

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIOGRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DAS EMISSÕES DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

por

Mateus Foresti Ranzi

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Novembro de 2014



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

ANÁLISE DAS EMISSÕES DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

por

Mateus Foresti Ranzi

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr^a. Thamy Cristina Hayashi
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Horácio Antônio Vielmo

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr^a. Thamy Cristina Hayashi

Prof. Dr^a Letícia Jenisch Rodrigues

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Porto Alegre, Novembro de 2014.

RANZI, M.F. **Análise das Emissões de um Motor de Combustão Interna**. 2014. 15folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2014.

RESUMO

Este trabalho trata da análise experimental e da simulação computacional das emissões geradas por um motor Honda GX35, com a finalidade de validar a metodologia utilizada para prever espécies químicas geradas na combustão. Para esta análise, foi escolhido o *software* de dinâmica dos fluidos computacional AVL BOOST. Primeiramente foi validada a metodologia em simular as condições gerais do motor, através da criação de um modelo no programa representando a condição original do motor. Os resultados foram então comparados com dados do fabricante. Após essa verificação, o modelo criado foi adaptado para o motor disponível no laboratório, também um Honda GX35, porém com sistemas de admissão e exaustão alterados e utilização de gás metano como combustível. Experimentalmente, as emissões foram medidas com o analisador de gases PC-Multigás. Houve algumas divergências, porém os resultados obtidos com o *software* foram considerados aceitáveis, levando em conta a simplicidade do programa. Com isso, pode-se considerar que o uso do *software* pode auxiliar no desenvolvimento e estudo de motores de combustão interna.

PALAVRAS-CHAVE: simulação, AVL BOOST, emissões, motores.

RANZI, M.F. **Emissions Analysis of an Internal Combustion Engine**. 2014. 15 pages. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2014.

ABSTRACT

This work describes the experimental analysis and computer simulation emissions of a Honda GX35 engine, in order to validate the methodology used to predict chemical species generated in combustion. For this analysis, the AVL BOOST software was chosen. The first step was to validate the methodology to simulate the engine in its original conditions, by creating a computational model to compare with manufacturer's data. The follow step was adapt the model created to another engine Honda GX35 with modified intake and exhaust systems, using methane gas as fuel. Experimentally, emissions were measured with PC-Multigas analyzer. The simulation of the model created using one-dimensional software lead to acceptable results when comparing to experimental measures. Based on the values obtained with the simulation, it can be concluded that the use of the AVL BOOST software can assist in the development and study of internal combustion engines.

KEYWORDS: simulation, AVL BOOST, emissions, engines.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVOS.....	1
3. JUSTIFICATIVA.....	1
4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	2
5. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	2
5.1 Método de Discretização.....	4
5.2 Poluentes.....	4
5.2.1 – Formação de Óxidos de Nitrogênio.....	4
5.2.2 – Formação de Monóxido de Carbono.....	5
5.2.3 – Formação de Hidrocarbonetos.....	6
5.3 Transferência de Calor.....	6
5.4 Vazão Mássica nas Válvulas.....	7
5.5 Coletor de Escapamento.....	7
6. METODOLOGIA.....	7
6.1 – Validação do Modelo.....	7
6.2 Análise de Emissões.....	9
7. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	10
7.1 – Validação da Metodologia.....	10
7.2 – Análise das Emissões.....	11
8. CONCLUSÃO.....	14
9. REFERÊNCIAS.....	14
10. ANEXOS.....	16
11. APÊNDICE.....	17

1. INTRODUÇÃO

A preocupação com o meio ambiente torna cada vez mais rígidas as leis que tratam as emissões geradas por motores de combustão interna. Os gases liberados pelo motor contêm diversos componentes tóxicos que afetam negativamente a saúde dos seres vivos. Com isso, cada vez mais se prioriza a eficiência dos motores, que além de melhorar o seu desempenho, reduzem o consumo e conseqüentemente as emissões.

Para auxiliar o desenvolvimento de novos motores, os projetistas fazem o uso de ferramentas, com a finalidade de poupar tempo e gastos desnecessários. Com o avanço da tecnologia, as ferramentas computacionais têm se tornado mais confiáveis, rápidas e acessíveis, tendo assim maior aceitabilidade no mercado. As mais utilizadas para estas finalidades são de análise computacional da dinâmica dos fluidos (CFD – *Computational Fluid Dynamics*), e dependendo do nível de detalhamento do resultado desejado, podem levar semanas para fornecerem tal resultado, principalmente se essas simulações forem tridimensionais (3D). Além disso, simulações em 3D geralmente exigem máquinas de alto desempenho e o modelamento de um motor se torna complexo, como visto no trabalho de Zancanaro, 2010. As características gerais de um motor de combustão interna podem ser analisadas por programas unidimensionais, que utilizam uma abordagem 1D para o cálculo das vazões de massa através dos sistemas de admissão e escapamento e abordagens empíricas para os processos no interior do cilindro.

O *software* BOOST, da empresa AVL, é uma dessas ferramentas unidimensionais para simulação de motores a combustão interna. O programa permite criar um modelo de forma simples e rápida, pois considera a configuração geométrica em uma dimensão (AVL, 2011b). A combustão é tratada como um processo de liberação de calor, considerando correlações empíricas para as trocas de calor com as paredes do cilindro, cabeçote e êmbolo. Isso possibilita a simulação da emissão de gases queimados, pois o programa executa o cálculo das propriedades dos gases em cada passo de simulação.

2. OBJETIVOS

O principal objetivo deste trabalho é analisar o motor de combustão interna Honda GX35 com o AVL BOOST, buscando uma validação experimental e assim avaliar a potencialidade deste *software* para a predição da emissão de poluentes em um motor de combustão interna. A resposta sendo positiva abre uma nova perspectiva como ferramenta de simulação, já que o referido *software*, sendo unidimensional, não exige grande esforço computacional, podendo assim servir de auxílio a simulações mais complexas.

3. JUSTIFICATIVA

Motores de combustão interna contribuem para a poluição do ar atmosférico, o que está levando as autoridades a instituir leis mais rígidas para os fabricantes de automóveis. Para reduzir o número de testes em laboratório, criação de protótipos e poupar tempo, a aplicação da dinâmica dos fluidos computacional (CFD) vem se tornando uma ótima alternativa. Através de simulações, podem-se alterar vários parâmetros de um motor de combustão interna e obter rapidamente os resultados dessas alterações nas emissões de poluentes. Um motor eficiente tem reduções significativas de emissão de CO₂/km rodado, além de melhor desempenho e consumo. Dentre os simuladores existentes, se optou por utilizar o AVL BOOST, utilizado em parceria com a Universidade Luterana do Brasil (ULBRA), pela sua simplicidade e objetividade ao criar um modelo de motor, além de fornecer resultados aceitáveis comprovados por outros trabalhos, como o de Melo, 2012.

4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

As pesquisas e estudos relacionados à modelagem de motores avançaram muito nos últimos anos, porém existe a necessidade de se aprofundar estudos com foco na emissão de poluentes. Apesar de vários mecanismos de reação de cinética química serem de conhecimento da comunidade científica há bastante tempo, estes foram desenvolvidos para combustíveis simples e para misturas com poucos componentes. Dessa forma, a sua aplicação em motores e combustíveis reais apresenta limitações (Machado *et al.*, 2011).

