

CALIBRAÇÃO DE UM MOTOR DE BAIXO VOLUME DESLOCADO UTILIZANDO SIMULAÇÕES NUMÉRICAS UNIDIMENSIONAIS DA DINÂMICA DOS FLUIDOS

Alexander Peñaranda^a, Clayton Zabeu^b, Nide G.C.R. Fico Junior^a e Roberto Salvador^a

^a*Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA), Praça Marechal Eduardo Gomes, 50, Vila das Acácias,
São José dos Campos, SP, Brasil, alexp@ita.br, <http://www.ita.br>*

^b*Syigma Motors, , São José dos Campos, SP, Brasil, clayton.zabeu@sygamotors.com.br,
<http://www.sygamotors.com.br>*

Palavras Chave: Motores de Combustão Interna, Etanol, Mecânica Computacional.

Resumo. A procura da redução nos tempos de desenvolvimento e início de produção de motores de combustão interna faz com que a simulação computacional seja uma ferramenta essencial para atingir tais objetivos, visto que é aplicável para prever comportamento de sistemas, componentes e desempenho de motores. Dentro deste contexto, foi realizada a geração de mapas de calibração de tempos de injeção de combustível através de simulações numéricas unidimensionais. Para isso foi utilizado o software comercial de simulação de motores GT-POWER, sendo o motor simulado do tipo monocilíndrico, de 4 tempos, com um volume deslocado de 35cc da fabricante Honda. O modelo considerou também o uso de gasolina e etanol como combustíveis.

1 INTRODUÇÃO

O lançamento no mercado brasileiro de motocicletas que utilizem etanol, assim como normas mais rigorosas de controle de emissões, faz com que a aplicação de sistemas de injeção eletrônica seja um item praticamente obrigatório para obtenção de resultados satisfatórios no desempenho dos motores de combustão interna. O uso de simulações numéricas baseadas em equações de mecânica dos fluidos unidimensionais permite prever o desempenho de motores e a caracterização de diversos parâmetros utilizados em sua calibração. Com isso, o tempo necessário para a elaboração de mapas de calibração fica reduzido, pois os dados iniciais são obtidos por meio da simulação. Quanto maior a correlação entre um modelo e os dados experimentais de um motor, mais precisos são os parâmetros fornecidos para a criação de um mapa de calibração.

A aplicação de modelos computacionais permite então diminuir custos com testes experimentais e conseqüentemente o tempo de desenvolvimento de motores. Com a chegada ao Brasil de motocicletas a etanol e com sistemas de injeção eletrônica, a simulação se torna uma ferramenta poderosa para diminuir custos nesse mercado, onde o consumidor procura principalmente por preços baixos.

Baseado neste cenário, foi instalado um sistema de injeção eletrônica de combustível em um motor Honda, monocilíndrico, 4 tempos de 35 cc (centímetros cúbicos) de volume deslocado, utilizando gasolina e etanol como combustíveis (Figura 1). Para isso, utilizou-se uma central eletrônica parametrizável do fabricante MoTeC, modelo M400. Através de simulações numéricas unidimensionais com o software GT-POWER foram elaborados os mapas de calibração de tempo de pulsação do bico injetor e dos períodos de injeção de combustível. Esses dados foram posteriormente avaliados em um dinamômetro do tipo *Eddy Current*.

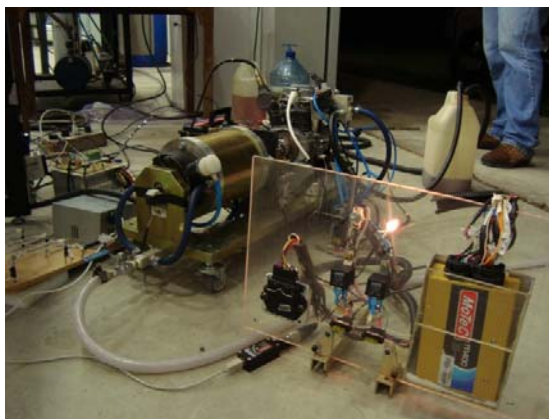


Figura 1: Honda GX-35 acoplado ao dinamômetro, com U.E.C. MoTeC.

A modelagem do motor no software de simulação foi realizada através de medições e testes experimentais que serviram como dados de entrada para elaboração do modelo. Além disso, foram adotados modelos de atrito, transferência de calor e de combustão. A simulação foi realizada com um método numérico explícito utilizando as equações de conservação da continuidade, momento e energia, resolvidos em uma só dimensão.

Após a aquisição de todos os parâmetros e escolha dos modelos adequados acima citados, os resultados das simulações são comparados com as curvas de desempenho do fabricante do

motor. Procura-se então a otimização e refinamento dos modelos considerados para que as curvas de torque e potência fornecidas no modelo correspondam com as curvas do motor.

