

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA MONOCILÍNDRICO

por

Leonardo dos Santos Batista

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, junho de 2016





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

MODELAGEM DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA MONOCILÍNDRICO

por

Leonardo dos Santos Batista

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. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Thamy Cristina Hayashi

Comissão de Avaliação:

Prof. Pedro Barbosa Mello

Prof. Luiz Alberto Oliveira Rocha

Prof. Cirilo Seppi Bresolin

Porto Alegre, 22 de junho de 2016.

BATISTA, L. S. **Modelagem de um motor de combustão interna monocilíndrico**. 2016. 18p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

## **RESUMO**

O objetivo deste trabalho é modelar um motor a combustão interna monocilíndrico a gasolina, utilizando o *software* comercial Lotus Engine Simulation que permite realizar a simulação unidimensional de motores de combustão interna.

Foram estudados os principais parâmetros de entrada necessários para a utilização do *software*. Dentre esses parâmetros estão o modelo de combustão de Wiebe e o modelo de transferência de calor de Annand, os quais foram avaliados separadamente quanto a sua influência nos resultados finais de torque no eixo do motor. Após as avaliações, o modelo de simulação foi calibrado pela comparação de resultados com dados experimentais obtidos de um motor monocilíndrico utilizado em veículo tipo Fórmula SAE. O teste experimental foi feito em um dinamômetro de chassi, equipamento que não foi o ideal para se obter os resultados de torque no eixo do motor. Entretanto, os resultados da simulação proporcionaram uma boa representação dos resultados experimentais.

**PALAVRAS-CHAVE:** Modelagem unidimensional, Motor de combustão interna, Lotus Engine Simulation, Fórmula SAE.

BATISTA, L. S. **Modeling of a single cylinder internal combustion engine**. 2016. 18p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

## **ABSTRACT**

The objective of this work is to model a gasoline single-cylinder internal combustion engine, using Lotus Engine Simulation commercial software that allows to perform the one-dimensional simulation of internal combustion engines.

The main input parameters required to use the software were studied. Among these parameters are the Wiebe combustion model and the Annand heat transfer model, which were assessed separately for their influence on the final results of torque on the motor shaft. After the evaluations, the simulation model was calibrated by comparing the results with experimental data obtained from a single-cylinder engine used in Formula SAE vehicle. The experimental test was conducted on a chassis dynamometer systems, equipment which was not ideal to get the results of torque on the motor shaft. However, the simulation results provide a good representation of experimental results.

**KEYWORDS:** Unidimensional modeling, Internal combustion engine, Lotus Engine Simulation, Formula SAE.

## ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO .....	1
2 OBJETIVOS .....	1
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	2
4 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	3
4.1 Modelo de combustão.....	3
4.2 Modelo de transferência de calor de Annand.....	4
4.3 Coeficiente de fluxo.....	5
4.4 Razão de equivalência.....	5
4.5 Modelos de atrito.....	6
5 METODOLOGIA.....	6
5.1 Desenvolvimento do modelo.....	6
5.2 Avaliação dos modelos de fechamento.....	8
5.3 Testes experimentais.....	9
5.4 Comparação dos resultados e ajuste do modelo.....	9
6 RESULTADOS.....	9
6.1 Desenvolvimento do modelo.....	9
6.2 Avaliação dos modelos de fechamento.....	11
6.3 Testes experimentais.....	12
6.4 Comparação dos resultados e ajuste do modelo.....	13
7. DISCUSSÕES. ....	14
8. CONCLUSÕES.....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	15
Apêndice I .....	16

## 1. INTRODUÇÃO

Normalmente, em projetos de engenharia, muito tempo e dinheiro são dispendidos em pesquisa e desenvolvimento de produto devido á necessidade de experimentos. Com isso, as simulações computacionais são ferramentas muito úteis para uma redução significativa desses custos. Porém é necessário ajustar os modelos computacionais para que haja uma boa correlação entre a simulação e a realidade. Uma boa modelagem computacional pode ser o elemento chave para um bom desenvolvimento de produto.

Nesse contexto, a modelagem computacional se torna uma das melhores opções em projetos quando se trata de pequenos fabricantes que não possuem recursos necessários para a execução de muitos testes experimentais, como é o caso da equipe de Fórmula SAE da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Nessa categoria de competição, os veículos têm restrições na motorização e em seus sistemas de admissão e de exaustão. Portanto, é necessário o desenvolvimento de diversos componentes desses sistemas para o motor utilizado no veículo. Em síntese, a modelagem computacional do motor utilizado no veículo de Fórmula SAE é de suma importância para o desenvolvimento de um veículo competitivo, dadas as condições com recursos limitados para o projeto.

Na indústria automobilística existem *softwares* que são bastante difundidos quando se fala em desenvolvimento de motores de combustão interna. Caton, 2016, lista os 5 *softwares* comerciais mais utilizados atualmente em simulações unidimensionais de motores de combustão interna. Entre eles está o *software* Lotus Engine Simulation, que segundo o autor é usado pela própria fabricante no projeto de seus motores.

O *software* Lotus Engine Simulation é um programa que faz simulações unidimensionais de motores de combustão interna. O *software* está disponível para *download* no *website* da própria empresa em uma versão livre, onde é possível realizar simulações de motores com apenas um cilindro, que é o caso da configuração utilizada neste presente estudo. Para motores maiores e complexos é necessário adquirir uma licença de utilização, que permiti a modelagem de qualquer configuração de motor.

## 2. OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é modelar o motor a combustão interna monocilíndrico utilizado no veículo de competição tipo Formula SAE da UFRGS. Utilizando o *software* Lotus Engine Simulation, deseja-se obter o ajuste do modelo por comparação dos resultados da simulação com dados experimentais. A modelagem visa a obtenção uma ferramenta robusta para o futuro desenvolvimento de componentes do motor, reduzindo tempo e custo no projeto de peças novas, além da possibilidade de otimização dos parâmetros a serem modificados no motor.

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Uma busca revela que o *software* Lotus Engine Simulation é bastante difundido entre pesquisadores tanto para uso prático, fazendo simulações para motores reais, quanto para uso puramente teórico, avaliando e estudando a influência de parâmetros de motores nos resultados da simulação.

Duleba, 2014, fez simulações e experimentos com um motor com 2.0 litros de cilindrada, 4 cilindros contrapostos, com turbo-compressor, em duas situações distintas : motor completamente original, e motor modificado. Na primeira situação, a potência medida experimentalmente foi 164kW, enquanto que na simulação o resultado foi 158kW. Já na segunda situação, a potência medida experimentalmente foi 244kW enquanto que a simulação resultou em 257kW. O autor conclui que a qualidade dos resultados de simulação estão diretamente ligados ao detalhamento dos dados fornecidos ao programa e ressalta que o *software* pode, de fato, ser usado como parte integral do desenvolvimento de motores.

Chan *et al.*, 2013, testaram a capacidade de simular os processos de compressão, combustão e expansão para um motor monocilíndrico em dois *softwares* comerciais (Lotus Engine Simulation e Ricardo Wave) e num código implementado em Matlab. Depois compararam os resultados com dados de referência e observou que as três simulações previram perfis similares de pressão e temperatura durante os processos, que estão em razoável concordância com os dados de referência. Por fim, os autores concluíram que as pequenas diferenças encontradas entre as simulações podem ser explicadas pela implementação de diferentes submodelos (sub-modelo de transferência de calor e sub-modelo de combustão) e diferenças nas propriedades físico-químicas do combustível e produtos da combustão.

