma alteração dos componentes mecânicos que o descaracterize. Esta ação tem como principal objetivo gerar referências para a análise e a comparação conclusiva entre os resultados obtidos com óleo Diesel e o etanol.

O motor foi mapeado em diversas condições de carga e rotação, onde parâmetros de potência, torque, temperatura, pressões e consumo de combustível foram coletados. Estipulou-se assim a realização de uma curva de desempenho em plena carga e outras três em cargas parciais de 75%, 50% e 25%.

Já com as modificações que se mostraram necessárias e serão descritas posteriormente, foram realizados os ensaios utilizando etanol. O objetivo desta fase é alcançar o desempenho do motor medido na fase anterior com óleo Diesel, alterando os parâmetros de calibração. Desta forma, para cada ponto do mapa com óleo Diesel, serão estudadas as melhores condições de avanço de injeção e débito utilizando etanol, e buscando-se o mesmo desempenho do motor com óleo Diesel.

Como os resultados destes ensaios obteve-se o mapa para o etanol, de modo a possibilitar a comparação entre os parâmetros do motor com ambos os combustíveis.

2.4.1 Aquisição de dados em dinamômetro

A aquisição de dados do motor em questão foi realizada seguindo a NBR ISO 1585, e foram registrados os seguintes dados: hora e data; Rotação; Potência; Torque; Ponto de ignição; Consumo de combustível; Consumo de ar; Tensão nas velas incandescentes; Temperaturas de bulbo úmido do ar de admissão; Temperaturas de bulbo seco do ar e admissão; Temperatura do óleo; Temperaturas dos gases de escape; Temperatura de entrada e saída de água; Temperatura de ar após intercooler; Pressão atmosférica; Pressão de combustão; Pressão de combustível; Pressão de saída do compressor; Pressão de saída do intercooler; Contra pressão de escape; Pressão de água; Pressão do óleo do motor; Relação ar/combustível.

Procedimento para medições: Aquecer o motor; Estabilizar no ponto de rotação; Realizar eventuais ajustes que se fizerem necessários (avanço, débito ou temperaturas); Estabilizar novamente o motor; Realizar a aquisição dos dados descritos acima. Rotações de interesse (rpm): 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600 e 3800.

3 Desenvolvimento do projeto

3.1 Características do motor

Para a realização dos ensaios e desenvolvimento deste trabalho foi utilizado um motor MWM Sprint. Os principais dados técnicos são descritos a seguir.

Tabela 1. Ficha técnica do motor

MWM Sprint – Ficha técnica		
Modelo		4.07 TCA
Aspiração		Turbo <i>Aftercooler</i>
Disposição / Cilindros		Linha 4
Diâmetro x Curso	mm x mm	93 x 103
Cilindrada Total	Litros	2,8
Taxa de compressão		19:01
Potência	kW(cv)	97(132)
Rotação Pot. Máx.	rpm	3 600
Torque	Nm	333
Rotação Tor. Máx.	rpm	1 800
Norma de Emissões		EURO 2
Peso Seco	Kg	198
Altura	mm	683
Comprimento	mm	618
Largura	mm	503

O motor em estudo é considerado de alta rotação para aplicações no segmento automotivo como vans, *pick-ups* e comerciais leves. O cabeçote do motor possui um sistema de dutos com fluxo cruzado, também conhecido como *crossflow*. O comando de válvulas é posicionado no cabeçote, acionando as 12 válvulas do motor, sendo 3 válvulas por cilindro (duas de admissão e uma de escape). O sistema de injeção é do tipo mecânico, com bomba rotativa.

Os motores MWM Sprint se encontram dentro das legislações EURO I e EPA quanto às exigências de emissão de gases e ruído. Para isso os dutos de admissão de seu cabeçote foram projetados de modo a promover o *swirl* (turbilhamento) dentro da câmara de combustão, melhorando o processo de queima e o rendimento do motor.

