

## **EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA EM MOTOR MONOCILÍNDRICO DE COMBUSTÃO INTERNA A GASOLINA**

Sérgio Yuri Ribeiro, sergioyuri@gmail.com<sup>1</sup>  
José Antônio da Silva, jant@ufs.edu.br<sup>1</sup>  
Marcelo Moura, marcelo.ufsj@gmail.com<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Universidade Federal de São João del Rei, Praça Frei Orlando, 170 – Centro – São João del Rei, MG - Brasil

**Resumo:** Em motores de combustão interna procura-se melhorar a eficiência, buscando-se melhores potências com menor consumo de combustível. Assim, torna-se importante estudar e compreender melhor os parâmetros que mais influenciam na eficiência do motor a combustão interna a quatro tempos. Um importante parâmetro que caracteriza um motor de combustão interna é a eficiência volumétrica. A melhor condição operacional é obtida pela eficiência volumétrica otimizada que é consequência direta da quantidade de combustível e potência produzida entre outros parâmetros. Neste trabalho busca-se compreender melhor que fatores influenciam na eficiência volumétrica. Além de estudar, analisar e comparar propostas de modelos matemáticos que buscam prever a eficiência volumétrica utiliza-se recursos da modelagem computacional para simular os resultados com a variação de alguns desses parâmetros. Com esses resultados podem-se realizar comparações com os dados obtidos experimentalmente e verificar o desvio encontrado entre o modelo e os resultados ensaiados. Com o estudo realizado conseguiu-se avaliar quanto cada fator pode influenciar na eficiência volumétrica que repercute diretamente no desempenho do motor.

**Palavras-chave:** eficiência volumétrica, motor a combustão interna, simulação

### **1. INTRODUÇÃO**

Os processos de admissão e exaustão exercem grande influência no desempenho de um motor a combustão interna. Vários têm sido os estudos para conhecimento e detalhamento do comportamento dos parâmetros que interferem nesses processos. Sendo assim, os centros de pesquisa automobilísticos têm investido fortemente em pesquisas que visam o desenvolvimento de carros que atendam essas características e que sejam competitivos no mercado globalizado.

Como parte integrante do automóvel, o motor é um dos principais objetos de estudo, sendo este o responsável pela transformação da energia química presente nos combustíveis em energia mecânica, que permite o deslocamento do veículo.

Uma significativa melhora no desempenho do motor, redução da emissão de poluentes e sistemas de controle mais eficientes podem ser conseguidos por meios computacionais, utilizando ferramentas de simulação. Atualmente, não é possível o desenvolvimento de novos motores sem o uso dessas ferramentas de modelagem. Configurações ineficientes de motor podem ser eliminadas com uma previsão por meio da simulação, reduzindo assim custos desnecessários da fase de experimentação. Neste trabalho essas ferramentas foram utilizadas para prever o comportamento da eficiência volumétrica de motores de combustão interna de quatro tempos.

A eficiência volumétrica sofre influência de diversos fatores. Por isso, é conveniente estudar a influência de cada um deles em função do regime de funcionamento do motor.

#### **1.1. Eficiência Volumétrica e Fatores Influentes**

A eficiência volumétrica ( $\eta_v$ ) representa uma medida da eficiência do sistema de bombeamento do ar. É definida como a massa de mistura fresca que passa no cilindro, em um curso de aspiração, dividida pela massa dessa mistura que encheria o espaço correspondente ao deslocamento do pistão, na densidade de admissão (Taylor, 1988). A eficiência volumétrica é um dos parâmetros mais usados na caracterização e controle de um motor de combustão interna de quatro tempos.

É desejável que se obtenha o máximo de eficiência volumétrica em um motor visto que a quantidade de combustível que pode ser queimada e potência produzida para um dado deslocamento é maximizada (Ferguson, 1986).

