

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

José Francisco de Castro Monteiro

João Roberto Barbosa

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Divisão de Engenharia Mecânica-Aeronáutica, Departamento de Energia, 12.228-901 São José dos Campos, SP, e-mail: barbosa@mec.ita.cta.br

Resumo

A simulação do comportamento de máquinas em geral, e de motores de combustão interna em particular, é muito importante para que se possa prever seu funcionamento, mesmo antes da fabricação, e os problemas que possam prejudicar sua operação. Isto resulta em uma redução significativa nos custos no desenvolvimento e na antecipação do início da produção. Um modelo é apresentado para a simulação de motores de combustão interna operando nos ciclos Diesel ou Otto, de dois ou quatro tempos, naturalmente aspirados ou turboalimentados, com qualquer número de válvulas, dutos, junções e plenos. Para efeito de simulação, o motor é dividido em elementos: câmara de combustão, cárter, duto, carburador, junções, abafadores de ruído, etc. Para cada um desses elementos foi desenvolvido um modelo numérico. O desempenho do motor é obtido através da aplicação das leis de conservação a cada elemento e da compatibilização das propriedades do escoamento nas interfaces de elementos adjacentes, resolvidas através de um programa de computador escrito em C++. São apresentadas as simulações de desempenho de alguns motores, comparando-os com resultados obtidos com dados experimentais. Um motor disponível na literatura foi simulado utilizando-se o modelo desenvolvido, com boa concordância dos resultados

Palavras-chave: simulação numérica, motor a pistão, motor de combustão interna.

1. INTRODUÇÃO

Nos anos passados o desenvolvimento de motores estava direcionado à busca de maior potência. Hoje, maior atenção é dada à melhoria dos motores existentes conforme Takizawa (1982). Atualmente, os recursos computacionais são os mais utilizados nas fases iniciais de definições e na fase de projeto do motor. Só nas fases finais é que se utiliza recurso experimental para a confirmação dos resultados previstos conforme Heywood (1988).

Programas computacionais mais elaborados são limitados para análise completa da máquina, devido à capacidade computacional requerida. São quase impossíveis de serem utilizados no estudo de transitórios. São pacotes comerciais caros, tal como o FIRE conforme AVL (1996) e são utilizados para análise pormenorizada de regiões críticas do motor. Mais importante para a análise inicial das configurações pesquisadas são os programas baseados em modelos fluidodinâmicos unidimensionais e modelos termodinâmicos simples. Estes programas reduzem drasticamente o tempo de computação requerido e fornecem excelentes resultados. Mesmo no futuro pode ser previsto que modelos unidimensionais e termodinâmicos simples serão necessariamente incorporados na análise tridimensional, para definir as condições de contorno e diminuir o tempo de computação conforme Chen et al. (1992).

Componentes do motor tais como o cilindro, o cárter, as junções, os silenciadores, o turboalimentador, têm seu comportamento descrito através de modelos termodinâmicos simples, com correções empíricas. Os sistemas de admissão e exaustão são descritos pelo método de Lax-Wendroff (1960) de dois passos. Uma discussão detalhada da literatura pertinente pode ser encontrada em Monteiro (1999). Ressaltam-se os trabalhos de Poloni et al. (1987) que compararam os métodos das características com o método de Lax-Wendroff de dois passos; e os de Takizawa et al. (1982) e Chen et al. (1992) que descrevem os métodos aplicados na elaboração de programas computacionais para a análise de motores completos.

2. MODELOS E MÉTODOS DE SOLUÇÃO

O modelo desenvolvido aborda cada elemento do motor individualmente, como indicado na Fig. 1. Os elementos utilizados são modelados como o indicado a seguir.