Duarte, 2013, utilizou o *software* para prever características de *performance* dos motores de Fórmula 1 para o ano de 2014, quando entrou o novo regulamento limitando as características construtivas dos motores. O autor modelou um motor de 1.6 litros de cilindrada, com seis cilindros dispostos em “V”, admissão de combustível por injeção direta no cilindro e turbo-compressor. Comparou os resultados da simulação com dados experimentais obtidos de um motor com características muito similares utilizado na Fórmula 1 nos anos 80, e observou que haveria uma diminuição nos resultados de potência e torque dos novos motores, mas com uma superioridade nos resultados de consumo específico de combustível. Por fim, o autor conclui que os resultados obtidos para o motor de Fórmula 1 para 2014, foram tidos, como aceitáveis.

Stansfield *et al.*, 2007, fez um estudo de PIV (*Particle Image Velocimetry* -Velocimetria por imagem de partículas) sobre as estruturas de escoamento dentro do cilindro em um *range* real de rotações do motor. Dentro do estudo, o autor usa o *software* para simular a pressão máxima atingida dentro do cilindro e compara com dados experimentais. Os valores obtidos ficaram muito próximos, cerca de 2% maiores nas simulações. O autor observa que a diferença provavelmente se dá pelo vazamento (*blow-by*) de gás pelos anéis dos êmbolos, levando a uma pressão menor no cilindro, efeito que não é considerado no *software*.

Chříbík *et al.*, 2012, utilizou o *software* para fazer uma avaliação da *performance* de um motor de 2 cilindros dispostos em linha e 686cm<sup>3</sup> de cilindrada, usando uma mistura de dois combustíveis gasosos diferentes. O autor fez uma validação comparando dados experimentais de torque e consumo específico de combustível com os resultados da simulação para os dois tipos de combustível. Segundo o autor, os resultados apresentaram uma diferença de aproximadamente 2% no torque e 3,3% no consumo específico de combustível. O autor conclui apontando as vantagens e desvantagens da mistura dos combustíveis.



## 4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo, serão discutidos os principais modelos e parâmetros a serem avaliados e configurados na simulação.

### 4.1. Modelo de combustão

O programa de simulação utiliza um modelo de liberação de calor em única zona. Isso significa que durante a combustão o calor liberado é usado para aquecer todo o gás contido no espaço da câmara de combustão de forma homogênea. Essa consideração implica que a temperatura da massa completa de gás é geralmente menor que a temperatura no núcleo da combustão. Isso pode ter um efeito na transferência de calor para o cilindro, porém, com as formulações semi-empíricas desenvolvidas para tal, essa diferença é minimizada.

#### 4.1.1. Modelo de combustão de Wiebe

O modelo utilizado para a combustão é o modelo de Wiebe, proposto por Wiebe, 1956 (*apud* Lotus, 2016a). A equação de Wiebe (Eq. 4.1), define a fração mássica de combustível queimada como:

$$m_{\text{frac}} = 1.0 - \exp \left[ -A \left( \frac{\theta}{\theta_b} \right)^{M+1} \right] \quad (4.1)$$

onde :

- $m_{\text{frac}}$  = Fração mássica de combustível queimada;
- $A$  = Coeficiente  $A$  da equação de Wiebe;
- $M$  = Coeficiente  $M$  da equação de Wiebe;
- $\theta$  = Ângulo atual de queima (após o início da combustão);
- $\theta_b$  = Ângulo de queima 10-90% (conforme definido na Equação 4.2).

A principal vantagem da equação de Wiebe é que ela é normalizada pela duração da combustão. Assim o usuário pode rapidamente modificar a duração da combustão para alcançar resultados mais realistas.

#### 4.1.2. Duração de combustão

Segundo Lotus, 2016a, a definição de duração de combustão é uma função do tipo de combustível usado. É muito difícil medir o início e o final da combustão em motores de ignição por centelha a gasolina. Uma aproximação é então adotada na qual a duração da combustão desses motores é definida como o ângulo de manivela entre 10% e 90% da fração mássica queimada.

A equação empírica usada pelo programa para essa aproximação é a Equação 4.2, mostrada a seguir.

$$10-90\%(\text{deg}) = 20.0 \cdot \left( \frac{\text{Diâmetro}}{\text{Curso}} \right) + 0.6 \cdot \left( \frac{\text{Rotação(RPM)} \cdot \text{Curso(m)}}{30.0} - 11.0 \right) \quad (4.2)$$

#### 4.1.3. Fase da Combustão

Uma aproximação adotada por Lotus, 2016a, é considerar a fase da combustão como o ângulo da manivela após PMS no qual 50% da fração mássica de combustível já foi queimada, que é chamado de *Combustion Phasing A50%*. Para motores a gasolina a fase de

combustão é por padrão 10 graus após o ponto morto superior, mas pode ser definida pelo usuário.

Na Figura 4.1 a seguir, são mostrados graficamente a equação de Wiebe para a combustão, o intervalo considerado de duração da combustão (10-90%) e a fase da combustão (A50%). Na prática, a fase da combustão está diretamente ligada ao ponto de ignição. Assim, quanto maior o ângulo de fase da combustão, mais atrasado é o ponto de ignição, e quanto menor o ângulo de fase da combustão, mais adiantado é o ponto de ignição.

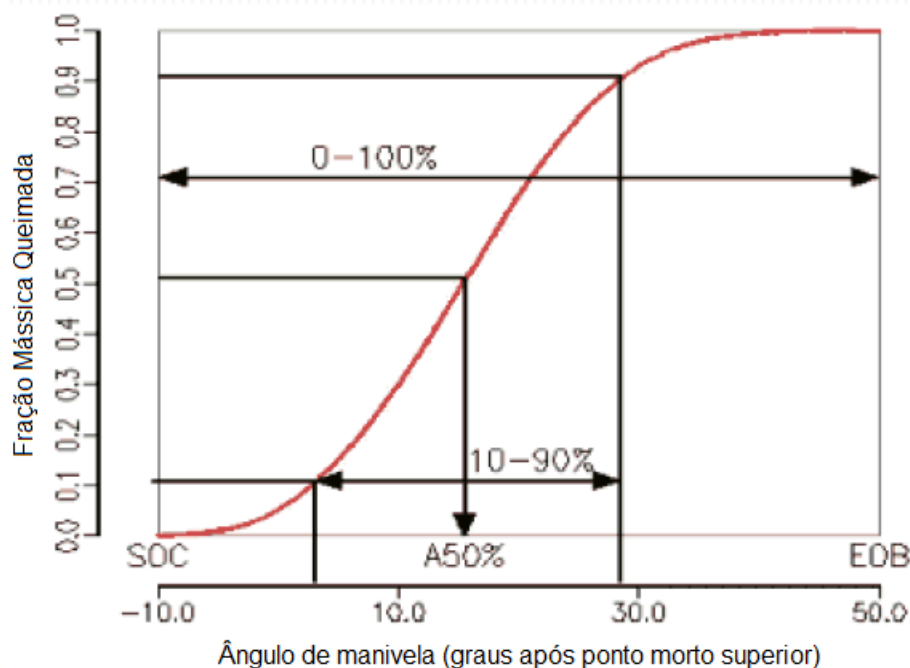


Figura 4.1 - Definição de ângulos de liberação de calor. Adaptado de Lotus, 2016a.

