

## AVALIAÇÃO DAS PERDAS POR ATRITO EM UM MOTOR MONOCILÍNDRICO 4 TEMPOS DE 35CC ATRAVÉS DE UM MODELO COMPUTACIONAL

Verílton Nunes da Silva<sup>a</sup> e André Luiz Martelli<sup>b</sup>

<sup>a</sup>*Mestrado Acadêmico em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia, Bloco "F" – Campus I – CEP58.059-900 – João Pessoa – PB, Brasil, verilton@yahoo.com.br, <http://www.ufpb.br>*

<sup>b</sup>*Curso de Especialização em Motores de Combustão Interna, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Praça Marechal Eduardo Gomes, 50 – Vila das Acácias – CEP12.228-900 – São José dos Campos – SP, Brasil, martelli@ita.br, <http://www.ita.br>*

**Palavras Chave:** Modelo computacional, PISDYN, Motor de combustão interna, Perdas por atrito.

**Resumo.** O trabalho trata do desenvolvimento de um modelo computacional que possibilita a simulação, através do software de análise dinâmica do mecanismo biela-pistão em motores *PISDYN* ([www.ricardo.com](http://www.ricardo.com)) em um motor de combustão interna, 4 tempos e de 35cc de deslocamento volumétrico. Com os resultados, foi identificada a potência dissipada por meio do atrito atuante no mecanismo e comparada, para fins de validação, com uma relação empírica citada por Blair (G. P. Blair, *D. and Sim. of four-stroke Eng.*, 521-547 (1999)). Tendo como base o modelo, foi desenvolvido um ambiente computacional de modo a permitir que o usuário programe diversas condições de operação do motor, obtendo estimativas das perdas por atrito suprimindo uma eventual não disposição da instrumentação necessária.

## 1 INTRODUÇÃO

Na busca de aumento da eficiência e redução de emissões, a diminuição das perdas por atrito tornou-se uma importante abordagem para a pesquisa e desenvolvimento em motores de combustão interna. Este afeta principalmente os motores 4 tempos, por possuírem um número maior de componentes que realizam movimento alternativo e rotativo do que os motores 2 tempos (Blair, 1999).

O atrito é um fenômeno resistivo, e que se opõe ao sentido de movimento dos componentes do motor, transformando parte da energia destinada à potência de eixo em energia térmica dissipada. O componente responsável pela maior parte dessa perda é no pistão, com aproximadamente 25% (Martyr and Plint, 2007). Isto se relaciona ao regime em que o motor está operando e a temperatura em cada componente, significativamente a sua lubrificação (Blair, 1999).

Deseja-se através de simulação computacional utilizando o software *PISDYN*, da *Ricardo*, a construção de um modelo computacional válido para estimar a pressão média efetiva de atrito, de um motor Honda GX-35, 4 tempos e de 35cc de deslocamento volumétrico, comparado a uma relação empírica citada por Blair (Blair, 1999). O objetivo é o desenvolvimento de um ambiente computacional que permita ao usuário programar diversas condições de operação do motor, obtendo estimativas das perdas por atrito suprimindo uma eventual não disposição da instrumentação necessária.

Esta análise é realizada dentro da faixa de operação de motor, para as rotações de 3000 a 7000RPM, com incrementos de 1000RPM, com o motor trabalhando a frio, ou seja, sem que haja injeção e combustão de combustível na câmara.

## 2 MODELAGEM DOS COMPONENTES DO MOTOR

O pistão do motor, a biela e o pino do pistão, foram modelados em CAD com o auxílio do software *Pro-Engineer* (ver Figura 1). Esta modelagem tem o intuito de determinar suas propriedades geométricas (ver Tabela 1, 2 e 3). As especificações do motor original são apresentadas na Tabela 4 (HONDA, 2005).



Figura 1: Modelagem em CAD dos elementos do motor, software *Pro-Engineer*.

Principais propriedades geométricas do pistão	
Material	Alumínio
Massa	0,03213 [kg]
Diâmetro externo	0,0388 [m]
Diâmetro do pino	0,008 [m]
Offset do centro do pino	0,00025 [m]
Momento de inércia	$7,4329 \cdot 10^{-8}$ [kg.m <sup>2</sup> ]
Centro de massa na direção “x”	$2,9765 \cdot 10^{-8}$ [m]
Centro de massa de na direção “y”	0,004034 [m]

Tabela 1: Propriedades geométricas do pistão.