O sistema de injeção de combustível do motor utilizado é o de injeção direta. Os bicos injetores de combustível possuem cinco orifícios e os conjuntos porta injetores são de estágio duplo. O motor possui velas incandescentes para a partida em clima frio, desta forma, foram utilizados as posições originais para a instalação das velas incandescente

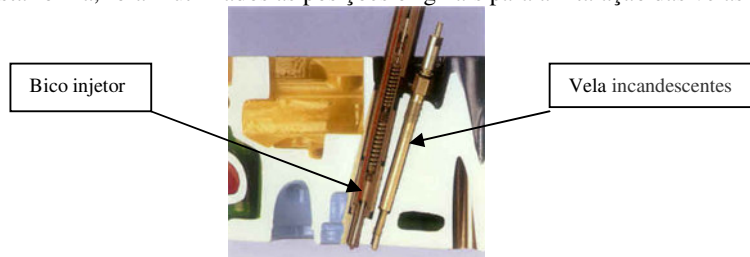


Figura 1. Detalhe do cabeçote em corte

3.2 Dados Técnicos da Bancada Dinamométrica

A seguir um breve relato sobre os equipamentos utilizados para a obtenção dos resultados em bancada dinamométrica, Freio Dinamométrico Fabricante: Asea Brown Boveri – ABB Modelo: Positron II Faixa de trabalho: 0 – 200 kW; 0 – 9 000 rpm, Célula de Carga Fabricante: CELTRON Faixa de trabalho: 0 – 2 260 N Incerteza: $\pm 0,5\%$, Sensores de Temperatura Fabricante: Ecil Modelo: Tipo K Faixa de trabalho: 10 – 50 °C; 60 – 130 °C; 300 – 900 °C Incerteza: $\pm 2,03$ °C; $\pm 2,03$ °C; $\pm 4,13$ °C, Sensores de Pressão Sensor de pressão de combustão Fabricante: KISTLER Transdutor: 6001 Adaptador: 6421 Faixa de trabalho: 0 – 250 ar Incerteza: $\pm 1\%$

3.3 Estudo da quantidade de combustível injetada

Como o etanol possui um PCI (poder calorífico inferior) menor que o do óleo Diesel, para a obtenção de uma mesma quantidade de energia fornecida pela queima do combustível, a vazão fornecida pela bomba injetora de combustível deverá ser aumentada, como mostrado a seguir:

$$\frac{m_{e\text{tan ol}}}{m_{\text{Diesel}}} = \frac{pci_{\text{Diesel}}}{pci_{e\text{tan ol}}} = \frac{42600}{27420} = 1,55 \quad (1)$$

Portanto a vazão mássica de etanol fornecida pela bomba injetora deve ser 55% superior à fornecida quando o combustível utilizado for o óleo Diesel. Contudo, a bomba injetora trabalha com características volumétricas do fluido injetado, assim sendo, em uma primeira aproximação o incremento de vazão volumétrica será determinado com uma temperatura de 20 °C para ambos os combustíveis.

A razão entre as vazões volumétricas dos dois combustíveis será:

$$\frac{V_{e\text{tan ol}}}{V_{\text{Diesel}}} = \frac{m_{e\text{tan ol}} * \rho_{\text{Diesel}}}{m_{\text{Diesel}} * \rho_{e\text{tan ol}}} = 1,55 * \frac{0,85}{0,81} = 1,63 \quad (2)$$

Nesses termos a vazão fornecida pela bomba injetora para trabalhar com etanol deverá ser 63% maior do que utilização com óleo Diesel.

3.4 Confirmação da necessidade da vela incandescente

A temperatura de auto-ignição do etanol é maior que a do óleo Diesel, como apresentado acima, devido a esta diferença a utilização de vela incandescente torna-se necessária.

Admitindo que a fase de compressão no motor seja um processo adiabático e reversível, sendo, portanto isentrópico, e que o ar admitido é um gás perfeito, tem-se:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1}, \quad rv = \frac{v_1}{v_2} \quad (3)$$

Portanto:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{1}{rv} \right)^{k-1}, \quad \frac{308,6}{T_2} = \left(\frac{1}{19} \right)^{1,4-1}, \quad T_2 = 1002,1K \longrightarrow 729,1^\circ C \quad (4)$$

De acordo com WYLEN (1998) o valor de k para o ar é 1,40. Sabe-se também que a taxa de compressão do motor é 19:1 e a temperatura do ar de admissão após o intercooler a 1 000 rpm (conforme ensaios realizados) é 47,4 °C (308,6 K).