#### 4.2. Modelo de transferência de calor de Annand

O modelo de transferência de calor do gás para o interior da câmara de combustão proposto por Annand, 1963, é definido pela Equação 4.3, mostrada a seguir:

$$\frac{hD_{cyl}}{k} = ARe^B \quad (4.3)$$

onde:

$h$  = Coeficiente de transferência de calor;

$A$  = Coeficiente A de Annand para ciclo aberto ou fechado;

$B$  = Coeficiente B de Annand para ciclo aberto ou fechado;

$k$  = condutividade térmica do gás no cilindro;

$D_{cyl}$  = Diâmetro do cilindro;

$Re$  = Número de Reynolds baseado na velocidade média do pistão e o diâmetro do cilindro. A densidade é aquela calculada para o conteúdo do cilindro para cada ângulo de manivela.

Então, a transferência de calor por unidade de área da parede do cilindro é definida conforme Equação 4.4, mostrada a seguir.

$$\frac{dQ}{F} = h(T_{\text{gas}} - T_{\text{wall}}) + C(T_{\text{gas}}^4 - T_{\text{wall}}^4) \quad (4.4)$$

onde :  
 $dQ/F$  = Transferência de calor por unidade de área;  
 $h$  = Coeficiente de transferência de calor;  
 $C$  = Coeficiente C de Annand para ciclo fechado;  
 $T_{\text{gas}}$  = Temperatura do gás contido na câmara de combustão;  
 $T_{\text{wall}}$  = Temperatura da parede do cilindro.

A primeira parte da equação descreve a transferência de calor por convecção, enquanto que a segunda parte descreve a transferência de calor por radiação.

O modelo de Annand divide a transferência de calor em dois ciclos : aberto e fechado. O ciclo aberto (ou *open cycle*) é aquele que compreende os tempos de admissão e escape. Já o ciclo fechado (ou *closed cycle*) compreende os processos de compressão, combustão e expansão. Segundo Annand, 1963, a transferência de calor por radiação é significativa somente durante a combustão, sendo ela usada então apenas no ciclo fechado. Com isso, no ciclo aberto, o valor do coeficiente C é zero. Já os coeficientes A e B podem ser ajustados individualmente para cada ciclo.

#### 4.3. Coeficiente de fluxo

O coeficiente de fluxo é definido por Lotus, 2016b, pela Equação 4.5 mostrada a seguir.

$$C_{\text{flow}} = \frac{Q}{A\sqrt{2\Delta P/\rho}} \quad (4.5)$$

onde:  
 $C_{\text{flow}}$  = Coeficiente de fluxo;  
 $Q$  = Vazão de gás medida;  
 $A$  = Área do orifício da(s) válvula(s);  
 $\Delta P$  = Variação de pressão imposta entre entrada e saída do cabeçote;  
 $\rho$  = Densidade do gás.

O coeficiente de fluxo é medido para diversos estágios de abertura das válvulas, gerando dados da variável  $C_{\text{flow}}$  versus abertura das válvulas. Este coeficiente, apesar do nome fluxo, está associado à vazão de gás no cabeçote. Ele caracteriza a perda de carga existente no elemento. Assim, cabeçotes com menores perdas de carga terão o coeficiente mais alto, e cabeçotes com maiores perdas de carga terão o coeficiente mais baixo.

#### 4.4. Razão de equivalência

O programa de simulação considera que a mistura de ar mais combustível entre no cilindro de maneira 100% homogênea. O parâmetro utilizado para definir a quantidade de combustível contida na mistura é a razão de equivalência, definida pela Equação 4.6, mostrada a seguir.

$$\varphi = \frac{(A/C)_s}{(A/C)} \quad (4.6)$$

onde:  
 $\varphi$  = Razão de equivalência;  
 $(A/C)_s$  = Razão ar/combustível estequiométrica;  
 $(A/C)$  = Razão ar/combustível da mistura.

Assim, para  $\varphi = 1$  tem-se uma mistura estequiométrica, para  $\varphi > 1$  uma mistura rica, e para  $\varphi < 1$  uma mistura pobre.

#### 4.5. Modelos de atrito

Os modelos de atrito são usados para estimar as perdas por atrito contidas em todos os componentes internos do motor. Segundo Lotus, 2016c, esses modelos calculam uma pressão efetiva média de fricção que posteriormente é descontada nos resultados de pressão média do ciclo para o cálculo dos resultados finais de *performance* do motor. É possível selecionar entre cinco diferentes modelos de atrito, e também há a possibilidade de usar uma média simples entre os cinco modelos de atrito. Os cinco modelos de atrito são listados a seguir:

- Pantton and Heywood (Motores de ignição por centelha);
- Howard, Barness, Moss (Motores de ignição por centelha);
- Millington and Hartles (Motores de ignição por compressão);
- Honda (Motores de ignição por centelha);
- Modified Honda (Motores de ignição por centelha).

Pelo fato do motor a ser estudado nesta presente monografia ser fabricado pela Honda, optou-se por utilizar na simulação o modelo de atrito proposto pela mesma, no caso o modelo original, não modificado.

##### 4.5.1. Modelo de atrito Honda

O modelo de atrito da fabricante Honda, segundo Lotus, 2016d, define a pressão efetiva média de fricção conforme a Equação 4.7, mostrada a seguir.

$$FMEP = 10.0 \cdot (((60 \cdot 10^{-9} \cdot S \cdot FLBAR) + 1.1 \cdot 10^{-9}) \cdot RPM^2) + (1.1 \cdot 10^{-3} \cdot CST) + 0.14 \cdot \frac{\sqrt{S \cdot CMD}}{B} \quad (4.7)$$

onde:

- FMEP = Pressão efetiva média de fricção;
- S = Curso do êmbolo;
- B = Diâmetro do êmbolo;
- RPM = Velocidade de rotação do motor;
- FLBAR = Fluxo médio/ Constante de área do êmbolo (Termo adicionado pela experiência da Lotus).
- CST = Constante de viscosidade do óleo (Termo adicionado pela experiência da Lotus);
- CMD = Diâmetro equivalente da manivela = Soma dos diâmetros dos mancais dividido pelo número de mancais;

## 5. METODOLOGIA

### 5.1. Desenvolvimento do modelo

Para o desenvolvimento do modelo de simulação no *software* Lotus Engine Simulation é necessário estudar os parâmetros de entrada do programa de simulação. Segundo Chan, 2013, esses parâmetros podem ser divididos em dois grupos: parâmetros básicos e parâmetros avançados. Os parâmetros básicos são as medidas geométricas do motor, tais como diâmetro e curso do êmbolo, comprimento da biela, comprimento dos dutos de admissão e escape, entre outros. Já os parâmetros avançados englobam os modelos de fechamento do problema, tais como modelo de combustão e modelo de transferência de calor, e os sub-modelos, tais como os modelos de atrito, perfil de abertura das válvulas, coeficiente de fluxo do cabeçote, entre

outros. Um esquema desses parâmetros de entrada pode ser visto na Figura 5.1 mostrada a seguir.

