

MOTOR A GÁS COM INJEÇÃO DIRETA ASSISTIDA POR CENTELHA.

Sebastião Cardoso

Universidade de Taubaté - UNITAU.

R. Daniel Danelli, s/n

12060-440 Taubaté- SP.

Cardoso@prppg.unitau.br

Jerônimo dos Santos Travelho

INPE – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais

Av. dos Astronautas, 1758

12201-970 – São José dos Campos – SP

jeff@lac.inpe.br

José Rui Camargo

Universidade de Taubaté - UNITAU.

R. Daniel Danelli, s/n

12060-440 Taubaté- SP.

rui@mec.unitau.br

Lincoln Nascimento Ribeiro

Universidade de Taubaté-UNITAU.

André Canuto de Moraes Lopes

Universidade de Taubaté - UNITAU.

Rodolfo Soares da Silva

Universidade de Taubaté - UNITAU.

Resumo. *O aumento do consumo de energia per capita que se verificou nas últimas décadas, evidencia a urgência de se encontrar fontes alternativas ao petróleo, para suprir partes das necessidades atuais do homem. O principal objetivo deste trabalho é estudar um motor a gás natural que opere com alta taxa de compressão e seja assistido por centelha, com comando eletrônico total. Este projeto tem como objetivo secundário, mas não de menor importância, motivar a indústria automobilística para o desenvolvimento de um motor específico para o gás natural, pois até o momento utilizam-se adaptações nos motores ICE, as quais em muitos casos, são feitas sem o desvelo necessário. Neste motor, gás natural veicular armazenado no reservatório a alta pressão, terá sua pressão regulada e estabilizada com o auxílio de válvulas e compressor, antes do processo de injeção, que deverá acontecer a uma pressão da ordem de 25 MPa. A alta taxa de compressão do motor garantirá a ele o bom conceito de economia do qual goza o diesel e com vantagens quanto ao índice de emissão de particulados e de NO_x o que o habilita a para uso nos grandes centros urbanos. A injeção direta de*

gás na câmara durante o tempo de compressão assegura ao motor características do ICO, porém, a queima da mistura só iniciará após a centelha, dando ao motor algumas das características do ICE e, desta forma, o projeto desenvolverá um motor com características que se aproximam das de um ciclo dual. A escolha adequada das posições para bico e vela no interior da câmara de turbulência, possibilita a queima como em motores de carga estratificada.

Palavras-chave: motor a gás natural, injeção direta, assistido por centelha.

1. INTRODUÇÃO

O motor a ser desenvolvido deverá operar seguindo o modelo do motor com injeção assistida por centelha (Cardoso, 1984). O gás natural veicular, armazenado no reservatório a alta pressão, terá sua pressão regulada e estabilizada com o auxílio de válvulas e compressor, antes do processo de injeção eletrônica, a qual deverá acontecer a uma pressão da ordem de 25 MPa. A alta taxa de compressão do motor garantirá a ele o bom conceito de economia do qual goza o diesel (Tao et al, 1995 e Raine et al, 2000) e com vantagens quanto ao índice de emissão de particulados (Douville et al, 1988 e Papagiannakis, et al 2003). O motor assim constituído assegurará um menor índice de emissão de NOX (Shiga et al, 2002) o que o habilita para uso nos grandes centros urbanos. A mistura tomará lugar em uma câmara de alta turbulência, onde, no tempo pré-determinado o sistema de ignição eletrônica provocará, através da vela de ignição a liberação de energia destinada ao início do processo de combustão. A injeção direta de gás na câmara durante o tempo de compressão assegura ao motor características do ICO, porém, a queima da mistura só iniciará após a centelha, dando ao motor algumas das características do ICE e, desta forma, o projeto desenvolverá um motor com características que se aproximam das de um ciclo dual.

No desenvolvimento do projeto, objetiva-se obter, através de análise teórica, para taxas de compressão entre 16/1 e 18/1, as melhores localizações para bico e vela no interior da câmara de combustão. A otimização da posição do injetor de combustível e das velas de ignição no interior da câmara terá como principal parâmetro a trajetória do jato de combustível, a qual é fortemente influenciada pela velocidade do ar ao adentrar a câmara através do canal de ligação cilindro- câmara. A meta é garantir que, no instante da centelha, haja mistura preparada no local em que se dá a liberação de energia e, além disso, é desejável que, em regiões mais afastadas da vela de ignição, a mistura empobreça gradualmente, caracterizando um motor de carga estratificada. A análise teórica deve ainda estabelecer as curvas de avanço de injeção do gás e da centelha para então, projetar-se um cabeçote que confirme o previsto nos ensaios.

