

# “RECUPERAÇÃO DA ENERGIA DOS GASES DE ESCAPE POR TURBOGERADOR EM VEÍCULOS HÍBRIDOS”

**Ademir Gonçalo Ferreira Júnior**

Aluno Graduação Eng. Mecânica UFMG

**José Eduardo Mautone Barros**

Professor Adjunto DEMEC-UFMG

Copyright © 2009 SAE International

## Resumo

O presente estudo visa apresentar uma proposta para utilização da energia dos gases de escape de um motor de combustão interna para geração de energia elétrica para um veículo híbrido. A recuperação da energia se dará por meio de turbogerador acoplado ao escapamento. Será analisado o montante de energia que pode ser recuperado e as possíveis implicações no rendimento do motor de combustão. Foi feita a modelagem do MCI. Foi testada a viabilidade energética da montagem, verificando-se redução do consumo de combustível, emissões e quantidade de baterias.

## 2 Embasamento teórico

### 2.1 Introdução

A partir de uma da idéia de se aproveitar a energia contida nos gases de escape de motores a combustão

## 1 Objetivos

O presente trabalho visa estabelecer uma comparação entre os sistemas moto-propulsores híbridos atuais e o proposto. Fazer o levantamento da energia disponível nos gases de escape do MCI, determinação da potência no eixo da turbina e possível queda no desempenho do motor. Também se pretende verificar a eficiência e viabilidade da proposta;

interna, pensou-se em uma forma de fazê-lo por meio da adoção de um turbogerador acoplado ao escapamento, de forma que a energia elétrica recuperada possa ser armazenada em um banco de baterias e utilizada para locomoção de um veículo de concepção híbrida. O presente trabalho tem como

1

The Engineering Meetings Board has approved this paper for publication. It has successfully completed SAE's peer review process under the supervision of the session organizer. This process requires a minimum of three (3) reviews by industry experts.

All rights reserved. No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system, or transmitted, in any form or by any means, electronic, mechanical, photocopying, recording, or otherwise, without the prior written permission of SAE.

ISSN 0148-7191

Positions and opinions advanced in this paper are those of the author(s) and not necessarily those of SAE. The author is solely responsible for the content of the paper.

**SAE Customer Service:** Tel: 877-606-7323 (inside USA and Canada)

Tel: 724-776-4970 (outside USA)

Fax: 724-776-0790

Email: [CustomerService@sae.org](mailto:CustomerService@sae.org)

**SAE Web Address:** <http://www.sae.org>

Printed in USA

**SAE International**<sup>™</sup>

objetivo desenvolver a metodologia e testar a viabilidade desta proposta.

## 2.2 Veículo objeto do estudo

O veículo escolhido para a investigação foi o Honda Insight, com caixa de marchas manuais de 5 velocidades, com configuração do sistema propulsor híbrido tipo *paralelo*. A razão da escolha se baseia no fato que este sistema se assemelha mais ao sistema dos veículos convencionais e o modelo em questão possui maior quantidade de dados e ensaios publicados, o que tornará mais confiável a validação da simulação. O diagrama esquemático do sistema moto-propulsor do Honda Insight pode ser visto na Figura 2.1 e seus dados na Tabela 2.1.

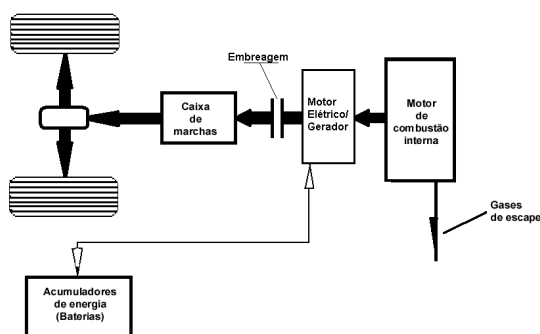


Figura 2.1 - Configuração do sistema moto-propulsor do Honda Insight

A adaptação da proposta, mostrando a disposição dos componentes e como se dará o fluxo da energia está mostrada na Figura 2.2.

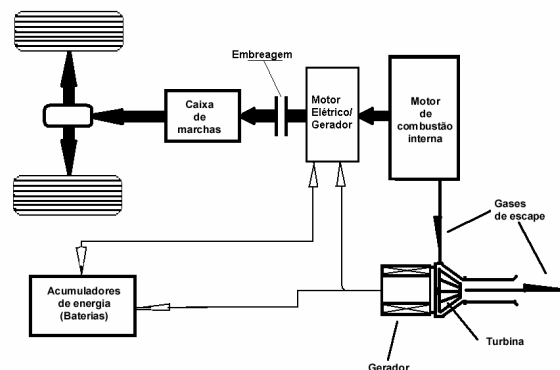


Figura 2.2-Configuração do sistema moto-propulsor proposto

Tabela 2.1- Dados Honda Insight

<b>Motor Combustão:</b>	
Cilindrada	995 cm <sup>3</sup>
cilindros	3
Torque (4800rpm)	90 Nm
Potência SAE (5700rpm)	50 kW (67HP)
<b>Motor Elétrico: imã permanente, brushless</b>	
potência	10 kW
<b>Potência do grupo com assistência elétrica</b>	
Torque @ 2000rpm	123 Nm
Potência SAE @ 5700rpm	54 kW
<b>Energia:</b>	
Pack de baterias	20 Kg (KELLY, 2001)
tensão	144 V (120 x 1,2V NiMH)
Capacidade	6.5 Ah
<b>Consumo</b>	
EPA Cidade	25.9 km/litro
EPA Estrada	29.8 km/litro
<b>Emissões</b>	
CO2	80 g/km

fonte: PIRIE, 2003

As baterias deste veículo, por não ser 100% elétrico, são de tamanho reduzido como pode-se ver na Figura 2.3. São 120 células tamanho D de Níquel-Metal Hidreto,

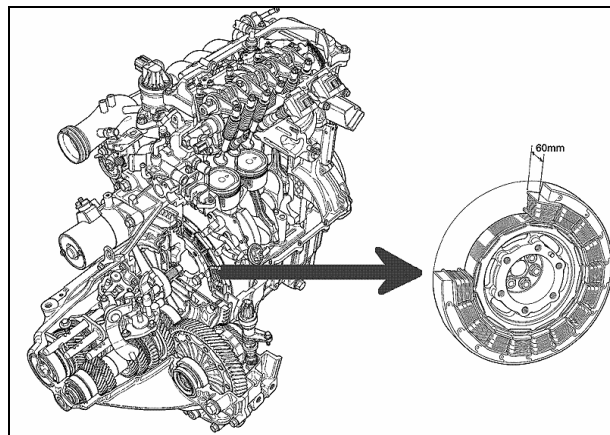
totalizando 144 Volts, 6,5Ah de capacidade de descarga e capacidade energética igual a 0.936kWh. Resultam em 20kg adicionais à massa do veículo.



**Figura 2.3 - Pack de baterias do Honda.**  
**Fonte: KELLY (2001)**

Segundo SIQUEIRA (2008), o custo relativo do kWh de um pack de baterias comercial para veículos híbridos é de \$1,59 USD. Desta forma o custo de aquisição do pack de baterias do Honda Insight pode ser estimado em \$1488 USD.

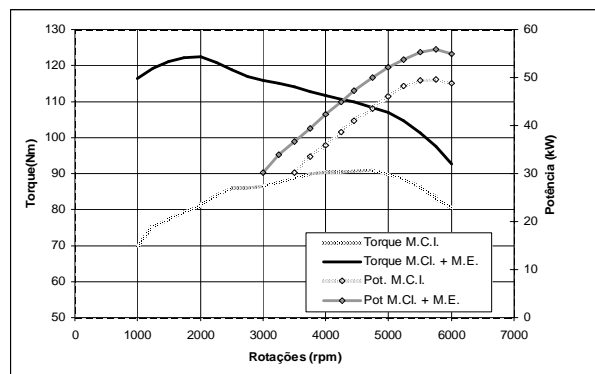
As baterias acionam um motor elétrico de 10kW, de 60mm de espessura, sem escovas, de ímã permanente. A tecnologia nomeada de “integrated motor assist” (IMA), consiste em instalar este motor no eixo virabrequim do veículo, entre o motor de combustão e caixa de marchas, onde fornecerá torque adicional durante as acelerações do veículo e atuará como gerador elétrico para a recarga das baterias durante as desacelerações. Na Figura 2.4 pode-se ver a localização do motor elétrico no conjunto motopropulsor do veículo.