2 MODELAGEM

Este modelo é baseado na dinâmica dos gases em uma dimensão, representando o fluxo e a transferência de calor nos dutos e componentes do motor.

O modelo de escoamento do GT-POWER utiliza a solução das equações (1, 2 e 3) de Navier – Stokes (conservação da continuidade, momento e energia). Estas equações são resolvidas em uma dimensão, o que significa que todas as quantidades são médias calculadas através da direção do fluxo. O código usa um método de integração explícito no tempo, onde as variáveis principais do método são vazão mássica, densidade e energia interna (GT-Power, 2006).

Continuidade,

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{contorno} \dot{m}. \quad (1)$$

Energia,

$$\frac{d(me)}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \sum_{contorno} (\dot{m}H) - hA_s(T_{fluido} - T_{parede}) \quad (2)$$

Momento,

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_{contorno}(\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u| dx A}{2D} - C_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u|\right) A}{dx} \quad (3)$$

Todo o sistema é discretizado em vários volumes, onde cada separação entre o escoamento é representado por um único volume, e cada duto é dividido em um ou mais volumes, conectados por fronteiras. As variáveis escalares (pressão, temperatura, densidade, energia interna, entalpia, concentração de espécies, etc.) são consideradas uniformes em cada volume. Os vetores variáveis (fluxo mássico, velocidade, fluxo de fração mássica, etc.) são calculados para cada fronteira (GT-Power, 2006). Este tipo de discretização é referido como “staggered grid”.

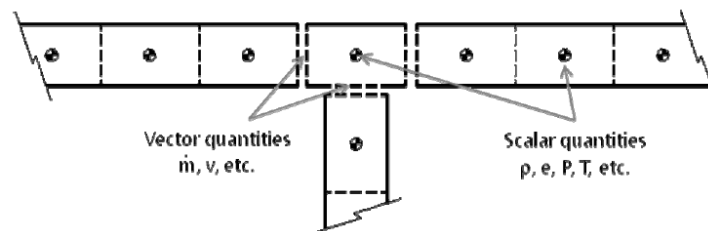


Figura 2: Esquema de uma aproximação em uma staggered grid: os escalares são calculados no centróide, as quantidades dos vetores nas fronteiras (GT-Power, 2006).

O modelo foi simulado a partir de parâmetros geométricos e de fluxo do motor adquiridos experimentalmente. Assim foram determinados a geometria e coeficientes de descarga dos dutos e válvulas de admissão e exaustão, a geometria do cilindro e pistão, e as propriedades do spray do bico injetor.

Os parâmetros não adquiridos experimentalmente foram definidos através de recomendações da literatura existente ou do manual do GT-Power (2006).

Como não foi possível realizar medidas experimentais da pressão na câmara de combustão do motor, utilizou-se como referência dados de um motor monocilíndrico Honda, 4 tempos, de 50 centímetros cúbicos de cilindrada operando com gasolina e a uma rotação de 7500 RPM, segundo indicado por Blair (1999) na Figura 3.

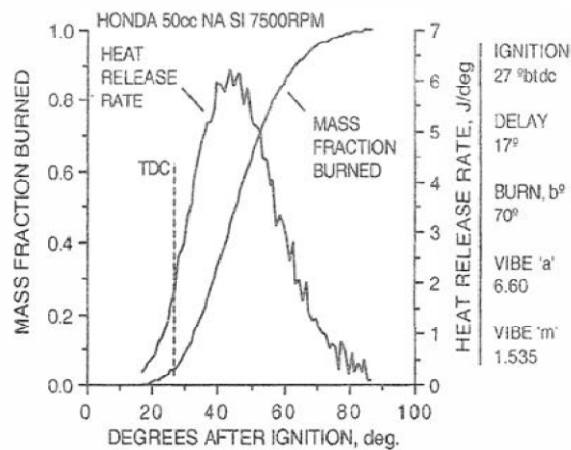


Figura 3: Modelo de taxa de troca de calor devido a combustão (Blair, 1999).

A expressão matemática da função de Wiebe (Heywood, 1988) foi utilizada para analisar os dados experimentais e caracterizar o processo da combustão que foram utilizados no software GT-POWER:

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (4)$$

Onde θ é o ângulo do virabrequim, θ_0 é o ângulo onde a combustão inicia, $\Delta\theta$ é a duração total da combustão, e a e m são coeficientes de ajuste.

Na simulação são indicados os valores de atrito no motor através dos valores da pressão média efetiva de atrito (fmep) para diferentes rotações. Como não foi possível medir os valores experimentais de fmep do motor Honda GX-35, foi necessário assumir os valores de um motor Ryobi com características análogas, porém com 26 centímetros cúbicos de cilindrada conforme Figura 4.