O processo de transformação de energia que ocorre durante a combustão é altamente influenciado pela velocidade e pela turbulência do ar na câmara de combustão. Para se estimar com relativa segurança as propriedades do ar durante a compressão e, portanto, no momento da injeção do combustível, é necessário calcular a velocidade do êmbolo em função do ângulo do eixo de manivelas e da rotação do motor (Lichty, 1951). A velocidade do ar no canal de ligação cilindro-câmara de turbulência é função da rotação do motor (Cardoso, 1991) e por essa razão, a análise e otimização do sistema será feita para a região de uso mais intenso da máquina em estrada.

O estudo teórico e os ensaios de bancada, possibilitarão estabelecer a pressão mais indicada para a injeção do gás na câmara de alta turbulência. O GNV utilizado nos veículos adaptados é armazenado em cilindros reforçados (pesados) para suportar as pressões superiores a 25 MPa. No laboratório, os testes serão feitos observando as condições reais de rua, e para isso, podem ser necessárias a utilização de válvulas para expandir inicialmente o gás e posteriormente, quando a pressão no interior do reservatório cair abaixo da pressão de injeção será necessário o uso de um compressor para alcançar a pressão de injeção.

2. ANÁLISE DOS MOTORES

No tempo de admissão o motor irá aspirar ar puro, o que garante um rendimento volumétrico bem superior aos dos motores ICE, que admitem o GNV juntamente com o ar e para se obter uma mistura estequiométrica o gás ocupa um volume anteriormente destinado ao ar e neste caso, o rendimento volumétrico fica comprometido. Por essa razão, nos motores ICE a queda de potência só não é mais acentuada quando se substitui a gasolina por gás natural porque a energia química disponível no gás natural é superior à da gasolina por unidade de massa conforme Tab.(1).

Tabela 1. Poder calorífico inferior de alguns combustíveis (Kasantsec, 1977)

Combustível	Metano	Gasolina	Diesel	Álcool
PCI (MJ/kg)	49404	43 732	42622	27750

O gás natural tem sua composição química variando em função da origem. Neste trabalho as análises serão feitas tendo por base o gás metano (CH₄) por haver dados confiáveis deste combustível Tab. (2) e Tab. (3).

Tabela 2. Massa específica do metano à pressão atmosférica

T (°C)	0	10	20	30	40	50	100	200
ρ (m³/kg)	0,717	0,691	0,668	0,646	0,625	0,606	0,525	0,414

Quando a aspiração no motor ICE ocorre a 20°C, a densidade do metano em relação ao ar é d=0,555. Supondo que a queima ocorra em mistura estequiométrica ar-metano,



A relação ar combustível em massa é:

$$\text{RAC} = \frac{2 \cdot (32 + 3,76 \cdot 28)}{12 + 4} = 17,16 \quad (2)$$

Um kg de metano a 20 °C à pressão atmosférica ocupa um espaço dado por:

$$V = \frac{1}{0,668} = 1,497 \text{ Nm}^3 \quad (3)$$

Enquanto os 17,16 kg de ar na mesma temperatura e pressão ocupam um volume dado por:

$$V = \frac{17,2}{1,204} = 14,286 \text{ Nm}^3 \quad (4)$$

Assim o volume total ocupado é:

$$V = V_{\text{ar}} + V_{\text{CH}_4} = 15,783 \text{ m}^3 \quad (5)$$

Dos 15,783 m³ de mistura ar-metano, 9,5% é ocupado pelo CH₄ e o restante, 90,5% é ocupado pelo ar.

O rendimento volumétrico sofre, nestas condições, uma redução da ordem de 9,5% . As perdas quando se substitui a gasolina pelo gás podem chegar a 15% e, por conta disso, “kits” de substituição que incorporam compressor estão sendo desenvolvidos. A elevada perda observada com a substituição da gasolina pelo metano deve-se em parte ao volume ocupado pelo gás combustível e o restante ocorre devido a não homogeneidade da mistura ar-metano, a velocidade da chama etc.