**Figura 2.4 – Localização do motor elétrico no conjunto motopropulsor do veículo.**  
**Fonte: Adaptado de PIRIE, 2003**

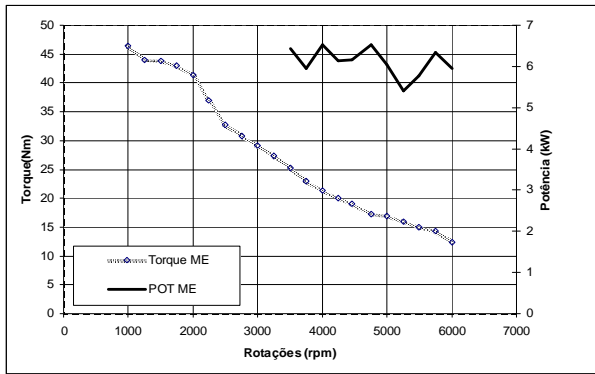
Segundo KELLY (2001), o IMA também é utilizado para realizar as partidas do MCI e agir como amortecedor para o motor de combustão que possui apenas 3 cilindros, quando este estiver em marcha lenta. Para isso é aplicado um torque reverso ao virabrequim.

As curvas de desempenho do motor foram obtidas de KELLY (2001), e podem ser visualizadas no gráfico da Figura 2.5



**Figura 2.5 - Curvas de desempenho do conjunto motopropulsor do Honda Insight.**  
**Fonte: KELLY (2001)**

As curvas para o motor elétrico podem ser vistas na Figura 2.6.



**Figura 2.6 - Curvas de desempenho nominal para o motor elétrico**

Para o sistema proposto neste trabalho, será adicionada a ação do turbogerador, que estará fornecendo energia sempre que existir fluxo no duto de escapamento suficiente para movimentar a turbina. A estratégia do veículo com adoção do sistema pode ser vista na Tabela 2.2.

**Tabela 2.2 - Estratégia proposta com adoção do sistema**

		Cruzeiro	Aceleração	Desaceleração	imóvel
<b>Bateria Carregada</b>	<i>Motor Elétrico</i>	Gerando somente para acessórios	Auxilia na Propulsão	-	-
	<i>Motor Combust.</i>	Propulsão	Propulsão	corte	-
	<i>Turbogerador</i>	Gerando	Gerando	-	-
<b>Bateria c/ pouca carga</b>	<i>Motor Elétrico</i>	Gerando	Auxilia só com borboleta toda aberta.	Gerando (freio regen.)	-
	<i>Motor Combust.</i>	Propulsão	Propulsão	corte	-
	<i>Turbogerador</i>	Gerando	Gerando	-	-

\*com carga baixa nas baterias, o MCI é acionado para gerar energia

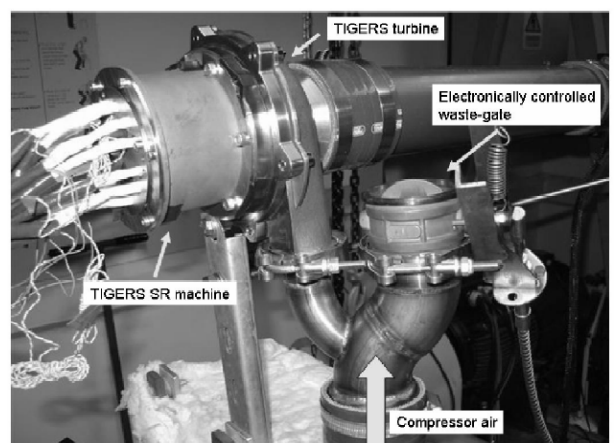
De acordo com os resultados obtidos por KELLY (2001), com baterias a meia carga, o Honda Insight as recarrega a uma potência constante de 3.8 kW utilizando-se da energia do MCI. Obviamente tal carga imposta ao MCI deverá ser considerada na simulação.

Ainda Segundo KELLY, em frenagens a regeneração pode alcançar 8kW. O motor de combustão somente é desligado em desacelerações a baixa velocidade (20km/h).

### 2.3 O turbogerador

A proposta de recuperação de energia se dará por meio de uma turbina que será acionada pelos gases de escape no MCI.

A potência obtida no eixo da turbina será aproveitada para movimentar um gerador elétrico. Tal gerador deve ser especialmente projetado para se trabalhar em altas rotações e altas temperaturas em virtude deste estar em contato com o escapamento do veículo (MICHON, 2005). No trabalho de MICHON (2005) a energia recuperada seria usada para alimentação dos sistemas elétricos do veículo em substituição ao alternador. O motor utilizado nos ensaios possuía deslocamento igual a 2000 cm<sup>3</sup>, possibilitando obter até 6kW de potência no eixo da turbina. A montagem pode ser vista na Figura 2.7.



**Figura 2.7 - Bancada de teste de turbogerador**  
Fonte: MICHON (2005)

No presente trabalho, pesa o fato do motor do Honda Insight ser de baixa cilindrada, uma tendência importante da indústria automobilística, que exige atenção à faixa operacional da turbina escolhida. O

esquema para o turbogerador pode ser visto na Figura 2.8:

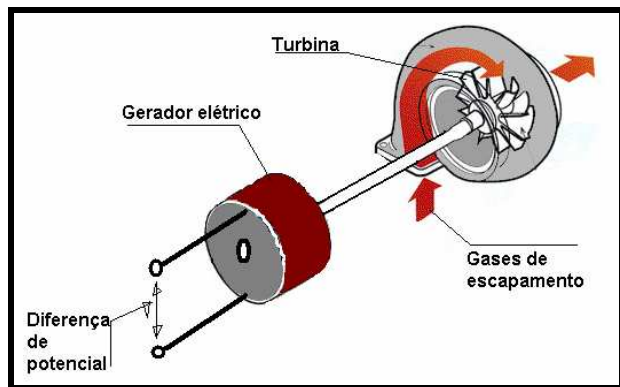


Figura 2.8 – Turbogenerador adaptado de: Wikipedia

As características operacionais de uma turbina são descritas através de um mapa de fluxo. Sua abscissa é a vazão mássica e a ordenada ( $P_{in}/P_{out}$ ) é o inverso da razão de expansão sendo  $P_{in}$  a pressão na admissão da turbina e  $P_{out}$  a pressão na sua saída (FILHO, 2003).

A turbina que será utilizada neste estudo é a Garret GT-12. O mapa representativo obtido por FILHO (2003) pode ser visto na Figura 2.9.

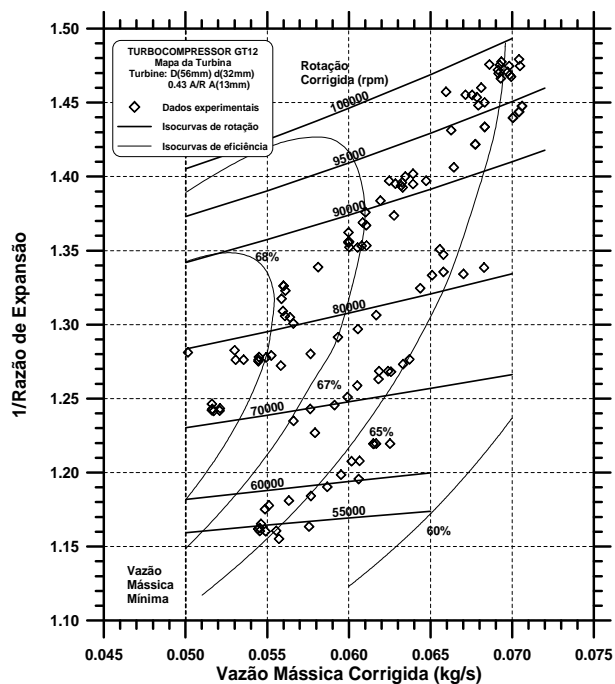


Figura 2.9 - mapa da turbina GT12. Fonte: FILHO (2003)

Serão adotadas a rotação e a vazão mássica corrigidas.