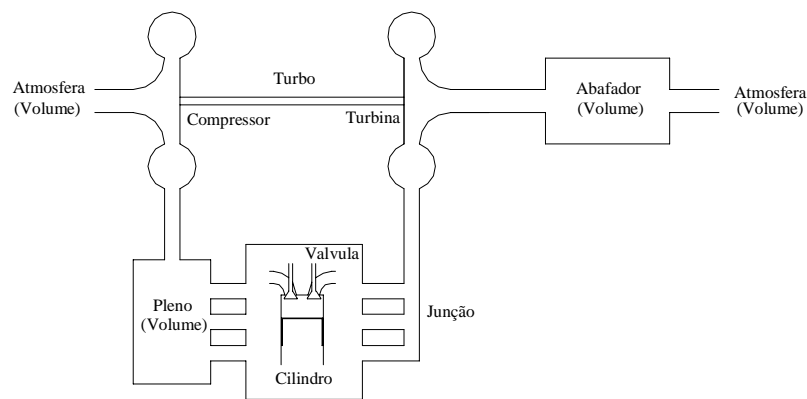


Figura 1 - Esquema dos elementos do motor

2.1. Dutos

A solução do escoamento é obtida numericamente pelo método de Lax-Wendroff de dois passos. Diferentes tratamentos foram dados para a região interna e as regiões das fronteiras, estas compreendidas pelo elemento de fronteira e pelo elemento interno adjacente ao elemento de fronteira.

2.1.1. Região Interna

As equações utilizadas para escoamento unidimensional, na forma matricial, foram simplificadas e estão indicadas na Eq. 1.

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + C = 0 \quad (1)$$

onde

$$W = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho \left(e + \frac{u^2}{2} \right) \\ \rho \phi \end{bmatrix} \quad F = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + P \\ \rho u \left(e + \frac{u^2}{2} + \frac{P}{\rho} \right) \\ \rho u \phi \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + P \\ \rho u \left(e + \frac{u^2}{2} + \frac{P}{\rho} \right) \\ \rho u \phi \end{bmatrix} \frac{1}{A} \frac{dA}{dx} + \begin{bmatrix} 0 \\ \rho g \\ -\rho q \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

O método de Lax-Wendroff de dois passos conforme Poloni et al. (1987) considera os dois primeiros termos do desenvolvimento da função W em série de Taylor na direção t , com

a introdução de diferença central para o termo $\partial F/\partial x$ e de um valor médio para o vetor $W_{j+1/2}^n$.

Tem-se, para o primeiro e o segundo passos, respectivamente:

$$\begin{aligned} W_{j+1/2}^{n+1/2} &= \frac{1}{2}(W_{j+1}^n + W_j^n) - \frac{\Delta t}{2\Delta x}(F_{j+1}^n - F_j^n) - \frac{\Delta t}{4}(C_{j+1}^n + C_j^n) \\ W_j^{n+1} &= W_j^n - \frac{\Delta t}{\Delta x}(F_{j+1/2}^{n+1/2} - F_{j-1/2}^{n+1/2}) - \frac{\Delta t}{2}(C_{j+1/2}^{n+1/2} + C_{j-1/2}^{n+1/2}) \end{aligned} \quad (3)$$

Para eliminar as oscilações numéricas produzidas é empregado o método de correção de fluxo (FCT - *Flux Corrected Transport*) na forma simples, em dois estágios: amortecimento e remoção do amortecimento nas regiões onde as oscilações não ocorrem. Para as equações de transporte, define-se o fluxo Φ da função W e os fatores de difusão e anti-difusão conforme definidos por Bulaty e Niessner (1985) e detalhados por Monteiro (1999).

O método de solução apresentado é um esquema de diferenças finitas explícito que não segue as direções características e, portanto, o número CFL conforme Courant et al. (1967) precisa ser utilizado para garantir estabilidade numérica, fornecendo o intervalo de tempo que deve ser utilizado para todos os elementos do motor:

$$\text{CFL} = \frac{(c + |u|)\Delta t}{\Delta x} \leq 1 \quad (4)$$

Adotou-se o valor de $\text{CFL} = 0,8$ que, segundo Chen et al. (1992), é um valor adequado entre a estabilidade da solução e a precisão da forma das ondas.

