

MODELAGEM DE UM MOTOR DIESEL SOBREALIMENTADO

Jose Edmundo Pitillo

Universidade Federal de Uberlândia -FEMEC
jepitillo@mecanica.ufu.br

Oscar Saul Hernandez Mendoza

oscarhm@mecanica.ufu.br

Felipe Tannús Dórea

felipemectd@yahoo.com.br

Gleyzer Martins

gmartins@mecanica.ufu.br

Resumo: A simulação por computador tem se tornado uma ferramenta importante no desenvolvimento e avaliação de motores. Uma forma de se fazer isto é usar uma simulação paramétrica do motor, comparando os resultados da simulação com os valores obtidos das medições. A idéia foi promover a modelagem, validação e simulação de um motor Diesel sobrealimentado, a fim de se obter o seu comportamento para diferentes condições operacionais, entendidas como fluxo de massa e regime de giro. O motor estará acoplado a uma turbomáquina inicialmente sem alterações em suas características construtivas. Utilizou-se uma modelagem semi-empírica para um motor sobrealimentado fundamentada no ciclo Otto, e através de considerações extraídas das leis da termodinâmica, aplicadas ao escoamento do ar e dos gases pelos equipamentos auxiliares do motor, definiu-se uma modelagem através do modelo do motor do valor médio (MVEM) que possibilitou avaliar o comportamento dos parâmetros que caracterizam a operação do motor. Os modelos foram validados segundo dados experimentais extraídos da literatura (Bermudez 1995) para a condição do motor operando a plena carga.

Palavras-chave: Simulação computacional, Motor sobrealimentado, Modelagem semi-empírica, Modelo do motor do valor médio (MVEM).

1. INTRODUÇÃO

O emprego da modelagem através dos cálculos extraídos de seus valores operacionais médios (MVEM) de um motor Diesel sobrealimentado, possibilita obter as curvas características de operação do motor, onde podem ser identificadas propriedades tais como, potencia e torque desenvolvidos pelo motor, e o seu consumo específico de combustível. A fim de possibilitar o dimensionamento das turbomáquinas, as condições de estado do fluido de trabalho para os diversos estágios de operação, estes identificados nos periféricos do circuito do motor, podem ser obtidos através de uma simulação dos seus componentes, analisando os seus diferentes regimes de operação. Atualmente têm-se realçado preocupações pertinentes no que se refere a uma eventual escassez das fontes geradoras de combustíveis. Identificar soluções alternativas de fontes geradoras de energia, e a otimização da utilização dos atuais sistemas são um dos principais focos de estudo da comunidade científica. Entretanto essas iniciativas devem ser sempre acompanhadas de uma análise de viabilidade econômica. A disponibilização de uma modelagem avaliada e apropriada de um circuito de operação de um motor consiste na ferramenta básica e fundamental para a execução destas iniciativas.

A literatura disponibiliza vários autores, os quais puderam contribuir para este trabalho.

Pettersson, F. (2000) promoveu o desenvolvimento de modelos baseados em sistemas controlados, novos testes, controles estratégicos e diagnósticos, sendo posteriormente aplicados na simulação de motores. Nas diversas condições de operação em que o motor fora submetido aos experimentos, observou-se oscilações consideráveis nas propriedades operacionais entre as simulações. A maioria dos modelos estáticos apresentou um ótimo comportamento quando aplicados na simulação.

Ritzén, J. (2003), modelou e simulou por etapas fixas, um motor Diesel sobrealimentado. O objetivo foi criar um modelo de valor médio que pudesse ser simulado com soluções individuais por etapas do ciclo. As variáveis, fluxo de massa e eficiência do turbo apresentaram desvios acentuados quando comparados com os valores experimentais, definidos para velocidades da turbina até 75.000 [RPM].

Bermudez, V. T. (1995), desenvolveu uma análise da aerodinâmica interna de um motor Diesel sobrealimentado, traçando a influência dos equipamentos componentes de dois motores de 4 e 6 cilindros com intercooler, utilizando turbomáquinas equipadas com waste-gate, para o motor de 4 cilindros, e com turbinas de dupla entrada (VGT) com variação da seção efetiva, para o motor de 6 cilindros, nas curvas de performance destes motores.