A rotação corrigida,  $N_c$ :

$$N_c = N \left( \frac{T_{STP}}{T_{in}} \right)^{1/2} \quad (2.1)$$

A vazão mássica corrigida,  $m_c$ :

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m} \left( \frac{T_{in}}{T_{STP}} \right)^{1/2}}{\left( \frac{P_{in}}{P_{STP}} \right)} \quad (2.2)$$

Onde,  $T_{STP}$  e  $P_{STP}$  são a temperatura e a pressão atmosférica padrão ISA, cujos valores são 288,15 K e 101325 Pa, respectivamente.

Segundo FILHO (2003), a determinação do ponto de operação da turbina pode ser obtido a partir do modelo descrito a seguir:

$$Y = A + BN + CN^2 + DM + EM^2 + FN M + GN^2 M^2 \quad (2.3)$$

Onde  $M$  e  $N$  representam respectivamente a vazão mássica corrigida e a rotação corrigida,  $Y$  representa, no escopo deste trabalho, o inverso da razão de expansão ( $P_{in}/P_{out}$ ) ou a eficiência da turbina ( $\eta_i$ ), de acordo com os valores atribuídos aos coeficientes  $A, B, C, D, E, F, G$ , a seguir:

Para a eficiência ( $\eta_i$ ):

$$\begin{aligned} A &= 7.4961E+01 \\ B &= -5.8811E-05 \\ C &= -3.3057E-09 \\ D &= -8.2166E+01 \\ E &= -8.8659E+03 \\ F &= 1.1904E-02 \\ G &= -1.0762E-07 \end{aligned}$$

Para  $P_{in}/P_{out}$ , inverso da razão de expansão:

$$\begin{aligned} A &= 9.0851E-01 \\ B &= 2.7197E-06 \\ C &= 1.1555E-11 \\ D &= 2.8377E+00 \\ E &= -2.1781E+01 \\ F &= -2.2371E-05 \\ G &= 5.3471E-09 \end{aligned}$$

Se as temperaturas e pressões à entrada e saída da turbina puderem ser relacionadas como:

$$\frac{T_{out}}{T_{in}} = \left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{\eta_i(\gamma-1)}{\gamma}} \therefore T_{out} = T_{in} \times \left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{\eta_i(\gamma-1)}{\gamma}} \quad (2.4)$$

Onde  $\gamma$  = é a razão de calores específicos,  $C_p/C_v$ .

A energia que pode ser recuperada pela turbina e transformada em potência de eixo pode ser obtida então pela multiplicação do fluxo de energia contida nos gases de escape pela eficiência da turbina:

Energia interna dos gases de escape:

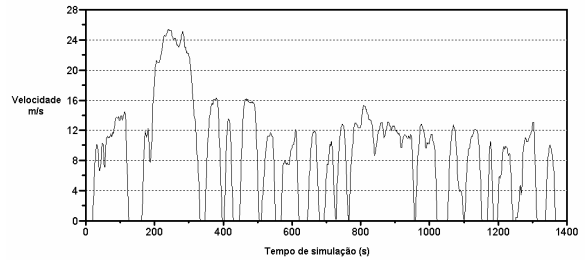
$$H_{ex} = \dot{m} \cdot c_v \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (2.5)$$

Potencia do eixo:

$$P_{eixo} = H_{ex} \cdot \eta_i \quad (2.6)$$

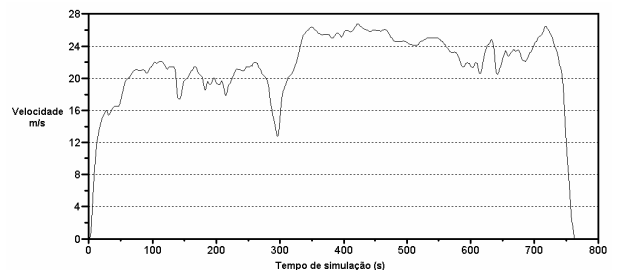
## 2.4 Ciclo padrão para simulação

Para se obter dados para modelagem da turbina e do motor de combustão, será necessário modelar e simular o veículo. Para tanto sugere-se a utilização de ciclos padrão de teste. O ciclo EPA-LA4, que representa as condições de rodagem em um centro urbano pode ser visto na Figura 2.10. Trata-se do ciclo reduzido, considerado suficiente para a situação.



**Figura 2.10 - Ciclo urbano padrão de teste para veículos leves.**  
Fonte: EPA

O perfil do ciclo para teste em auto-estrada pode ser visto a seguir na Figura 2.11:



**Figura 2.11 - Ciclo de teste em auto-estradas.**  
Fonte: EPA

O algoritmo de simulação irá impor as velocidades do ciclo ao modelo do veículo. Também fará as comutações da relação de transmissão conforme necessário. Para tanto, serão consideradas as velocidades de troca de marchas conforme descrito na norma de ensaio de emissões, NBR-6601, como visto na Tabela 2.3.

**Tabela 2.3 - Velocidades normalizadas de troca de marchas conforme NBR-6601.**

	Troca da relação de transmissão				
	1ª. para 2ª.	2ª. para 3ª.	3ª. para 4ª.	4ª. Para 5ª.	
Velocidade de troca (km/h)	25	40	65	72	

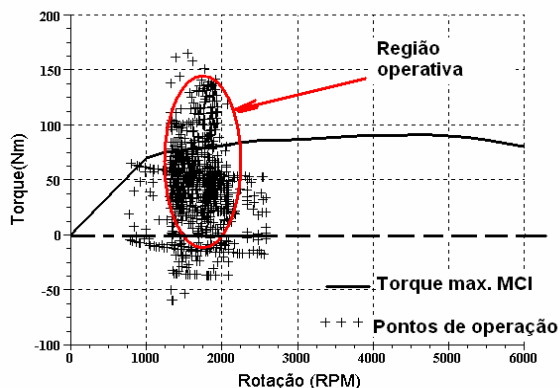
Fonte: ABNT NBR 6601:2004

Com isso, de acordo com GILLESPIE (1992), pode-se obter o torque requerido no eixo do motor em função das resistências ao movimento.

### 3 Metodologia

#### 3.1 Resistências ao movimento e torque requerido

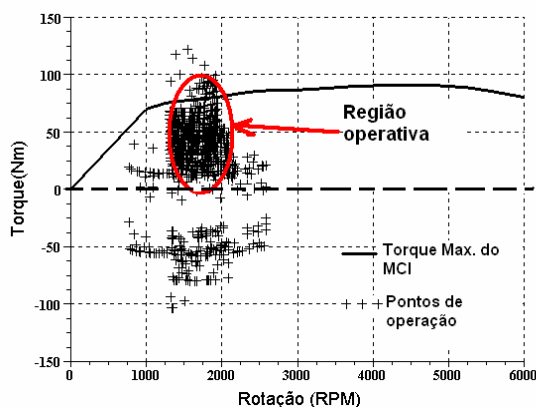
As velocidades do perfil EPA-LA4 serão impostas ao modelo, obtendo-se a carga a que o motor estará submetido. Na Figura 3.1 pode-se ver o torque requerido ao eixo do MCI devido ao ciclo. A distribuição de pontos representa o mapa de utilização do MCI sem o auxílio elétrico. Nota-se a região destacada onde se concentra a operação do MCI.



**Figura 3.1 - Distribuição de pontos de operação**

para fins de simulação, considerou-se que somente em acelerações acima de  $0,5m.s^{-2}$  o motor elétrico atuará, e será deduzido do torque requerido ao MCI a parcela correspondente à tração elétrica.

Ao considerar a condição acima na simulação do ciclo EPA urbano, tem-se o novo mapa de utilização do MCI, agora com auxílio da tração elétrica como visto a seguir na Figura 3.2:



**Figura 3.2 – Nova distribuição de pontos de operação com auxílio elétrico**

Os valores de torque negativos representam desacelerações onde existe energia cinética disponível para se recarregar a bateria. Uma vez que a simulação pressupõe bateria a meia carga, os valores de torque

negativos serão considerados como regeneração de energia para contabilização da eficiência do veículo ao final da simulação.