O processo de troca de energia interna entre o ar admitido e o combustível deve ser considerado como uma situação de condução transiente, onde o combustível sofre uma rápida alteração em sua temperatura de condicionamento. Tais problemas podem ser resolvidos através do Método da Análise Concentrada. De acordo com INCROPERA (2002) para sistemas radiais com convecção tem-se a seguinte expressão para determinação do tempo da troca térmica:

$$t_a = \frac{\rho_{alcohol} * V_{esf} * c_{alcohol}}{h_a * A_{esf}} * \ln\left(\frac{T_i - T_\infty}{T_{ar} - T_\infty}\right) \quad (5)$$

Admitindo que o diâmetro das gotas de combustível ao ser injetado seja 0,1 μm tem-se:

$$V_{esf} = \frac{4}{3} * \pi * r^3, \quad V_{esf} = \frac{4}{3} * \pi * (5 \times 10^{-8})^3 \longrightarrow V_{esf} = 5,23 \times 10^{-22} \text{ m}^3 \quad (6)$$

Assim como:

$$A_{esf} = 4 * \pi * r^2, \quad A_{esf} = 4 * \pi * (5 \times 10^{-8})^2 \longrightarrow A_{esf} = 3,14 \times 10^{-14} \text{ m}^2 \quad (7)$$

De acordo WYLEN (1998) o calor específico do etanol é 2,46 kJ/kgK. Conforme dados coletados para a condição estudada de 1 000 rpm com motor em plena carga, tem-se:

$$t_a = \frac{810 * 5,23 \times 10^{-22} * 2460}{10 * 3,14 \times 10^{-14}} * \ln\left(\frac{25,3 - 580}{760 - 580}\right), \quad t_a = 0,0047 \text{ s} \quad (8)$$

Assim o tempo necessário para que o etanol, ao ser injetado, atinja a temperatura de auto-ignição é de 0,0047 s. Para a mesma condição (1 000 rpm) faz-se a seguinte análise:

$$n = 1000 \text{ rpm} \longrightarrow 16,67 \text{ rps}, \quad n = 6000^\circ / \text{s} \quad (9)$$

A partir das curvas de pressão de combustão, percebe-se que a variação angular do virabrequim entre o início da injeção e o início da queima é cerca de 10°. Desta forma pode-se calcular o tempo máximo necessário para o início da queima.

$$t_{\max} = \frac{10}{6000} \longrightarrow t_{\max} = 0,0017 \text{ s} \quad (10)$$

Comparando-se os dois tempos calculados percebe-se que o etanol necessita de um tempo de troca térmica maior que o máximo para sua combustão. Sendo assim, a temperatura de auto-ignição não é atingida somente com a compressão da mistura, justificando o uso da vela incandescente.

Para o óleo Diesel é possível realizar os cálculos de maneira semelhante. Verifica-se, no entanto, que o tempo de troca térmica é de 0,001 s, atingindo assim a sua temperatura de auto-ignição somente pelo trabalho mecânico de compressão.

3.5 Adaptações realizadas no motor

A premissa deste estudo concentra-se em modificar o menor número de peças possível para efetivar a substituição entre os combustíveis estudados, de modo a possibilitar a conversão de qualquer motor, originalmente de combustão por compressão, para a utilização de etanol através do método do Ponto Quente. Desta forma qualquer alteração que implique em modificações estruturais e/ou de projeto do motor foram evitadas.

Por se tratar de uma pesquisa, obter peças protótipos, diferente das originais, tornaria a execução complicada. Por isso, buscaram-se peças originais já desenvolvidas no mercado. Espera-se que com os resultados e evidências a favor do método, a otimização fique a cargo do fabricante, que certamente terá maiores recursos.

3.5.1 Vela incandescente

A vela incandescente deve ser mantida aquecida em torno de 800 - 900 °C, para que o motor funcione corretamente utilizando etanol. Considera-se como posição mais favorável a vela ser localizada no interior do cabeçote próxima à válvula de escape. Tendo em vista que esta é a região mais quente da câmara de combustão, ela implicará na menor transferência possível de calor das velas para o cabeçote.

Conforme mencionado anteriormente algumas aplicações do motor utilizado possuem velas incandescentes para partida a frio, desta forma o cabeçote já dispõe de furos para sua fixação. Levando em consideração a complexidade do cabeçote e a necessidade descrita no parágrafo anterior, a posição original das velas no cabeçote foram mantidas por minimizar a complexidade e também viabilizar a utilização em uma posição já existente, e que atende as necessidades do método aplicado.

3.5.2 Avanço da bomba injetora

O avanço da injeção é função do retardamento para o início da combustão dentro dos cilindros do motor. Sendo assim, quanto maior o retardamento do combustível utilizado, maior deverá ser o avanço do motor, de modo a manter o desempenho desejado. Como o retardamento químico do etanol é maior que o do Diesel e a combustão se processa por propagação de chama, um avanço maior torna-se necessário.