São vários os fatores que influenciam a eficiência volumétrica, dentre eles a velocidade do pistão, as pressões de admissão e exaustão, a taxa de compressão do motor, transferência de calor, geometria do sistema de admissão e

exaustão, e outras variáveis de operação do motor (Heywood, 1988). Segundo Silva (2004) a disposição do coletor de admissão também pode influenciar fortemente no desempenho da eficiência volumétrica e assim por consequência no motor.

O conhecimento de alguns parâmetros não disponíveis usualmente nas condições normais de operação do motor é necessário para os modelos físicos da eficiência volumétrica. Ferguson (1986) apresenta modelos de simulação computacional em FORTRAN que calcula as perdas de calor do motor, as propriedades termodinâmicas dos gases de combustão, o enchimento e esvaziamento do cilindro, que ajudam nos cálculos da eficiência volumétrica de um motor de quatro tempos.

## 2. METODOLOGIA

Os ensaios foram realizados em um motor Briggs and Stratton® modelo 80302. Este motor é monocilíndrico, 4 tempos, e é movido a gasolina. Possui as seguintes características, conforme Tab. (1).

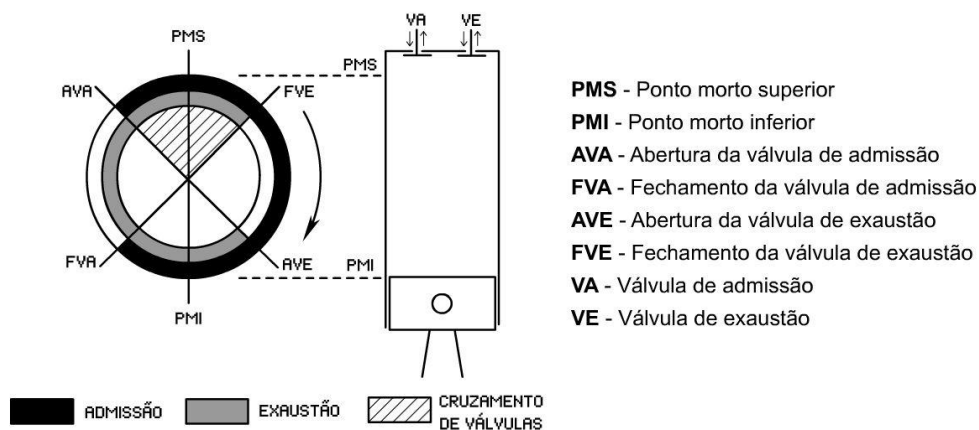
**Tabela 1. Especificações do motor Briggs & Stratton®, modelo 80302.**

<b>VOLUME DE DESLOCAMENTO</b>	7,75 pol <sup>3</sup>
<b>TAXA DE COMPRESSÃO</b>	7,5 para 1
<b>DIÂMETRO DO CILINDRO</b>	2 3/8 pol.
<b>CURSO DO PISTÃO</b>	1 3/4 pol.

Foi utilizada também uma bancada dinamométrica, juntamente com um sistema de aquisição de valores do fluxo de massa, temperatura e pressão do ar e do combustível.

Para uma melhor compreensão do funcionamento da abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão, fez-se necessário a construção de um diagrama. A Fig. (1) mostra o esquema de abertura e fechamento das válvulas para um melhor entendimento desses processos.

Nos motores de quatro tempos a válvula de admissão é aberta antes de o pistão alcançar o PMS (Ponto morto superior). Assim a mistura passa a ser admitida para dentro do cilindro. A válvula de admissão só é fechada alguns graus depois do pistão passar pelo PMI (Ponto morto inferior), já no curso de compressão. A válvula de exaustão é aberta ainda no curso de expansão, alguns graus antes do pistão atingir o PMI. Em seguida o pistão sobe no curso de exaustão descarregando os gases da combustão através do coletor de escape.



**Figura 1. Diagrama mostrando a abertura e o fechamento das válvulas de admissão e exaustão no ciclo de um motor de combustão interna de quatro tempos.**

A válvula de exaustão só é fechada alguns graus depois do pistão atingir o PMS. Assim, existe um espaço angular onde as válvulas de admissão e de exaustão encontram-se abertas simultaneamente (região listrada na Fig. (1)). Este espaço angular é conhecido como cruzamento de válvulas.