Existem alguns pontos acima da curva de torque máximo do MCI. Acredita-se que seja fruto de ruídos devido ao método de determinação da carga devido a aceleração, esta obtida por derivação numérica de primeira ordem da velocidade.

Para efeitos de modelagem do veículo, sabe-se que é necessário que o motor atinja cargas altas para que a turbina opere em sua faixa operativa de maior eficiência. Portanto, o auxílio do motor elétrico existirá apenas quando a carga imposta pelo ciclo atingir valores acima de 90% do torque máximo do motor para uma dada rotação.

### 3.2 Modelagem do motor de combustão interna

Será feita a modelagem algébrica do ciclo não ideal para um motor de combustão por ignição por centelha, proposta por BARROS (2003). Tal modelagem fornece resultados interessantes como visto na Figura 3.3.

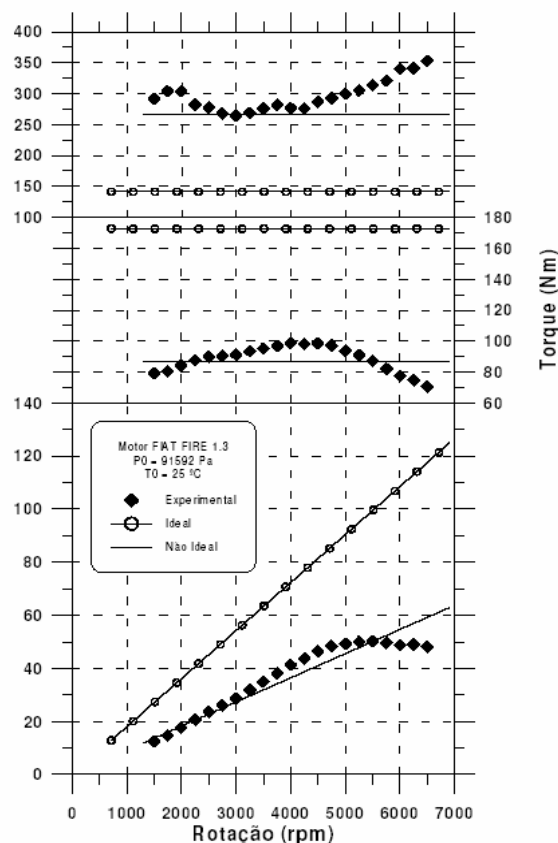


Figura 3.3 - Resultado do modelo algébrico para o motor FIAT FIRE 1.3  
Fonte: (BARROS, 2003)

Ainda que as representações gráficas dos resultados de desempenho obtidos da modelagem sejam retas, fruto da simplificação do método, serão um referencial valioso para o mapeamento da operação do motor em cargas parciais.

O análise do ciclo ideal de um motor de combustão é obtida quando todas as eficiências associadas aos processos de transformação do motor são consideradas unitárias. Ao se estabelecer valores menores que a unidade a estas eficiências, estabelece-se a análise de um ciclo não ideal, que será por sua vez considerado o ciclo indicado de um motor quando as eficiências consideradas corresponderem ao motor em questão.

BARROS (2003) demonstra em seu trabalho o sistema de equações algébricas que modelam as curvas de desempenho do motor.



Trabalho realizado por unidade de massa:

$$\frac{W}{M} = \eta_m (c_{v,c} \tau_c \tau_{ad} T_0 (\tau_b - 1) - c_{v,b} \tau_{ad} T_0 (\tau_e \tau_b \tau_c - 1) - (\pi_{ex} \pi_{bo} \pi_e \pi_b \pi_c \pi_{ad} - 1) R_c T_0) \quad (3.1)$$

Onde os índices  $ex, ad, b, c, e$  significam respectivamente: Exaustão, admissão, combustão, compressão, expansão.  $\tau$  refere-se a razões de temperatura e  $\pi$  a razões de pressão entre o final e o início do tempo-motor referido.

A massa de mistura admitida no ciclo:

$$M = V_d \frac{\pi_{ad} P_0}{R_c \tau_{ad} T_0} \quad (3.2)$$

A vazão mássica de mistura (kg/s para N em revoluções por segundo):

$$\dot{m} = \frac{M \times N_{cil} \times N}{2} \quad (3.3)$$

O consumo de combustível:

$$C_f = f \dot{m} \quad (3.4)$$

Onde  $f$  é a razão combustível/ar.

O torque efetivo:

$$\tau_{ef} = M \frac{W}{M} \frac{N_{cil}}{4\pi} \quad (3.5)$$

e potência efetiva:

$$P_{ef} = \tau_{ef} 2\pi N \quad (3.6)$$

Ainda, os parâmetros dos gases de escape podem ser obtidos:

Temperatura de saída pode ser obtida multiplicando-se a temperatura de admissão da mistura ( $T_0$ ) pelas razões de temperatura do motor:

$$T_E = T_0 \times \tau_e \times \tau_b \times \tau_c \times \tau_{bo} \quad (3.7)$$

Analogamente, a pressão de exaustão será:

$$P_E = P_0 \times \pi_e \times \pi_b \times \pi_c \quad (3.8)$$

Cargas parciais podem ser simuladas pela adoção de um fator de carga. Este fator de carga trata-se da razão entre o torque máximo do motor para a rotação de interesse, obtido diretamente da curva de torque máximo do motor e o torque requerido no momento. A razão de pressão de admissão ( $\pi_{ad}$ ) será o rendimento volumétrico do motor multiplicado pelo fator de carga, conforme Equação 3.9:

$$\pi_{ad} = \eta_v \times \frac{T_r}{T_{max}} \quad (3.9)$$

Implementando-se o equacionamento acima no algoritmo de simulação, pode-se obter os parâmetros dos gases de escape e consumo de combustível para cada ponto de operação do motor. Os resultados de consumo em cada iteração do programa serão armazenados em uma matriz e ao final da simulação a soma dos seus elementos resultará no consumo do veículo durante o ciclo.

A título de validação da modelagem do motor e do veículo, serão simulados dois veículos convencionais. O veículo-1 será o FIAT Palio ELX 1.0 16V modelo 2001, enquanto o veículo-2 será o Chevrolet Celta Energy 1.4 modelo 2004. As fichas técnicas para os veículos 1 e 2 podem ser vistas respectivamente na Tabela 4.4 e na Tabela 4.5. Os resultados de consumo de combustível obtidos na simulação serão confrontados com o informado pelo fabricante.

**Tabela 4.4 - Ficha técnica do Palio ELX 1.0 16V 2001**

<b>Palio ELX 1.0 16V 2001</b>	
<b>Motor</b>	
<b>Combustão:</b>	
Cilindrada	999.1 cm <sup>3</sup>
cilindros	4
Taxa de compressão	10.2:1
Torque (4000rpm)	94 Nm
Potência SAE (5750rpm)	52.2 kW (70HP)
<b>Transmissão</b>	
Relações de marcha	
1	4.27
2	2.24
3	1.52
4	1.16
5	0.84
diferencial	4.36
<b>Consumo</b>	
Cidade	13 km/litro
Estrada	17.4 km/litro

Fonte: <http://www2.uol.com.br/bestcars/>

**Tabela 4.5 – Ficha técnica do Celta Energy 1.4 2004**

<b>Celta Energy 1.4 2004</b>	
<b>Motor</b>	
<b>Combustão:</b>	
Cilindrada	1389 cm <sup>3</sup>
cilindros	4
Taxa de compressão	9.8:1
Torque (3000rpm)	115.6 Nm
Potência SAE (5800rpm)	63.4 kW (85HP)
<b>Transmissão</b>	
Relações de marcha	
1	3.73
2	2.14
3	1.41
4	1.12
5	0.89
diferencial	3.94
<b>Consumo</b>	
Cidade	11.7 km/litro
Estrada	15.9 km/litro

Fonte: <http://www2.uol.com.br/bestcars/>

### 3.3 Modelagem do turbogerador

A partir da razão de expansão na turbina ( $P_{out}/P_{in}$ ) e da vazão mássica corrigida, pode-se obter a eficiência da turbina. Aplicando-se o modelo da turbina, com os coeficientes adequados à obtenção da eficiência e o valor da vazão mássica corrigida, obtém-se uma equação de segundo grau em  $N$ , da qual as raízes fornecem dois valores para a velocidade corrigida da turbina, onde um será descartado. O valor descartado será aquele que se ao confrontar com o mapa da turbina não for coerente com o ponto de operação correspondente.