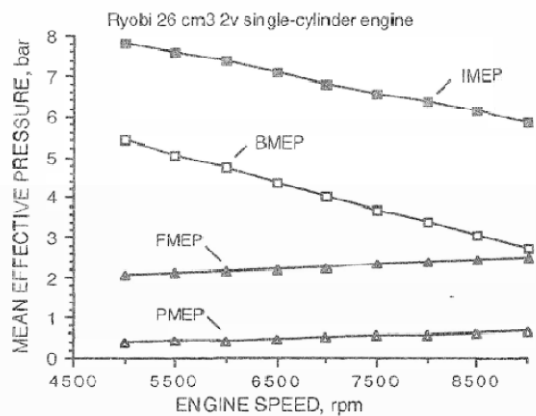


Figura 4: Modelo de atrito conforme ao motor Ryobi 26 cm3 single-cylinder engine. (Blair, 1999)

O modelo de transferência de calor utilizado foi o modelo de Woschni modificado. Este modelo estabelece que durante a admissão, compressão e escape a velocidade dos gases são proporcionais à velocidade média do pistão. Durante a combustão e expansão, a velocidade dos gases é induzida pelas mudanças na densidade em decorrência da combustão, o que é comparável com a velocidade média do pistão. Assim, são gerados coeficientes que relacionam a velocidade média dos gases com a velocidade média do pistão através do ciclo do motor para medidas de transferência de calor em uma ampla faixa de condições de operação do motor. A velocidade média w do gás no cilindro é (Heywood, 1988):

$$w = \left[C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \right] \quad (5)$$

C_1 e C_2 são os coeficientes que variam com o tipo de motor. No modelo do software GT-POWER trata-se de maneira diferente os coeficientes durante o período em que as válvulas se encontram abertas, incrementando a transferência de calor sempre que altas velocidades são atingidas através das válvulas de admissão e durante o período de *Backflow*, através das válvulas de escape.

Assim o motor foi dividido em componentes e caracterizados no software GT-POWER (Figura 5).

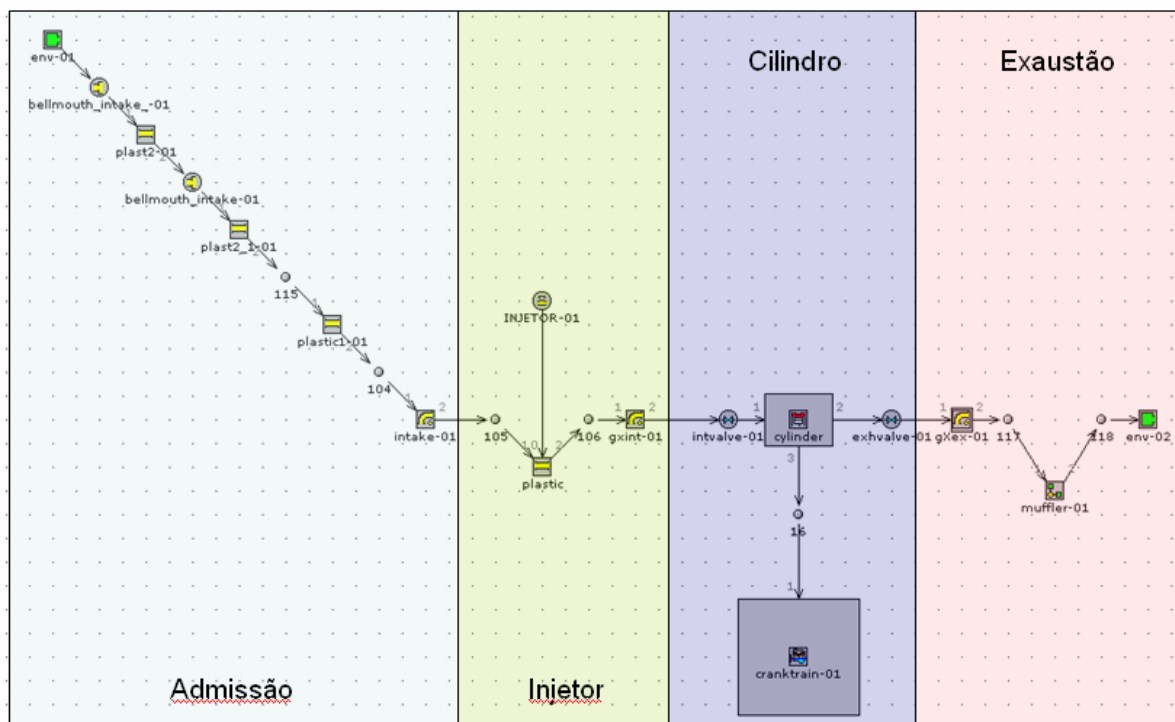


Figura 5: Modelo GT-POWER Motor Honda GX-35.