Os motores ICE adaptados para o uso do gás natural têm o processo de partida a frio prejudicado pelo fato do metano necessitar de temperaturas mais elevadas que a gasolina (230°C) ou álcool (450°C) para entrar em ignição.

Tabela 3. Temperatura de ignição do metano para várias concentrações da mistura ar – gás e riqueza de oxigênio do ar (Segeler,1965)

Proporção de ar teórico (%)	Proporção de O ₂ no ar de combustão (%)	m ³ de ar / m ³ de combustível	Composição da mistura		Temperatura de ignição
			(%) CH ₄	(%) ar	
80	15	16,67	8,5	91,5	740
	18	8,90	10,0	90,0	728
	21	7,62	11,6	88,4	717
	25	6,40	13,5	86,5	708
	35	4,57	18,0	82,0	690
100	15	13,34	7,0	93,0	720
	18	11,12	8,4	91,6	712
	21	9,52	9,5	90,5	705
	25	8,00	11,1	88,9	698
	35	5,71	15,0	85,0	682
110	21	10,47	9,0	91,0	703
	25	8,00	11,1	88,9	698
	35	6,28	13,7	86,3	674
120	21	11,40	8,0	92,0	698
	25	9,60	9,5	90,5	689
	35	6,85	12,8	87,2	666

No motor a gás aqui proposto, é importante que a injeção ocorra, na câmara, no instante de alta turbulência, ou seja, no instante em que a velocidade do ar no canal de ligação cilindro-câmara alcança valor máximo. Após a centelha, a mistura ar-metano contida na câmara de turbulência entrará em combustão e o combustível remanescente irá queimar assim que encontrar o ar secundário na cabeça do pistão. Para se calcular a velocidade do ar no canal de ligação cilindro-câmara é necessário estimar a velocidade do êmbolo em qualquer posição durante o tempo de admissão (Cardoso, 1991).

Sendo S o espaço percorrido pelo êmbolo desde o ponto morto inferior da Fig. 1, pode-se calcular sua velocidade em função do ângulo de manivelas e da rotação do motor.

$$S = R(1 - \cos \theta) - \frac{R^2}{4L}(1 - \cos 2\theta) \quad (6)$$

A velocidade do êmbolo no interior do cilindro como função do ângulo do eixo de manivelas e da rotação n do motor (Cardoso, 1991)

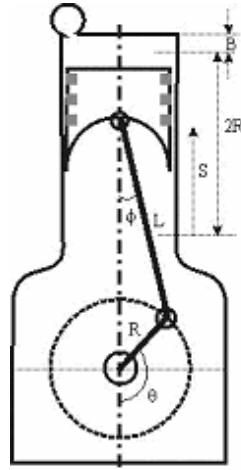


Figura 1- Esquema do Motor: Cilindro-Êmbolo.

$$v_{\text{ênbolo}} = 2\pi n \left(R(\sin \theta) - \frac{R^2}{2L}(\sin 2\theta) \right) \quad (7)$$

O ponto de velocidade máxima do êmbolo para $L/R = 4$ (Lichty, 1951), durante o tempo de compressão, ocorre para valores próximos a 103° , conforme Fig. 2, acelerando o escoamento no canal de ligação cilindro-câmara.

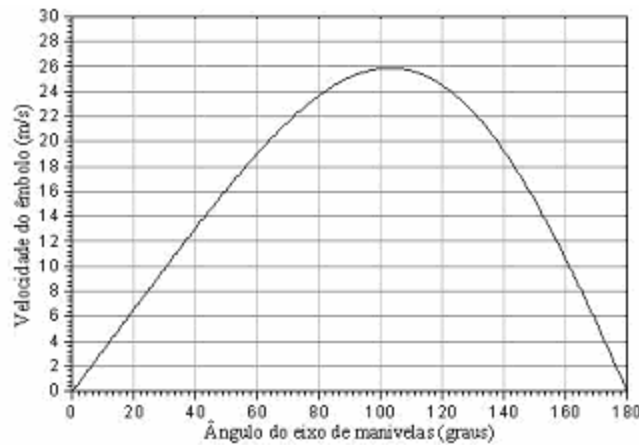


Figura 2- Velocidade do êmbolo durante a compressão e o tempo motor.