Principais propriedades geométricas da biela	
Material	Aço
Massa	0,02286 [kg]
Diâmetro do olhal menor	0,008 [m]
Diâmetro do olhal maior	0,01596 [m]
Distância entre centro dos olhais	0,051 [m]
Momento de inércia	$7,3789 \cdot 10^{-7}$ [kg.m <sup>2</sup> ]
Centro de massa na direção “x”	$4,8872 \cdot 10^{-7}$ [m]
Centro de massa na direção “y”	0,03195 [m]

Tabela 2: Propriedades geométricas da biela.

Principais propriedades geométricas do pino do pistão	
Material	Aço
Massa	0,008241 [kg]
Diâmetro externo	0,00799 [m]
Diâmetro do furo interior	0,0039 [m]
Momento de inércia	$8,1215 \cdot 10^{-8}$ [kg.m <sup>2</sup> ]

Tabela 3: Propriedades geométricas do pino do pistão.

Especificações do motor Honda GX-35	
Diâmetro do cilindro	0,03901 [m]
Curso	0,03 [m]
Cilindrada	35,8 [cc]
Viscosidade do lubrificante	0,1671 [Pa.s] a 313,15 K e 0,01814 a 373,15 K

Tabela 4: Especificações do motor.

Esta metodologia para a determinação do centro de massa e do momento de inércia através da modelagem em CAD foi empregada devido à complexidade da geometria dos componentes, principalmente na parte interna do pistão, e pela rapidez com que estes valores são obtidos por este recurso. Propriedades e fenômenos homogêneos foram considerados para os materiais dos elementos abordados.

As propriedades geométricas quantificadas na modelagem das peças foram inseridas no software PISDYN para, através da análise da dinâmica secundária do mecanismo, determinar-se a potência de atrito (ver Figura 2).

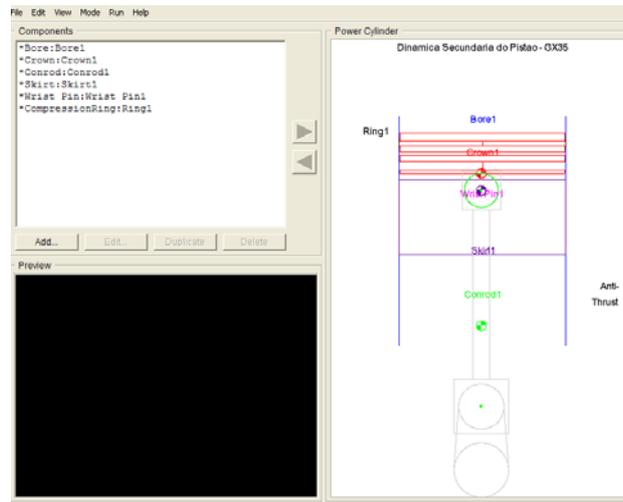


Figura 2: Modelagem no software PISDYN.

Após a construção do modelo, além dos parâmetros geométricos de cada componente do mecanismo, foram também necessárias a caracterização das condições de funcionamento do motor, como velocidade de rotação do conjunto, curso do pistão, pressão do óleo lubrificante num suposto cárter e curvas de pressão dentro do cilindro em função do ângulo do virabrequim, correspondente à rotação e carga simulada.

Devido à falta de espaço físico para instalação da instrumentação necessária e por não se disponibilizar de uma vela instrumentada adequada ao motor, as curvas de pressão no interior do cilindro, em função do ângulo do virabrequim, foram obtidas com base em dados de eficiência volumétrica experimental e de um modelo geométrico simples de compressão, sem combustão. Na seção resultados, temos as curvas de pressão no interior do cilindro em função da rotação do motor para o estudo em questão, ver Figura 4.