Scheffler, 2013, realizou estudos com o AVL BOOST em um motor de baixa cilindrada, com o intuito de analisar curvas características de funcionamento e conhecer os parâmetros de escoamento do motor, em diferentes rotações. Após a verificação do *software* ao se obter curvas de desempenho, foram alteradas as posições de aberturas de válvulas, analisando a influência destas mudanças na potência do motor. Os resultados serviram para avaliar as mudanças e a viabilidade na alteração do motor dos veículos econômicos desenvolvidos na universidade.

Melo, 2012, tratou da análise experimental e da simulação computacional de um motor tipo FLEX para estudo da influência da adição de diferentes teores etanol hidratado à gasolina no desempenho do motor. Foram realizados ensaios de desempenho, emissões e de medição da pressão na câmara de combustão em um banco de provas de motor. O uso de um sistema de medição de emissões do tipo espectroscopia no infravermelho permitiu a análise de poluentes, incluindo o etanol não queimado e os aldeídos. Os dados experimentais foram usados para validar um modelo computacional que calcula curvas de pressão na câmara de combustão do motor em função do ângulo do eixo do virabrequim e valores de emissões de alguns poluentes. Foram usadas equações de cinética química para simulação dos poluentes e equação de Vibe de duas zonas para estimativa da fração de massa de combustível queimado. Como resultados, foi constatado que na área de simulação há limitações do modelo de Vibe de duas zonas e dos mecanismos de cinética química conhecidos para uso na simulação de emissões com o uso de combustíveis contendo misturas de gasolina e etanol.

Mendonza *et al*, 2009, avaliaram as vantagens de se utilizar injeção eletrônica ao invés do carburador em um motor monocilíndrico e de baixa cilindrada. Seguindo este contexto, foi avaliado o desempenho de um motor monocilíndrico 4 tempos de 35cm³, utilizando o carburador original e posteriormente um sistema de injeção eletrônica, o qual foi adaptado à partir de componentes automotivos disponíveis no mercado. Foi utilizado o *software* unidimensional GT-POWER para obtenção dos mapas de calibração do motor, sendo que seus resultados foram experimentalmente avaliados para misturas estequiométricas de álcool etílico hidratado e gasolina tipo C. Para tal avaliação foi desenvolvido um dinamômetro tipo correntes de Foucault compatível com motores deste porte. Este trabalho permite conhecer as vantagens, limitações e viabilidade do uso de injeção eletrônica em motores de baixa cilindrada, demonstrando também as particularidades de operação a etanol e gasolina tipo C.

Higa, 2011, fez uma recordação histórica que culminou na criação dos motores Flex-Fuel e uma revisão bibliográfica para entender melhor o porquê desse tipo de motor consumir mais do que seus equivalentes movidos a um combustível só. Também foram abordadas algumas questões tecnológicas como a da Sonda Lambda e alguns conceitos teóricos foram discutidos. Foi proposto um modelo matemático de uma combustão no motor e foi realizada uma simulação com o programa SCILAB. Feito isso, uma simulação foi realizada com a proposta de usar a tecnologia *Downsizing*. Por fim, foi feita a análise dos resultados, na qual foi verificado que o *Downsizing* contribui para motores flex-fuel se tornarem mais econômicos.

5. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A fundamentação teórica deste trabalho consiste na descrição do modelo implementado através do AVL BOOST para simulação de motores de combustão interna. O modelo de esco-

amento do programa utiliza a solução das equações de conservação da continuidade, energia e momento (Eq. 5.1, 5.2, 5.3), que são resolvidas em uma dimensão. O programa utiliza um método de integração explícito no tempo, no qual as variáveis principais são vazão mássica, densidade e energia interna (AVL, 2011a)

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{contorno} \dot{m} \quad (5.1)$$

$$\frac{d(mE)}{dt} = p \frac{dmv}{dt} + \sum_{contorno} (\dot{m}h) - \alpha A_s (T_{fluido} - T_{parede}) \quad (5.2)$$

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_{contorno} (\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u| dx A}{2D} - C_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u| A\right)}{dx} \quad (5.3)$$

na qual \dot{m} é a vazão em massa entrando no volume de controle [kg/s]; v é o volume específico [m³/kg]; p é a pressão [Pa]; A é a área da seção transversal ao escoamento [m²]; A_s é a área da superfície de transferência de calor [m²]; E é a energia total interna [J]; h é a entalpia total específica [J/kg]; α é o coeficiente de transferência de calor [W/m²K]; T_{fluido} é a temperatura do fluido [K]; T_{parede} é a temperatura na parede do cilindro [K], u é a velocidade no contorno [m/s]; C_f é o coeficiente de atrito na parede [-]; C_p é o coeficiente de perdas de pressão [-]; D é o diâmetro equivalente [m]; dx é o comprimento do elemento e dp é a diferença de pressão atuando através de dx .

A transferência de calor para as paredes da câmara de combustão, do êmbolo e camisa do cilindro é calculada através da Equação 5.4 (AVL, 2011b)

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (5.4)$$

na qual Q_{wi} é a taxa de calor transferido nas paredes [W/m²]; A_i é a área de superfície [m²]; α_w é o coeficiente de transferência de calor [W/m²K]; T_c é a temperatura do gás no interior do cilindro [K] e T_{wi} é a temperatura nas paredes [K].

O *software* dispõe de um banco de dados com vários modelos para a estimativa do coeficiente de transferências de calor. Foi utilizado neste trabalho o de Woschni, 1978 (*apud* AVL, 2011b), que estabelece que durante a admissão, compressão e escape a velocidade dos gases é proporcional à velocidade média do êmbolo. Durante a combustão e expansão, a velocidade dos gases é induzida pelas mudanças na densidade em decorrência da combustão, o que é comparável com a velocidade média do êmbolo. Assim, são gerados coeficientes que relacionam a velocidade média dos gases com a velocidade média do êmbolo através do ciclo do motor, para medidas de transferência de calor em uma ampla faixa de condições de operação do motor. A velocidade média w do gás no cilindro [m/s] pode ser calculada pela Equação 5.5 (Heywood, 1980)

$$w = \left[C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \right] \quad (5.5)$$

na qual C_1 e C_2 são coeficientes que variam com o tipo de motor [-]; \bar{S}_p é a velocidade média do êmbolo [m/s]; V_d é o volume deslocado [m³]; p é a pressão instantânea no cilindro [Pa]; p_r , V_r e T_r são pressão [Pa], volume [m³] e temperatura do fluido de trabalho [K] e p_m é a pressão do cilindro sem combustão no mesmo ângulo da árvore de manivelas da pressão p [Pa]. O *software* trata de maneira diferente os coeficientes durante o período em que as válvulas encontram-se abertas, incrementando a transferência de calor sempre que altas velocidades são

atingidas através das válvulas de admissão, durante o período de *backflow* (a válvula de admissão é deixada aberta durante parte da compressão), e através das válvulas de escape.

A função de Vibe é frequentemente utilizada para aproximar as características da liberação de calor de um motor. A integral da equação de Vibe descreve a taxa de fração queimada de combustível (Heywood, 1988), é tratada pelo *software* para aproximar as características reais de calor liberado no ciclo do motor de combustão interna e pode ser vista na Equação 5.6

$$x(\theta) = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (5.6)$$

na qual θ é o ângulo da árvore de manivelas [graus], θ_0 é o ângulo onde a combustão inicia [graus], $\Delta\theta$ é a duração total da combustão [graus], e a e m são coeficientes de ajuste [-].