Para se estudar a posição mais conveniente para localização do bico injetor e da vela de ignição é necessário analisar o caminho seguido pelo combustível na câmara de turbulência, e um dos parâmetros relevantes para o estudo é a velocidade do ar no canal de ligação cilindro-câmara. O estudo da variação da velocidade do escoamento no canal de ligação cilindro-câmara pode ser feito a partir da equação da continuidade.

$$\frac{d}{dt} \iiint_{VC} \rho dV = \oint_{SC} \rho \vec{v} d\vec{A} \quad (8)$$

Supondo fixo o volume da câmara e propriedades do gás uniformes,

$$\frac{d}{dt} \rho = \frac{\rho v A_c}{V_c} \quad (9)$$

onde o índice c, relaciona-se com a câmara, tem-se:

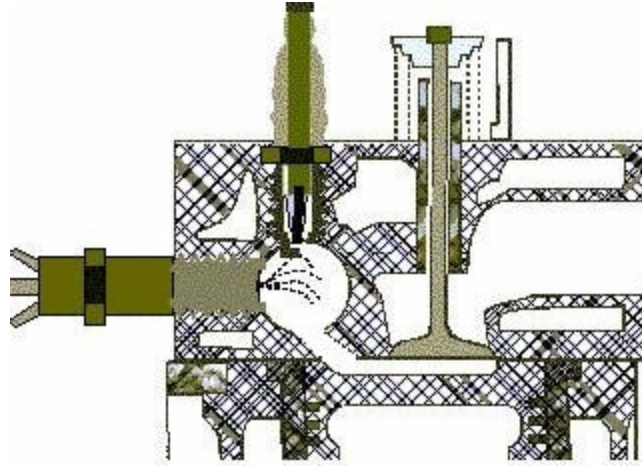


Fig. 3- Disposição bico e vela na câmara de turbulência.

$$v = \frac{\dot{\rho} V_c}{\rho A_c} \quad (10)$$

A massa específica ρ do ar contido no cilindro é função do ângulo do eixo de manivelas e da razão de compressão r_c , assim, sua variação com o tempo, pode ser calculada em função da rotação do motor (Cardoso, 1984).

$$\rho = \frac{\rho_0 S_0 r_c}{S_0 r_c - S(r_c - 1)} \quad (11)$$

$$\dot{\rho} = \frac{d\rho}{dt} = \frac{d\rho}{dS} \frac{dS}{d\theta} \frac{d\theta}{dt}$$

$$\dot{\rho} = \frac{2\pi n \rho_0 S_0 r_c (r_c - 1)}{(S_0 r_c - S(r_c - 1))^2} \left(R(\sin \theta) - \frac{R^2}{2L} (\sin 2\theta) \right) \quad (12)$$

$$v = \frac{\dot{\rho} V_c (S_0 r_c - S(r_c - 1))}{\rho_0 S_0 r_c A_c} \quad (13)$$

$$v = \frac{2\pi n(r_c - 1) \left(R(\sin \theta) - \frac{R^2}{2L}(\sin 2\theta) \right)}{\left(S_0 r_c - \left(R(1 - \cos \theta) - \frac{R^2}{4L}(1 - \cos 2\theta) \right) (r_c - 1) \right)} \frac{V_c}{A_c} \quad (14)$$

Conforme Fig.4, verifica-se que as maiores velocidades ocorrem próximo ao ponto morto superior, região em que deverá ocorrer a injeção do gás para assegurar a qualidade da mistura, e as acima descritas.

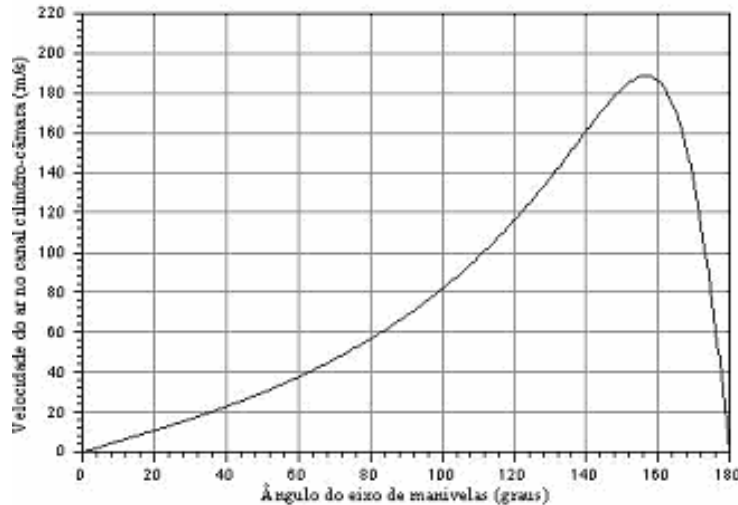


Figura 4- Velocidade do ar no canal de ligação cilindro-câmara.