3 COMPARAÇÃO DA SIMULAÇÃO COM OS DADOS DO FABRICANTE

O modelo do motor Honda GX-35 simulado no software GT-POWER foi comparado com os dados de torque e potência fornecidos pelo fabricante (Figura 6).

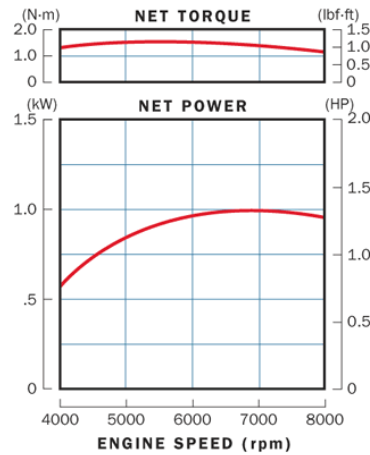


Figura 6: Curvas de torque e potência do motor Honda GX-35 fornecidas pelo fabricante (Honda, 2005).

Segundo o fabricante, o torque máximo é de 1.6 N.m e ocorre na rotação de 5500 RPM. A potência máxima é de 1.0 kW e ocorre em 7000 RPM em condições atmosféricas do nível do mar. Para o modelo, nas mesmas condições o torque máximo é de 1.6 N.m e ocorre numa rotação de 5000 RPM. Já a potência máxima é de 0.98 kW e ocorre numa rotação de 7000 RPM. (Figura 7).

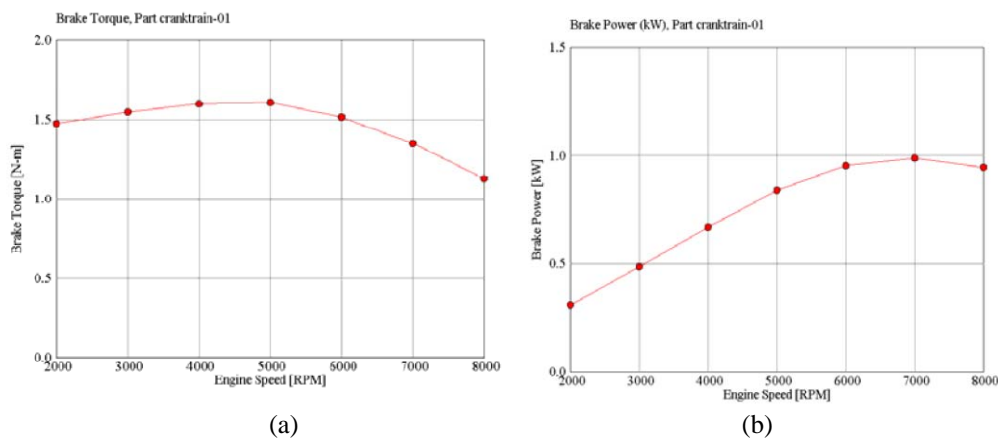


Figura 7: Curvas de torque (a) e potência (b) do Motor Honda GX-35 obtidos no GT-POWER (Mendoza et al. 2009).

4 ESTRATÉGIA DE CALIBRAÇÃO

Para estabelecer as etapas da estratégia de calibração para o sistema de injeção eletrônica no motor Honda GX-35 foi criado o diagrama de fluxo observado na Figura 8.