### 3 EQUAÇÕES GOVERNANTES

A pressão média efetiva de atrito, do inglês *friction mean effective pressure* (fmep), pode ser calculada através do trabalho de atrito realizado pelo motor ( $w_f$ ) durante o deslocamento volumétrico do pistão em um ciclo ( $V_d$ ) (Heywood, 1988).

$$fmep = \frac{w_f \cdot 10^{-2}}{V_d} \quad (1)$$

As equações de balanço dinâmico das forças laterais, axiais e de balanço de momentos atuantes no pistão, de forma geral, são algebricamente escritos a partir das direções de atuação dessas forças, observadas pelas translações nas direções x e y, e rotação no eixo do pino do pistão (ver Figura 3). Logo, estas equações que determinam a dinâmica secundária do pistão, de forma simplificada, podem ser escritas da seguinte maneira (RICARDO SOFTWARE, 2008):

$$\begin{aligned} \sum F_x &= m \cdot \ddot{\epsilon}_{cm} \\ \sum F_y &= m \cdot (\ddot{\gamma}_{cm} + A_p) \\ \sum M_{om} + \gamma_m \sum F_x - \epsilon_m \sum F_y &= I_{cm} \cdot \ddot{\alpha} \end{aligned} \quad (2)$$

Onde  $m$  é a massa do pistão,  $\varepsilon_m$ ,  $\gamma_m$  e  $\ddot{\varepsilon}_{cm}$ ,  $\ddot{\gamma}_{cm}$  são as distâncias e acelerações do centro de massa ao ponto OM, localizado no centro do pino respectivamente.  $\ddot{\theta}$  corresponde a aceleração angular no ponto OM e  $A_p$  é a aceleração no ponto O, num sistema global de coordenadas. Agrupando as equações em uma única, tem-se:

$$\sum M_{om} = I_{cm} \cdot \ddot{\alpha} + m(\varepsilon_m (\ddot{\gamma}_{cm} + A_p) - \gamma_m \ddot{\varepsilon}_{cm}) \quad (3)$$

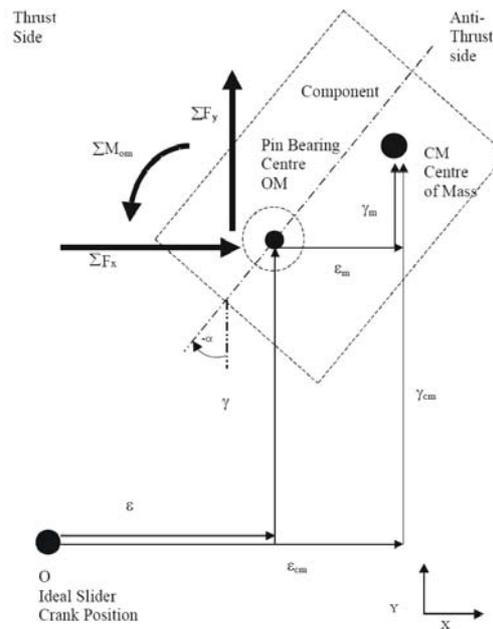


Figura 3: Forças e momentos atuantes (RICARDO SOFTWARE, 2008).

De forma análoga, as equações também foram desenvolvidas, com maior detalhamento, nas regiões da coroa e da saia do pistão, bem como no pino e na biela.

#### 4 MÉTODOS NUMÉRICOS UTILIZADOS

Tomando as equações de balanço e de momentos dos elementos descritos acima, e escrevendo todas na forma diferencial, tanto em primeira quanto em segunda ordem, como também em derivada temporal, estas formam um sistema de equações parciais não-lineares, com dez graus de liberdade, ver Eq. (4):

$$F_j(x_i) = 0 \quad (4)$$

E este sistema pode ser resolvido segundo o método iterativo multidimensional de Newton-Raphson (RICARDO SOFTWARE, 2008), como mostra a equação a seguir:

$$J_{ij}(x_i^{k+1} - x_i^k) = -F_j(x_1^k, x_2^k, \dots, x_n^k) \quad (5)$$

Em que  $J_{ij}$  é a matriz Jacobiano de  $\partial F_j / \partial x_i$  e  $k$  representa o número de interações.

Este esquema considera o caso em questão “convergiado”, quando as mudanças de iteração na variável  $x_i$  e os resíduos funcionais relativos  $F_j$  são relativamente pequenos. Enquanto estas condições não forem estabelecidas, este passo será recalculado até atingir os objetivos.

Este método também considera que os elementos que colidem devido as forças de contato, principalmente entre as regiões superior da coroa e inferior da saia com o cilindro, são representados como molas de constantes de rigidez não-lineares.