5.1 Método de Discretização

A discretização em modelos unidimensionais pode ser entendida como um sistema dividido em vários volumes, que são conectados entre si por junções chamados fronteiras. As variáveis escalares (pressão, temperatura, densidade, energia interna, entalpia, etc.) são definidas no centro de cada volume. As variáveis vetoriais (fluxo mássico, velocidade, fluxo de fração mássica, etc.) são calculadas para cada fronteira.

5.2 Poluentes

O *software* BOOST realiza o cálculo das propriedades dos gases em cada passo de simulação do programa, fazendo com que a composição do gás esteja sempre atualizada na câmara da combustão. Para descrever a composição do gás, um número arbitrário de espécies químicas pode ser escolhido, sendo que o programa usa no mínimo sete tipos diferentes. São eles: combustível, ar (O_2 e N_2), produtos da combustão completa (CO_2 e H_2O) e incompleta (CO e H_2).

As espécies são consideradas gases ideais e as propriedades termodinâmicas das espécies são calculadas através de polinômios (Heywood, 1988; Santos Jr, 2004). O calor específico (c_p) é calculado conforme a Eq. 5.7, em função da temperatura T [K].

$$\frac{c_{pj}}{R_j} = a_{1j} + a_{2j}T + a_{3j}T^2 + a_{4j}T^3 + a_{5j}T^4 \quad (\text{Eq. 5.7})$$

na qual R_j é a constante do gás ideal de cada espécie j e a_{ij} ($i = 1$ a 5) representam os coeficientes da equação polinomial para cada espécie.

O *software* possui um banco de dados com várias espécies, e caso seja necessário, poderão ser incluídas outras espécies no banco de dados. O combustível é tratado de forma generalizada, ou seja, o combustível tem um número arbitrário de componentes. Para cada componente do combustível, é especificado uma razão que define volume ou massa desse componente em relação à massa total ou volume desse combustível.

5.2.1 – Formação de Óxidos de Nitrogênio

O nitrogênio que está presente no ar que entra pela admissão do motor, ao ser submetido a altas temperaturas, se oxida em NO . O modelo desenvolvido pelo AVL BOOST se baseia no modelo de formação de NO de Pattas *et al.*, citado no manual AVL, 2011a. Este modelo utiliza, além das três equações encontradas em Heywood, 1988 (Equações 5.8 a 5.10), e outras três reações adicionais que consideram a formação e degeneração do componente N_2O (Equações 5.11 a 5.13).



As taxas de reação k_i (i variando de 4 a 9) mostradas nas Equações (5.11 a 5.16) são calculadas conforme a Equação 5.14:

$$k_i = k_{0i} \cdot T^{a_i} \cdot \exp\left(-\frac{T_{Ai}}{T}\right) \quad (5.14)$$

na qual T é a temperatura absoluta do gás [K], i é indexador que varia de 4 a 9 conforme a reação. Os valores de k_{0i} , a_i e T_{Ai} são mostrados na Tabela 5.1:

Tabela 5.1 – Valores de k_{0i} , a_i e T_{Ai} (i de 4 a 9) utilizados na Equação 5.14.

i	k_{0i} [cm ³ /mols]	a_i [-]	T_{Ai} [K]
4	$4,93 \times 10^{13}$	0,0472	38048,01
5	$1,48 \times 10^{08}$	1,5	2859,01
6	$4,22 \times 10^{13}$	0,0	0,0
7	$4,58 \times 10^{13}$	0,0	12130,6
8	$2,25 \times 10^{10}$	0,825	50569,7
9	$9,14 \times 10^{07}$	1,148	36190,66

5.2.2 – Formação de Monóxido de Carbono

A formação de monóxido de carbono (CO) em motores de combustão interna está diretamente relacionada com o valor de razão ar/combustível utilizada. Quanto mais rica a mistura (mais combustível), maior a concentração de CO, pois se reduz a quantidade de oxigênio na câmara de combustão comparada com uma mistura ideal ou pobre. O mecanismo de cinética química de formação do CO usado no programa BOOST foi baseado no trabalho feito por Onorati *et al.*, 2001. O autor cita que se os gases O, O₂, OH, H e CO₂ estão em equilíbrio, a taxa de formação de CO ao longo do tempo pode ser calculada pela Eq. 5.15

$$\frac{d[CO]}{dt} = CO_MULT(R_{10} + R_{11}) \left(1 - \frac{[CO]}{[CO]_{eq}}\right) \quad (5.15)$$

na qual os termos em colchetes representam a concentração molar do gás e a sigla “eq” se refere à condição de equilíbrio químico. O termo CO_MULT é usado pelo programa para ajustar a concentração final de CO. Os termos R_{10} e R_{11} são calculados pelas Equações 5.16 e 5.17

$$R_{10} = k_{10}^+ x[CO]_{eq} x[OH]_{eq} \quad (5.16)$$

$$R_{11} = k_{11}^+ x[CO]_{eq} x[O_2]_{eq} \quad (5.17)$$

na qual os termos k_{10}^+ e k_{11}^+ são calculados pelas Equações 5.18 e 5.19

$$k_{10}^+ = 6,76 \times 10^{10} x \exp\left[\frac{T}{1102}\right] \quad (5.18)$$

$$k_{11}^+ = 2,5 \times 10^{12} x \exp\left[-2405/T\right] \quad (5.19)$$

na qual T é a temperatura do gás [K].

5.2.3 – Formação de Hidrocarbonetos

Hidrocarbonetos podem não sofrer combustão por diferentes motivos. As principais fontes relacionadas à emissão de hidrocarbonetos são (Heywood, 1988; AVL, 2011b):

(i) Fração de combustível entra em pequenas cavidades da câmara de combustão e não queima, uma vez que a chama se resfria na entrada da fenda

(ii) Vapor de combustível é absorvido pelo óleo e se deposita na parede do cilindro durante a admissão e compressão

(iii) Camadas finas de combustível permanecem na câmara de combustão uma vez que a chama é extinta antes de chegar às paredes

(iv) Queima parcial ocasional ou uma completa falha de ignição

(v) Vazão direta de vapor de combustível no sistema de exaustão durante a sobreposição de válvulas.

As duas primeiras fontes são consideradas as mais importantes e precisam ser consideradas no modelo termodinâmico. Camadas finas na parede e o efeito de queima parcial são mecanismos de formação de hidrocarbonetos que podem ser estimados com o uso de correlações semi-empíricas ajustáveis.

5.3 Transferência de Calor

Pela 1ª Lei da Termodinâmica, a variação de energia interna no cilindro envolve o trabalho no êmbolo, o calor liberado pelo combustível, as perdas de calor na parede, entalpia da corrente que entra e sai do cilindro pelas válvulas do motor e pelas vazões de entalpia devido ao *blow-by* (passagem de gás através dos anéis do êmbolo). Na Figura 5.1 é apresentado um esquema simplificado do balanço de energia no cilindro do motor.