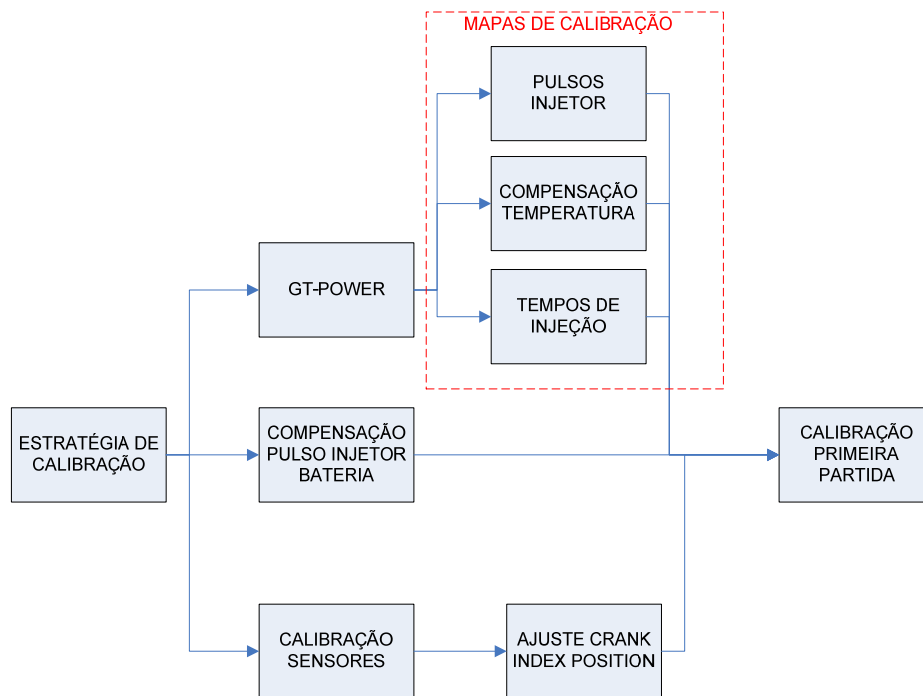


Figura 8: Diagrama de fluxo da estratégia de calibração para o sistema de injeção eletrônica (Mendoza et al. 2009).

Realizados os testes de vazão estática do injetor, os mapas de injeção de combustível foram construídos através da modelagem do motor no software GT-POWER, onde foi fixada uma relação ar/combustível estequiométrica em cada uma das condições de operação do motor. Assim se estabeleceu um modelo padrão para cada rotação de operação do motor, onde foram simuladas as condições de carga através da mudança na pressão estática no ponto onde o sensor de pressão MAP mede a leitura no coletor de admissão.

Com base neste modelo foram estabelecidas as larguras (Figura 9 e Figura 10) do pulso do injetor para cada uma das condições anteriormente citadas e para os dois tipos de combustíveis utilizados: Gasolina e etanol. Conforme o modelo do GT-POWER da Figura 5, compensações de temperatura e da tensão na bateria foram feitas na entrada do coletor de admissão e o bico injetor respectivamente.

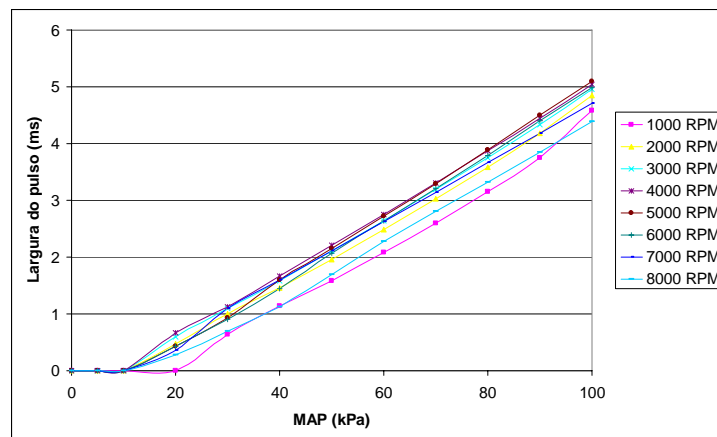


Figura 9: Largura dos pulsos do injetor com gasolina para diferentes rotações e cargas de operação (Mendoza et al. 2009).

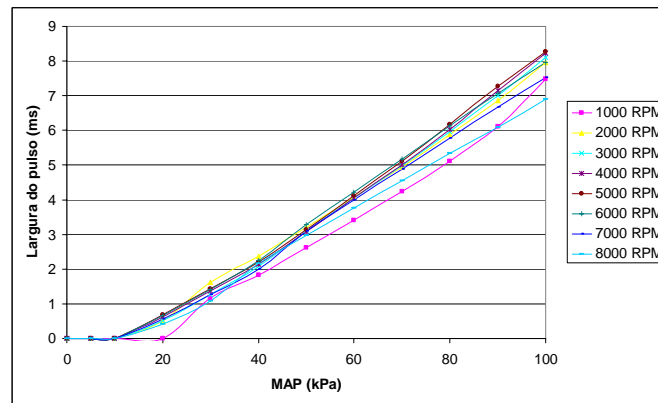


Figura 10: Largura dos pulsos do injetor com etanol para diferentes rotações e cargas de operação (Mendoza et al. 2009).

Os mapas de injeção de combustível para gasolina e etanol apresentam um comportamento similar para uma mistura estequiométrica em ambos combustíveis como é observado na Figura 11. Assim a maior largura do pulso ocorre aos 5000 RPM onde o máximo valor de torque é calculado.

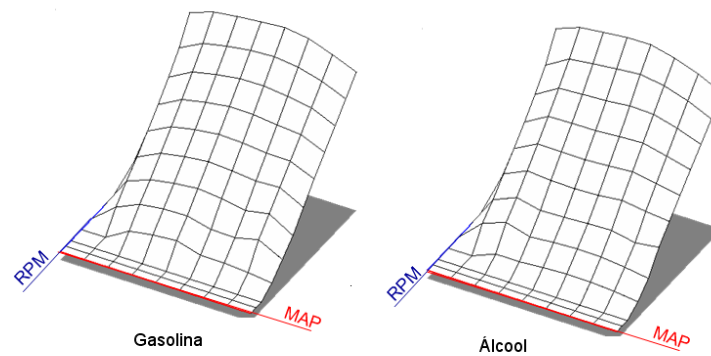


Figura 11: Mapas de injeção de combustível (Mendoza et al. 2009).