Quanto às forças e momentos devidos da camada de óleo entre o pistão e o cilindro, serão tratados separadamente através do modelo de lubrificação do *Algoritmo de Elrod* (RICARDO SOFTWARE, 2008), tanto nesta região como na interface do pino e o olhal superior da biela.

Este algoritmo permite fazer o balanço de massa, através das equações de Reynolds bi-dimensional (ver Eq. (6)) baseado em um método de volumes finitos que considera que o lubrificante sofre um leve efeito de compressibilidade, e que a lubrificação hidrodinâmica é expressa em termos da razão da densidade do óleo pela densidade de cavitação do mesmo.

$$\frac{\partial m_x}{\partial x} + \frac{\partial m_z}{\partial z} = \frac{\partial(\rho_{co} \cdot \bar{h}_{i,j} \cdot \alpha_{i,j})}{\partial t} \quad (6)$$

Da equação, temos que  $m_x$  e  $m_z$  são os fluxos de massa nas direções circunferencial e axial, respectivamente, então  $\partial x = R \partial \theta$ . Também temos que  $\alpha$  é razão de densidade do óleo  $\rho_o$  pela densidade de cavitação  $\rho_{co}$  deste, e  $\bar{h}_{i,j}$  representa a espessura de filme de óleo.

## 5 METODOLOGIA DA SIMULAÇÃO

Em cada caso, o programa é capaz de gerar automaticamente a malha computacional de todos os componentes envolvidos, e os cálculos são realizados a cada 1° do ângulo do virabrequim por 720°, que equivale a 2 voltas do virabrequim, completando o ciclo para um motor 4 tempos.

Com os resultados das simulações, serão construídas as curvas de *f<sub>mep</sub>* resultantes das simulações do mecanismo considerado e comparadas, para fins de validação, com uma curva construída a partir de uma relação empírica, citado por *Blair* (Blair, 1999), que apresenta uma expressão para o cálculo de *f<sub>mep</sub>* em motores de ignição por centelha, de volume deslocado abaixo de 50cm<sup>3</sup> com mancais de rolamentos, negligenciando as perdas por ventilação originadas pela ventoinha acoplada ao motor, ver Eq. (7):

$$f_{mep} = 350 \cdot L_{st} \cdot N \quad (7)$$

Onde *f<sub>mep</sub>* é expresso em “bar”, *L<sub>st</sub>* é o curso do pistão em “m” e *N* a rotação do motor em RPM.

Em seguida, serão encontradas as demais perdas que estão associadas à ventilação e nos mancais, obtendo uma curva resultante da diferença entre a curva obtida com a simulação no *PISDYN* e a curva de *f<sub>mep</sub>* total através de uma relação linear citada por *Blair*. Esta relação para motores de baixa cilindrada é dada por:

$$f_{mep} = a_f + b_f \cdot L_{st} \cdot N \quad (8)$$

Onde *a<sub>f</sub>* e *b<sub>f</sub>* são os coeficientes angulares e lineares da equação linear, respectivamente.

## 6 RESULTADOS

Os resultados foram obtidos utilizando um computador com processador Core 2 Duo 2GHz, 4Gb RAM, FSB 800MHz, HD 5400RPM, de configuração. As simulações tiveram um tempo médio de 10 horas, cada.

As curvas de pressão no interior do cilindro, para o motor operando sem que ocorra a combustão, em função do ângulo do virabrequim estão apresentadas a seguir (ver Figura 4). Nota-se nesta que, a maior diferença entre os valores máximos ocorre entre as rotações de 3000 e 6000RPM, atingindo aproximadamente 2bar, devido a divergências na eficiência volumétrica.