2.1.2. Região da Fronteira

O método para solução do escoamento nos dutos usa o esquema de diferenças finitas centradas, o que não pode ser aplicado para os nós da fronteira. Para esta região foi utilizado o método das características conforme Benson (1982), que apresenta uma solução simples, estável, e com boa precisão nos resultados. No desenvolvimento do método das características, é necessária a introdução da velocidade do som, para serem obtidas as equações que definem as linhas características de Mach e as linhas características da trajetória que são

$$\frac{dP}{dt} + \rho c \frac{du}{dt} + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = 0 \quad \frac{dP}{dt} - \rho c \frac{du}{dt} + \Delta_1 + \Delta_2 - \Delta_3 = 0 \quad \frac{dP}{dt} - c^2 \frac{d\rho}{dt} + \Delta_1 = 0$$

onde

$$\Delta_1 = -(\gamma - 1)(u\rho g + \rho q) \quad \Delta_2 = \rho u c^2 \frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \quad \Delta_3 = c\rho g$$

Verificou-se que a solução explícita do elemento de fronteira se tornava instável quando os elementos externos, resolvidos por métodos implícitos, apresentavam uma variação acentuada nos valores das propriedades para um passo de tempo.

O procedimento adotado para evitar esta instabilidade consiste na aplicação de uma solução semi-implícita, para o passo no tempo, no ponto da fronteira. O ponto adjacente à fronteira é solucionado considerando-se a contribuição explícita do elemento interno ao duto e a contribuição semi-implícita do elemento da fronteira, mediante os seguintes passos sugeridos por Monteiro (1999):

1. Solução de todos os pontos internos do duto, à exceção do ponto adjacente à fronteira,
2. Avaliação da parcela de contribuição do método de diferenças finitas sobre os valores das propriedades do ponto adjacente à fronteira,
3. Solução das propriedades na fronteira, pelo método das características e por métodos específicos a cada condição de fronteira,
4. Solução do elemento externo ligado ao duto,

5. Avaliação da parcela de contribuição do elemento da fronteira sobre os valores das propriedades do ponto adjacente, considerando a avaliação semi-implícita na fronteira,
6. Solução dos valores das propriedades do ponto adjacente no instante $(n+1)$, a partir dos valores obtidos nos passos 2 e 5.
7. Repetição dos passos 3 a 6, até a convergência do processo.

Nos dutos podem ser encontrados escoamentos em regimes subsônico, sônico e supersônico, enquanto que a fronteira pode ser livre (saída dos dutos de exaustão), conter uma restrição de área (válvulas de admissão ou exaustão parcialmente abertas), estar totalmente bloqueada (válvulas fechadas), além do sentido do escoamento.

2.2. Junções

O modelo utilizado é o indicado por Bingham e Blair (1985) baseado em formas empíricas da equação da quantidade de movimento, incorporando coeficientes experimentais de perda de pressão. Dois modelos de junção foram desenvolvidos: Junções T, onde dois ramos estão alinhados e o terceiro está em ângulo reto em relação a estes; e Junções coletoras ou distribuidoras, onde o escoamento principal é o de coleta ou de fornecimento do fluxo de massa, respectivamente, por parte de um dos dutos da junção.

2.3. Volumes

Os volumes identificados em um motor alternativo são os dos silenciadores e os plenos, normalmente utilizados nos dutos de admissão. A atmosfera foi tratada como um volume com propriedades constantes.

2.4. Turboalimentador

As equações que descrevem o comportamento do compressor e da turbina, a partir de seus mapas característicos, são dadas por Cohen et al. (1996). Os mapas característicos de compressores e turbinas, aplicados em turboalimentadores, foram aproximados pelas equações:

$$\begin{array}{ll} \text{compressor:} & r_p = C_a + C_b \dot{m} + C_c \dot{m}^2 - e^{C_d + C_e \dot{m}} & \eta = C_a + C_b \dot{m} + C_c \dot{m}^2 - e^{C_d + C_e \dot{m}} \\ \text{turbina:} & \dot{m} = C_a - C_b e^{C_c r_p} & \eta = C_a - C_b r_p^2 - e^{C_c - C_d r_p} \end{array}$$

2.5. Câmara de Combustão e Cárter

A câmara de combustão é considerada como um sistema termodinâmico aberto, com as propriedades e a composição dos gases uniformes, e a variação destas grandezas devidas à transferência de calor, à transferência de trabalho, ao fluxo de massa através das suas fronteiras e do seu deslocamento. Utiliza-se o conceito de zonas para melhor simular os processos de combustão conforme Langeani (1995). Estes mesmos modelos, simplificados para processo adiabático, são empregados na descrição do cárter.