Martins (2004), estudou e avaliou através de modelos semi-empíricos propostos pelo documento ASHRAE – T.C 4.7, as características de comportamento do fluxo de massa de ar e da eficiência (na aplicação do campo de refrigeração) de turbo compressores usuais, utilizados na sobre alimentação de motores Diesel. Inicialmente com os dados de operação fornecidos pelos fabricantes brasileiros, as turbinas radiais e os compressores centrífugos foram simulados através dos modelos obtidos pela ASHRAE, e a comparação dos resultados não se mostrou satisfatória.

2. MODELAGEM DO MOTOR

A escolha e obtenção dos modelos, que possam apresentar simultaneamente características de simplicidade e aplicabilidade consistem em desafio deste trabalho. A presença ou não de um modelo físico é o que diferencia a modelagem semi-empírica da modelagem estatística, ficando caracterizada a modelagem semi-empírica, como a que se utiliza um modelo físico, porém com grau de complexidade médio (equações matemáticas de fácil solução). A modelagem estatística por sua vez caracteriza-se por trabalhar com um banco extenso de dados sem, no entanto lançar mão de um modelo físico pré-estabelecido. Em ambos pode-se conseguir modelos cuja simulação apresenta uma boa aproximação com os dados medidos.

Neste trabalho tornou-se mais conveniente a utilização da modelagem do motor através dos valores médios (MVEM), baseado em que o torque no eixo de manivela produzido pelas combustões individuais é nivelado a um valor médio. Procurou-se a obtenção do modelo paramétrico ideal, que possa retratar de forma mais fiel e coerente o comportamento das variáveis a serem analisadas, submetendo posteriormente o modelo selecionado a um processo de validação, possibilitando uma primeira avaliação sobre a simulação deste modelo.

Da aplicação adequada dos modelos físicos identificados, promoveu-se a simulação através de uma modelagem semi-empírica, alimentando o processo com dados experimentais extraídos da literatura “Síntesis De La Aerodinamica Interna Del Motor Diesel Sobrealimentado”, Vicente. R. Bermudéz. 1995, a fim de se viabilizar sua validação, devido a impossibilidade da montagem de uma bancada de testes por questões estruturais do laboratório de energia e sistemas térmicos onde o trabalho foi desenvolvido.

O circuito completo de operação do motor foi submetido a programas computacionais (MatLab), a fim de se identificar as constantes de ajuste presentes nos modelos, bem como promover a operacionalidade de um diagrama de blocos, definido para viabilizar a simulação dos modelos. A figura 1 apresenta o esquema de um diagrama de blocos utilizado para caracterizar a modelagem empregada assim como definir o componente do motor