Como o intuito do trabalho leva em consideração a comparação do motor funcionando com óleo Diesel e com etanol, os testes com o segundo combustível foram iniciados com valores de avanço idênticos ao do motor original. No decorrer dos ensaios, os valores foram ajustados de modo a obter um funcionamento regular, e de desempenho equivalente ao do óleo Diesel.

3.5.3 Bicos injetores

Conforme calculado anteriormente, a quantidade de etanol a ser injetada na câmara de combustão é maior em comparação a de óleo Diesel. Os bicos utilizados originalmente possuem uma limitação quanto à vazão de combustível.

De modo a evitar, ou amenizar, eventuais problemas de cavitação nos bicos injetores devido ao acréscimo de combustível injetado, serão utilizados bicos de maior vazão, que atendam as necessidades de combustível ao funcionar com etanol.

Um fator decisivo no bom desempenho das velas incandescentes é a sua posição em relação aos jatos de combustível. De acordo com BRUNETTI (1988), o jato não deve incidir diretamente na vela, para não provocar o seu resfriamento, nem passar a uma distância muito grande, pois aumenta o retardamento químico de combustão da mistura.

Sabe-se então que o jato deve ser direcionado para zona de ar aquecida pela vela incandescente. Com o objetivo de simular a influência da posição dos jatos foi montada uma bancada de ensaio. Em um cabeçote de testes foram montados os bicos injetores de maior vazão e a vela incandescente. Após o aquecimento da vela, o etanol foi injetado através dos bicos com o auxílio de uma bomba injetora manual. O combustível foi pulverizado e ao passar na região de calor da vela é aquecido e entra em combustão. Este procedimento foi repetido para diversas posições do bico injetor, verificando sua influência na queima do combustível. Não se percebeu nenhuma relação entre a posição do bico injetor e da vela aquecedora que fosse significativa. Vale ressaltar que estes ensaios foram realizados em bancada com condições ambiente, o que não reflete as condições internas do motor.

3.5.4 Controle da temperatura da vela incandescente

De acordo com a conclusão do item 3.5.1, a temperatura da vela incandescente deve permanecer em torno de 850 °C. Devido à variação das cargas e rotações durante o funcionamento do motor, as velas incandescentes estarão submetidas a diferentes condições de trabalho. Isso ocorre, pois a temperatura dos gases em altas cargas e rotações é elevada, enquanto que para cargas parciais e baixas rotações essa temperatura tende a abaixar.

Portanto para manter sua temperatura próxima da ideal, faz-se necessário um controle externo. Caso contrário, a vela incandescente estaria sujeita a trabalhar em temperatura baixa em regime de baixas rotações ou em temperatura muito alta em regime de altas rotações, fato que poderia danificar ou até mesmo queimar a vela incandescente.

Sendo assim, foi montado um circuito externo para alimentar eletricamente as quatro velas do motor, possibilitando a variação da tensão de trabalho. Esse circuito é composto de dois trafos, um retificador de frequência, um interruptor e uma placa de controle. Um dos trafos tem como função reduzir a tensão de entrada de 220 V para a tensão nominal de 110 V da placa de controle, enquanto que o outro de maior capacidade reduz a tensão de 220 V para 12 V. Tendo em vista que a vela incandescente deve trabalhar com corrente contínua, a ponte retificadora foi instalada com o objetivo de corrigir a corrente de alternada para contínua. Já a placa de controle possibilita a regulação da tensão de alimentação que passa pela ponte retificadora e por sua vez alimenta a vela incandescente.

A utilização deste circuito de controle e alimentação externa impossibilitaria a aplicação deste motor em veículos. Porém, após o mapeamento das temperaturas em função da carga e da rotação do motor, este circuito pode ser substituído por um outro mais simples, ligado diretamente na bateria do motor. O controle da tensão de alimentação das velas seria somente função da condição do motor (carga/rotação) podendo assim ser automatizado.

4. Descrição dos dados coletados

Operou-se o motor utilizando óleo Diesel como combustível de modo a gerar parâmetros de comparação. Realizou-se medições de quatro curvas, sendo uma de plena carga e as outras três de cargas parciais.

As três últimas indicam o comportamento do motor quando em funcionamento com 75%, 50% e 25% de sua potência em plena carga (100%).