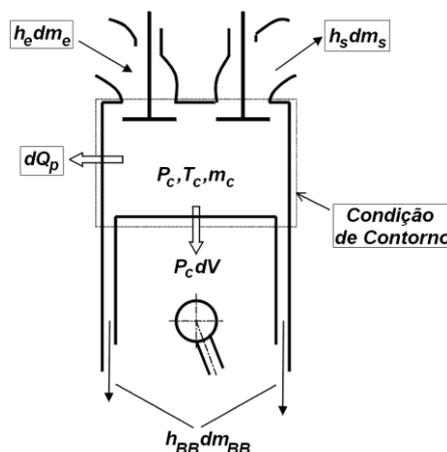


Figura 5.1 – Esquema de balanço energético no cilindro (Melo, 2012)

As temperaturas médias nas paredes do cilindro influenciam as rejeições de calor durante o ciclo de alta pressão e, conseqüentemente, a eficiência do motor. Durante a troca de gases, o calor das paredes do cilindro aquece a carga fresca admitida e reduz o rendimento volumétrico do motor. O equilíbrio de energia entre o fluxo de calor, a partir do gás de trabalho no cilindro, e o meio de arrefecimento determina as temperaturas da parede. Para simulações

transientes, este balanço energético pode ser calculado para o cabeçote e o êmbolo. Além disso, o balanço de energia das paredes da entrada pode ser considerado. A equação de condução de calor 1D é resolvida usando o fluxo médio de calor sobre um ciclo como condição de contorno do lado da câmara de combustão, e transferência de calor para o meio de arrefecimento do exterior. Com esses pressupostos, a equação de condução de calor fica

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\lambda}{\rho c} \cdot \frac{d^2T}{dx^2} \quad (5.20)$$

na qual T é a temperatura da parede [K]; λ , ρ e c são propriedades do material da parede (condutividade térmica [W/m.K], densidade [kg/m³] e calor específico [J/kg.K], respectivamente).

5.4 Vazão Mássica nas Válvulas

A eficiência dos motores de combustão interna está diretamente relacionada com os fenômenos associados aos escoamentos que acontecem na entrada e na saída do cilindro. Esses fenômenos são regidos pelas válvulas, e afetam as condições de escoamento transiente nas suas entradas, tanto pela geometria quanto pelas suas características, que dependem do comando de válvulas (levante, duração e velocidade da abertura). A vazão em massa nos canais de admissão e de escape pode ser calculada a partir de equações isentrópicas, porém alguns valores de coeficiente de descarga são obtidos experimentalmente, pelo trabalho de Soriano et al., 2014b.

O software BOOST considera as válvulas como um tipo de conexão especial, e exige valores de coeficientes em função da área de escoamento. Isto possibilita corrigir o perfil de velocidade devido à geometria irregular para ambas as direções de escoamento e diferentes aberturas de válvulas.

5.5 Coletor de Escapamento

O programa define o escapamento como um componente que causa alterações na pressão e temperatura do motor de combustão interna, ou seja, o escoamento sofre perturbações em seu percurso. A biblioteca do programa possui alguns modelos pré-definidos, com geometrias comumente utilizadas. Também é possível trabalhar com câmara de pressão variável, onde a variação do volume da câmara, a partir do ângulo de manivela, é calculada, levando em conta os dados especificados pelo usuário.

6. METODOLOGIA

Na primeira etapa é feita a modelagem, usando o AVL BOOST do motor em estudo, e os resultados, e os resultados calculados são comparados a dados do fabricante, com o intuito de se validar a aplicação do modelo.

Na segunda etapa, o modelo é modificado para incorporar modificações feitas nos coletores de admissão e de escapamento, visando a simulação para predição da emissão de poluentes.

6.1 – Validação do Modelo

Para iniciar a criação de um modelo de motor, é necessário elaborar um desenho esquemático utilizando elementos disponíveis no programa de simulação BOOST, tais como cilindro, tubos e tubulações, junções, pontos de medição, injetor e superfície de controle. No Apêndice I é apresentada uma cópia da tela do BOOST com o desenho desenvolvido para esta primeira etapa do trabalho. São escolhidos os componentes necessários para modelar o motor

na coluna da esquerda e arrastados à área principal. Quando todos os elementos necessários estão na tela, são feitas as ligações entre eles pelos dutos.

Na Figura 6.1, pode-se visualizar os componentes do motor representados no modelo criado. O modelamento começa pelo sistema de fronteira, representado pela sigla SB1 pelo programa. Posteriormente, é modelado o filtro de ar, representado pelos dutos 3, 5 e pelo elemento CL1. O carburador (I1) é dividido em duas partes com um elemento de restrição (R1) entre eles, representando a borboleta, para um modelamento mais adequado. Todas as condições e parâmetros geométricos do cilindro e bloco do motor se encontram no elemento Cilindro (C1). O escapamento teve sua modelagem aproximada por dois dutos (2 e 4) e pelo elemento principal, PL1. O modelo termina com o sistema de fronteira SB2, que representa o meio em que os gases do motor são liberados. No passo seguinte, todos os elementos e dutos são alimentados com dados de entrada, que, para este trabalho, foram obtidos do site do fabricante do motor (Anexo I), de medições manuais com paquímetro e simulações semelhantes, como o trabalho de Mendonza *et al*, 2009.