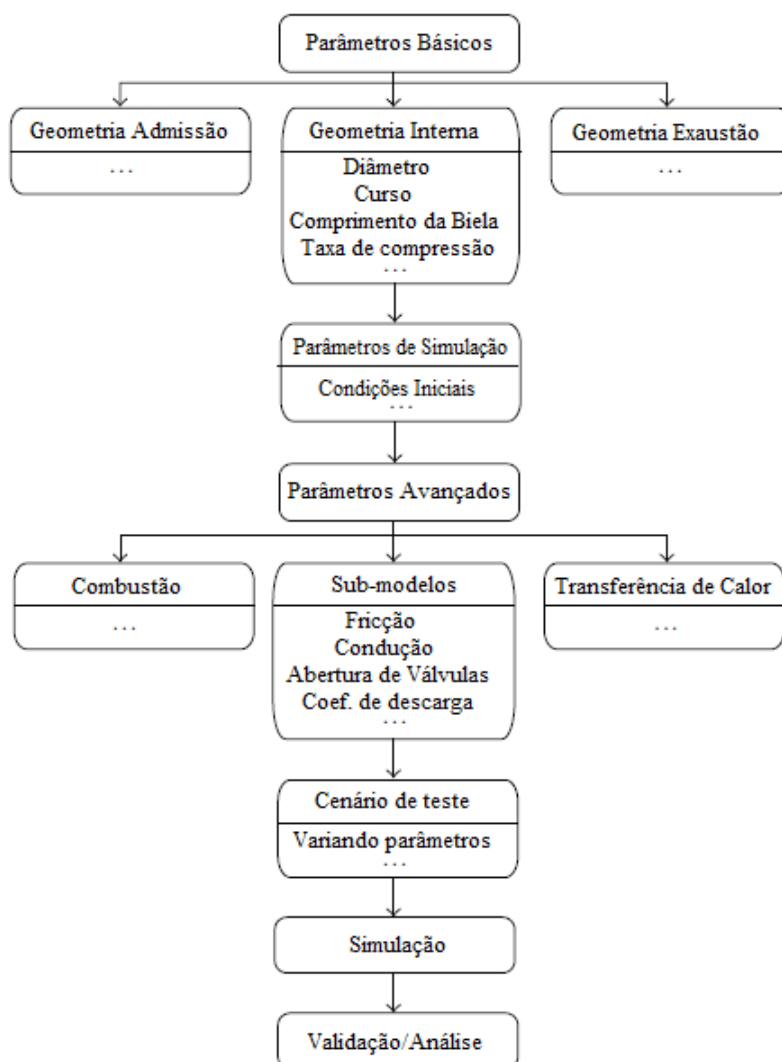


Figura 5.1: Esquema de entrada de dados. Adaptado de Chan, 2013.

### 5.1.1. Parâmetros Geométricos

Para definir os parâmetros geométricos do motor fez-se uma bateria de medições e coleta de dados. As medições incluíram as dimensões de alguns componentes do motor e sistema de admissão e exaustão. Outros parâmetros necessários, tais como dimensões do êmbolo e bielas, foram obtidos através de manuais técnicos disponíveis pelo fabricante.

### 5.1.2. Parâmetros avançados

O perfil de abertura das válvulas não estava disponível nos manuais técnicos do fabricante. Com isso, realizou-se uma medição para defini-lo. O deslocamento de abertura das válvulas foi medido com auxílio de um paquímetro apoiado nas hastes das válvulas e fixado em uma posição de referência, e o ângulo de manivela foi medido com um transferidor.

Foram realizados testes experimentais para medir a vazão no cabeçote e definir o coeficiente de fluxo do cabeçote. Os testes foram executados tanto em escoamento normal, como em escoamento reverso, que é o sentido do escoamento contrário ao sentido de

escoamento normal de funcionamento no cabeçote. O experimento foi feito seguindo o padrão adotado por Lotus, 2016e, onde foi imposta uma diferença de pressão entre a entrada e a saída do cabeçote e medida a vazão de ar.

Para a modelagem de combustão a única opção disponível no *software* Lotus Engine Simulation é o modelo de combustão de Wiebe. Já para a modelagem da transferência de calor, há dois modelos disponíveis no *software* para estimar a perda de calor do gás para o interior da câmara de combustão : o modelo de Annand e o modelo de Woschni. Por simplicidade preferiu-se trabalhar com o modelo de Annand, pelo fato de ter apenas três coeficientes para serem ajustados, enquanto que o modelo de Woschni conta com seis coeficientes.

Quanto aos modelos de atrito, conforme comentado na seção 4.5 deste presente trabalho, foi selecionado o modelo de atrito proposto pela Honda. Os demais parâmetros foram mantidos os padrões do *software* por dependerem apenas de parâmetros geométricas e propriedades de materiais. Assim, uma vez configurados os sistemas de admissão e escape e selecionados os materiais, o programa se encarrega de calcular propriedades como condução de calor e transferência de calor de dutos, junções, entre outros.

### 5.1.3. Condições de simulação

A seguir na Tabela 5.1 podem ser vistas as condições da simulação, que podem ser definidas pelo usuário a qualquer momento.

Tabela 5.1 - Condições de simulação.

Faixa de rotação	2000-6000rpm
Razão de equivalência	1.1
Temperatura do ar ambiente	28.7°C
Temperatura do ar na admissão	28.7°C
Pressão do ar ambiente	1.0 atm
Pressão do ar na entrada da admissão	1.0 atm
Pressão do ar na saída de escape	1.0 atm
Umidade relativa	46%

As condições da simulação foram definidas de acordo com as condições em que foram realizados os testes experimentais no dinamômetro.

## 5.2. Avaliação dos modelos de fechamento

### 5.2.1. Avaliação do modelo de combustão

Fez-se uma avaliação do modelo de combustão de Wiebe no *software* de simulação para observar a sua influência nos resultados finais de torque do motor, facilitando o ajuste do modelo posteriormente. Para isso, manteve-se todos os outros parâmetros de configuração do motor fixos, e então variou-se os coeficientes A e M da equação de Wiebe em todo o intervalo normal aceitável pelo modelo. O intervalo aceitável contempla os valores do coeficiente A de 0.1 a 10.0, e os valores do coeficiente M de 0.1 á 3.0. Porém, com valores entre 0.1 a 5.0 para o coeficiente A, não se obtém a queima total do combustível. Assim, considerando que toda a massa de combustível é queimada, o intervalo aceitável do coeficiente A é entre os valores 5.0 e 10.0. Os valores padrão da equação de Wiebe para gasolina como combustível são 10.0 para o coeficiente A e 2.0 para o coeficiente M.