Após o término dos ensaios com óleo Diesel, modificou-se o motor para operar com etanol. Deu-se então início aos ensaios de desenvolvimento do motor utilizando etanol. Além das quatro curvas semelhantes às com óleo Diesel, foram também realizados um ensaio de potência máxima para o etanol.

4.1 Curvas Características comparativas entre o Etanol e o óleo Diesel

Apresenta-se as curvas de torque, potência e consumo específico, além de avanço e relação ar/combustível. Deve-se ressaltar que o objetivo durante a calibração do motor nestas condições foi o consumo de combustível, ou seja, os valores de avanço apresentados se mostraram como os melhores para tal.

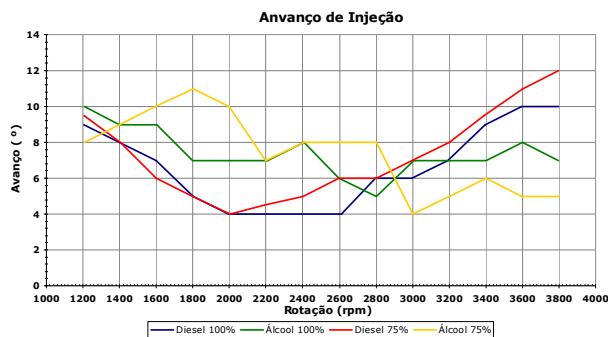


Figura 2. Gráfico comparativo do avanço de injeção para álcool e óleo Diesel

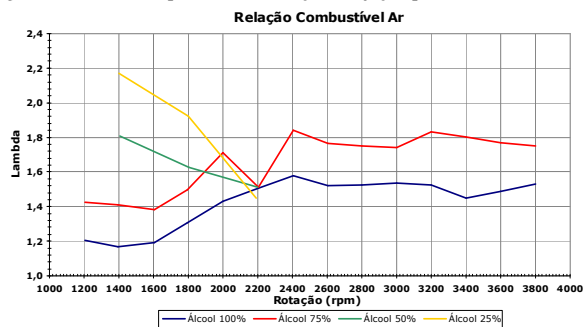


Figura 3. Gráfico dos valores da relação ar/combustível para álcool

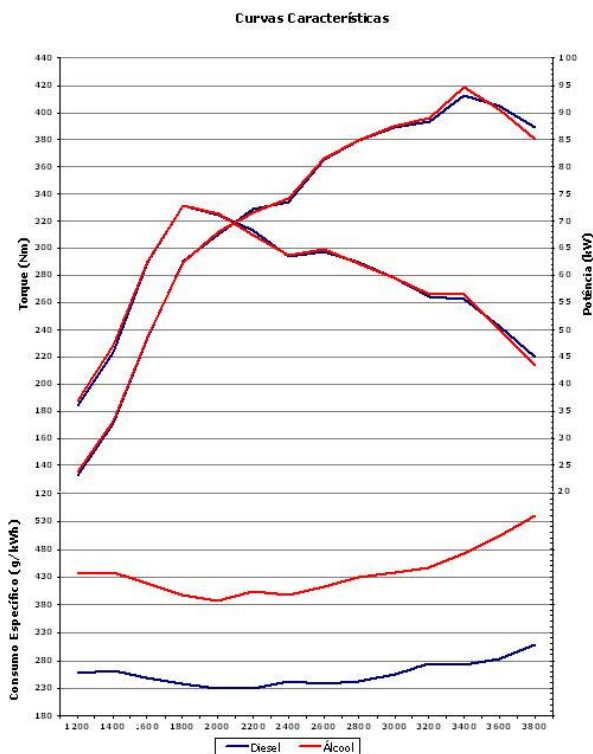


Figura 4. Gráfico das curvas características com óleo Diesel e com álcool

4.2 Comportamento dos parâmetros medidos em Dinamômetro

4.2.1 Temperaturas

A seguir apresentam-se as curvas de diversas temperaturas do motor durante o funcionamento com álcool.

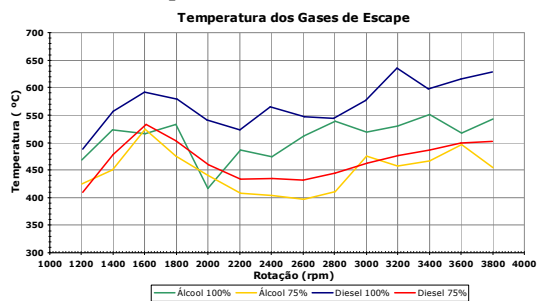


Figura 5. Gráfico comparativo das temperaturas de gases de escape para álcool e para óleo Diesel

4.2.2 Pressão de Combustão

Após realizar as curvas de desempenho, que determinaram a melhor condição para cada rotação, obteve-se as curvas de pressão de combustão em plena carga no mesmo cilindro e através dos mesmos meios onde anteriormente foram feitas as medições que tinham o óleo Diesel como combustível. A seguir apresentam-se as curvas de pressão comparativas para as rotações de torque, potência e pressão máxima.