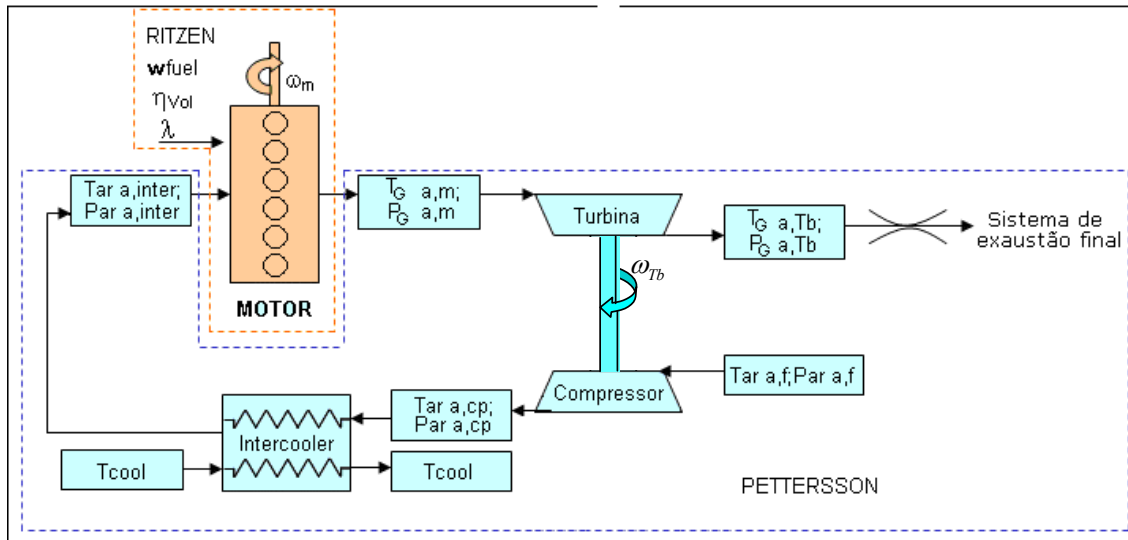


Figura 1 – Diagrama de blocos do circuito de funcionamento do motor

Os subsistemas do motor foram modelados individualmente nos subitens abaixo:

2.1 Modelando o Compressor

Conhecendo a curva de operação do compressor propõem-se ajustes estatísticos dos pontos que a representam, a fim de caracterizar o seu comportamento, realizando a interpolação entre os pontos apresentados no mapa.

A relação de pressão do compressor $Rp_{(cp)}$ foi modelada determinando um polinômio de quarta ordem com 8 (oito) constantes de ajuste, com dados experimentais extraídos da literatura (Bermudez, 1995).

$$Rp_{(cp)} = \frac{P_{ar,acp}}{P_{ar,ecp}} = f(w_{ar,cp}, N_{cp}) \quad (1)$$

onde:

$Rp_{(cp)}$ = relação de pressão no compressor

$P_{ar,acp}$ = pressão do ar após o compressor

$P_{ar,ecp}$ = pressão do ar na entrada do compressor

$w_{ar,cp}$ = fluxo de massa de ar no compressor

N_{cp} = número de rotações do compressor

-

Pa

Pa

 $\frac{kg}{s}$

rpm

O rendimento do compressor η_{cp} foi modelado determinando um polinômio de quarta ordem com 15 (quinze) constantes de ajuste, com dados experimentais extraídos da literatura (Bermudez, 1995).

da termodinâmica temos

$$\eta_{cp} = \frac{T_{2Sar,acp} - T_{ar,ecp}}{T_{ar,acp} - T_{ar,ecp}} = f(w_{ar,cp}, N_{cp}) \quad (2)$$

A análise do grau do polinômio e do número de coeficientes a serem utilizados, foi baseada no comportamento estatístico da influência de cada coeficiente, utilizando o processo de normalização. No cálculo de η_{cp} e Rp_{cp} , rendimento e relação de pressão do compressor respectivamente, é necessário alimentar os modelos com os seguintes dados de entrada inicialmente adotados, $\dot{W}_{ar}$, P_{atm} , T_{amb} , N_{cp} , já previamente conhecidos. Para obter-se as condições de estado de saída foram utilizados equacionamentos termodinâmicos. Sendo assim é possível se determinar a potência mecânica desenvolvida pelo compressor.

$$\dot{W}_{cp} = M_{cp} \omega_{cp} = \frac{\dot{W}_{ar, cp} \cdot C_{p_{ar}} \cdot T_{amb} \cdot \left[R p_{cp}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{\eta_{cp}} \quad (3)$$

onde:

M_{cp} = torque desenvolvido no compressor

Nm

$C_{p_{ar}}$ = calor específico do ar a pressão constante

$\frac{kJ}{kgK}$

γ = relação entre os calores específicos do ar

-

2.2 Modelando o Intercooler

Uma modelagem paramétrica (Pettersson 2000), baseada na equação de d'Arcy's para regime laminar, possibilita a determinação da perda de pressão que ocorre no fluxo de massa de ar que flui através do Intercooler.

$$P_{ar, ainter} = P_{ar, acp} - K_{inter} \cdot T_{ar, acp} \cdot \dot{W}_{ar, inter}^2 \quad (4)$$

onde:

$P_{ar, ainter}$ = pressão do ar após o intercooler

Pa

K_{inter} = constante de ajuste da perda de pressão no intercooler

-

$\dot{W}_{ar, inter}$ = fluxo de massa de ar no intercooler

$\frac{kg}{s}$

Para o cálculo da efetividade de troca de calor no intercooler (Pettersson 2000), efetuou-se ajustes dos dados medidos a um modelo caixa preta, apresentando resultados satisfatórios quanto ao valor da efetividade de troca de calor no intercooler, conforme equação a seguir:

$$\varepsilon_{inter} = K_{\varepsilon 1} + K_{\varepsilon 2} \left(\frac{T_{ar, acp} + T_{cool}}{2} \right) \dot{W}_{ar, inter} + K_{\varepsilon 3} \dot{W}_{ar, inter} \quad (5)$$

onde:

$K_{\varepsilon 1}, K_{\varepsilon 2}, K_{\varepsilon 3}$ = constantes de ajustes da eficiência do intercooler

T_{cool} = temperatura do ar de resfriamento no intercooler

K

2.3 Modelando o Motor

Com a intenção de se determinar a temperatura de saída dos gases do motor $T_{G, am}$, empregou-se as definições dos estados do ciclo Otto, estabelecendo as seguintes equações:

$$x_r = \frac{v_2}{v_1} \left(\frac{P_{G,am}}{P_{ar,em}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left(1 + \frac{q_{in}}{C_v T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\gamma-1}} x_{cv} \right)^{-\frac{1}{\gamma}} \quad (6)$$

Através de uma modelagem física (Ritzen 2003), é possível se obter variáveis importantes interdependentes que definem com abrangência o comportamento operacional do motor, tais como a energia específica contida na carga por unidade de massa, a fração de gás residual e a temperatura inicial do gás no ciclo do motor.

$$q_{in} = \frac{w_{fuel} q_{HV}}{w_{ar,em} + w_{fuel}} (1 - x_r) \quad (7)$$

$$x_r = \frac{1}{r_c} \left(\frac{P_{G,am}}{P_{ar,em}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left(1 + \frac{q_{in}}{C_v T_1 r_c^{\gamma-1}} \right)^{-\frac{1}{\gamma}} \quad (8)$$

$$T_1 = x_r T_{G,am} + (1 - x_r) T_{ar,em} \quad (9)$$

onde:

r_c = relação de compressão do motor

T_1 = temperatura inicial do gás no ciclo do motor

K

x_{rc} = fração de gás residual

-

$P_{G,am}$ = pressão do gás após o motor

Pa

$P_{ar,em}$ = pressão do ar entrada do motor

Pa

q_{in} = energia específica contida na carga por unidade de massa

$\frac{J}{kg}$

A temperatura dos gases de exaustão do motor é modelada segundo um ciclo Otto ideal (Ritzen, 2003), podendo ser determinada por:

$$T_{G,am} = T_1 \left(\frac{P_{G,am}}{P_{ar,em}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left(1 + \frac{q_{in}}{C_v T_1 (r_c)^{\gamma-1}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (10)$$

Para a determinação da potência do motor, foi desenvolvido baseado nas leis da termodinâmica o seguinte modelo paramétrico, visto que não foi possível encontrar na literatura uma modelagem que permitisse o dimensionamento desta variável.

$$\dot{W}_m = K_{qin} q_{in} \left[1 - r_c^{(1-\gamma_G)} \right] \quad (11)$$

onde:

$\dot{W}_m$ = potência desenvolvida pelo motor

W

K_{qin} = constante de ajuste da energia específica liberada

γ_G = relação politrópica dos gases

2.4 Modelando a Turbina

O modelo desenvolvido está focado no estudo de turbinas radiais utilizadas em motores a combustão interna. Martins (2002) (Toolkit TC 4.7 ASHRAE) observou que poderia se aproximar o comportamento operacional de uma turbina radial ao comportamento de uma turbina elementar axial, conhecida como roda D'Laval, a fim de estabelecer a modelagem da relação de pressão e do rendimento.