### 5.2.2. Avaliação do Modelo de Annand

Assim como para o modelo de combustão de Wiebe, também fez-se uma avaliação do modelo de transferência de calor de Annand no *software* de simulação. Nessa avaliação,

utilizou-se a mesma configuração fixa de motor usada na avaliação do modelo de Wiebe, e então variou-se os coeficientes da equação de Annand dentro do intervalo recomendável para o modelo.

Os coeficientes padrões para o tipo de motor estudado nesta presente monografia (a gasolina, com injeção de combustível do tipo *port injection*) são:

- Ciclo aberto (*open cycle*):  $A = 0.2$  e  $B = 0.8$ ;
- Ciclo fechado (*closed cycle*):  $A = 0.12$ ;  $B = 0.8$  e  $C = 4.29 \text{ E-}9$ .

Segundo Lotus, 2016f, para alcançar uma boa correlação na eficiência volumétrica e transferência de calor é recomendado mudar o valor do coeficiente A, entre 0.1 e 0.3, mantendo os valores de B e C constantes conforme os padrões do modelo de Annand.

### 5.3. Testes experimentais

Os testes experimentais com o motor a combustão interna foram executados em um dinamômetro de chassi com rolos inerciais, equipamento que mede o torque diretamente nas rodas do veículo pela aceleração angular dos rolos. Então, o torque no eixo do motor é estimado a partir do desconto das perdas por atrito do sistema de transmissão, medidas através da desaceleração angular dos rolos após a medida de aceleração. Para isso, esse procedimento é realizado com o motor desacoplado do sistema de transmissão.

### 5.4. Comparação dos resultados e ajuste do modelo

Os resultados obtidos experimentalmente foram comparados por visualização gráfica com os resultados da simulação, e com isso fez-se o ajuste do modelo variando os coeficientes das equações de Annand e de Wiebe até se atingir a melhor representação do experimento.

## 6. RESULTADOS

### 6.1. Desenvolvimento do modelo

#### 6.1.1. Parâmetros geométricos

A seguir, pode ser visto na Tabela 6.1 um resumo dos parâmetros geométricos do motor.

Tabela 6.1 - Resumo dos parâmetros geométricos do motor.

Fabricante	Honda
Modelo	NX4
Nº de cilindros	1
Diâmetro	85.0 mm
Curso	70.0 mm
Taxa de compressão	8.8:1
Cilindrada	397 cm <sup>3</sup>
Comprimento da Biela	130.0 mm
Válvulas de admissão	2 válvulas de 33.0 mm
Válvulas de escape	2 válvulas de 29.0 mm

Após as medições realizadas, a configuração dos sistemas de admissão e exaustão, com dimensões aproximadas, resultaram em:

- Admissão: duto de 100mm de comprimento com diâmetro interno inicial de 46mm e final de 20mm (devido a restrição da categoria Formula SAE) ligado a um reservatório e forma de bocal divergente de volume igual a 3 litros, seguido de um duto de 225mm de comprimento

com diâmetro interno de 42mm entre o reservatório e o cabeçote. O material dos dutos é aço e do reservatório é fibra de vidro.

- Exaustão: duas curvas tubulares de 180°, comprimento de 500mm e 38mm de diâmetro interno ligados no cabeçote e conectados por uma junção do tipo Y a um duto final de 450mm de comprimento e 42mm de diâmetro interno. O material dos dutos é aço.

A modelagem do motor no *software* Lotus Engine Simulation pode ser vista na Figura 6.1 mostrada a seguir. Os quadros presentes na figura descrevem o que é definido em cada componente.

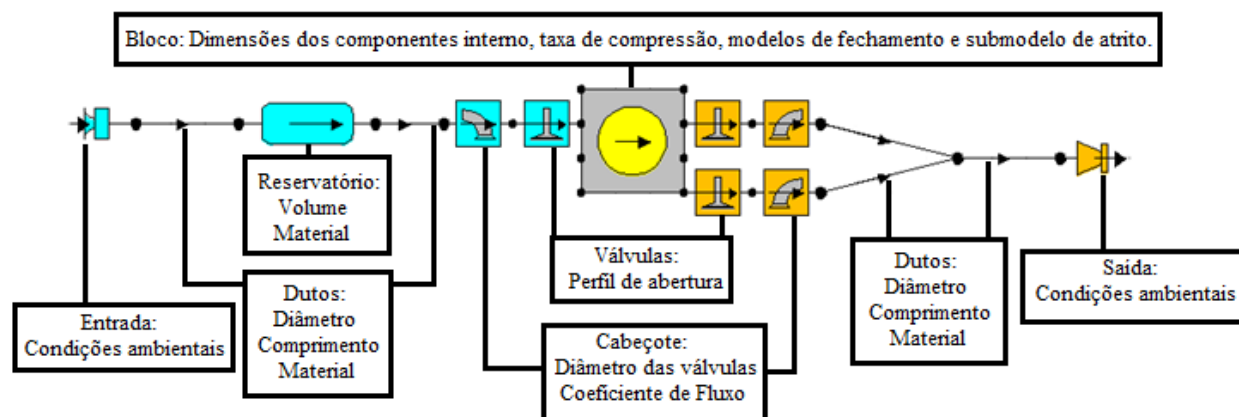


Figura 6.1 - Esquema do modelo de simulação implementado no do *software* Lotus Engine Simulation.

### 6.1.2. Perfil de abertura das válvulas

Na Figura 6.2 são mostrados os resultados da medição do perfil de abertura das válvulas. A incerteza da medida de abertura das válvulas é 0.05mm e a incerteza na medida do ângulo é 0.5°.

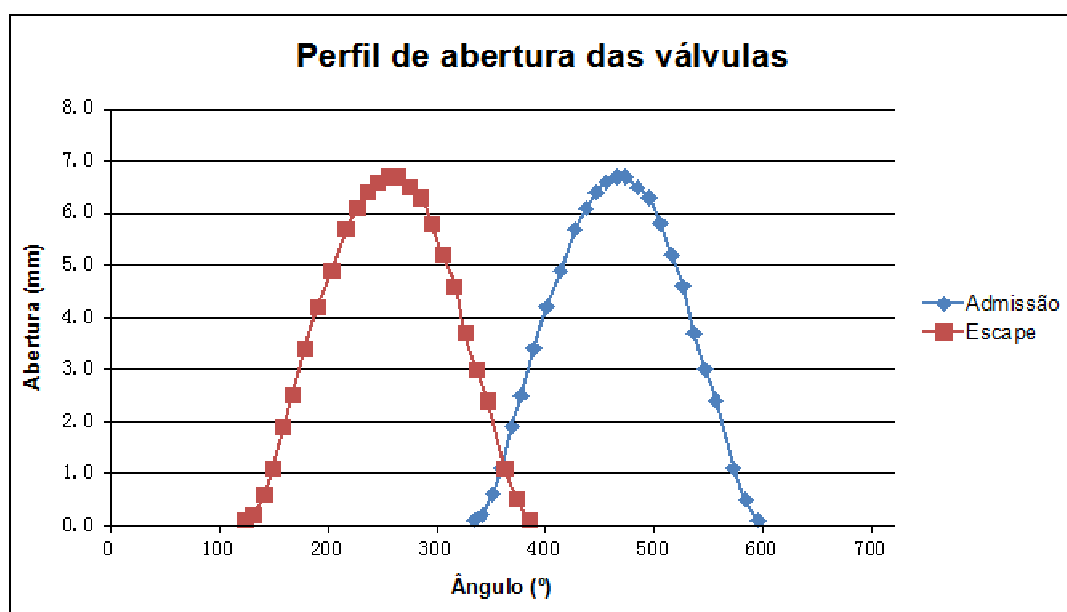


Figura 6.2 - Perfil de abertura das válvulas de admissão e exaustão. O ângulo 0° é o ponto morto superior entre o ciclo de compressão/expansão.