De posse da razão de expansão e da temperatura de saída dos gases de combustão, aplica-se as equações 2.4, 2.5 e 2.6, obtendo-se a potência no eixo da turbina.

A adoção da turbina no escapamento representa uma carga, que aumenta o trabalho de bombeamento do motor, reduzindo seu desempenho. Faz-se necessário observar e confrontar o montante de energia recuperada com as perdas inerentes ao novo sistema, a fim de avaliar a viabilidade da proposta. Segundo comunicação com BARROS, uma vez que não há dados experimentais, deve-se considerar em primeira análise um aumento de 5 centésimos na razão de pressões de “Blow-out” original devido à obstrução. Valores de razão de “Blow-out” maiores que o adotado podem significar na prática, problemas com expulsão dos gases de escape.

Para fins de simulação, a energia recuperada pode ser interpretada como uma economia da capacidade nominal do banco de baterias, que se refletirá em remoção de peso, ganho de espaço e redução de custo deste componente.

$$Q_{rec} = P_{eixo} \cdot t / 3600 \text{ [kWh]} \quad (3.10)$$

Onde:

$Q_{rec}$  = Energia disponível para recuperação em kWh

$P_{eixo}$  = Potência disponível no eixo da turbina em kWh

$t$  = Tempo de simulação em segundos

Pode-se obter a eficiência global do veículo considerando as fontes de energia como a energia total contida no combustível admitido e a energia proveniente de frenagem regenerativa. A energia útil que pode ser obtida do MCI está dividida entre o movimento do veículo, energia para recarga da bateria e energia recuperada pelo turbogerador. Desta forma tem-se que, para o veículo original, a eficiência global pode ser dada por:

$$e = \frac{E_{mov} + E_{rec} + E_{reg}}{E_{\Delta h}} \quad (3.11)$$

onde:

$E_{reg}$  = Energia recuperada devido à frenagem regenerativa

$E_{rec}$  = Energia recuperada pelo MCI

$E_{mov}$  = Energia para vencer as resistências ao movimento do veículo

$E_{\Delta h}$  = Energia do combustível admitido

Para o veículo dotado de turbogerador:

$$e = \frac{E_{mov} + E_{rec} + E_{fr} + E_{tg}}{E_{\Delta h}} \quad (3.12)$$

Onde  $E_{tg}$  = energia recuperada pelo turbogerador

A carga da bateria por frenagem regenerativa será considerada de eficiência unitária e a energia recuperada será contabilizada da seguinte forma:

Se o torque requerido ao motor for negativo, então:

$$E_{reg} = -Tr \cdot N \quad (3.14)$$

Onde:

$Tr$  = Torque em Nm

$N$  = rotação do motor em rad/s

Caso a desaceleração atinja valores menores que  $-0,5m*s^{-2}$ , A taxa de regeneração de energia na frenagem será feita a um valor fixo em 8000W, conforme KELLY (2001).

## 4 Resultados

### 4.1 Validação da modelagem do motor de combustão interna

Aplicando os dados conhecidos do motor do Honda Insight, foi feita a simulação do motor, procedendo-se o ajuste dos demais parâmetros a fim de obter a curva de torque gerada pelo modelo o mais próxima da curva real informada pelo fabricante dentro da faixa de rotações de interesse, entre 1000RPM e 6000 RPM. Para tal, foi feito o ajuste em torno de valores coerentes. Os parâmetros ajustados foram:

$$\eta_b = 0.85 ; \text{ eficiência de queima}$$

$$\xi_{bo} = 2.2 \text{ Razão de pressão no "blow-out"}$$

$$\eta_{bo} = 0.2 ; \text{ Eficiência de "Blow-out"}$$

$$e_c = 0.90 ; \text{ eficiência de compressão}$$

$$\tau_{ad} = 1 ; \text{ Razão de temperaturas na admissão}$$

$$\eta_v = 0.90 ; \text{ rendimento volumétrico}$$

$$e_e = 0.9 ; \text{ eficiência de expansão}$$

$$\tau_{ex} = 1 ; \text{ Razão de temperaturas na exaustão}$$

$$\pi_{ex} = 1.2 ; \text{ Razão de pressões na exaustão}$$

$$\xi_{ex} = \pi_{ex} = 1.2 ; \text{ fração de pressões na exaustão}$$

$$\eta_m = 0.8 ; \text{ Rendimento mecânico}$$

A curva de torque obtida bem como a temperatura dos gases e pressão de exaustão para carga máxima do motor foram considerados coerentes e podem ser vistos a seguir.

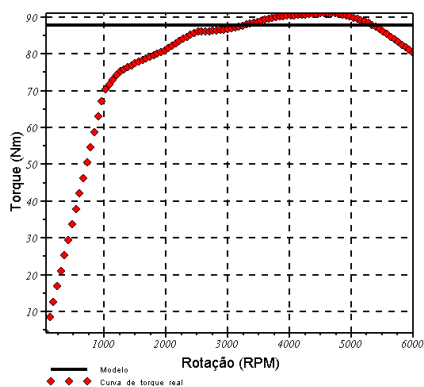


Figura 4.1 - Torque máximo do motor

A temperatura de exaustão resultou em valor constante de 889,5°C, como pode ser visto na Figura 5.2. A pressão de exaustão (Figura 5.3) também resultou constante, no valor de 0.449MPa.

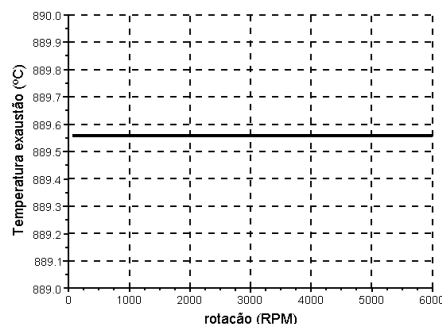


Figura 4.2 - Temperatura de exaustão a plena carga

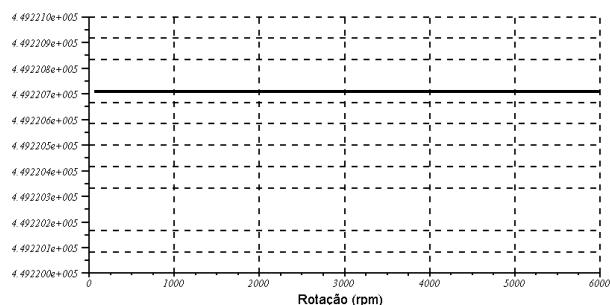


Figura 4.3 - Pressão de exaustão (Pa)

Para efeito de validação do modelo do veículo, foram simulados os veículos convencionais 1 e 2, respectivamente FIAT Palio 1.0 ELX e Chevrolet Celta 1.4 Energy, sem o auxílio do motor elétrico a fim de comparar o consumo obtido na simulação com o consumo informado pelo fabricante. Os resultados de consumo para a simulação do veículo-1 podem ser vistos na Tabela 5.1 e do veículo-2 na Tabela 5.2. O quadro comparativo pode ser visto na tabela 5.3.

Ressalta-se que o ensaio EPA pressupõe pista plana, porém fez-se o ajuste do consumo pela alteração do ângulo de inclinação da pista. Foi ajustado um acive de 2 graus.