Os resultados da otimização do software GT-POWER para definir os tempos de injeção de combustível obtendo o máximo torque são observados na Tabela 1 e Tabela 2 para gasolina e etanol respectivamente. É possível observar conforme o diagrama de abertura de válvulas que em baixas rotações o combustível é injetado com a válvula de admissão fechada (Figura 12). Conforme a rotação aumenta, o combustível é injetado com a válvula de admissão aberta.

Rotação (RPM)	Início da injeção de combustível BTDC (ângulo do virabrequim)
8000	402
7000	345
6000	383
5000	364
4000	326
3000	326
2000	317
1000	308

Tabela 1: injeção de combustível (gasolina).

Rotação (RPM)	Início da injeção de combustível BTDC (ângulo do virabrequim)
8000	402
7000	420
6000	411
5000	420
4000	402
3000	374
2000	336
1000	289

Tabela 2: injeção de combustível (etanol).

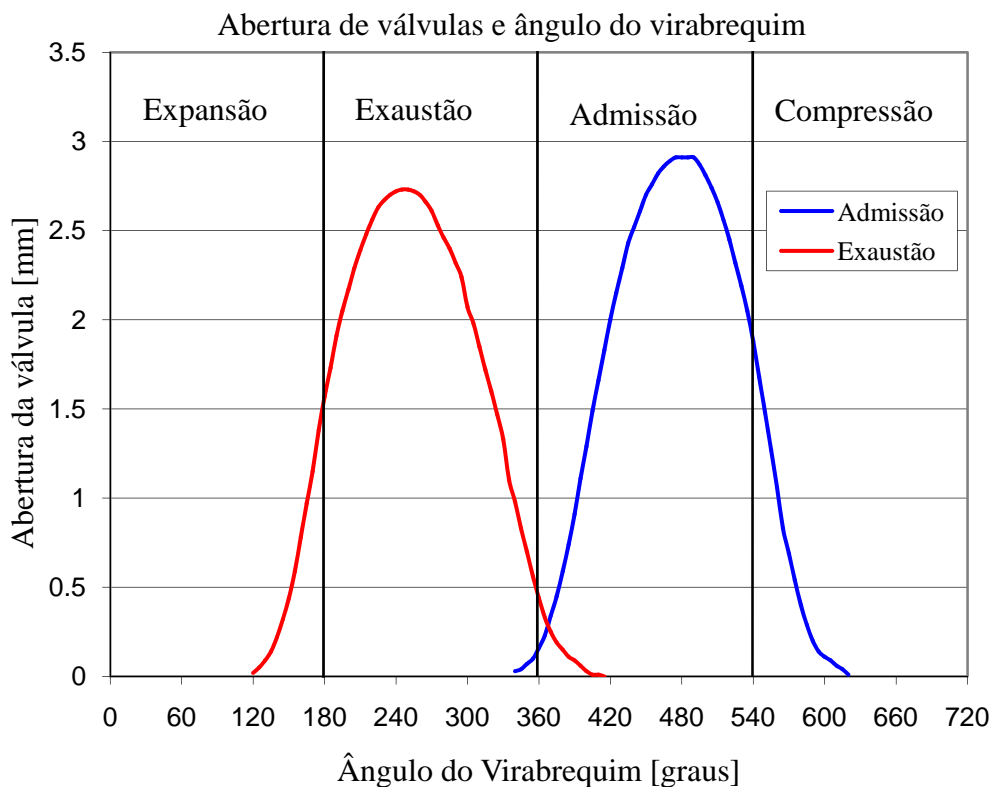


Figura 12: Diagrama de abertura de válvulas (Mendoza et al. 2009).

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A Figura 13 indica a eficiência volumétrica do modelo do motor equipado com injeção eletrônica em comparação com o experimento D, em que o motor equipado com injeção eletrônica foi avaliado em operação com razão ar/combustível estequiométrica. Para esta simulação, as condições atmosféricas correspondentes do ensaio experimental foram utilizadas como parâmetro de entrada para o modelo.