3. RESULTADOS

Diversos processos foram estudados com o intuito de certificação do modelo, tendo sido testados individualmente todos os componentes modelados, comparando-se os valores calculados com os disponíveis em literatura e com dados obtidos de soluções analíticas.

Motores foram simulados e os resultados comparados com os dados de literatura. Entretanto, não são publicados todos os detalhes dos motores, na quantidade e na profundidade exigidos pelo modelo utilizado. Por exemplo, as referências não indicam as curvas de levantamento das válvulas (comes), fator muito importante no desempenho do motor.

O trabalho apresentado por Chen et al. (1992) mostra resultados de ensaios de um motor de quatro cilindros, operando no ciclo Otto de quatro tempos, naturalmente aspirado. Esse motor foi simulado, baseando-se no esquema da Fig. 2 e nos dados abaixo:

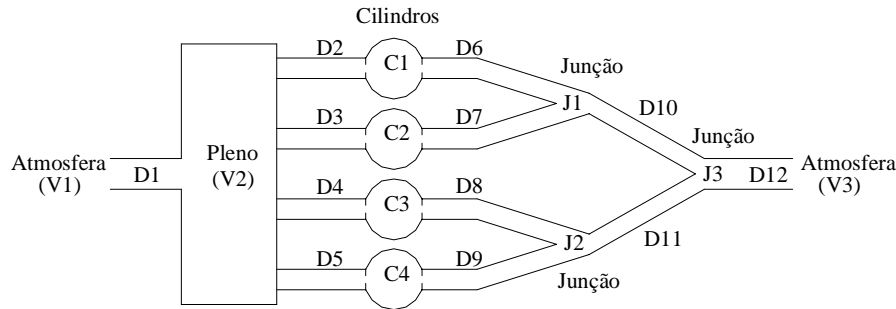


Figura 2 - Esquema para simulação do motor de quatro cilindros da literatura

Dados do motor:

Cilindro: Diâmetro = 0,0845 m Curso = 0,0889 m Número de válvulas = 02

Ordem de ignição: 1-3-4-2

Junções tipo coletoras:

J1 Duto principal: D10 Ângulo entre dutos: 150°

J2 Duto principal: D11 Ângulo entre dutos: 150°

J3 Duto principal: D12 Ângulo entre dutos: 150°

Volumes de propriedades constantes: V1 e V3

Volumes de propriedades variáveis: V2 Volume: 0,0016 m³

Duto	comprimento (m)	Diâmetro (m)	divisões	Duto	Comprimento (m)	diâmetro (m)	divisões
D1	0,100	0,065	10	D7	0,594	0,036	60
D2	0,338	0,042	40	D8	0,594	0,036	60
D3	0,338	0,042	40	D9	0,594	0,036	60
D4	0,338	0,042	40	D10	0,100	0,036	10
D5	0,338	0,042	40	D11	0,100	0,036	10
D6	0,594	0,036	60	D12	0,100	0,051	10

Os resultados obtidos (Figuras 3 e 4), comparados com os dados da literatura conforme Chen et al. (1992) não estão bem correlacionados. Diversos dados não disponíveis influenciam significativamente os resultados e podem ter causado as discrepâncias. Prováveis causas são a inadequação da curva de levantamento das válvulas, o instante de início de ignição, o período de queima do combustível, etc, que podem não ter sido adequadamente fixados. Para mostrar a influência destes parâmetros sobre o comportamento do motor foram feitas simulações com variações de alguns destes parâmetros.

Para o motor em questão, em que o evento total de movimentação das válvulas de exaustão abrange um ângulo de 244 graus, pode-se ter uma variação entre o ponto informado ao programa e sua efetiva operação, de até 22 graus, em função das folgas nas válvulas.

As Figuras 3 e 4 mostram os resultados obtidos, para uma variação no ponto de fechamento da válvula de exaustão de 10 e 20 graus, respectivamente, a partir dos dados originais. Verifica-se que esta variação impõe uma alteração significativa na potência

disponível, nas operações em rotações elevadas, porém as alterações na eficiência volumétrica são significativas em toda a faixa de operação.