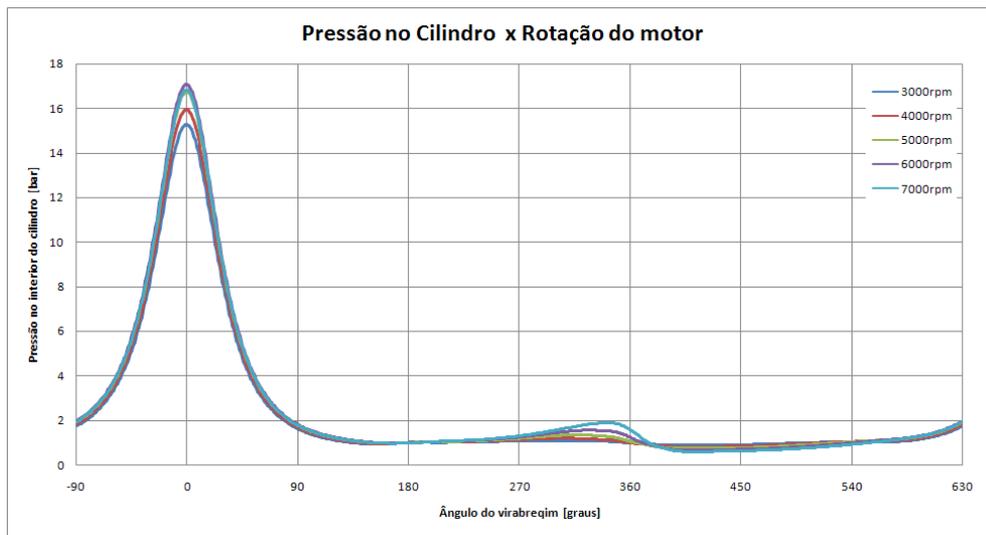


Figura 4: Pressão no interior do cilindro sem combustão e rotação do motor.

As curvas de  $f_{mep}$  obtidas pela relação empírica (ver Eq. (7)) e os resultados com o PISDYN estão apresentadas abaixo para fins de comparação (ver Figura 5). Observa-se que para rotações maiores que 4000RPM, o  $f_{mep}$  para as simulações em PISDYN se tornaram superiores.

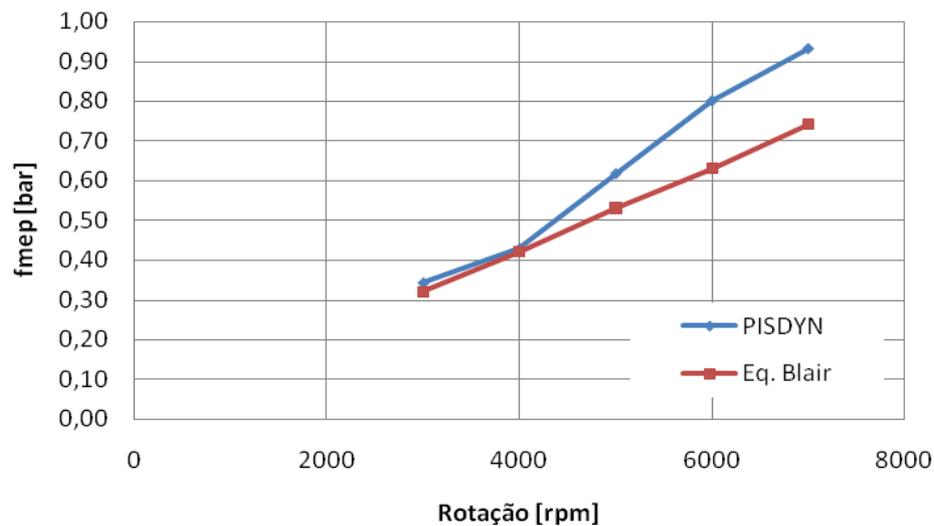


Figura 5: Comparação entre as curvas obtidas com o PISDYN e a equação empírica citada por Blair.

De maneira análoga, também foram comparadas as curvas de  $f_{mep}$ , obtida pelo PISDYN, e de  $f_{mep}$  total, baseada na relação empírica para o motor Ryobi de 26cm<sup>3</sup> (ver Eq. (8)), para estimar o  $f_{mep}$  requerido pelo motor devido à ventilação (ver Figura 6).