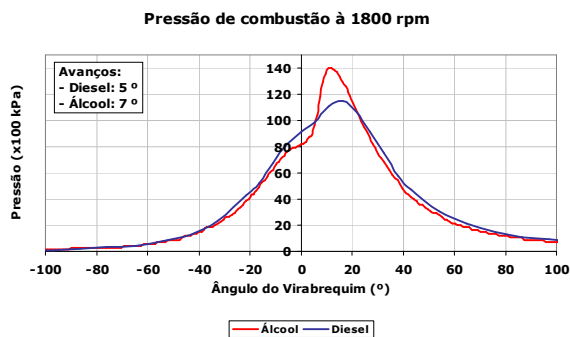


Figura 6. Gráfico comparativo da pressão de combustão na rotação de torque máximo (1 800 rpm)

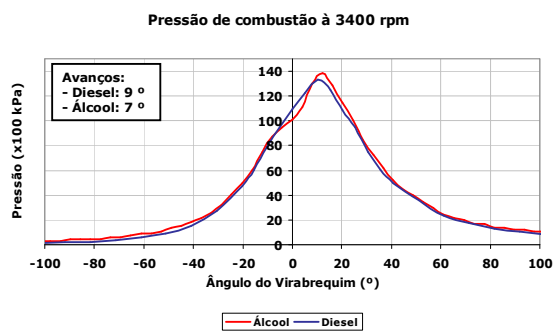


Figura 7. Gráfico comparativo da pressão de combustão na rotação de potência máxima (3 400 rpm)

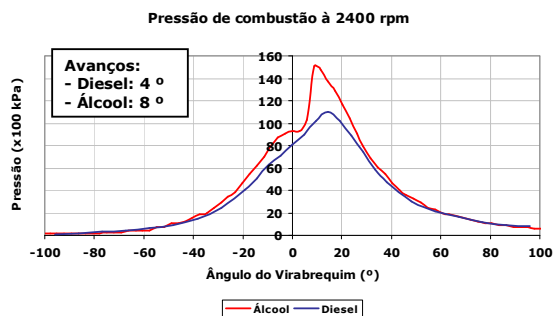


Figura 8. Gráfico comparativo da pressão de combustão na rotação de máxima pressão (2 400 rpm)

Todos os pontos de máxima pressão no cilindro (para cada rotação e para cada um dos combustíveis) foram plotados no gráfico da figura 9 para melhor visualização do comportamento dos picos de pressão e comparação dos resultados obtidos.

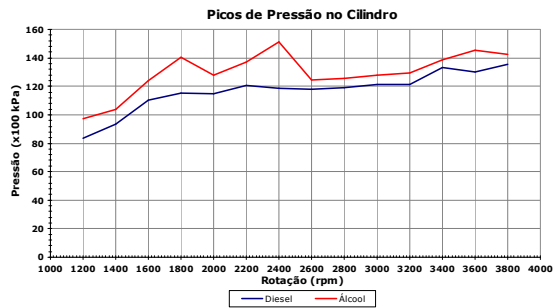


Figura 9. Gráfico comparativo dos picos de pressão no primeiro cilindro

4.2.3 Rendimento Global

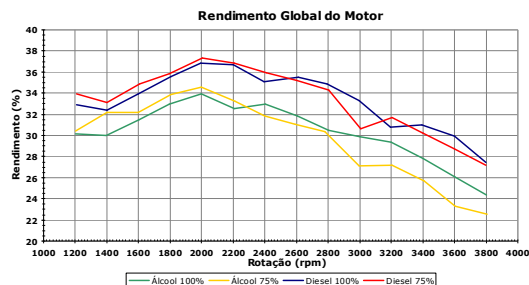


Figura 10. Gráfico comparativo do rendimento do motor

5. Descrição do software Chemkin® usando o HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition Engines)

O software Chemkin® foi desenvolvido para modelar diversas configurações de reações químicas de fluxo. Uma de suas aplicações é para a simulação de modelos de motores de combustão interna.