Quando a válvula de admissão é aberta parte dos gases vai para o coletor de admissão visto que a pressão no interior do cilindro é mais elevada. Quando o pistão inicia o curso de admissão, retorna para o cilindro os gases que foram para o coletor de admissão e parte da última fração dos gases de exaustão. Esse total de gases que retorna ao cilindro é denominado gás residual.

A mistura fresca só começa a entrar no cilindro pouco depois do fechamento da válvula de exaustão, pois inicialmente acontece uma expansão da massa de gás residual com uma consequente queda de pressão.

Usando a equação da energia aplicada a um volume de controle que compreende cabeçote, parede do bloco, anéis e topo do pistão, e conhecendo-se o diagrama de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape, a taxa de compressão ( $r$ ), a pressão de exaustão ( $P_{exaust}$ ) e admissão ( $P_{ind}$ ) e a densidade da mistura ( $\rho_{ind}$ ), chega-se à equação para

a determinação da eficiência volumétrica teórica ( $\eta_{vt}$ ). Podemos avaliar a eficiência volumétrica para rotação zero do motor com a Eq. (1) (Ferguson, 1986).

$$\eta_{vt} = \frac{(\cos \theta_{ava} - \cos \theta_{jva})}{2} - \frac{1}{\gamma(r-1)} \left( \frac{P_{exhaust}}{P_{ind}} - 1 \right) \left[ 1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos \theta_{ava}) \right] - \left( \frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \frac{Q}{P_{ind} V_d} - \frac{T_{res}}{T_{ind}} \frac{m_{res}}{\rho_{ind} V_d} \quad (1)$$

Na Equação (1) nota-se claramente a influência negativa da relação de pressão de exaustão e admissão, aquecimento da mistura e fração dos gases residuais.

Para dado motor foi determinado o calor transferido no cilindro ( $Q$ ) através de um equacionamento. Para isso fez-se uso de um algoritmo desenvolvido em MATLAB que usa a Eq. (2) e a Eq. (7), fornecido por Ferguson (1986), para a determinação do calor transferido para um determinado deslocamento do virabrequim.

Para determinar o calor perdido ( $Q_l$ ) pelas paredes do cilindro do motor, tem-se:

$$\frac{d\tilde{Q}_l}{d\theta} = \tilde{h} (1 + \beta \tilde{V}) (\tilde{P} \tilde{V} - \tilde{T}_w) \quad (2)$$

Onde  $\tilde{h}$  representa o coeficiente convectivo de transferência de calor adimensionalizado,  $\beta$  a área superficial da câmara de combustão e  $\tilde{T}_w$  a temperatura superficial das paredes da câmara de combustão. Sendo na equação adimensionalizada:

$$\tilde{Q}_l = \frac{Q_l}{P_1 V_1} \quad (3)$$

$$\tilde{T} = \frac{T}{T_1} \quad (4)$$

$$\tilde{h} = \frac{h T_1 (A_0 - 4V_0 / b)}{P_1 V_1 \omega} \quad (5)$$

$$\beta = \frac{4V_1}{b(A_0 - 4V_0 / b)} \quad (6)$$

De posse do calor perdido ( $Q_l$ ) e do calor liberado pelo combustível ( $Q_{in}$ ), pode-se facilmente determinar o calor transferido em todo o processo pela integração da Eq. (7):

$$dQ = Q_{in} dx - dQ_l \quad (7)$$

O volume na câmara de combustão pode ser relacionado pela seguinte equação:

$$\tilde{V} = \left[ 1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos \theta) \right] / r \quad (8)$$