A eficiência isentrópica η_{Tb} é dada na forma:

$$\eta_{Tb} = \frac{W_{eixo}}{W_{adiabatico}} = \frac{2 \cdot U \cdot (C_2 \cdot \cos(\alpha_2) - U)}{\frac{1}{2} \cdot C_2^2} \quad (12)$$

onde a velocidade C_2 pode ser calculada por uma expansão isentrópica do bocal, dada por:

$$C_2 = \sqrt{2 \cdot C_p \cdot T_{G,eTb} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{G,aTb}}{P_{G,eTb}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (13)$$

onde:

$P_{G,eTb}$ = pressão do gas na entrada da turbina

Pa

$T_{G,eTb}$ = temperatura do gas na entrada da turbina

K

$P_{G,aTb}$ = pressão do gas apos a turbina

Pa

C_p = calor específico do gas a pressão constante

$\frac{kJ}{kgK}$

Os componentes de uma turbomáquina podem ser representados por dutos e uma configuração simplificada para um bocal, admitindo que os estados estático e total são aproximadamente os mesmos na entrada do bocal, têm-se assim:

$$\dot{W}_{gas} \cdot \frac{\sqrt{\gamma \cdot R_{gas} \cdot T_{SU}}}{A_{Thr} \cdot P_{SU} \cdot \gamma} = M_2 \cdot \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_2^2 \right]^{\frac{1}{2} \frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \cdot \left[1 - \frac{\gamma-1}{2} \cdot \zeta_{Thr} \cdot M_2^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (14)$$

onde:

M_2 - Número de Mach na saída do bocal

ζ_{Thr} - Coeficiente de perdas no bocal

O equacionamento proposto nesse modelo mostra-se bastante simplificado em relação a outros modelos conhecidos, fazendo-se necessário identificar apenas 3 parâmetros para caracterizar as turbinas: área do bocal (A_{thr}); diâmetro do rotor (D) e ângulo de entrada do fluxo de gás no rotor (α_2). Esse procedimento é facilmente realizado, sendo para tanto, suficiente o uso das curvas de operação das turbomáquinas.

Uma vez obtido rendimento e relação de pressão, pode-se determinar a partir da 1ª lei da termodinâmica e da definição de rendimento isentrópico para turbina, a potencia desenvolvida pela turbina pode ser determinado por:

$$\dot{W}_{Tb} = M_{Tb} \omega_{Tb} = \dot{W}_{gas} \cdot C_p \cdot T_{G,eTb} \cdot \left(R_{p_{Tb}}^{\frac{1-\gamma_G}{\gamma_G}} - 1 \right) \eta_{Tb} \quad (15)$$

2.5 Modelando o Sistema Final de Exaustão

A perda de pressão nos gases de escape do motor no sistema final de exaustão, promovida devida às restrições físicas e mecânicas, é calculada através do seguinte modelo físico (Bermudez 1995).

$$P_{G,aTb} = \left(\frac{\dot{w}_G}{CD_{escape}} \right)^2 \frac{R_G T_{G,aTb}}{2P_{G,aTb} + P_{atm}} \quad (16)$$

onde:

CD = coeficiente de descarga dos gases de escape

R_G = constante dos gases

2.6 Modelando o Fluxo de Massa

Da consideração do volume varrido no cilindro e utilizando a equação de gás ideal, encontramos como modelo do fluxo de massa de ar que flui através do motor a seguinte expressão:

$$\dot{w}_{ar,m} = \frac{\eta_{vol} P_{ar,ainter} V_{desl} n_{cilin} N_m}{60 n_{rev/cicl} R_{ar,em} T_{ar,ainter}} \quad (17)$$

onde:

$\dot{w}_{ar,m}$ = fluxo de massa de ar no motor $\frac{kg}{s}$

η_{vol} = rendimento volumetrico %

$P_{ar,ainter}$ = pressão do ar apos o intercooler Pa

V_{desl} = volume do ar deslocado nos cilindros m^3

n_{cilin} = numero de cilindros do motor -

N_m = rotação do motor rpm

$n_{rev/cicl}$ = numero de revoluções por ciclo -

$R_{ar,m}$ = constante dos gases na entrada do motor $\frac{J}{kgK}$

$T_{ar,ainter}$ = temperatura do ar apos o intercooler K

3. AJUSTES E VALIDAÇÃO DOS MODELOS

Os modelos de calculo apresentados, necessitam para serem ajustados de um conjunto de dados adquiridos experimentalmente na configuração original do motor, nos possibilitando posteriormente realizar estudos com os modelos especificamente nos pontos característicos do sistema que se deseja otimizar. Uma ferramenta amplamente utilizada é a metodologia de mínimos quadrados de multi-variáveis. O método de linearização do equacionamento consiste do agrupamento e substituição das variáveis associadas aos parâmetros por uma variável somente. O método de mínimos quadrados de multi-variáveis é o mesmo aplicado para uma variável, e é dado por:

$$\begin{bmatrix} m & \sum X_i \\ \sum X_i & \sum X_i^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a \\ b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum Y_i \\ \sum X_i \cdot Y_i \end{bmatrix} \quad (18)$$

onde:

a - Coeficiente de ajuste

b - Coeficiente de ajuste

c - Coeficiente de ajuste

X_i - Variável dependente

Y_i - Variável independente

Quando do ajuste estatístico dos modelos, foi realizada a normalização das dimensões das variáveis envolvidas, a fim de se garantir que os coeficientes de ajuste assumam uma ordem de grandeza realmente representativa, de acordo com a seguinte expressão geral:

$$\text{Variavel estudada} = \text{Variavel normalizada}(\text{Lim}_{\max} - \text{Lim}_{\min}) + \text{Lim}_{\min} \quad (19)$$

3. RESULTADOS E SIMULAÇÃO

Criou-se um fluxograma representado através de um diagrama de blocos, servindo de base na montagem do algoritmo de cálculo utilizado na simulação do processo, conforme mostrado na figura 2.

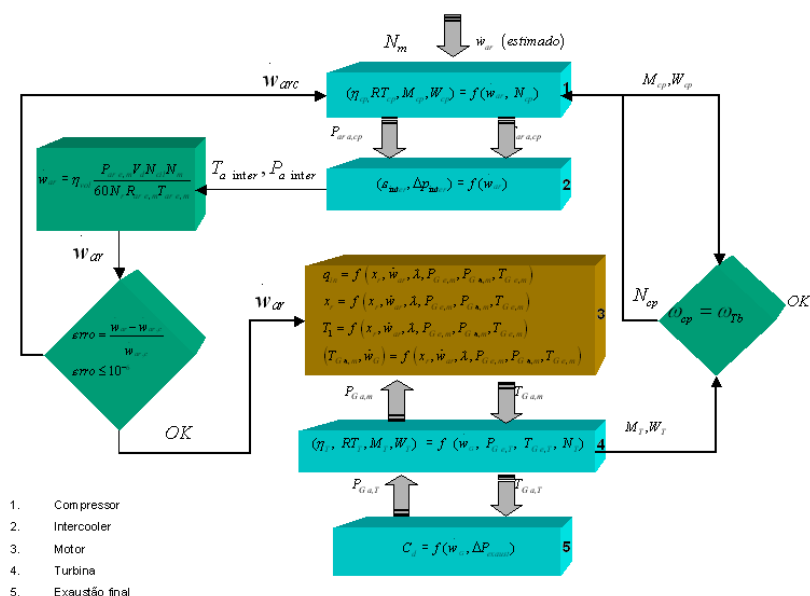
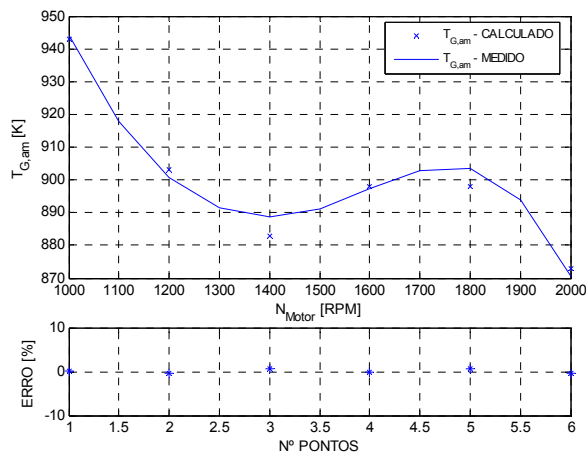
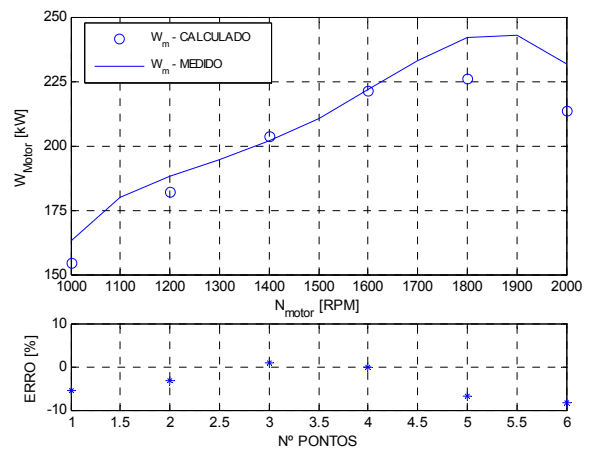