### 6.1.3. Coeficiente de fluxo

Na Figura 6.3 pode ser visto o equipamento utilizado para o teste, popularmente chamado de banca de fluxo.



Figura 6.3 - Equipamento utilizado nas medições do coeficiente de fluxo, popularmente chamado de banca de fluxo.

Os resultados das medidas do coeficiente de fluxo são mostrados na Tabela 6.2, a seguir. A banca de fluxo utilizada possuía uma incerteza de  $0.4\text{m}^3/\text{h}$  na medida de vazão e  $8\text{Pa}$  na medida da pressão. Com isso, chegou-se a uma incerteza de 0.023 nos valores de coeficiente de fluxo.

Tabela 6.2 - Coeficiente de fluxo do cabeçote em escoamento normal e reverso.

	Escoamento normal							
	Admissão				Exaustão			
Abertura (mm)	1.7	3.4	5.1	6.8	1.4	2.9	4.3	5.7
$C_{\text{flow}}$	0.07	0.25	0.40	0.45	0.17	0.34	0.49	0.57
	Escoamento reverso							
	Admissão				Exaustão			
Abertura (mm)	1.7	3.4	5.1	6.8	1.4	2.9	4.3	5.7
$C_{\text{flow}}$	0.12	0.32	0.43	0.49	0.05	0.23	0.33	0.42

## 6.2. Avaliação dos modelos de fechamento

### 6.2.1. Avaliação do modelo de combustão de Wiebe

Nas Figura 6.4 são mostrados os resultados de algumas combinações de valores dos coeficientes A e M na avaliação do modelo de combustão de Wiebe. Para todos os valores de coeficientes avaliados, não se obtiveram variações muito significativas nos resultados de torque no eixo do motor. O formato da curva de Wiebe correspondente a cada combinação de coeficientes pode ser visto no apêndice I.

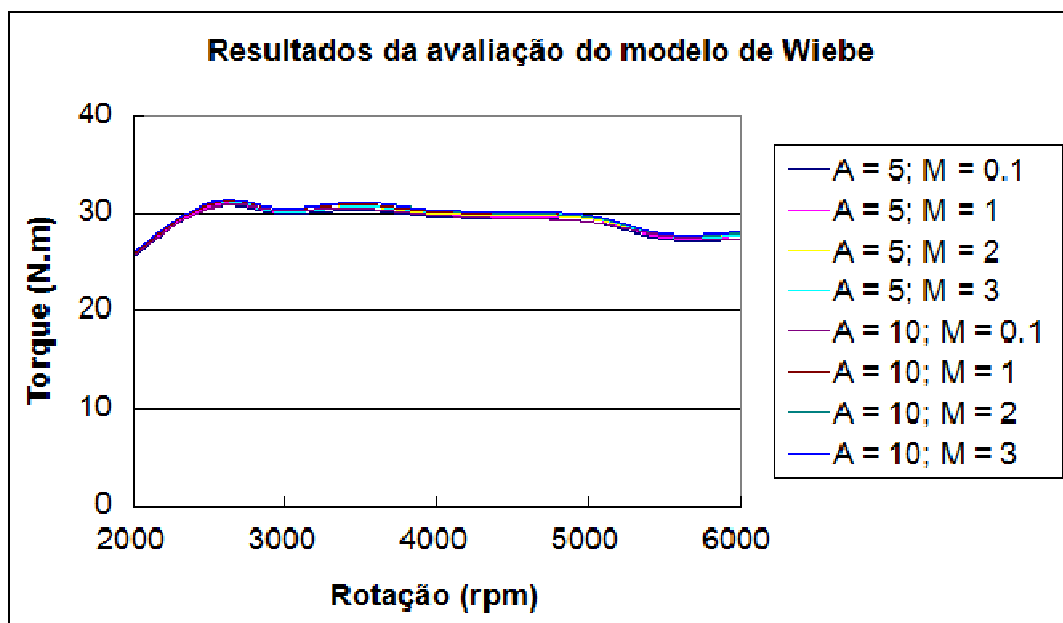


Figura 6.4 - Variação do torque do motor em função dos coeficientes da equação de Wiebe.

### 6.2.2. Avaliação do modelo de transferência de calor de Annand

Na Figura 6.5 são mostrados os resultados da avaliação do modelo de transferência de calor de Annand. Percebe-se que o coeficiente A da equação exerce uma maior influência nos resultados de torque no eixo do motor. Quanto maior o coeficiente A, maior é a perda de calor na câmara de combustão e conseqüentemente menor é o desempenho do motor. Os resultados mostrados foram obtidos utilizando o mesmo valor do coeficiente A para ciclo aberto e ciclo fechado.

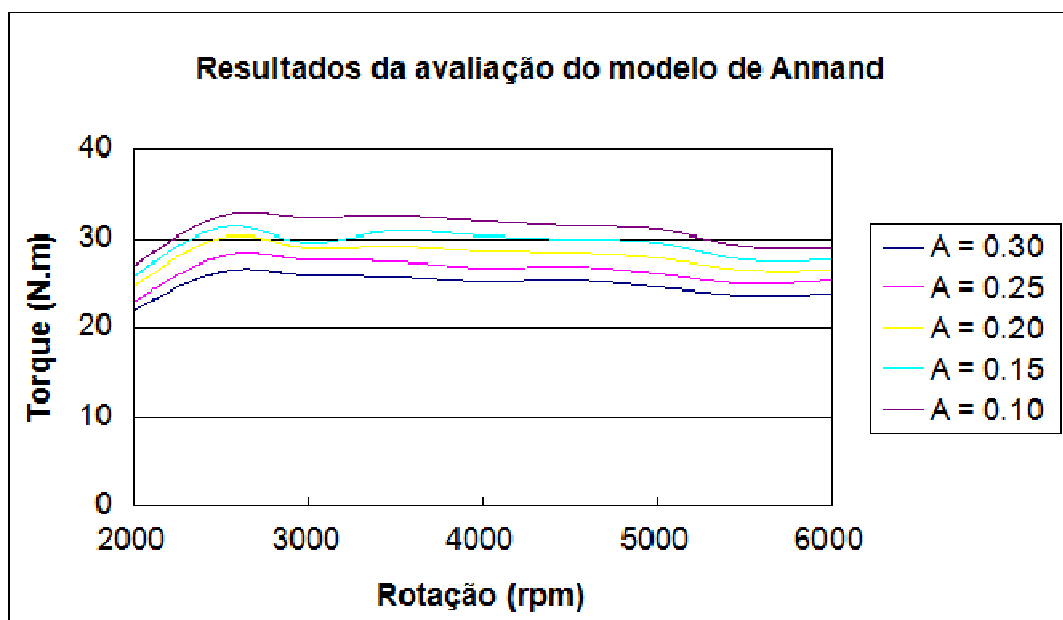


Figura 6.5 - Variação do torque do motor em função do coeficiente A da equação de Annand.