**Tabela 4.1 - Resultados de consumo para o veículo 1 - FIAT Palio 1.0 ELX**

```

=====
VEICULO-1
=====
VEICULO SIMULADO      data_palio_fire_1.0_16v.sce
-----
massa 950.00 kg  area frontal 2.18 m2  Cf.Arrasto 0.35
MOTOR
deslocamento 1000.00 cm3  Num.Cilindros 4  Rz.Comp 11.80
-----
PERFIL DE VELOCIDADE UTILIZADO      EPA_urbano.txt
-----
AUXILIO DO MOTOR ELETRICO(MEDIA)    0.00 kW
-----
CONSUMO                              13.06 km/1
-----
PERFIL DE VELOCIDADE UTILIZADO      EPA_estrada.txt
-----
AUXILIO DO MOTOR ELETRICO(MEDIA)    0.00 kW
-----
CONSUMO                              13.76 km/1
=====

```

**Tabela 4.2 - Resultados da simulação: consumo para o veículo 2- Cevrolet Celta 1.4 Energy**

```

=====
VEICULO-2
=====
VEICULO SIMULADO      data_Celta_energy_1.4.sce
-----
massa 870.00 kg  area frontal 2.27 m2  Cf.Arrasto 0.31
MOTOR
deslocamento 1389.00 cm3  Num.Cilindros 4  Rz.Comp 9.80
-----
PERFIL DE VELOCIDADE UTILIZADO      EPA_urbano.txt
-----
AUXILIO DO MOTOR ELETRICO(MEDIA)    0.00 kW
-----
CONSUMO                              14.73 km/1
-----
PERFIL DE VELOCIDADE UTILIZADO      EPA_estrada.txt
-----
AUXILIO DO MOTOR ELETRICO(MEDIA)    0.00 kW
-----
CONSUMO                              15.19 km/1
=====

```

**Tabela 4.3 - Resultados da simulação de consumo: quadro comparativo**

	Dados de consumo (km/L)			Dados de consumo(km/L)		
	informado	simulado	variação (%)	informado	simulado	variação
	Veiculo 1 - Palio ELX 1.0 16V			Veiculo 2 - Celta Energy 1.4		
Cidade	13.0	13.06	0.5	11.7	14.73	25.9
Estrada	17.4	13.76	-20.9	15.9	15.19	-4.5

Considerou-se aceitável a variação da ordem de 20% na comparação dos dados de consumo de combustível fornecidos pelo fabricante, uma vez que as condições de ensaio são determinantes para este resultado. Da mesma forma foi registrada uma grande variação para o veículo-2 no ciclo EPA correspondente à condição de

cidade, porém o fato é justificável, pois o modelo não contempla na simulação as condições de enriquecimento de mistura ou escorregamento da embreagem, situações que ocorrem com maior frequência justamente nos ciclos de muitas paradas, como é o caso do EPA-LA4. A partir daí as demais simulações para o Honda Insight ocorrerão sob a mesma condição.

Foi aplicada à simulação do veículo no ciclo de teste, a modelagem algébrica de ciclo não ideal do MCI. O objetivo é obter como saída o consumo de combustível, a pressão e a temperatura dos gases de escape.

O auxílio do motor elétrico foi ajustado conforme a metodologia e os resultados de consumo são os que se seguem.

**Tabela 4.4 - Resultados da simulação para Consumo: Honda Insight**

```

=====
VEICULO SIMULADO      data_honda_insight.sce
-----
massa 834.00 kg  area frontal 1.90 m2  Cf.Arrasto 0.25
MOTOR
deslocamento 995.00 cm3  Num.Cilindros 3  Rz.Comp 10.80
-----
PERFIL DE VELOCIDADE UTILIZADO      EPA_urbano.txt
-----
AUXILIO DO MOTOR ELETRICO(MEDIA)    2.88 kW
-----
CONSUMO                              18.68 km/1
-----
PERFIL DE VELOCIDADE UTILIZADO      EPA_estrada.txt
-----
AUXILIO DO MOTOR ELETRICO(MEDIA)    7.15 kW
-----
CONSUMO                              23.02 km/1
=====

```

Os resultados mostram consumos maiores que o esperado, porém deve-se atentar que o veículo está sendo modelado em situação de baterias a meia-carga, logo há um maior consumo de combustível devido à recarga destas.

Acredita-se que desta forma o programa está apto para contabilizar a economia de combustível esperada, bem como fornecer os parâmetros adequados para a simulação da turbina.

## 4.2 Implementação do modelo da turbina

Aplicou-se ao modelo da turbina a variação discreta de vazão mássica e pressão de exaustão coerentes ao tamanho do motor de combustão, a fim de verificar a consistência do modelo. A partir daí verificou-se a disponibilidade de potência no eixo da turbina como pode ser visto na Figura 5.4.

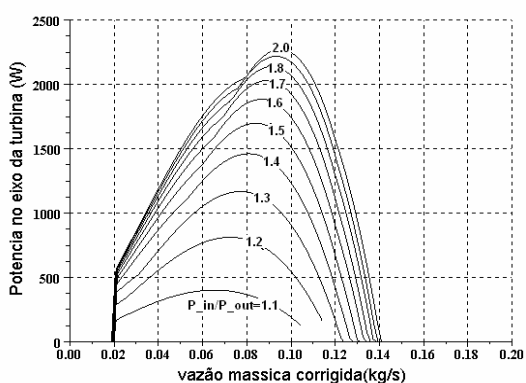


Figura 4.4 - Potência disponível no eixo da turbina de acordo com o modelo

Verifica-se o colapso das curvas em vazões acima de 0.14kg/s, evidenciando o limite de operação da turbina. Esta informação foi julgada coerente pois esta vazão mássica é imediatamente inferior aos 0.1532 kg/s informados por FILHO (2003) para a vazão máxima de motores 1.6 litros sobrealimentados, indicando que a turbina GT-12 é dimensionada para motores menores.

## 4.3 Integração dos modelos

Foi adicionado ao modelo do MCI o modelo da turbina. Os dados de entrada para o modelo da turbina são: A vazão mássica, a pressão e temperatura de exaustão do MCI. De acordo com a metodologia, a energia recuperada foi registrada para todo o período da simulação.

## 4.3.1 Resultados para simulação do ciclo urbano

Além do registro gráfico da vazão mássica, pontos de operação da turbina, potencia no eixo da turbina e energia recuperada, os principais resultados obtidos para simulação de ciclo urbano foram:

- consumo de combustível
- emissões de CO<sub>2</sub>
- energia recuperada no ciclo
- eficiência global original
- eficiência global obtida

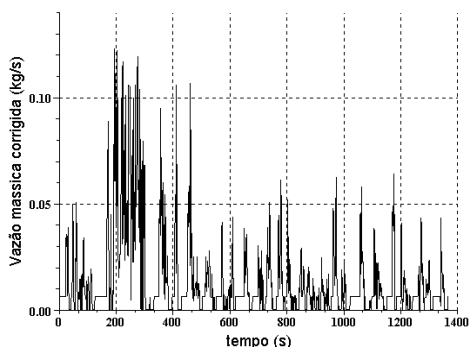
Estes podem ser vistos no relatório exibido na Tabela 5.6

Tabela 4.5 - Resultados: Simulação em ciclo urbano

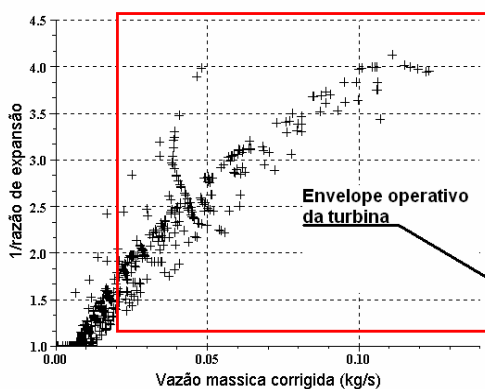
VEICULO SIMULADO data_honda_insight.sce	
massa 834.00 kg	area frontal 1.90 m2 Cf.Arrasto 0.25
MOTOR	
deslocamento 995 cm3	Num.Cilindros 3 Rz.Comp 10.80
PERFIL DE VELOCIDADE UTILIZADO EPA_urbano.txt	
Distancia percorrida	11.99 km
AUXILIO DO MOTOR ELETRICO(MEDIA) 2.88 kW	
POTÊNCIA NO EIXO DA TURBINA(MEDIA)	0.38 kW
CONSUMO COMBUSTIVEL 18.68 km/l	
EMISSIONES - CO2	108.15 g/km
CONSUMO ELETRICO	0.09 kWh/km
ENERGIA RECUPERADA NO CICLO	
Veiculo original	0.42 kWh
Veiculo com o turbogerador	0.56 kWh
Eficiencia global original	0.38
Eficiencia global obtida	0.41
Novo indice de consumo	20.62 km/l
emissoes correspondentes- CO2	97.98 g/km
Custo por km rodado original	0.0327 USD
Novo custo por km rodado	0.0303 USD
Economia por km	0.0024 USD
BATERIAS:	
Tensao do pack	144.00 V
Capacidade	6.50 Ah
Peso do pack	20.00 kg
Densidade de energia	46.80 Wh/kg
Relação descarga/carga original	2.62
Relação descarga/carga com turbogerador	1.94
Redução percentual uso da bat.	25.93
Capacidade do novo Pack	4.81 Ah
Peso do novo pack	14.81 kg
Custo estimado do pack orig.	1488.24 USD
Custo estimado do novo pack.	1102.36 USD

Nota-se a assistência média do motor elétrico equivale a 2.88kW, portanto abaixo da faixa de potência máxima declarada de 10kW. Também percebe-se que devido à intermitência do funcionamento da turbina, a potência média no eixo é cerca de 380W.