A pressão é calculada através da equação diferencial abaixo:

$$\frac{d\tilde{P}}{d\theta} = -\gamma \frac{\tilde{P}}{\tilde{V}} \frac{d\tilde{V}}{d\theta} + (\gamma-1) \frac{\tilde{Q}}{\tilde{V}} \frac{dx}{d\theta} \quad (9)$$

Onde:

$$\tilde{P} = \frac{P}{P_1} \quad (10)$$

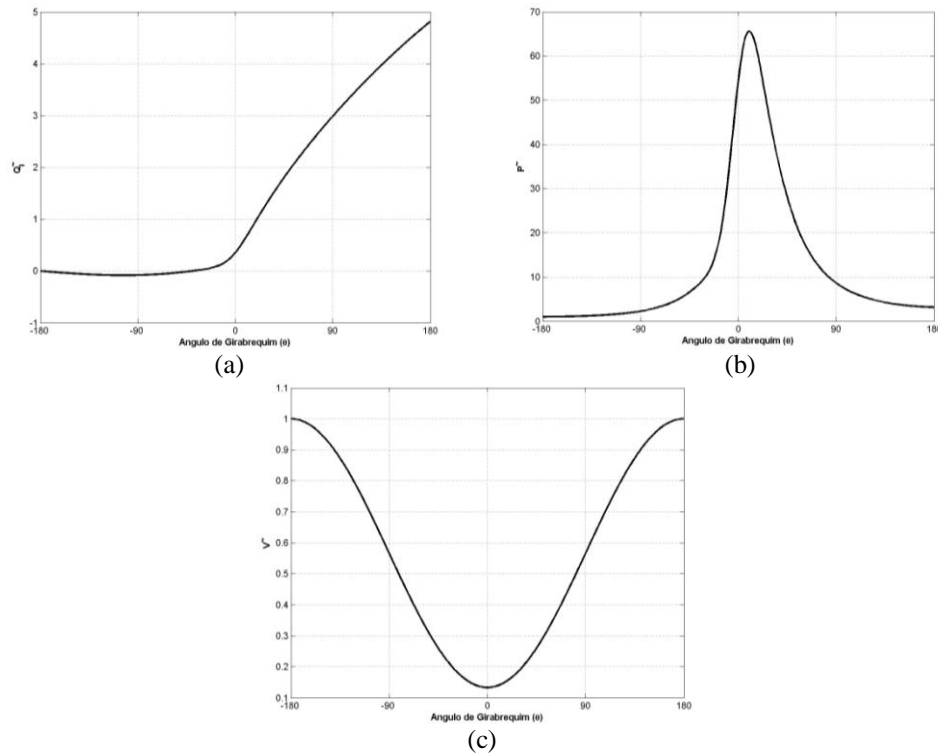
$$\tilde{V} = \frac{V}{V_1} \quad (11)$$

$$\tilde{Q} = \frac{Q_{in}}{P_1 V_1} \quad (12)$$

### 3. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Com essas equações foram feitos alguns algoritmos que permitiram fazer a simulação do funcionamento do motor. Um dos algoritmos forneceu os gráficos da Fig. (2) quando testado com os dados do motor:  $r=7,5$ ;  $\gamma=1,4$ ;  $\tilde{Q} = 20$ ;  $\tilde{h} = 20$ ;  $\beta = 1,5$ ;  $\tilde{T}_w = 1,2$ .

As curvas abrangem valores que vão do início da compressão até o fim da expansão (meio ciclo). Na Fig. (2) tem-se o comportamento do calor perdido, da pressão e do volume da câmara de combustão (adimensionais), em função do ângulo do girabrequim  $\theta$ .