CONCLUSÃO

Este trabalho apresenta um estudo preliminar de algumas características do escoamento do ar no canal de ligação cilindro-câmara. O objetivo é dar prosseguimento com a simulação completa do problema desenvolver em laboratório um motor com alta taxa de compressão poderá substituir com vantagens os motores ICE adaptados e sem a perda de potência de até 15% verificada naqueles motores. Espera-se ainda um motor com índices de emissão inferiores aos apresentados pelos motores a diesel e a gasolina. Os estudos e simulações das posições dos injetores e velas de ignição poderão ser efetuados a seguir para outros combustíveis como a gasolina e o álcool possibilitando o real desenvolvimento de um multicomcombustível econômico e com alto rendimento.

REFERÊNCIAS

- Cardoso, S., 1991, “Estudo da velocidade do fluido no canal de ligação câmara-pré-câmara de combustão”. COBEM - Congresso Nacional de Engenharia Mecânica.
- Cardoso, S., 1984, “Análise do desempenho de motores com injeção assistidos por centelha”, Tese de doutoramento, USP-EESC-1984.
- Douville, B., Ouellette, P., Touchette, A., Ursu, B., 1988, “Nox Reduction in a directly injected natural gas engine Heywood”, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill.
- E.I. Kazantsec, 1977, “Industrial Furnaces”, Mir Publishers, Moscow, 1977.
- Lichty, L.C., 1951, “Internal Combustion Engines”, MacGraw-Hill Book Company, 6ª ed., New York.

- Papagiannakis, R.G., Hountalas, D.T., 2003, "Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine", *Applied Thermal Engineering*, v.23, Issue 3, p.353-365.
- Raine, R.R., Elder, S.T., Stephenson, J., 2000, "Optimisation of diesel engines converted to high compression spark ignition (SI) natural gas operation", University of Auckland document number: 871149, p.(212 (2000)).
- Segeler, C.G., 1965, 'Gas Engineers Handbook', Hard, Illustrated, 1550pp, ISBN: 0-8311-3011-3.
- Shiga, S., Ozone, S., Machacon, H.T.C., Karasawa, T., Nakamura, H., Ueda, T., Jingu, N., Huang, Z., Tsue, M., Kono, M., 2002, "A study of the combustion and emission characteristics of compressed-natural-gas direct-injection stratified combustion using a rapid-compression-machine", *Combustion and Flame*, Volume 129, Issues 1-2, p. 1-10
- Tao, Y., Hodgins, K.B., Hill, P.G., "NO_x Emissions From a Diesel Engine Fueled with Natural Gas", *Transactions of the ASME*, Vol. 117, December 1995.

SPARK ASSISTED ENGINE TO GAS WITH DIRECT INJECTION

Abstract. *The increase in the energy utilization in the last decades has shown the urgency in finding new energy sources to supply part of the humanity nowadays needs. This work main goal is to develop a natural gas motor which works at high compression rates and it is spark assisted, its control being totally electronic. A second goal, but not less important, is to motivate the auto industry to develop a specific motor to work with natural gas, because, up to this moment, there has been only ICE motors adaptations which, in most of the cases, are made without the needed care. This motor should operates according to the "multifuel" model which we developed in 1984. In this model, natural gas is stored in the high pressure reservoir. Valves and a compressor regulates and stabilizes its pressure before electronic injection process, which should occur at pressures of order of 250 bar. The motor high compression rate will guarantee the good fuel usage performance usually associate with diesel engines but with the low particulate emission rate advantage. This motor will have a low NO_x emission rate what makes possible its use in big urban centers. The gas direct injection in the chamber during the compression time assures compression-ignition characteristics to this motor, but the mixture burning only initiates after the spark given the motor some spark ignition characteristics. This way, the project will develop a motor with dual cycle characteristics. This work aims to obtain, through a theoretical analysis, the optimal disposition for the injection port and spark plug inside the turbulence chamber to operate as a stratified charge motor.*

Keywords: *natural gas engine, direct injection, spark assisted*