Percebe-se a redução do consumo de combustível e nível de emissões de CO<sub>2</sub>, bem como redução do tamanho das baterias após adoção do turbogerador. Os gráficos dos resultados obtidos ao longo da simulação podem ser vistos a seguir.

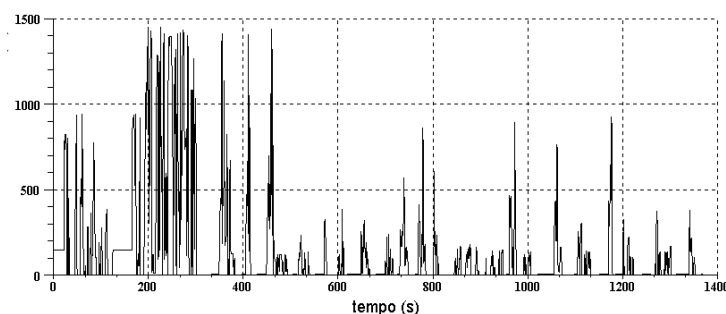


**Figura 4.5 - Vazão mássica corrigida**

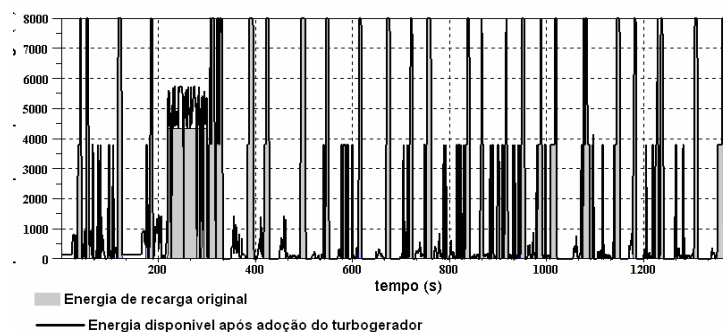


**Figura 4.6 - pontos de operação da turbina**

A vazão mássica corrigida permaneceu dentro de valores coerentes para motores desta cilindrada durante todo decorrer da simulação. Porém percebe-se na Figura 5.6 que grande quantidade de pontos de operação situam-se fora do envelope da turbina, representando que o motor opera grande parte do tempo em carga baixa, em pontos de vazão mássica e pressão de exaustão baixas.



**Figura 4.7 - Potência no eixo da turbina**



**Figura 4.8 - Energia de recarga antes e após adoção do turbogerador**

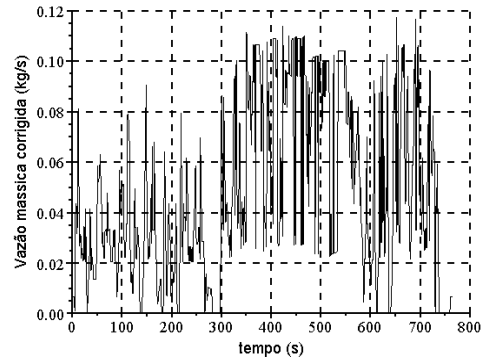
A potencia no eixo da turbina e a energia recuperada durante o ciclo urbano estão abaixo do esperado, porém justificável pela característica intermitente do ciclo.

### 4.3.2 Resultados para simulação da condição de estrada

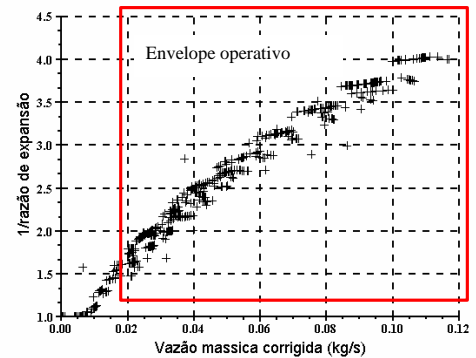
Analogamente à simulação do ciclo urbano, os resultados obtidos para o ciclo de simulação em estrada podem ser vistos no relatório exibido na Tabela 5.7.

**Tabela 4.6 - Resultados: Simulação em estrada**

VEICULO SIMULADO data_honda_insight.sce	
massa	834.00 kg
area frontal	1.90 m2
Cf.Arrasto	0.25
MOTOR	
deslocamento	995 cm3
Num.Cilindros	3
Rz.Comp	10.80
PERFIL DE VELOCIDADE UTILIZADO	
EPA_estrada.txt	
Distancia percorrida	16.50 km
AUXILIO DO MOTOR ELETRICO(MEDIA)	
	7.46 kW
POTÊNCIA NO EIXO DA TURBINA(MEDIA)	
	1.02 kW
CONSUMO COMBUSTIVEL	
	23.00 km/l
EMISSIONES - CO2	
	87.82 g/km
CONSUMO ELETRICO	
	0.10 kWh/km
ENERGIA RECUPERADA NO CICLO	
Veiculo original	0.48 kWh
Veiculo com o turbogerador	0.70 kWh
Eficiencia global original	0.35
Eficiencia global obtida	0.38
Novo indice de consumo	25.11 km/l
emissoes correspondentes- CO2	80.45 g/km
Custo por km rodado original	0.0265 USD
Novo custo por km rodado	0.0243 USD
Economia por km	0.0022 USD
BATERIAS:	
Tensao do pack	144.00 v
Capacidade	6.50 Ah
Peso do pack	20.00 kg
Densidade de energia	46.80 wh/kg
Relação descarga/carga original	3.33
Relação descarga/carga com turbogerador	2.29
Redução percentual uso da bat.	31.22
Capacidade do novo Pack	4.43 Ah
Peso do novo pack	13.76 kg
Custo estimado do pack orig.	1488.24 USD
Custo estimado do novo pack.	1023.57 USD



**Figura 4.9 - vazão massica corrigida**

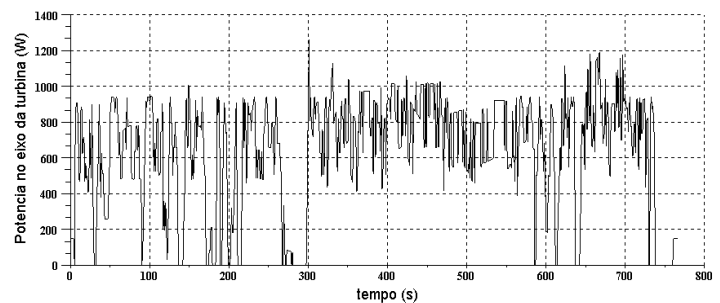


**Figura 4.10 - pontos de operação da turbina**

Nota-se a melhor performance da turbina pela potência média gerada pelo turbogerador, que passa a 1.02kW. O consumo de combustível se apresenta alto em ambas simulações, mas deve-se lembrar que o veículo está sendo simulado com baterias por carregar, logo há uma parcela do torque sendo exigida para recarregar baterias, o que aumenta o consumo.