### 6.3. Testes experimentais

Os dados de incerteza do dinamômetro utilizado, da fabricante Dynotron, não estavam disponíveis. Com isso, recorreu-se a uma pesquisa aos principais fabricantes de modelos

semelhantes ao utilizado no teste. Segundo a TopDyno, 2016a, a incerteza na medição é da ordem de 1% no valor de torque medido nas rodas do veículo. Porém, a estimativa de torque no eixo do motor possui uma incerteza maior, que pode variar de 3% a 5% dependendo da configuração do sistema de transmissão do veículo, segundo a TopDyno, 2016b. Na Figura 6.6 são mostrados os resultados de torque no eixo do motor obtidos nos testes experimentais. Considerou-se um intervalo de confiança de 5% para os valores medidos. O valor máximo de torque medido foi de 28.4N.m entre 3500 e 4000rpm.

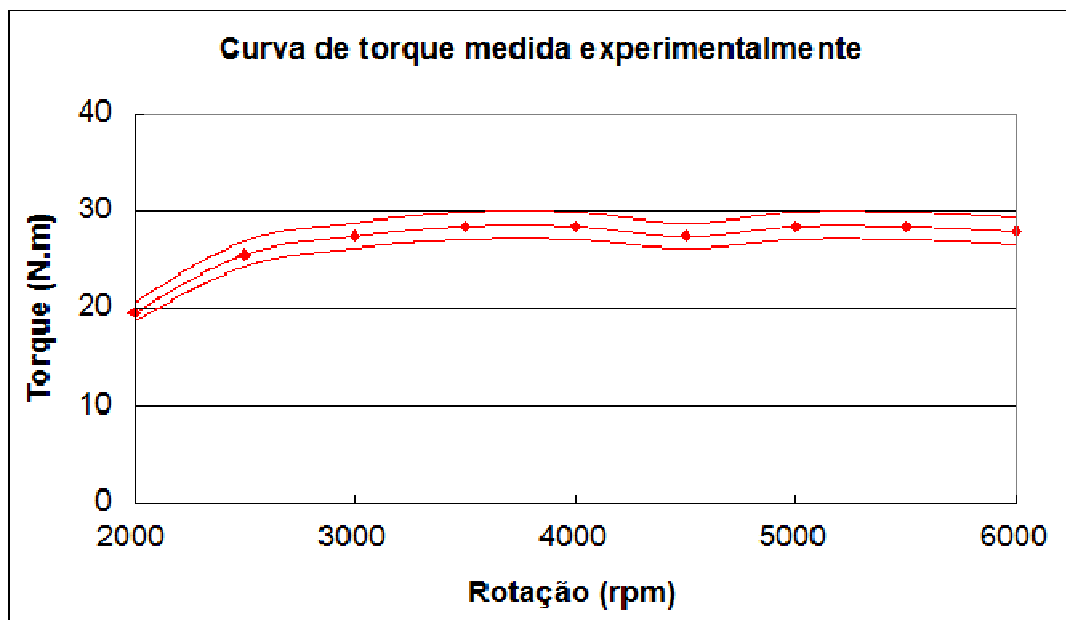


Figura 6.6 - Curva experimental de torque no eixo do motor com intervalo de confiança de 5%.

#### 6.4. Comparação dos resultados e ajuste do modelo

Na Figura 6.7, mostrada a seguir, são comparados os resultados obtidos no experimento e os resultados obtidos na simulação que melhor representou o experimento.

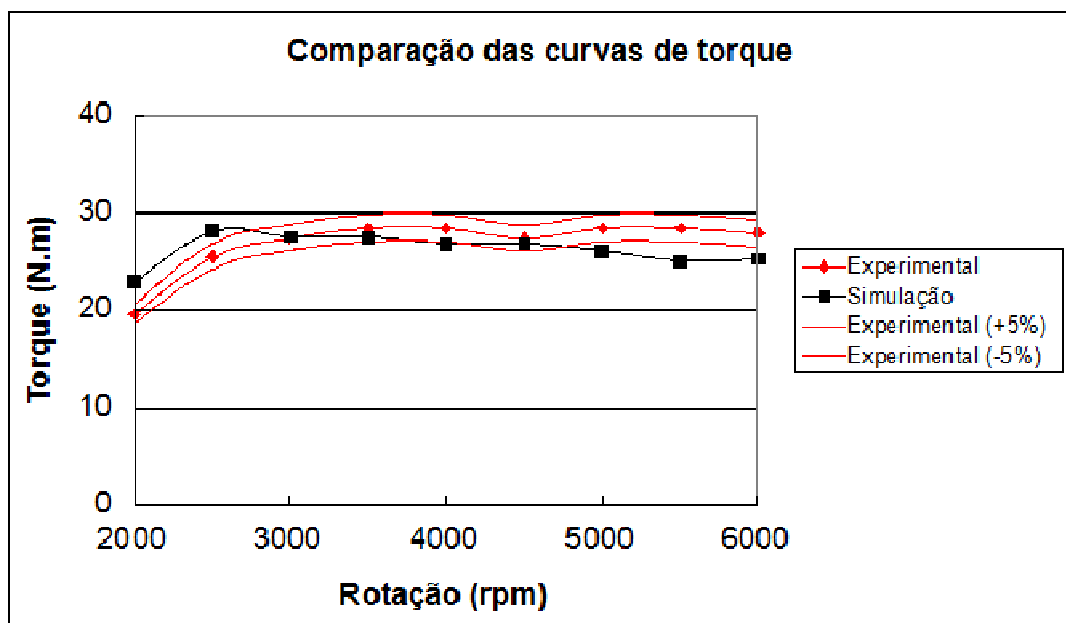


Figura 6.7 - Comparação das curvas de torque no eixo do motor obtidas no experimento e na simulação pelo *software* Lotus Engine Simulation.

Optou-se por não modificar os coeficientes da equação de Wiebe, visto que sua modificação exerce relativamente pouca influência nos resultados. Assim utilizou-se os coeficientes padrões para o combustível utilizado ( $A=10$  e  $M=2$ ). Com isso, chegou-se ao valor para o coeficiente  $A$  de 0.25 em ambos os ciclos (aberto e fechado) para a simulação que melhor representou o experimento. O valor máximo de torque no eixo do motor obtido na simulação foi de 28.1N.m a 2500rpm.

Calculando a média das diferenças percentuais (utilizando apenas o módulo) entre cada par de pontos correspondentes das duas curvas, obtém-se o valor de 7,7%. Esse valor representa quantitativamente a diferença obtida entre as duas curvas resultantes.

## 7. DISCUSSÕES

Na avaliação do modelo de combustão de Wiebe observa-se que o formato da curva de Wiebe para a combustão não exerce uma grande influência nos resultados finais. Uma explicação para isso seria que mesmo modificando a forma da curva de Wiebe, em todas as avaliações se obtém a totalidade de massa de combustível queimada durante o intervalo de combustão, transferindo a mesma quantidade de energia para o êmbolo. Assim, há outros parâmetros de combustão que podem ser modificados, como a duração de combustão e a fase da combustão, que talvez, venham a exercer uma maior influência.