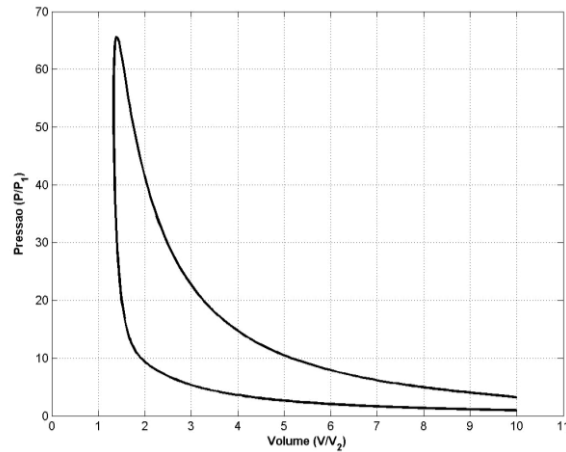
**Figura 2. (a) Calor perdido adimensional em função do ângulo  $\theta$ ; (b) Pressão adimensional em função do ângulo  $\theta$ ; (c) Volume adimensional da câmara de combustão em função do ângulo  $\theta$ .**

Analisando o comportamento da curva na Fig. (2-a) percebe-se um grande aumento do calor perdido a partir do momento em que o pistão se aproxima do PMS. A declinação na parte anterior a zero grau se explica pelo fato de acontecer uma transferência de calor entre as paredes do cilindro, cabeça do pistão, para a mistura ar-combustível.

Na Figura (2-b) o comportamento pode ser explicado pelo aumento significativo da pressão à medida que a mistura está sendo comprimida. Próximo ao PMS a pressão atinge o seu ponto máximo, devido à explosão da mistura ar-combustível. Em seguida ocorre uma queda da pressão em razão da expansão dos gases e conseqüente realização de trabalho.

Na análise da Figura (2-c) nota-se que o volume é mínimo na câmara de combustão para ângulo de girabrequim zero (PMS) e máximo para ângulo de 180° (PMI).

Foi possível, a partir da integração numérica das equações diferenciais da pressão e calor perdido, relacionar pressão e volume na câmara de combustão. Tem-se na Fig. (3) essa representação que é uma boa aproximação de um motor ciclo Otto.



**Figura 3. Diagrama Pressão x Volume do motor.**

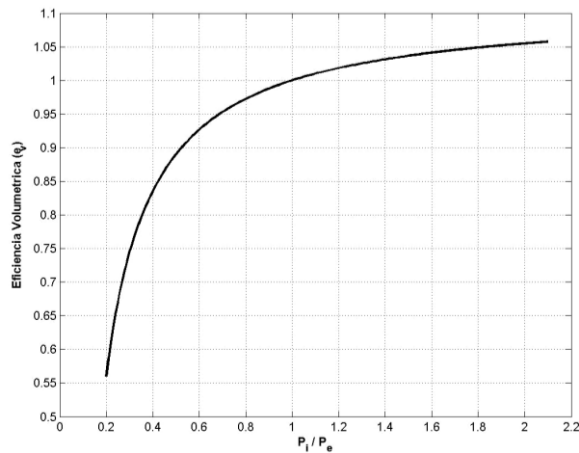
O diagrama pressão-volume foi obtido a partir de um valor arbitrário de calor transferido de  $Q=20$  (Ferguson, 1986). No modelo ciclo Otto a combustão é tão rápida que o pistão dificilmente se move, considerando assim que a combustão ocorre a volume constante.

Para a eficiência volumétrica teórica serão analisados os efeitos da pressão de admissão e exaustão, fração residual dos gases de combustão e velocidade média do pistão.

A Equação (13), apresentada por Ferguson (1986), mostra a relação de dependência entre a eficiência volumétrica teórica e a relação pressão de exaustão  $P_e$  e pressão de admissão  $P_i$ . A eficiência volumétrica calculada depende também da taxa de compressão  $r$  e da razão calor específico  $\gamma$ . Essa equação usa a lei do gás perfeito e considera que os calores específicos da mistura fresca e do gás residual sejam os mesmos. Essa é a eficiência volumétrica de um ciclo ideal.

$$\eta_{vt} = 1 - \frac{P_e / P_i - 1}{\gamma(r - 1)} \quad (13)$$

Para o motor analisado foi desenvolvido um algoritmo que possibilita verificar o comportamento dessa eficiência volumétrica em função da relação de pressão de admissão e pressão de exaustão, como pode ser observado na Fig. (4).