O modelo HCCI é um modelo relativamente simples para a simulação de motores de combustão interna, o grande apelo do HCCI é o grande potencial como ferramenta auxiliar nos estudos de modelos de emissões de poluentes e também de consumo de combustíveis.

Alguns dos parâmetros deste software serão descritos a seguir: O modelo considera para o HCCI como sendo um **sistema fechado**, ou seja, a simulação somente é válida dentro do período quando ambas as válvulas de admissão e escape estão fechadas. Existe a possibilidade de configurar o parâmetro de transferência de energia para a parede do cilindro como **adiabática**, ou seja, sem nenhuma transferência de calor, ou ainda com a transferência de energia do interior do cilindro para a parede do cilindro sendo considerada pelo equacionamento de “**Woschini**”. Para o modelo utilizado foi considerado a correlação de “**Woschini**”, pois este estima com maior precisão a transferência de calor dos gases dentro do cilindro.

É importante lembrar que este simulador não leva em consideração os fenômenos físicos da turbulência, que acontecem em grande escala nas câmaras de combustão dos motores de combustão interna. Porém, como desenvolvimento inicial, é bastante considerável seu resultado, para orientar e viabilizar um projeto desta natureza.

5.1 Curvas comparativas de pressão de combustão

A seguir a comparação entre os dados obtidos em dinamômetro e no simulador Chemkin®

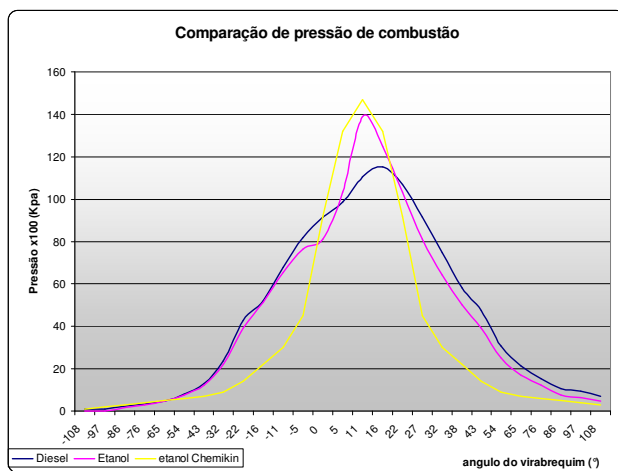


Figura 11. Gráfico comparativo de pressão de combustão interna utilizando etanol, óleo Diesel no dinamômetro e a simulação com etanol

Percebe-se uma grande proximidade entre os valores obtidos em dinamômetro e os valores obtidos na simulação, confirmando assim a semelhança entre a simulação e a bancada de teste. Assim, pode-se utilizar este recurso para obter outros parâmetros como, por exemplo, dados de emissões de poluentes.

6. Conclusões

O estudo teórico e experimental apresentado sugere a viabilidade técnica de um motor de combustão por compressão operando com etanol como combustível alternativo. Entretanto, ainda são necessários alguns desenvolvimentos na calibração do motor para o correto funcionamento em cargas parciais. Também cabe ressaltar, que a durabilidade dos componentes mecânicos não foi avaliada e seguramente desenvolvimento tecnológico nesta área também será necessária.

O gráfico da figura 10 evidencia que há uma significativa queda no rendimento global do motor quando esse opera com etanol, isso se deve a alguns fatores, como por exemplo, a significativa diferença entre os consumos de combustível devido a grande diferença de PCI (poder calorífico inferior) entre os dois combustíveis e a perda de rendimento volumétrico. A necessidade de aumentar a temperatura do ar de admissão para o etanol contribui para a diminuição do rendimento volumétrico quando operado com este combustível, devido à densidade do ar ser inversamente proporcional à temperatura.

A análise do gráfico apresentado na figura 4 sugere que, conforme previsto anteriormente, o consumo específico do motor funcionando com etanol é maior comparando-o ao do Diesel. Entretanto, nos testes em dinamômetro observou-se um consumo em média 71% maior, enquanto que o valor calculado era de 63 % para a mesma condição, essa divergência ocorre pois a hipótese de cálculo adotada, não leva em consideração diversos efeitos, como por exemplo a turbulência na câmara de combustão, a dissipação de energia para as paredes do cilindro, entre outros efeitos que acontecem na prática.