Analisando os resultados da Figura 3 verifica-se que, na rotação de 4000 rpm, obteve-se um aumento considerável na eficiência volumétrica. Isto leva a se considerar a hipótese da ocorrência de uma sintonização nos dutos de exaustão. Procedeu-se então ao levantamento de novos resultados, impondo uma alteração no comprimento dos dutos primários de exaustão, com o intuito de alterar o efeito desta possível sintonização.

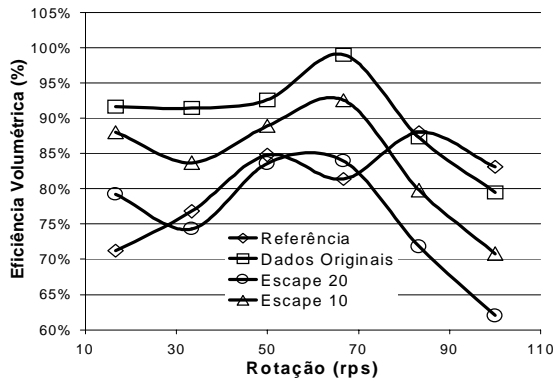


Figura 3 - Comportamento da eficiência volumétrica na variação do ponto de fechamento da válvula de exaustão

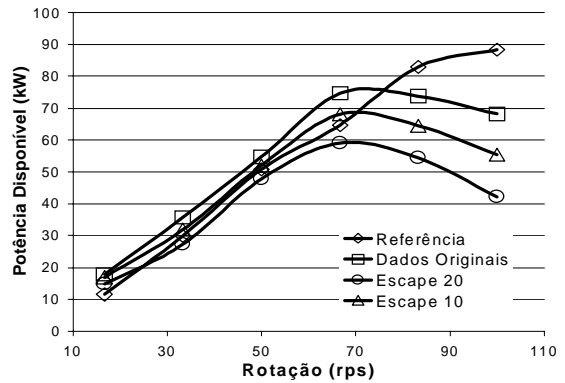


Figura 4 - Comportamento da potência disponível na variação do ponto de fechamento da válvula de exaustão

As Figuras 5 e 6 mostram os efeitos da alteração do comprimento dos dutos de exaustão. Verifica-se que uma variação significativa ocorreu tanto para a potência disponível como para a eficiência volumétrica, apenas na região localizada entre 3000 rpm e 4000 rpm, o que indica a possibilidade de existência de sintonização dos dutos nesta faixa.

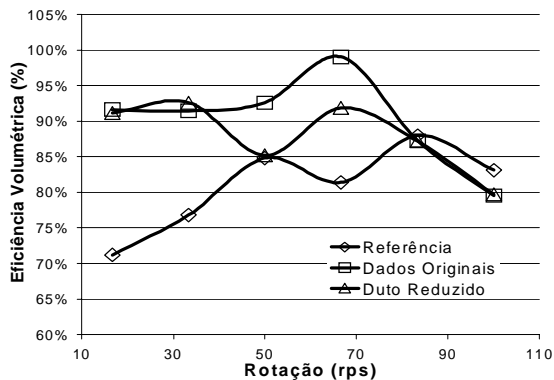


Figura 5 - Comportamento da eficiência volumétrica na variação do comprimento do duto de exaustão

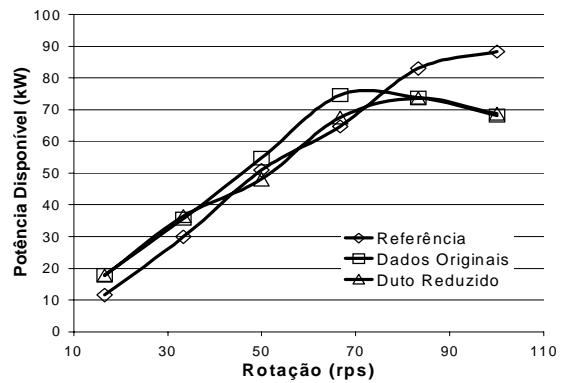


Figura 6 - Comportamento da potência disponível na variação do comprimento do duto de exaustão

Nestas simulações os critérios de convergência foram 0.5% de precisão para os parâmetros de desempenho do motor. A convergência para cada ponto foi atingida com 6 a 15 ciclos, conforme o caso, e tempo de CPU entre 3 e 25 minutos, em um computador PC com processador Pentium Pró de 200 MHz.