**Figura 4. Eficiência Volumétrica Teórica x Relação  $P_i/P_e$ .**

Nota-se que à medida que cresce a relação  $P_i/P_e$  a eficiência volumétrica aumenta. Para o processo em causa, a eficiência volumétrica para  $P_i/P_e=1$  é evidentemente igual à unidade.

Ao ocorrer o cruzamento de válvulas parte da mistura fresca vinda da válvula de admissão sai pela válvula de exaustão, o que contribui para a lavagem do cilindro. Isso pode acabar favorecendo um aumento da eficiência volumétrica, pois, de certa forma, empurra os gases residuais da exaustão para fora do cilindro. Por outro lado há um gasto a mais de combustível.

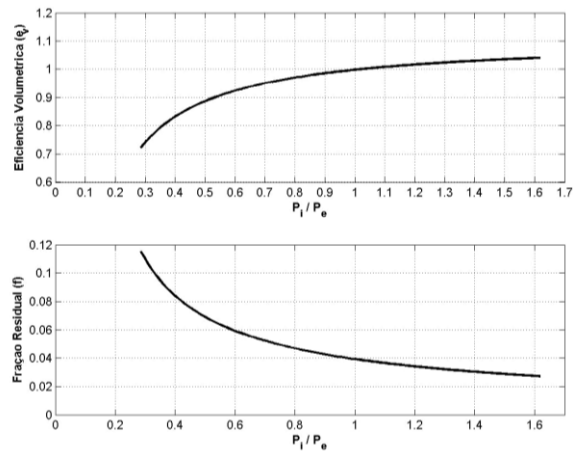
Foi possível também analisar a correlação eficiência volumétrica teórica e a fração residual dos gases de combustão, como pode ser visto pela Eq. (14) dada por Ferguson (1986):

$$\eta_{vt} = \frac{r(1-f)v_i}{(r-1)v_1} \quad (14)$$

A fração residual ( $f$ ) dos gases é dada pela Eq. (15), onde  $T_e$  é a temperatura de exaustão e  $T_4$  é a temperatura no final da expansão.

$$f = \frac{1}{r} \frac{T_4}{T_e} \frac{P_e}{P_4} \quad (15)$$

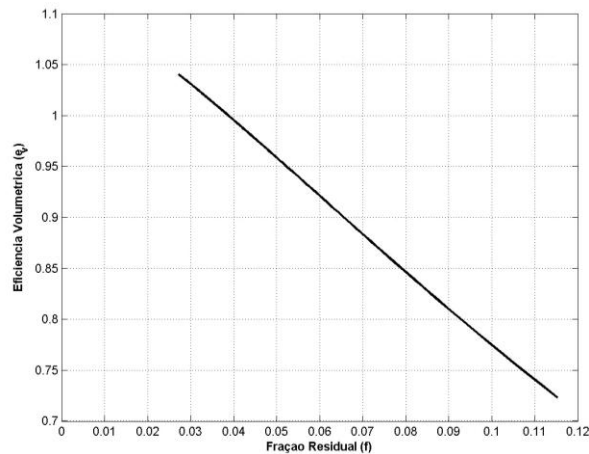
A Figura (5) mostra o resultado obtido da simulação realizada através do algoritmo desenvolvido.



**Figura 5. Fração residual dos gases de exaustão e Eficiência Volumétrica Teórica x Relação  $P_i/P_e$ .**

Verifica-se que à medida que aumenta a razão  $P_i/P_e$  há uma diminuição da fração residual e um aumento da eficiência volumétrica. Para razão de pressão maior que 1 a eficiência volumétrica aumenta devido a uma compressão nos gases residuais causada pela carga que entra no cilindro.