Figura 2 – Diagrama de blocos aplicado na simulação do ciclo do motor

O procedimento da simulação seguiu um raciocínio (Ritzen 2003), de alimentar os periféricos tanto de entrada como de saída, com dados estimados e/ou calculados, tais como, $\gamma_G, R_G, W_{ar}, N_{cp}$, promovendo um ajuste de pressão que convergindo para o motor, possibilitou a determinação da temperatura dos gases de escape e da potencia desenvolvida pelo motor. Entretanto quando do desenvolvimento da simulação, deparamos com algumas limitações em determinadas variáveis, tais como, fluxo de massa de ar, e regime de giro da turbomáquina. Porém no que se refere à rotação da turbomáquina, apresentado a direita do diagrama de blocos, não foi possível fechar o laço da simulação, pois não obtivemos informações claras e completas a respeito da curva de operação da turbina. O processo efetuou-se através da obtenção de dados extraídos dos periféricos de entrada e saída, alimentando o ciclo de operação do motor. A avaliação do comportamento do sistema sob a ação de dados operacionais extrapolados, em relação aos dados obtidos das curvas de operação da turbomáquina, bem como a comprovação dos resultados obtidos (Bermudez 1995), é apresentada nas figuras 3 e 4.



(a)

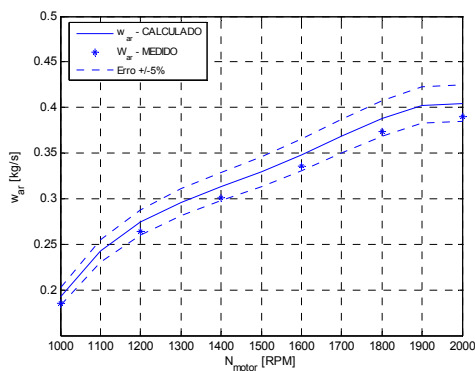


(b)

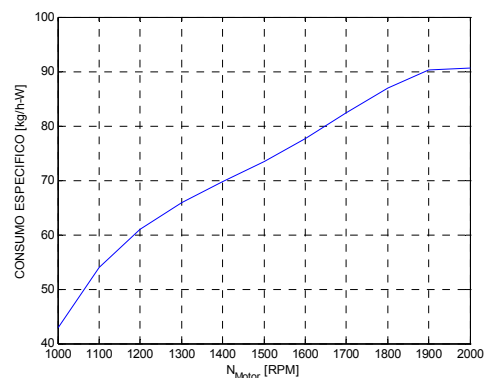
Figura 3 – Resultado da simulação na obtenção da temperatura de saída dos gases do motor (a) e da potencia desenvolvida pelo motor (b) em função de seu regime de giro.

Conforme mostrado na figura 3 (a) observou-se que o modelo representa bem o comportamento da temperatura dos gases de escape, da mesma forma que a observada quando da validação, apresentando erros da ordem de 2%. A figura 3 (b), observou-se que o modelo representa de certa forma bem o comportamento da potencia desenvolvida pelo motor, apesar de em alguns pontos termos identificados erros da ordem de 8%, esta é uma característica da modelagem, de promover o acumulo dos erros advindos da deficiência do modelo utilizado.

Adicionalmente para a avaliação do comportamento do motor, representou-se o fluxo de massa de combustível e o consumo específico de combustível em função da rotação do motor, conforme a figura 4 (a) e (b).



(a)



(b)

Figura 4 – Fluxo de massa de ar (a) e Consumo específico de combustível (b) em função do regime de giro do motor

Conforme mostrado na figura 4 (a) observou-se que o modelo representa bem o comportamento do fluxo de massa de gás, apresentando erros da ordem de 5%. A figura 4 (b) representa o comportamento do consumo específico de combustível em toda a faixa de velocidade do motor.