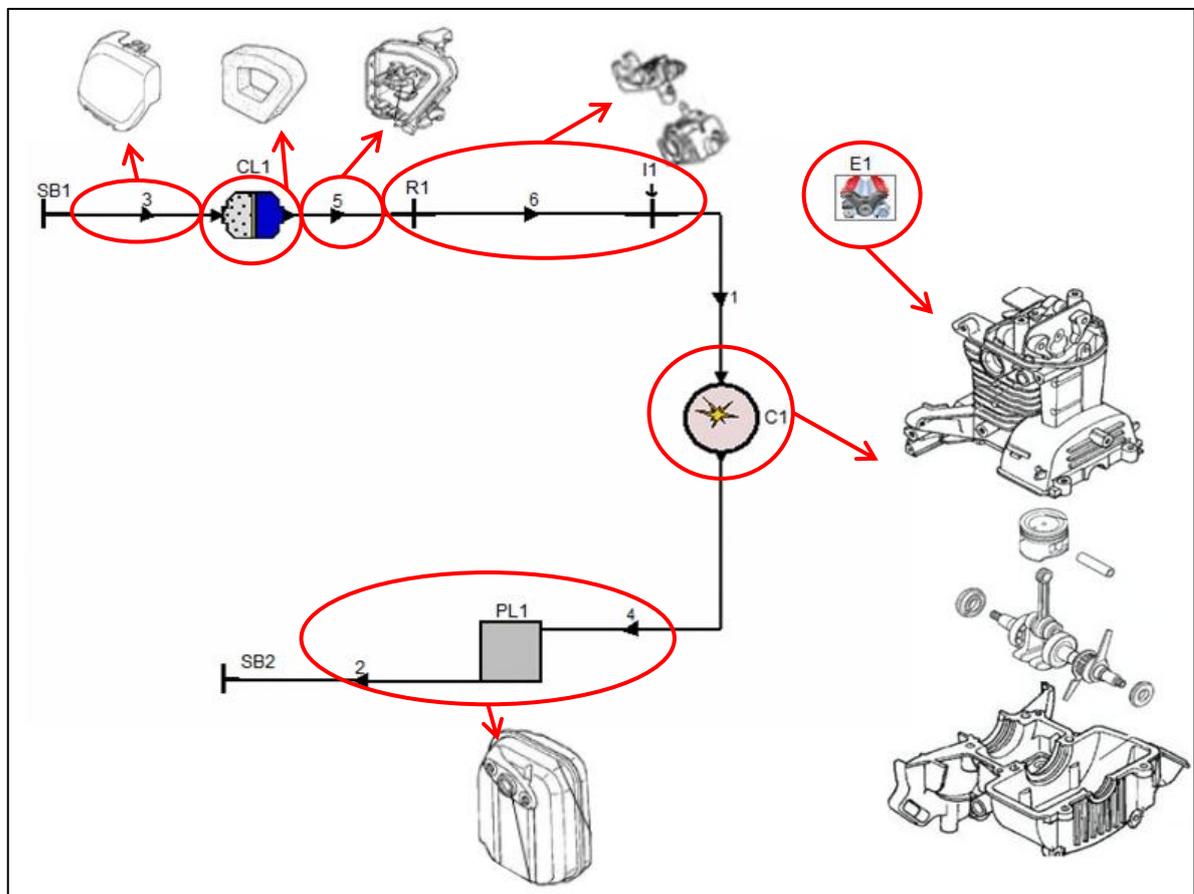


Figura 6.1 – Esquema de representação do modelo criado

No modelo da Figura 6.1, SB1 e SB2 são condições de entrada e saída, CL1 é o filtro de ar, R1 é uma restrição, I1 é o carburador, C1 é o cilindro, PL1 é o sistema de escapamento, 1, 2, 3, 4, 5 e 6 são dutos.

O modelo parte das condições de entrada, quando são estabelecidos parâmetros representando as condições atmosféricas do ensaio. Como os dados do fabricante não definem as condições em que o motor foi ensaiado, foram adotados os parâmetros de 1 bar e 300K para pressão e temperatura ambiente, respectivamente, que são as condições padrão do

programa. Para o filtro de ar, é aproximado um volume e o comprimento do mesmo, e o programa calcula assim as perdas de carga neste elemento.

O carburador, que é umas das peças com geometria complexa, é dimensionado através do tubo de Venturi e comprimento dos dutos. A razão ar/combustível em massa utilizada foi de 13,5 para o combustível utilizado nesta etapa (gasolina). Para todos os dutos, foram consideradas as perdas relativas ao comprimento, que dependem diretamente da rugosidade da superfície. Para os dutos plásticos, a rugosidade da superfície utilizada foi de 0,0025mm, e para o carburador e dutos de escapamento 0,046mm. Estes valores são os aconselhados pelo manual do AVL BOOST.

O cilindro é modelado através de sua geometria, temperaturas, transferência de calor, modelos de combustão e especificações referentes às válvulas. Os dados de Vibe foram retirados do trabalho de Heywood, 1988, de um motor Honda 50cc, 4 tempos à gasolina (Figura 6.2).

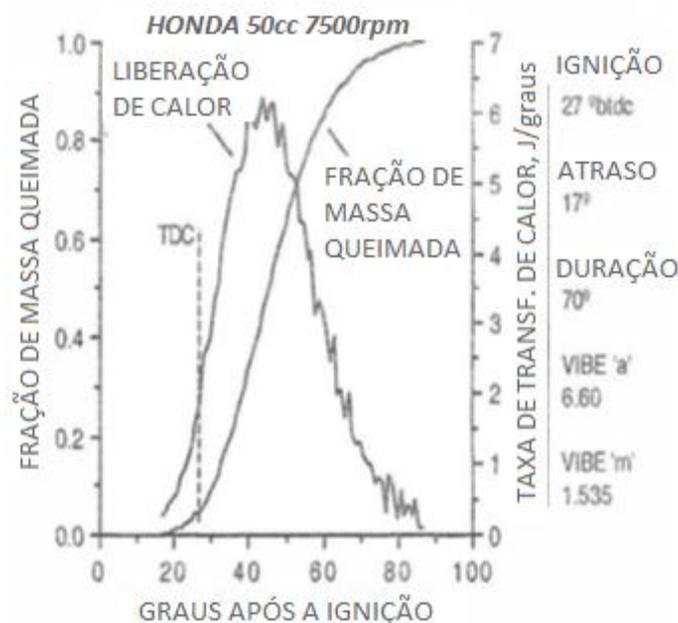


Figura 6.2 – Modelo de combustão para um motor Honda 50cc (adaptado de Heywood, 1988)

Para o modelo deste trabalho, foram mensuradas as aberturas de válvulas em função do ângulo da árvore de manivelas, a partir de trabalhos experimentais realizados por Soriano e Rech, 2011. Foram realizadas medições com incremento de 0,567° no ângulo do virabrequim, medindo para cada ângulo o levantamento das válvulas. A válvula de escape começa a ser deslocada a partir de uma posição 114,961° e a válvula de admissão em 334,588°.

Por fim, informações referentes ao escapamento são alimentadas no programa. Como o escapamento do motor GX 35 é de geometria complexa, foi feita uma aproximação de seu volume para este trabalho.

6.2 Análise de Emissões

Para analisar as emissões, fez-se necessário alterar o modelo numérico desenvolvido anteriormente para se adequar às condições existentes do motor em que se realizaram testes experimentais. O motor disponível no Laboratório de Motores da UFRGS é o Honda GX 35, porém com os sistemas de admissão e escape alterados. O combustível utilizado é o metano, e o carburador original foi substituído por um corpo de borboleta controlado por injeção eletrônica, com a finalidade de se obter os dados para análise de uma maneira mais simples. O

sistema é gerenciado pela central de controle de motor (ECU) *Fueltech FT500*, que pode ser programada e conectada em um computador pela entrada USB para analisar os dados obtidos através do sistema de aquisição de sinais interno (Fueltech, 2014). Além do gerenciamento, todo o corpo de admissão foi alterado para instalação de sensores e eletroinjeter de combustível. O escapamento foi alterado para poder receber a sonda lambda, que opera em função da diferença da concentração de oxigênio entre o gás de escape e o ar externo, gerando assim uma tensão em função dessa diferença, e mandando o sinal para a ECU. Com isso é possível uma dosagem de combustível para cada situação em que o motor se encontra. Como resultado, em comparação com o motor original, há um menor consumo de combustível e conseqüentemente menor emissão de poluentes.

Essas mudanças tiveram que ser implementadas no BOOST, usando como base o modelo criado na primeira etapa do trabalho. O duto de admissão e o de escapamento do motor foram desmontados e medidos com um paquímetro, para obter as novas dimensões e realizar a alteração no modelo. No programa, foi selecionado o modo de injeção contínua, foi alterado o combustível para metano, foi alterada a razão estequiométrica, foi removido o filtro de ar e foi ativado o modo de simulação de espécies. Neste modo, são inseridos no programa as espécies químicas a serem analisadas e o combustível utilizado. Os demais dados, referentes às trocas de calor, geometria do cilindro e condições de contorno foram mantidas, exceto os valores para a equação de Vibe, em que foram utilizados os parâmetros encontrados em testes experimentais por Zancanaro, 2010, nestas condições.