3.1 - Efeito da Turboalimentação

São apresentados os resultados obtidos da simulação do comportamento de um motor

ciclo Otto quatro tempos, com 4 cilindros, em versões naturalmente aspirado e turboalimentado, cujos modelos estão mostrados nas Figuras 7 e 8.

Dados do motor naturalmente aspirado:

Cilindro: Diâmetro = 0,0865 m Curso = 0,0850 m Número de válvulas = 02

Ordem de ignição: 1-3-4-2

Junção distribuidora: J1 Duto principal: D1

Ângulo entre dutos: D1-D2, D1-D5 = 120 D1-D3, D1-D4 = 150

Junção coletora: J2 Duto principal: D10 Ângulo entre dutos: 160

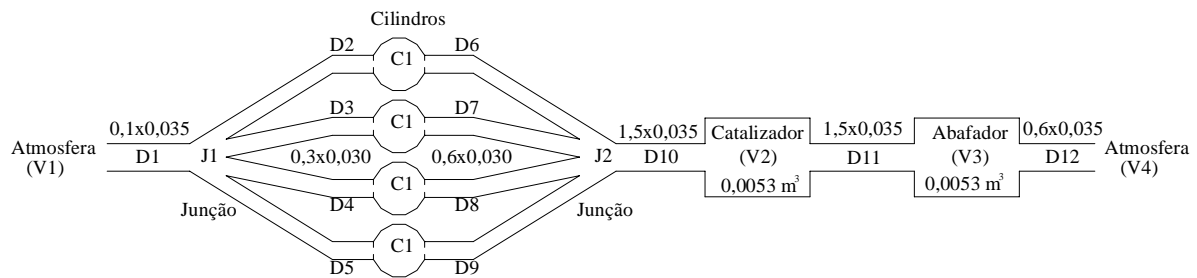


Figura 7 - Esquema de simulação, motor quatro cilindros naturalmente aspirado

Dados do motor turboalimentado:

São os mesmos do motor com aspiração natural, com a adição dos dados do turboalimentador e dos dutos necessários à interligação deste:

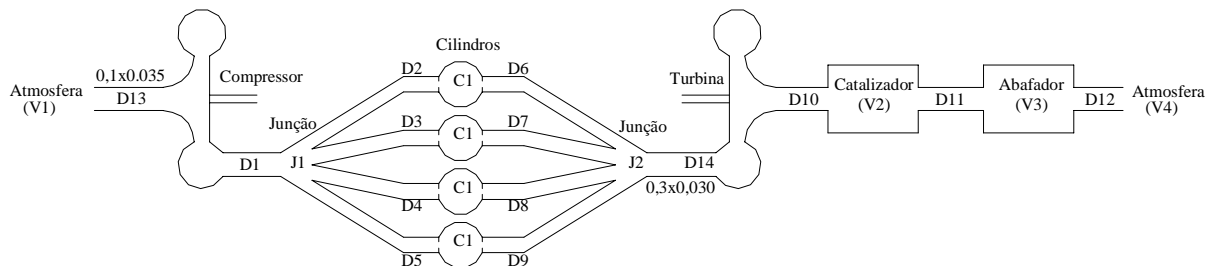


Figura 8 - Esquema de simulação, motor quatro cilindros turboalimentado

Os gráficos apresentados nas Figuras 9 e 10 mostram alguns parâmetros de comportamento desses motores. Não se buscou a otimização das dimensões e das características de operação dos diversos componentes do motor.

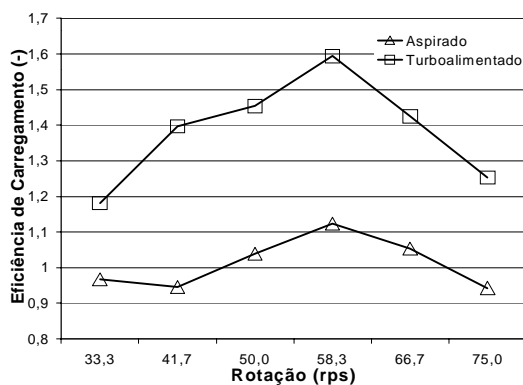


Figura 9 - Efeitos da turboalimentação, comportamento da eficiência de carregamento