4. CONCLUSÃO

Neste trabalho promoveu-se a modelagem, validação e simulação de um motor Diesel, 06 cilindros, 9,8 [L], 249 [kW] de potencia máxima, estudando seu comportamento em regime estacionário, as custas de uma condição operacional a plena carga, abrangendo toda a faixa de regime de giro do motor. Os dados experimentais foram extraídos da literatura, devido a impossibilidade operacional de se montar uma bancada de testes, principalmente no que diz respeito ao freio mecânico (dinamômetro). Através de um modelo paramétrico ideal, obtido as custas de uma ampla pesquisa bibliográfica, avaliou-se uma grande variedade de parâmetros operacionais do motor, estudados através do código modelado. Quando da validação, os modelos apresentaram resultados bastante satisfatórios, com erros da ordem de 4%. Algumas limitações da modelagem foram identificadas, como por exemplo, para a turbina, observou-se que o modelo não representou satisfatoriamente os pontos de rendimento, no entanto devido a limitação na obtenção dos pontos de operação e os erros relativamente baixos da ordem de 6%, foi possível utilizar esta modelagem. O modelo da potencia desenvolvida pelo motor em função do seu regime de giro, apresentou erros da ordem de 8%, porém a complexa operação do motor envolve um numero considerável de variáveis não lineares dificultando a modelagem, o que permitiu de uma certa forma admitir erros desta ordem. No entanto observou-se que a modelagem apresentou uma clara tendência de representar o traçado dos pontos de operação. A literatura mostrou-se deficiente no que diz respeito a esta modelagem, logo o modelo proposto certamente é passível de correções e ajustes mais apurados.

5. REFERÊNCIAS

- BERMÚDEZ, V. R. T. Sintesis de la Aerodinamica Interna del Motor Diesel Sobrealimentado, Departamento de Maquinas y Motores Térmicos, Universidad Politécnica de Valencia, 1995.237p
- MARTINS, G. Avaliação dos Modelos Semi-Empíricos do Toolkit ASHRAE para Compressores Centrífugos e Turbinas, Dissertação de mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia. 2004.130p
- PETTERSSON, F. Simulation of A Turbo Charged Spark Ignited Engine, Department, Vehicular Systems Dept, of Electrical Engineering, LiTH-ISY-EX-3010, Avdelning, Institution Division. Linkopings Universitet, SWEDEN. 2000.76p
- RITZ'EN, J. Modeling and Fixed Step Simulation of a Turbo Charged Diesel Engine, Master's thesis, LiTH-ISY-EX-3442. performed in Vehicular Systems, Dept. of Electrical Engineering at Linkropings universitet. 2003.50p

6. DIREITOS AUTORAIS

Caso não seja declarado o possuidor dos diretos autorais desta publicação (empresas, detentores de patentes, etc), os autores serão os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho. A não inclusão desta seção no texto acarretará na segunda prerrogativa.

MODELING OF TURBOCHARGED DIESEL ENGINE

Jose Edmundo Pitillo

Federal University of Uberlândia -FEMEC
jepitillo@mecanica.ufu.br

Oscar Saul Hernandez Mendoza

oscarhm@mecanica.ufu.br

Felipe Tannús Dórea

felipemectd@yahoo.com.br

Gleyzer Martins

gmartins@mecanica.ufu.br

Abstract: *The simulation of computer has become a important tool in development and valuation of engine. One way to establish it is apply a parametric simulation of engine confront the results of simulation with values obtained through medication. The conception was promote the modeling validity and simulation by the turbocharged engine with intention to obtain your behavior for different condition operation knower how mass flow and rotation system. The Engine was connected with a turbocharger with no modification in your construtive characteristics. Was utilize a semi-empirical modeling for turbocharged engine baseed on otto cycle and through of consideration extracts to thermodynamics laws applied at air and gas flowage through the auxiliary equipment of engine make a decision for a modeling through of model of engine of medium value (MVEM) was enable evaluate the behavior of parameters what characters the engine operation. The model was extract of literature (Bermudez 1995) for a condition of a work engine the full load.*

Keywords: *Computation simulation, Turbocharged engine, Semi-empirical Modeling, Médium value of engine model.*