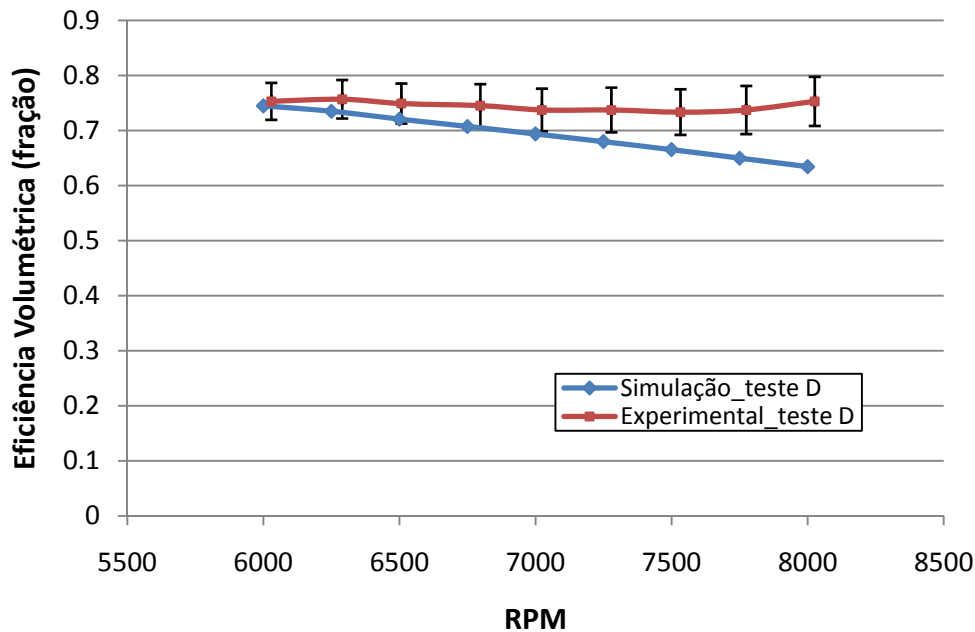


Figura 13: Comparação da eficiência volumétrica do motor Honda GX-35 equipado com injeção eletrônica e a simulação do software GT-Power (Mendoza et al. 2009).

Com base no modelo do software foi possível construir os mapas de injeção de combustível para diversas pressões no coletor de admissão, obtida pelo sensor MAP. O mapa inicial de injeção construído através das simulações forneceu valores compatíveis com a operação do motor, possibilitando êxito em seu funcionamento com o sistema de injeção eletrônica na primeira tentativa de partida, tanto para o funcionamento com gasolina quanto para com etanol.

Também para o modelo estão indicados na Figura 14 torque e potência comparados com os dados experimentais. Observa-se que ambas as curvas da simulação são superiores às curvas obtidas experimentalmente.

Os motivos para esta diferença estão nas hipóteses consideradas no desenvolvimento do modelo numérico. A pressão média efetiva de atrito (não foi medida experimentalmente e seu modelo inserido no software GT-Power) foi uma aproximação de dados do motor Ryobi fornecidos por Blair (1999). Além disso, o modelo de combustão utilizado se baseia em valores de um motor de 50cc com configuração similar ao motor do projeto, fornecidos por Blair (1999). Estas aproximações geram a divergência observada na comparação entre a simulação e o experimento.