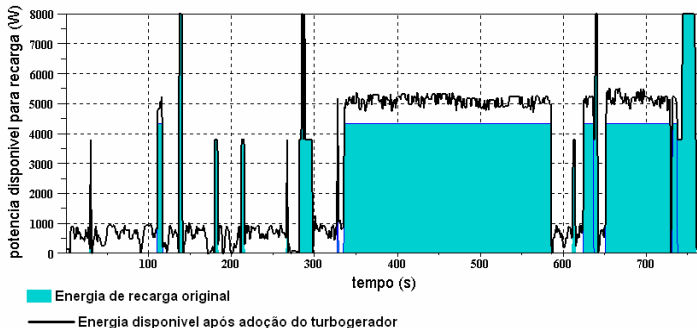
Seguem os gráficos de vazão mássica, pontos de operação da turbina, potencia no eixo da turbina e energia recuperada registrados durante a simulação. Observa-se na Figura 5.10 que os pontos de operação da turbina encontram-se mais concentrados dentro do envelope de operação desta, evidenciando que a situação simulada é mais favorável ao seu funcionamento.

É possível perceber pela da Figura 5.11 que a área sobre a curva de potência no eixo da turbina é bem mais uniforme na simulação de estrada do que na simulação de cidade. Isto pelo fato que a característica de velocidade constante do transito em estradas, em cargas medias e altas favorece o funcionamento da turbina, mantendo constante a taxa de geração de energia elétrica.



**Figura 4.11 - Potência no eixo da turbina**





**Figura 4.12 - Energia para recarga após adoção do turbogerador**

Na Figura 5.12 observa-se a parcela de energia extra fornecida pelo turbogerador acima do patamar da energia de recarga original, fornecida pelo MCI.

Percebe-se que na simulação de estrada esta energia está presente em praticamente todo ciclo, com característica mais uniforme que no ciclo urbano.

A Tabela 5.8 traz um resumo dos resultados objetivos deste trabalho.

**Tabela 4.7 - Resumo dos resultados**

		Veículo original	Veículo com turbogerador
Consumo (km/l)	Cidade	18.68	20.16
	Estrada	23.00	25.11
Emissões CO2 (g/km)	Cidade	108.15	100.18
	Estrada	87.82	80.45
Eficiência global (%)	Cidade	38.0	41.0
	Estrada	35.0	38.0
Economia em peso de bateria (kg)	Cidade		5,2
	Estrada		6,24
Economia custo bateria.	Cidade		\$385,88 USD
	Estrada		\$465 USD
Custo por km rodado (USD)	Cidade	0.0327	0.0303
	Estrada	0.0265	0.0243

Estimativa de custo do turbogerador : \$2000USD  
 Considerando a economia de combustível obtida, o custo de um turbogerador só poderia ser recuperado após 700000 km rodados.

#### 4.4 Discussão

O modelo do motor de combustão é um modelo simplificado, obviamente não contempla os transientes de carga.

Existem detalhes que ainda merecem estudos posteriores, como por exemplo se a energia extra suprida pelo turbogerador pode ser absorvida pela bateria, sem que a sobrecarregue.

Se na concepção do turbogerador, o compressor não for abolido, como nos sistemas de sobre-alimentação convencionais, é esperado que maior quantidade de energia possa ser obtida. Além do fato que motores menores poderão ser utilizados, aumentando a eficiência do conjunto.

O fato de o motor elétrico auxiliar o motor de combustão faz com que este opere com cargas parciais, levando a baixos valores de vazão mássica, não sendo suficiente para manter a rotação da turbina em alguns casos. A adoção da estratégia apresentada no trabalho, acreditando-se ser bem fiel ao veículo original, mostrou-se bastante acertada pois permite que o motor de combustão trabalhe com cargas altas, beneficiando o funcionamento do turbogerador, mas sendo auxiliado pelo torque do motor elétrico quando a carga se torna excessiva.

## 5 Conclusões

Durante o trabalho foram colocadas todas as ferramentas necessárias para se avaliar a validade da proposta. Os códigos dos programas para simulação do motor e turbogerador foram implementados com êxito.

A adoção da estratégia apresentada no trabalho, acreditando-se ser bem fiel ao veículo original, mostrou-se bastante acertada, pois permite que o motor de combustão trabalhe com cargas altas, beneficiando o funcionamento do turbogerador, mas sendo auxiliado pelo torque do motor elétrico quando a carga se torna excessiva.

Percebe-se que a maior eficiência do veículo no ciclo urbano deve-se ao fato da utilização da frenagem regenerativa. A energia recarregada durante grande quantidade de paradas favorece na redução do custo por quilometro rodado nesta situação.

Como as baterias são pequenas, o equivalente em peso de baterias removido não é suficiente para provocar mudanças significativas no consumo do veículo. Por esse mesmo motivo, a economia em custo deste componente é pequena em relação ao custo do veículo. A economia financeira que o turbogerador proporciona

por quilometro rodado durante a vida do veículo não é suficiente para superar o custo de aquisição do sistema, nesta estratégia de simulação. Contudo, a maior eficiência do veículo dotado de turbogerador indica que um menor consumo de combustível pode ser alcançado, o que implica em uma considerável redução de emissões, como mostrado nos cálculos.

Acredita-se que outras formas de gerenciar a assistência elétrica ao MCI, ou uma configuração diferente do sistema motopropulsor possam gerar resultados melhores. Portanto, sugere-se que para trabalhos futuros concentre-se esforços na modelagem de veículos híbridos do tipo série, fazendo-se comparativo dos ganhos obtidos entre adoção de turbocompressor ou turbogerador. Especial atenção também deve ser dada ao modelo do gerador elétrico e acumuladores de energia, inclusive propondo-se estratégias mais satisfatórias ao funcionamento do sistema.

## Bibliografia

ABNT. *NBR 6601:2004 - Veículos rodoviários automotores leves - Determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, dióxido de carbono e material particulado no gás de escapamento*, Associação Brasileira de Normas técnicas, 2005

BARROS, J. E. M. *Modelagem de Motores de Combustão Interna Aplicando Análise Orientada a Objetos – Dissertação Doutorado*. Belo Horizonte, MG, 2003. Universidade Federal de Minas Gerais - programa de pós-graduação em engenharia mecânica Disponível em: <<http://www.mautone.eng.br>>. Acesso em: 14/05/2008

EPA. *Dynamometer Driver's Aid*. U.S. Environmental Protection Agency. disponível em <<http://www.epa.gov/nvfel/testing/dynamometer.htm>> acesso em 23/05/2008

FILHO, F.A.R. *Desenvolvimento de uma Metodologia Experimental para Obtenção dos Mapas de Fluxo de Turbocompressores Automotivos*, Dissertação Mestrado. Belo Horizonte, MG, 2003. Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica

GANESAN, V. *Internal Combustion Engines*. 2ed. New York - NY, 1995. McGraw-Hill

KELLY, K. J. ; ZOLOT, M. *Test Results and Modeling of the Honda Insight Using ADVISOR*. SAE Future Transportation Technologies Conference. Golden, CO,

2001. National Renewable Energy Laboratory (NREL). 14p. Disponível em: <<http://www.osti.gov>>. Acesso em: 15/04/2008

GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale, PA, Society of Automotive Engineers, 1992

MICHON, M. et al. *Modelling and Testing of a Turbo-generator System for Exhaust Gas Energy Recovery*. Department of Electronic and Electrical Engineering The University of Sheffield Mappin Street Sheffield S1 3JD United Kingdom, 2005. Disponível em: <<http://index.ieeexplore.ieee.org/iel5/4539636/4544069/04544184.pdf>>. Acesso em: 23/04/2009

PIRIE, B. YOUNG, B. *Honda Insight Encyclopedia*. insightcentral.net, 2003, Disponível em: <<http://www.insightcentral.net>>. Acesso em: 15/04/2008

SIQUEIRA, B. C. *Metodologia de análise de sistemas propulsores de carros híbridos*, Trabalho de graduação. Belo Horizonte, MG, 2008. Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica

## CONTATO:

Ademir Gonçalo Ferreira Junior  
gonçalo\_br@yahoo.com.br  
José Eduardo Mautone Barros  
mautone@demec.ufmg.br