O comportamento pode ser melhor entendido por meio da Fig. (6) que mostra a eficiência volumétrica sendo prejudicada à medida que aumenta a fração residual dos gases. Foram feitas algumas iterações para computar a fração residual para o motor com os seguintes parâmetros de entrada:  $P_e=1,05$  bar;  $M=29,98$ ;  $\gamma=1,4$ ;  $T_i=300K$  e  $q=600$  cal/g.



**Figura 6. Eficiência Volumétrica Teórica X Fração Residual dos Gases.**

Para o motor em questão foi medido e previsto a eficiência volumétrica em relação ao número de Mach modificado que é definido por Taylor (1985) conforme a Eq. (16). Esse índice de Mach modificado ( $Z$ ) relaciona o diâmetro do cilindro com o diâmetro do pé da válvula, e ainda velocidade média do pistão com a velocidade sônica nas condições do escoamento.

$$Z = \frac{\pi b^2 U_p}{4 A_i c_i} \quad (16)$$

Como o motor analisado funciona a números de Mach menores que 0,7, a eficiência volumétrica pode ser relativamente estimada através da Eq. (17), onde  $e_{vb}$  é a eficiência volumétrica tida como linha base. No caso em estudo adotou-se um valor de  $e_{vb}=0,6$ .

$$e_v = e_{vb} \prod_{i=1}^N K_i \quad (17)$$

Essa equação é composta por parâmetros que consideram variáveis influenciáveis na eficiência volumétrica, resultando num produtório de valores típicos de  $K$ , dados pelas seguintes equações:

$$K_1 = 1.0 - \frac{1}{1.4} \frac{P_e / P_i - 1}{r - 1} \quad (18)$$

A Equação (18) considera os efeitos da relação pressão de exaustão e pressão de admissão ( $P_e/P_i = 1,1$ ), o coeficiente de expansão politrópico, bem como a taxa de compressão  $r = 7,5$ .

$$K_2 = \sqrt{T_i / 330} \quad (19)$$

A Equação (19) considera os efeitos da temperatura da mistura de admissão. Utilizou-se um valor de  $T_i=300K$ .

$$K_3 = \frac{1450}{T_c + 1110} \quad (20)$$

A Equação (20) considera a temperatura do fluido de refrigeração. Foi considerado um valor de 340K, conforme Ferguson (1986).

$$K_4 = \begin{cases} 1.0 & \phi \geq 0.8 \\ 1.12 - 0.15\phi & \phi < 0.8 \end{cases} \quad (21)$$

Para o valor de  $K$  na Eq. (21), como a razão ar-combustível foi maior que 0,8, considerou-se um valor de  $K_4=1.0$ .

$$K_5 = 1 + 0.09 \sin(1.4Z\pi) \quad Z \leq 0.7 \quad (22)$$

A Equação (22) considera os efeitos do Número de Mach levando em conta as rotações 2000, 2500, 3000, 3500 e 4000 rpm.

A Figura (7) mostra o comportamento da eficiência volumétrica obtida pelo modelo teórico demonstrado acima comparando com seu comportamento para um motor monocilíndrico ensaiado na faixa de rotação em questão.

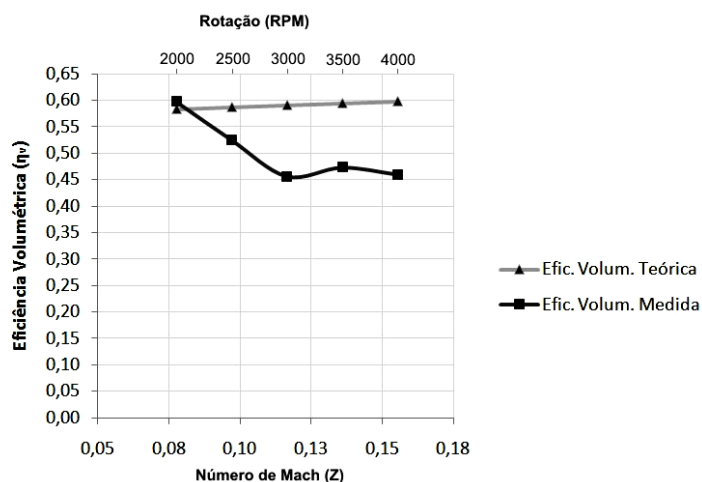


Figura 7. Eficiência volumétrica em relação ao Número de Mach.