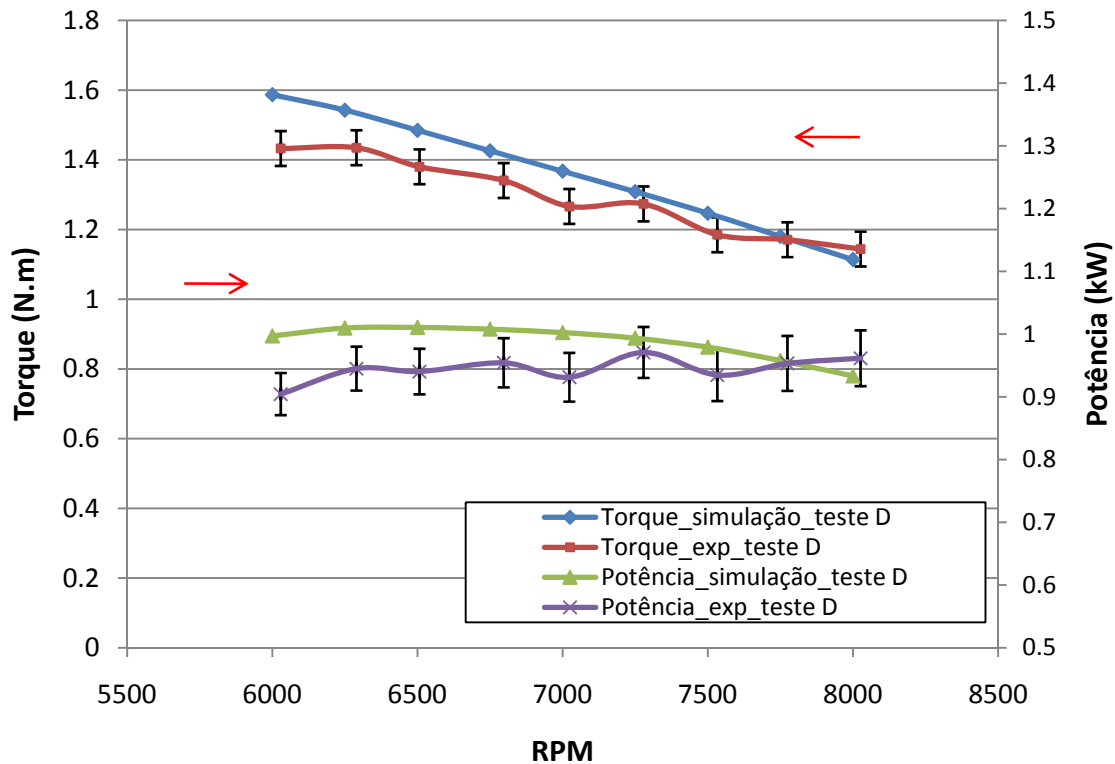


Figura 14: do torque e potência entre o motor Honda GX-35 equipado com injeção eletrônica e simulação do software GT-Power (Mendoza et al. 2009)

Apesar desta divergência, a simulação foi extremamente satisfatória para os objetivos estabelecidos, pois proporcionou as características fundamentais de injeção de etanol e gasolina para operação com injeção eletrônica.

6 CONCLUSÕES

Com base nos resultados avaliados, infere-se que:

A predição dos valores de controle de um motor de combustão interna através de simulações numéricas permite uma calibração precisa da unidade de controle eletrônico;

Os erros obtidos nas simulações são gerados pelas premissas e modelos considerados, de forma que é necessária uma caracterização experimental de todas as variáveis do motor para uma redução destes erros.

Embora erros sejam gerados nos resultados das simulações devido às hipóteses consideradas, estes podem ser assumidos na geração de uma calibração base para motores de configuração similar, permitindo assim uma redução nos tempos de desenvolvimento.

7 AGRADECIMENTOS

Agradecemos aos colegas André Martelli, José Raimundo Fraga e Verílton Nunes da Silva pela ajuda direta na aquisição de parâmetros experimentais utilizados nesta simulação, sem os quais este trabalho não seria realizado.

REFERÊNCIAS

- BLAIR, G. P. *Design and simulation of four stroke engines*. Warrendale: SAE International, 1999. 815 p.
- GT-POWER SOFTWARE. *User's manual*. Version 6.2. 2006.
- HEYWOOD, J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988. 930p.
- HONDA. *Owner's Manual GX25-GX35*. 2005.
- MENDOZA, Alexander; MARTELLI, André; FRAGA, José; SALVADOR, Roberto; SILVA, Verílton. *Avaliação de um motor monocilíndrico 4 tempos de 35cc com injeção eletrônica utilizando um dinamômetro conceito*. São José dos Campos: Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 2009. 187 p.

DEFINIÇÕES E ABREVIACÕES

<i>UCE</i>	= Unidade eletrônica de controle
<i>imep</i>	= Indicated mean effective pressure
<i>bmep</i>	= Brake mean effective pressure
<i>fmep</i>	= Friction mean effective pressure
<i>pmep</i>	= Pumping mean effective pressure
<i>TDC</i>	= Top dead center
<i>BTDC</i>	= Before top dead center
<i>MAP</i>	= Manifold absolute pressure sensor
\dot{m}	= Vazão entrando ao volume, $\dot{m} = \rho Au$
<i>m</i>	= Massa de volume
<i>V</i>	= Volume
<i>p</i>	= Pressão
ρ	= Densidade
<i>A</i>	= Área do fluxo (corte transversal)
<i>A_s</i>	= Área da superfície de transferência de calor
<i>e</i>	= Energia total interna (energia interna mais energia cinética) por unidade de massa
<i>H</i>	= Entalpia total, $H = e + \frac{p}{\rho}$
<i>h</i>	= Coeficiente de transferência de calor
<i>T_{fluido}</i>	= Temperatura do fluido
<i>T_{parede}</i>	= Temperatura da parede
<i>u</i>	= Velocidade no contorno
<i>C_f</i>	= Coeficiente de atrito na parede
<i>C_p</i>	= Coeficiente de perdas de pressão
<i>D</i>	= Diâmetro equivalente
<i>dx</i>	= Longitude do elemento de massa na direção do fluxo
<i>dp</i>	= Diferencial de pressão atuando através de <i>dx</i>
\bar{S}_p	= velocidade media do pistão;
<i>V_d</i>	= volume deslocado;
<i>p</i>	= pressão instantânea no cilindro;
<i>p_r, V_r, T_r</i>	= são pressão, volume e temperatura do fluido de trabalho;
<i>p_m</i>	= pressão do cilindro sem combustão no mesmo ângulo do virabrequim da pressão <i>p</i> ;