Entendendo a importância da força exercida no pistão para o dimensionamento de motores de combustão interna e observando o gráfico comparativo de picos de pressão no cilindro (figura 9), pode-se concluir que serão necessários ensaios de durabilidade em um desenvolvimento posterior, se for desejada a aplicação comercial desse motor operando com etanol. Outro fator que pode ser observado em algumas das curvas de pressão de combustão apresentadas, é uma variação abrupta da pressão até atingir seu ponto máximo. Esse fator pode indicar a ocorrência de detonação no motor. A queima do combustível neste caso ocorre atrasada, sendo assim, a quantidade de etanol é injetado em excesso e sua combustão ocorre repentinamente, gerando um pico de pressão.

Os avanços de injeção ideais para o etanol, determinados durante os ensaios, foram em geral maiores do que os do óleo Diesel, adotados pelo fabricante do motor. Para rotações mais elevadas, a regulagem de avanço existente na bomba não permitiu a obtenção de um maior de avanço de injeção, com o qual o consumo do motor poderia ser menor ou a pressão de combustão mais estável (sem ocorrência de detonação).

Os dados comparativos obtidos com as simulações versus a condição real do motor utilizando etanol e óleo Diesel, reproduz os resultados obtidos para a pressão de combustão do motor e são bastante similares, com isso, pode-se utilizar esta simulação para outras finalidades, como por exemplo, o estudo de emissões de gases entre os dois modelos utilizando óleo Diesel e etanol. Assim a simulação se mostra como uma ferramenta importantes para o desenvolvimento destes modelos sugeridos.

7. Referências Bibliográficas

BRUNETTI, Franco. Utilização de Etanol em Motores Diesel pelo método do Ponto Quente. São Paulo, SP: 1988. Relatório N. 105/88. 157p.

BRUNETTI, Franco; GARCIA, Oswaldo. Motores de combustão interna. São Paulo, SP: 1992. 2ª edição 367p.

GUIBET, Jean-Claude; FAURE-BIRCHEM, Emmanuelle; LEVY, Raymond H. Fuels and Engines; technology, energy and environment. Paris: Technip, 1999. volume 1 313p.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. Fundamentos de transmissão de calor e de massa. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2002. 5ª edição 698p.

PENIDO FILHO, Paulo. O álcool como combustível; detenção e aplicação nos motores. São Paulo, SP: Nobel, 1981. 265p.

TAYLOR, Charles F. Análise dos motores de combustão interna. São Paulo, SP: Edgar Blücher, 1971. volume 1 558p.

TAYLOR, Charles F. Análise dos motores de combustão interna. São Paulo, SP: Edgar Blücher, 1976. volume 2 531p.

TRÍBOLI, Edson P. D. R. Apresentação e editoração eletrônica de trabalhos acadêmicos: comentários sobre os elementos da NBR 14724 e suas construções com auxílio do Word. São Caetano do Sul, SP: Escola de Engenharia Mauá, 2004. 115p.

WYLEN, Van; SONNTAG; BORGNACKE. Fundamentos da Termodinâmica. São Paulo, SP: 1998. 537p.

EXPERIMENTAL STUDY AND ZERO DIMENSIONAL SIMULATION OF THE PERFORMANCE IN AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUELED WITH DIESEL AND ETHANOL

Jean Amadeo Brambila

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
jebrambila@hotmail.com

Guenther C. Krieger Filho

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
guenther@usp.br

Mauricio Assumpção Trielli

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
trielli@usp.br

Abstract: Due to a huge necessity to use alternatives fuels, this paper presents an experimental investigation and thermodynamics simulation (zero-dimensional) of the performance in an internal combustion engine with compression ignition working with ethanol and Diesel. First of all some definitions and concepts related to internal combustion engines are given. Following this, an explanation of the problem and the goals are exposed; after that the dynamometer data have been presented and compared with engine simulation carried out with Chemkin®. From the dynamometer data, power curves for both fuels can be highlighted. The applied methodology and technical modifications are also presented. All changes proposed in the engine are based on commercial components. To facilitate the ignition of the charge, the glow plugs principle was used. Dynamometer tests were carried out according to norms NBR ISO 1585. Fuel consumption, chamber pressure and temperatures were also acquired. From these data combustion pressure for both fuels are compared. The experimental pressure is compared also to the results obtained with the thermodynamics simulation. The present results show the possibility of interchangeability between the ethanol and diesel in a compression ignition engines

Keywords: diesel cycle engine, diesel cycle, diesel cycle working with ethanol