Para a parte experimental desta segunda etapa, foi utilizado o analisador PC-MULTIGÁS, da fabricante Napro, também disponível no laboratório. Este analisador é baseado no método de medição de infravermelho não dispersivo. A maior limitação do aparelho é a capacidade de medir apenas 4 gases provenientes da emissão: CO, CO₂, NO_x e O₂. A leitura é feita ao se inserir a sonda no escapamento do motor, mantido à uma rotação constante. O aparelho fica ligado à um computador com o *software* que mostra os resultados da leitura. Neste trabalho, foram feitas 12 medições à uma rotação de 3600 rpm. O aparelho também mede a mistura ar/combustível do motor.

7. RESULTADOS E DISCUSSÕES

7.1 – Validação da Metodologia

A potência simulada no modelo inicial, nas condições originais de fábrica, foi comparada com a curva original de potência obtida no manual do motor Honda GX 35, também disponível no *site* do fabricante (Honda, 2014). Para uma melhor comparação dos resultados, foram plotadas barras de incerteza na curva de potência fabricante, com um desvio de 4%. Esse valor é uma estimativa, como visto no trabalho de Zancanaro, 2010, para obtenção experimental da curva de potência de um motor de combustão interna. A Figura 7.1 mostra os gráficos dessas curvas

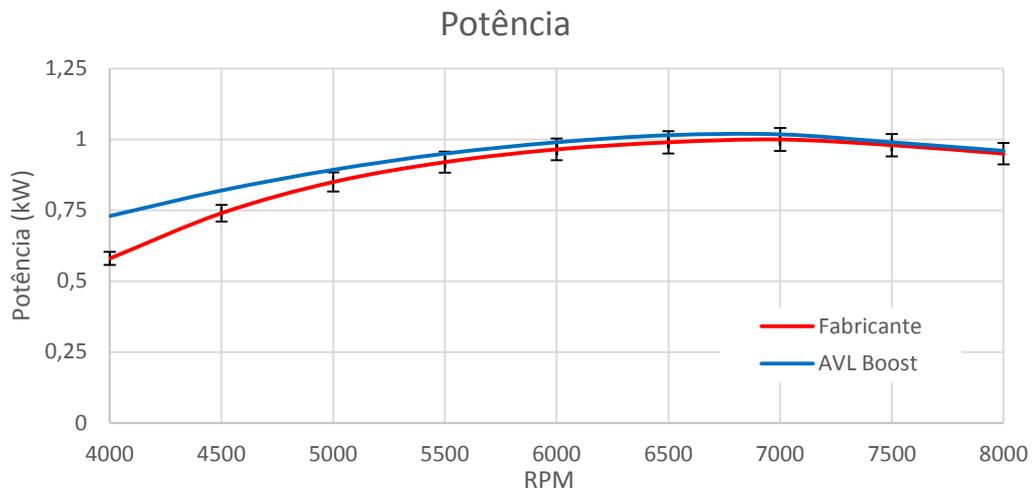


Figura 7.1 – Comparação das curvas de potência fornecida pelo fabricante e simulado

O resultado obtido foi considerado satisfatório para a região de alta rotação, visto que a tendência da curva é semelhante e o pico ocorre aproximadamente em 7000 rpm. A maior divergência entre as curvas encontra-se na região de baixa rotação, o que pode ser explicado por se utilizar coeficientes da expressão de Vibe de outro motor, causando esta divergência.

7.2 – Análise das Emissões

Com a finalidade de verificar o novo modelo criado na segunda etapa do trabalho para a análise de emissão de poluentes, foram utilizados valores experimentais do trabalho de Zancanaro, 2010, da pressão absoluta no cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas, obtidos de 100 ciclos. A variação da pressão calculada ao longo dos ciclos do motor é comparada com os dados experimentais na Figura 7.2

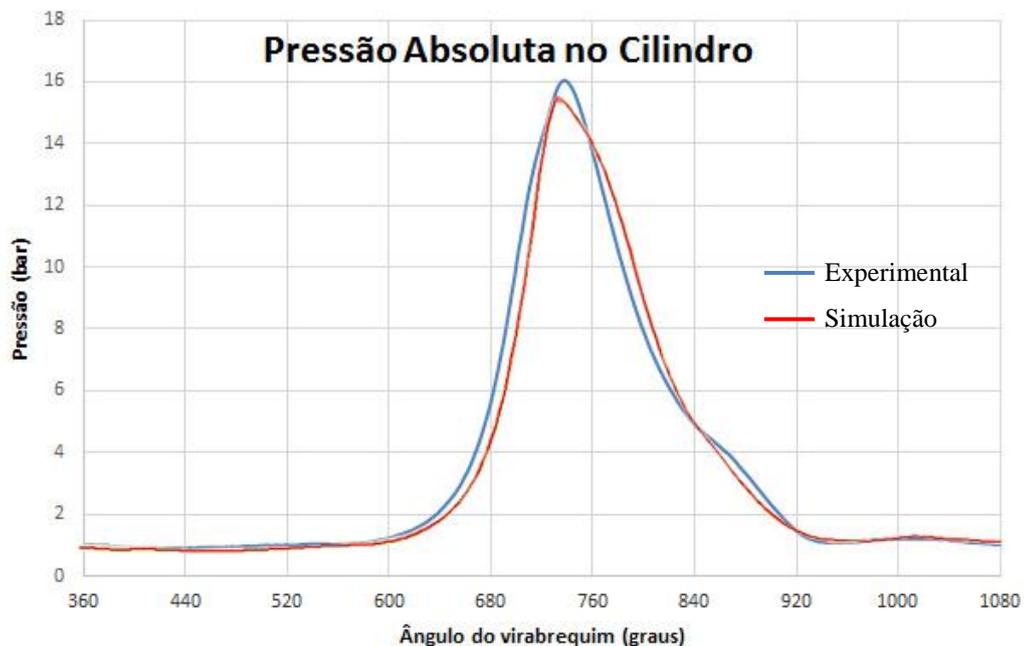


Figura 7.2 – Comparação dos resultados experimental e numérico para a pressão absoluta no cilindro

Como se pode observar, as divergências são pequenas. Conclui-se assim que o BOOST reproduz satisfatoriamente o comportamento da pressão interna no cilindro. As discrepâncias podem ser atribuídas a: relação ar/combustível, que, como foi verificado experimentalmente, não se manteve constante, e a variação da interação entre a mistura fresca e os gases residuais do ciclo anterior (Heywood, 1988).

Foram analisadas experimentalmente as emissões do motor Honda GX35 com o analisador de gases PC-Multigás. Os resultados do analisador de gases seguem as normas de CONAMA, 418 N°6, e a emissão de espécies é expresso em porcentagem de volume, ou partes por milhão (ppm) do gás emitido, conforme a espécie que está sendo analisada.

O BOOST calcula as emissões das espécies em fração mássica ou fração molar. Para conversão da composição a uma mesma base (mássica), foi considerado que o gás é uma mistura de CO, CO₂, NO_x, O₂ e N₂. Com os dados obtidos na simulação de temperatura e pressão, e com a equação de gases perfeitos, foi calculado o peso específico de cada espécie para posteriormente poder calcular sua massa e, com isso, transformar os resultados em fração mássica. Na Tabela 7.1 podem ser encontrados os resultados experimentais e seus valores transformados

Tabela 7.1 –Valores de emissões geradas

Elemento	Resultado (% em volume)	Transformação (% em massa)
CO	0,72	0,70
CO ₂	10,73	15,81
O ₂	1,63	1,76
NO _x	0,023	0,024

Os resultados do BOOST são apresentados na Figura 7.3, que mostra a composição em emissão de cada espécie por ciclos do motor. Verifica-se que são necessários aproximadamente cinco ciclos para que o motor atinja um regime estável. Na Tabela 7.2 são comparados os resultados experimentais e de simulação.