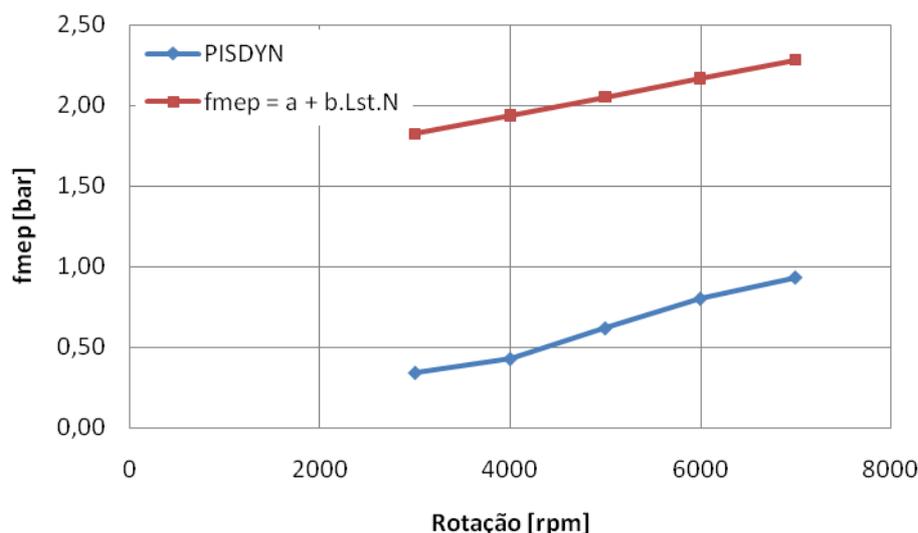


Figura 6: Curvas de  $f_{mep}$  total através de uma relação linear e a obtida pelo PISDYN.

Desta figura, podemos concluir que as perdas no motor, devido à ventoinha e aos mancais do virabrequim, têm como valor máximo cerca de 1,50bar de  $f_{mep}$  a 4000RPM, sendo que nesta condição a pressão no interior do cilindro atinge aproximadamente 8bar para carga máxima.

## 7 CONCLUSÃO

A devida caracterização do pistão, biela e pino do pistão foram essenciais para a modelagem do sistema no software. E quanto ao quesito de perdas por atrito, o software mostrou ser eficaz na obtenção deste parâmetro, tornando-se uma ferramenta útil para projeto e otimização do sistema.

A divergência entre as curvas da Figura 5 devem-se, sobretudo, ao fato de que a curva da Eq. (7) foi obtida de uma linearização a partir de dados experimentais com motores desse porte, em que utilizam mancais de rolamento. E esta abordagem não é disponível para configuração no PISDYN, onde este trata o contato da biela e o pino do pistão como mancais hidrodinâmicos.

## 8 AGRADECIMENTOS

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, CNPq, e à Fundação Casimiro Montenegro Filho pelo suporte científico e financeiro para a realização deste trabalho.

## REFERÊNCIAS

- Blair, G. P., *Design and simulation of four stroke engines*. Warrendale: SAE International, 1999.
- Heywood, J. B., *Internal combustion engines fundamentals*. New York: McGraw Hill, 1988.
- Martyr, A. J. and Plint, M. A., *Engine Testing: Theory and Practice*, 3 ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2007.
- RICARDO SOFTWARE., *Pisdyn: documentation, user manual*, version 5.0. 2008.
- HONDA., *Owner's Manual GX25-GX35*. 2005.

## EVALUATION OF FRICTION LOSSES IN A FOUR-STROKES SINGLE CYLINDER ENGINE (35CC) USING A COMPUTATIONAL MODEL

Verílton Nunes da Silva<sup>a</sup> and André Luiz Martelli<sup>b</sup>

<sup>a</sup>*Mestrado Acadêmico em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia, Bloco "F" – Campus I – CEP58.059-900 – João Pessoa – PB, Brasil, verilton@yahoo.com.br, <http://www.ufpb.br>*

<sup>b</sup>*Curso de Especialização em Motores de Combustão Interna, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Praça Marechal Eduardo Gomes, 50 – Vila das Acácias – CEP12.228-900 – São José dos Campos – SP, Brasil, martelli@ita.br, <http://www.ita.br>*

**Keywords:** Computational model, PISDYN, Internal combustion engine, Friction losses.

**Abstract.** This work describes the development of a computational model using a software of dynamic analysis in conrod-piston mechanisms of engines (PISDYN, [www.ricardo.com](http://www.ricardo.com)), applied to a 4 strokes, 35cc, single cylinder internal combustion engine. Friction power was identified, in good agreement with an empiric relation (G. P. Blair, *D. and Sim. of four-stroke Eng.*, 521-547 (1999)). Based on this model, a computational ambient was development to allow users to change operational conditions in the engine, estimating friction losses as an alternative to eventual lack of physical instrumentation.