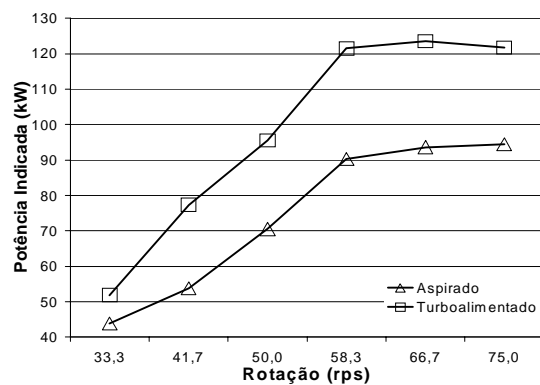


Figura 10 - Efeitos da turboalimentação, comportamento da potência indicada

Os gráficos apresentados, embora tenham a forma esperada, somente são válidos para uma análise qualitativa da operação do motor e uma demonstração do funcionamento geral do programa.

Nestas simulações os critérios de convergência foram 0.5% de precisão para os parâmetros de desempenho do motor. A convergência para cada ponto foi atingida com 7 a 12 ciclos, conforme o caso, e tempo médio de CPU de 10 minutos, em um computador PC com processador Pentium 133 MHz.

4. CONCLUSÕES

O modelo desenvolvido mostrou-se adequado à simulação de motores de combustão interna, apresentando estabilidade na obtenção dos resultados numa ampla faixa de operação. Embora não estivessem disponíveis dados complementares dos motores analisados, os resultados obtidos são qualitativamente muito bons e quantitativamente aceitáveis, pois estão dentro da faixa de valores esperados. As discrepâncias encontradas foram justificadas. Futuros trabalhos nesta linha de estudos devem incluir, de forma obrigatória, o levantamento de dados experimentais para a certificação dos resultados obtidos pelo programa, para o motor e para seus componentes, uma vez que se poderão obter todas as informações geométricas do motor.

5. REFERÊNCIAS

- AVL LIST GmbH, "FIRE version 6.2b – Reference Manual", AVL, 1996
- Benson, R. S., "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines", Clarendon Press, Vol. I, Oxford, 1982.
- Bingham, J. F. e Blair, G. P., "An Improved Branched Pipe Model for Multi-Cylinder Automotive Engine Calculations", Proc. I. Mech. Eng., Vol. 199, pp. 65-77, 1985.
- Bulaty, T., e Niessner, H., "Calculation of 1-D Unsteady Flows in Pipe Systems of I. C. Engines", Journal of Fluids Engineering, Vol. 107, September 1985.
- Chen, C., Veshagh, A., e Wallace, F. J., "A Comparison Between Alternative Methods for Gas Flow and Performance Prediction of Internal Combustion Engines", SAE Technical Paper 921734, 1992.
- Cohen, H., Rogers, G. F. C. e Saravanamutto, H. I. H., "Gas Turbine Theory", Longman Scientific & Technical, Fourth edition, Cingapura, 1996.
- Courant, R., Friedrichs, K., e Lewy, H., "On Partial Difference Equations for Mathematical Physics", I.B.M. Journal II, pg. 215-234, 1967.
- Heywood, J. B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill Book Company, First edition, EUA, 1988.
- Langeani, M., "Motor Dois Tempos com Válvulas no Cabeçote: Um Estudo Termodinâmico", Dissertação de Mestrado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 1995.
- Lax, P., e Wendroff, B., "Systems of Conservation Laws", Comm. Pure App. Math. Vol. 13, pp. 217-237, 1960.
- Monteiro, J. F. C., "Modelos Matemáticos e Computacionais para a Simulação do Escoamento em Motores de Combustão Interna", Tese de Mestrado, ITA, 1999.
- Poloni, M., Winterbone, D. E., e Nichols, J. R., "Comparison of Unsteady Flow Calculations in a Pipe by the Method of Characteristics and the Two Step Lax-Wendroff Method", International Journal Mechanical Science", Vol. 29, n° 5, 1987.
- Takizawa, M., Uno, T., Oue, T. e Yura, T., "A Study of Exchange Process Simulation of an Automotive Multi-Cylinder Internal Combustion Engine", SAE Technical Paper 820410, 1982.