Tabela 7.2 – Comparação dos resultados numéricos e experimentais

Elemento	Experimental (% em massa)	AVL BOOST (% em massa)	Diferença (%)
CO	0,7	0,91	23,08
CO ₂	15,8	11,75	25,63
O ₂	1,76	3,87	119,89
NO _x	0,024	0,02	20,00

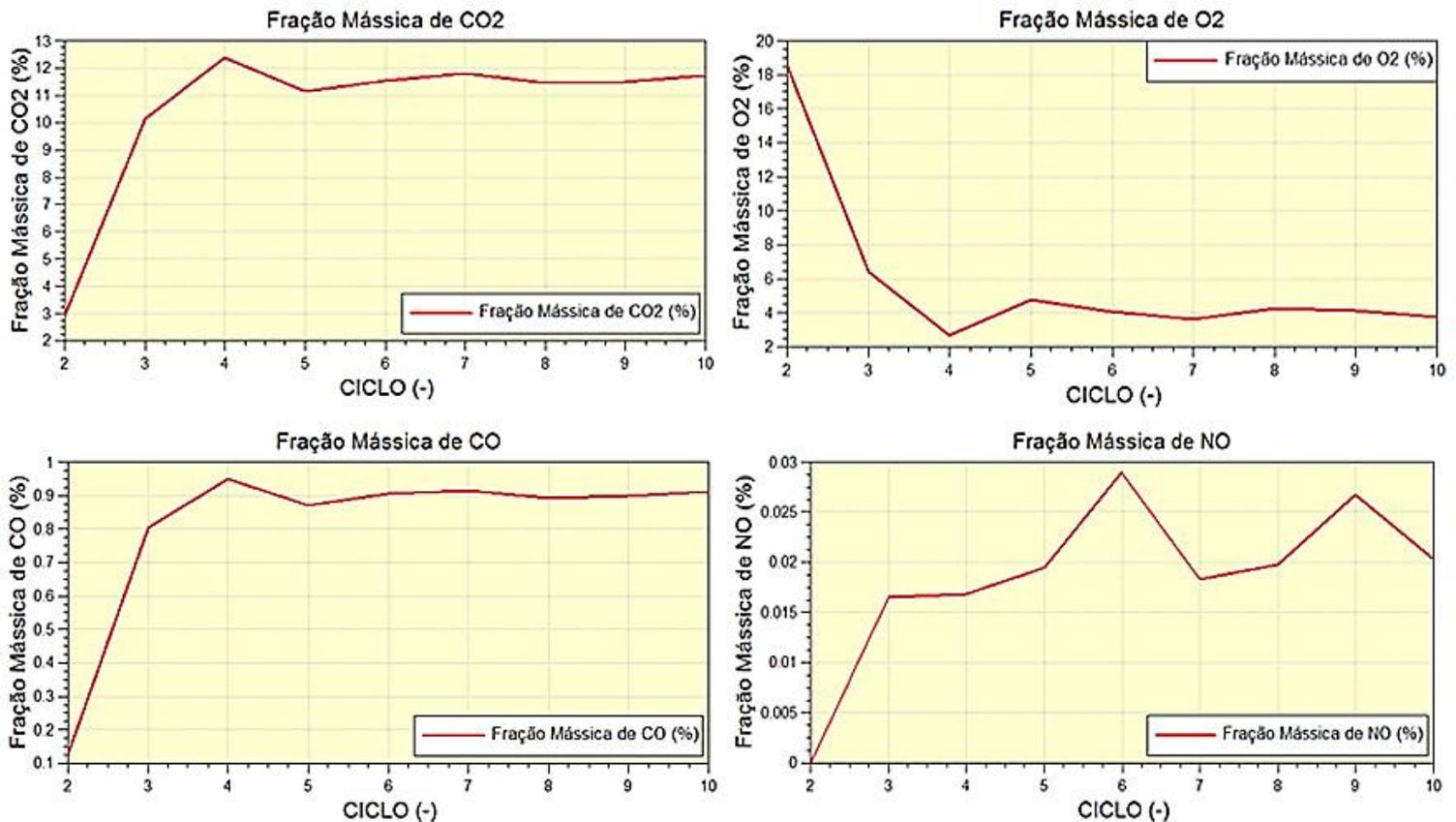


Figura 7.3 – Gráficos gerados pelo *software* ALV BOOST para emissão de espécies

Para o monóxido e o dióxido de carbono, o modelo forneceu uma diferença inferior a 25%, que pode ser considerado um bom resultado se avaliarmos alguns fatores, como a variação da razão estequiométrica durante o funcionamento do motor, a aproximação utilizada para transformação de valores das emissões e ao erro de medição do analisador de gases, já que o instrumento utilizado é de uso aplicado em oficinas de manutenção automotiva, e não um instrumento de laboratório. Outro fator que influencia nas medições é que os gases saem quentes e seguem reagindo fora do motor. Medidas precisas exigem que o gás seja resfriado tão logo saiam do motor, para minimizar a velocidade de reação.

Para o oxigênio, a grande discrepância é atribuída à dificuldade de cálculo da perda de carga na entrada de ar do motor. Soriano, 2014a, menciona que a perda de carga, nos experimentos, é substancialmente maior que a considerada na simulação. Um teste foi feito, impondo-se uma restrição à entrada de ar na admissão. Verificou-se que a emissão calculada de O₂ diminuiu, mas a modificação afeta também o comportamento de pressão.

Os valores de óxidos de nitrogênio gerados na queima de combustível de um motor de combustão interna são geralmente baixos, e a diferença de 20% encontrada também pode ser considerada como um bom resultado.

As incertezas de medição, segundo o fabricante do analisador de gases, dependem da qualidade do combustível, da calibração do aparelho e do filtro da sonda, e um valor exato não pode ser obtido.

8. CONCLUSÃO

A metodologia apresentada, assim como os resultados obtidos no presente trabalho permitem concluir que a simulação computacional de motores à combustão interna, em *software* unidimensional, pode prever o comportamento de um motor em seus aspectos gerais. Com o uso do AVL BOOST foi possível avaliar o comportamento da potência, da pressão absoluta e prever emissão de poluentes.

As diferenças encontradas entre a simulação computacional e os resultados experimentais podem ser explicadas, no geral, pela variação da mistura ar/combustível em regime transiente, que como visto experimentalmente com o analisador de gases, não se manteve constante. Pode-se afirmar que, para o desenvolvimento de motores de combustão interna e previsão de emissão de poluentes, o *software* BOOST pode ser utilizado como uma forma de auxílio à projetistas e pesquisadores pouparem tempo e custos operacionais com ferramentas mais elaboradas.