Pelos ensaios realizados percebemos que a eficiência volumétrica caiu relativamente se comparado com os dados da curva obtida experimentalmente. Isso pode ser explicado devido ao fato de que, outras variáveis não contempladas pelo modelo teórico, resultaram no comportamento da curva experimental em relação ao modelo proposto. Essas variáveis podem ser elencadas como: perda de carga na admissão, fração de gases residuais, geometria de coletores de admissão e exaustão, geometria das válvulas de admissão e exaustão.

#### 4. CONCLUSÕES

Os resultados mostraram-se bastante satisfatórios uma vez que correspondem com a literatura da área, onde o modelo proposto reproduziu adequadamente o comportamento da eficiência volumétrica de acordo com os valores obtidos experimentalmente.

Esse estudo possibilitou avaliar a influência de grandezas como: relação de pressão  $P_i/P_e$ , taxa de compressão, temperatura de admissão e rotação, no comportamento da eficiência volumétrica de um motor monocilíndrico.

Necessário se faz avançar o modelo em questão para contemplar as variáveis que não foram consideradas na modelagem da eficiência volumétrica descrita anteriormente, abrindo, portanto, uma outra frente de trabalho nesse sentido.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPEMIG pelo apoio dado a este trabalho.

#### 6. REFERÊNCIAS

- Ferguson, C. R., 1986, "Internal combustion engines: applied thermosciences", Ed. J. Wiley & Sons, New York, USA.  
 Heywood, J. B., 1988, "Introduction to internal combustion engines", Ed. McGraw-Hill, New York, USA.  
 Silva, J. A., 2004, "Estudo dos processos de admissão e exaustão utilizando ensaio experimental e simulação de um motor de combustão interna a etanol aspirado e turbo alimentado", Tese, Escola de Engenharia de São Carlos USP, São Carlos, Brazil.  
 Taylor, C. F., 1988, "Análise dos motores de combustão interna", Ed. Edgard Blücher, São Paulo, Brazil.  
 Taylor, C. F., 1985, "The Internal Combustion Engine in Theory and Practice", Ed. MIT Press, Cambridge, England.

#### 7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.





**VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING**  
**18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil**  
*August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil*

## **VOLUMETRIC EFFICIENCY IN SINGLE CYLINDER INTERNAL COMBUSTION ENGINE THAT USE GASOLINE**

Sérgio Yuri Ribeiro, [sergioyuri@gmail.com](mailto:sergioyuri@gmail.com)<sup>1</sup>  
José Antônio da Silva, [jant@ufs.br](mailto:jant@ufs.br)<sup>1</sup>  
Marcelo Moura, [marcelo.ufsj@gmail.com](mailto:marcelo.ufsj@gmail.com)<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Federal University of São João del Rei, Praça Frei Orlando, 170 – Centro – São João del Rei, MG - Brazil

**Abstract.** *In internal combustion engines seek to improve efficiency, seeking to better power with less fuel consumption. Thus, it is important to study and understand the parameters that influence the efficiency of internal combustion engine four-stroke. An important parameter that characterizes an internal combustion engine is the volumetric efficiency. The best operating condition is obtained by the volumetric efficiency is optimized as a direct consequence of the amount of fuel and power output and other parameters. This paper seeks to better understand what factors influence the volumetric efficiency. In addition to study, analyze and compare proposed mathematical models that seek to predict the volumetric efficiency is used resources of computational modeling to simulate the results with the variation of some parameters. With these results one can make comparisons with the experimentally obtained data and check the deviation found between the model and the results tested. With the study we were able to assess how much each factor can influence the volumetric efficiency that directly affects the performance of the engine.*

**Keywords:** *volumetric efficiency, internal combustion engine, simulation*