9. REFERÊNCIAS

- AVL BOOST Software “**Boost Theory**”, 2011a.
- AVL BOOST Software “**Users Guide**”, 2011b.
- Fueltech, “**FT500**”, <http://www.fueltech.com.br/>. Acessado em 20/10/2014
- Heywood, J. B., “**Engine combustion modeling - an overview**”, In: Combustion Modeling in Reciprocating Engines, Plenum Publishing Corporation, USA, 1980. pp. 33-35.
- Heywood, J. B. “**Internal combustion engine fundamentals**”, New York, McGraw-Hill, 1988. pp. 228-261.
- Higa, H. Y., “**Estudo e proposição de redução de consumo do motor flex-fuel**”, Trabalho de conclusão de curso, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2011, 75 páginas. pp. 22-29.
- Honda Engines. Disponível em: <http://engines.honda.com/models/model-detail/gx35>. Acessado em 5 de Agosto de 2014.
- Machado, G. B., Barros, J. E. M., Braga, S.L. et al., “**Investigations on surrogate fuels for high-octane oxygenated gasolines**”, Fuel, v.90, 2011. pp. 640-646.
- Melo, T. C. C., “**Análise experimental e simulação computacional de um motor flex operando com diferentes misturas de etanol hidratado na gasolina**”, Tese de Doutorado - UFRJ, 2012. pp. 12-45.
- Mendonza, A.P., Martelli, A.L., Fraga, J.R., Salvador, R.L., Silva, V.N., “**Avaliação de um motor monocilíndrico 4 tempos de 35cc com injeção eletrônica utilizando um dinamômetro conceito**”, Trabalho de Conclusão de Curso, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 2009. pp. 68-74.
- Onorati, A., Ferrari, G., D’Errico, G., “**1D Unsteady Flows with Chemical Reactions in the Exhaust Duct-System of SI Engines: Predictions and Experiments**”, SAE Technical Paper n. 2001-01-0939, 2001. pp. 3-8.

Santos Jr., S. J. F., “**Modelo teórico para predição do ciclo operacional de um motor de ignição por centelha movido à gás natural**”, Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2004. pp. 68-94.

Scheffler, R., “**Análise numérica da potência em motores de combustão interna**”, Trabalho de Conclusão de Curso, Departamento de Engenharia Mecânica Automotiva da Universidade Luterana do Brasil, 2013. pp. 26-31.

Soriano, B., **Comunicação pessoal com o autor**, 2014a.

Soriano, B., Rech, C. “**Low cost transient discharge coefficient measure system**”. Anais do 21º Congresso Internacional de Engenharia Mecânica, Natal, 2011. pp. 2-6.

Soriano, B., Zancanaro, F.V., Melo, P.B., Vielmo, H.A., Rech, C., “**Analysis of the discharge coefficient considering the numerical transient and experimental steady state**”, Anais do 15º Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT, 2014b, Belém. pp. 5-16.

Zancanaro, F.V., “**Simulação numérica do escoamento turbulento em motores de combustão interna**”, Dissertação de Mestrado do Departamento de Engenharia Mecânica – UFRGS, 2010. pp. 74-110.

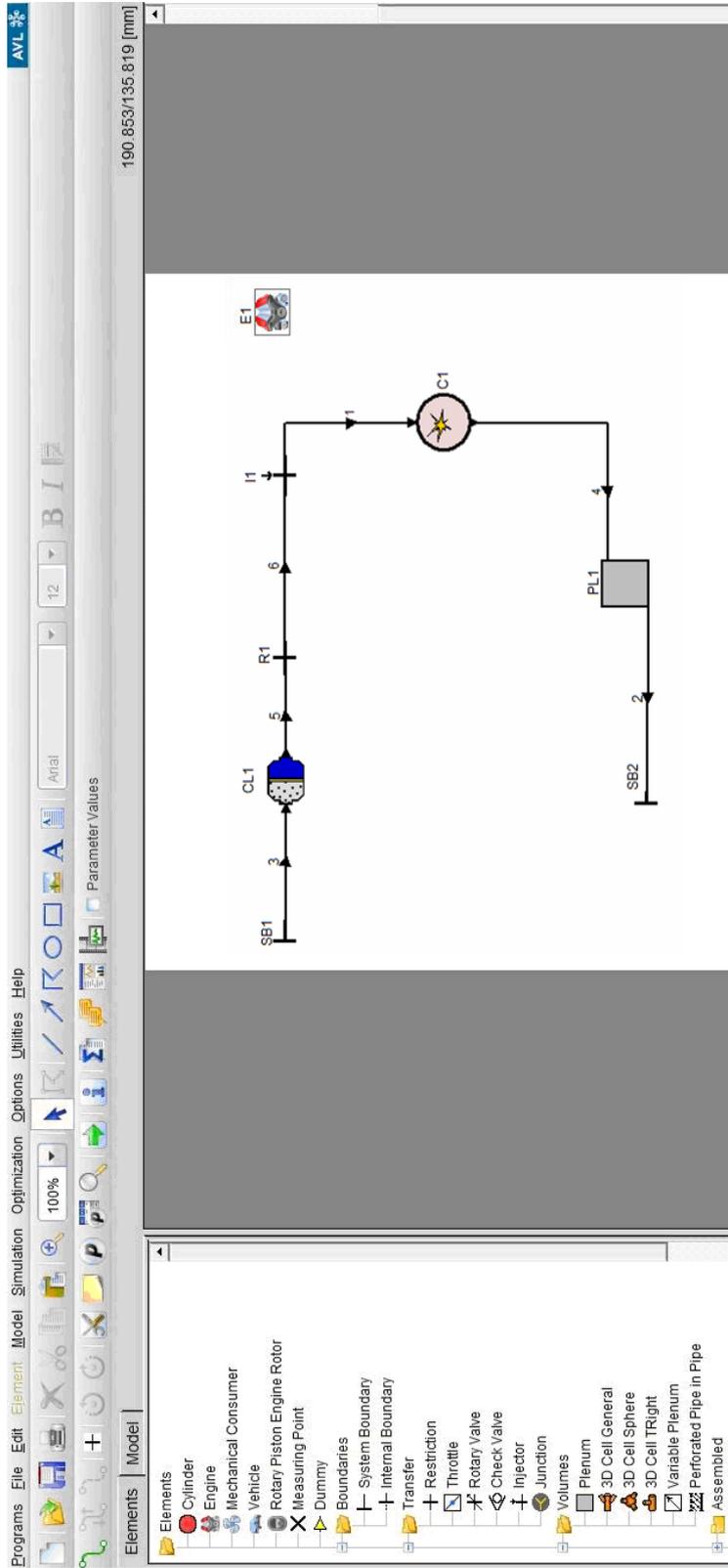
10. ANEXOS

Specs

Engine Type	Air-cooled 4-stroke OHC
Bore x Stroke	39 mm x 30 mm
Displacement	35.8 cm³
Net Power Output*	1.3 HP (1.0 kW) @ 7,000 rpm
Net Torque	1.2 lb-ft (1.6 Nm) @ 5,500 rpm
PTO Shaft Rotation	Counterclockwise (from PTO shaft side)
Compression Ratio	8.0:1
Carburetor	Diaphragm-type (overflow return)
Ignition System	Transistorized magneto
Starting System	Recoil
Lubrication System	Crankcase pressure-driven
Governor System	NA
Air cleaner	Semi-dry
Oil Capacity	3.4 US oz (100cc)
Fuel	Unleaded 86 octane or higher
Fuel Tank Capacity	0.67 U.S. qt (.63 liter)
Dry Weight	7.6 lb (3.3 kg)

Anexo I – Tabela com dados sobre o motor GX35 (Honda, 2014)

11. APÊNDICE



Apêndice I – Tela do programa com o modelo criado