A curva experimental de torque medido no eixo do motor mostra uma leve queda na velocidade de rotação de 4500rpm, onde provavelmente ocorreria o torque máximo do motor. Uma explicação razoável seria que deve ter ocorrido algum escorregamento entre o pneu do veículo e o rolo do dinamômetro naquela faixa de velocidade de rotação.

Na comparação dos resultados vemos que o valor de torque máximo foi bastante semelhante, porém foi atingido em velocidades de rotação um pouco diferentes, assim como alguns outros pontos também apresentaram uma maior discrepância. Isso indica que o modelo computacional não está representando fielmente o comportamento do motor real. É muito provável que isso ocorra devido as simplificações feitas pelos modelos de fechamento e submodelos contidos no programa.

## 8. CONCLUSÕES

Dentro de todos os parâmetros recomendados para a modelagem do motor conseguiu-se obter uma boa concordância entre os resultados da simulação e os resultados experimentais. Os valores das duas curvas ficaram próximos, com pequenas diferenças em algumas rotações, levando a uma boa visão geral sobre o comportamento do motor.

O detalhamento dos dados de entrada podem ser considerados satisfatórios. Já o teste experimental final no dinamômetro de chassi carece de medidas mais precisas para uma melhor comparação. O equipamento utilizado não é o ideal para o propósito deste trabalho. O melhor a ser utilizado é um dinamômetro de bancada, que mede o torque diretamente no eixo do motor, não sendo necessário estimar as perdas por atrito dos elementos de transmissão.

O *software* Lotus Engine Simulation realmente se mostrou como uma forte ferramenta para simulação de motores de combustão interna, porém como foi visto nesta presente monografia, a variação de alguns parâmetros pode influir bastante nos resultados finais. Com isso, eles devem ser escolhidos com bastante cuidado. A influência dos coeficientes do modelo de combustão de Wiebe é relativamente pequena, e podem ser usados os valores padrões para o combustível utilizado. Já o modelo de transferência de calor (Annand) exerce uma forte influência nos resultados finais, e se possível, deve ser calibrado para o motor utilizado antes de realizar qualquer trabalho de simulação. Se não for possível a calibragem, uma boa estimativa para a simulação é o valor médio do intervalo recomendado.

Como sugestão para trabalhos futuros, pode-se citar a realização de um teste experimental mais preciso, em dinamômetro de bancada, para se obter uma melhor calibragem

dos parâmetros de simulação do motor. Por fim, podem ser feitos alguns estudos sobre outros parâmetros de simulação que não faziam parte do escopo deste trabalho, como, por exemplo, avaliar individualmente cada modelo de atrito ou avaliar e estimar os ângulos de fase de combustão.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Annand, W. J. D.; “**Heat Transfer in the Cylinder of Reciprocating Internal Combustion Engines**”. Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 177, pp 973-996, 1963.

Caton, J. A.; “**An Introduction to Thermodynamics Cycles Simulation for Internal Combustion Engines**”. John Wiley & Sons, Texas, 2016.

Chan, K.; Ordys, A.; Volkov, K.; Duran, O.; “**Comparison of Engine Simulation Software for Development of Control System**”. Hindawi Publishing Corporation, Vol. 2013, Londres, 2013.

Chríbik, A.; Polóni, M.; Lach, J.; “**Effect of gas mixture composition on the parameters of an internal combustion engine**”. Acta Polytechnica, Vol. 52, Nº. 3, Bratislava, 2012.

Duarte, D. T. S.; “**Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Fórmula 1 no desempenho dos motores de combustão interna**”. Tese de mestrado, Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Viseu, Portugal, 2013.

Duleba, B.; “**Simulation of automotive engine in Lotos Simulation Tools**”. Transfer inováci, Kosice, 2014

Lotus Cars; “**Theory - Combustion Models**”. Manual do usuário, *software* Lotus Engine Simulation, 2016a.

Lotus Cars; “**Port Flow Analysis Tool - Viewing Text Results**”. Manual do usuário, *software* Lotus Engine Simulation, 2016b.

Lotus Cars; “**Friction Estimator Tool - Friction Theory Overview**”. Manual do usuário, *software* Lotus Engine Simulation, 2016c.

Lotus Cars; “**Friction Estimator Tool - Honda & Modified Honda Models**”. Manual do usuário, *software* Lotus Engine Simulation, 2016d.

Lotus Cars; “**Port Flow Analysis Tool - Port Flow Test Procedures**”. Manual do usuário, *software* Lotus Engine Simulation, 2016e.

Lotus Cars; “**Theory - Cylinder Heat Transfer**”. Manual do usuário, *software* Lotus Engine Simulation, 2016f.

Stansfield, P.; Wigley, G.; Justham, T.; Catto, J.; Pitcher, G.; “**PIV analysis of in-cylinder flow Structures over a range of realistic engine speeds**”. Experiments in Fluids, Vol. 43, Reino Unido, 2007.

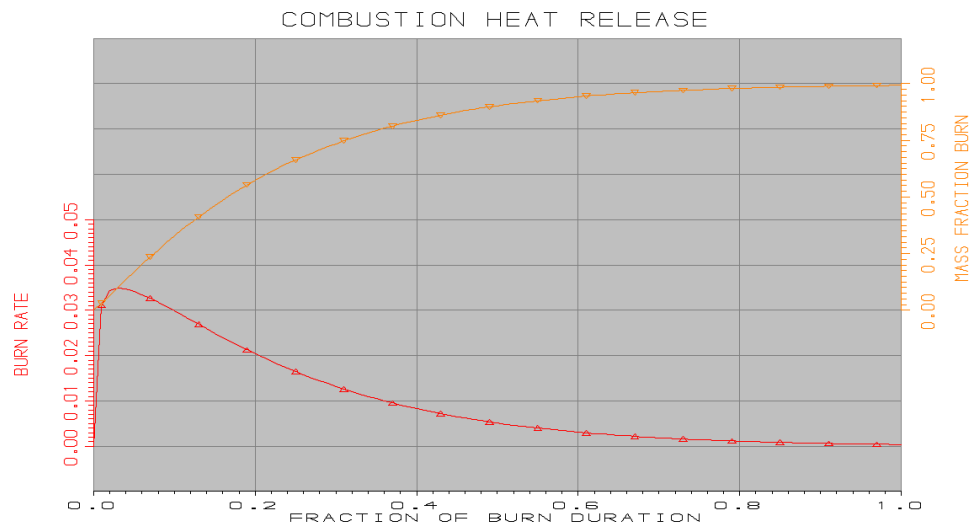
TopDyno Dinamômetros; “**Precisão e Repetibilidade: Dinamômetros inerciais**”, [www.topdyno.com.br/tec\\_inercial](http://www.topdyno.com.br/tec_inercial), acessado em 30/05/2016a.

TopDyno Dinamômetros; “**Perdas de potência na transmissão**”, [www.topdyno.com.br/tec\\_potencia](http://www.topdyno.com.br/tec_potencia), acessado em 30/05/2016b.

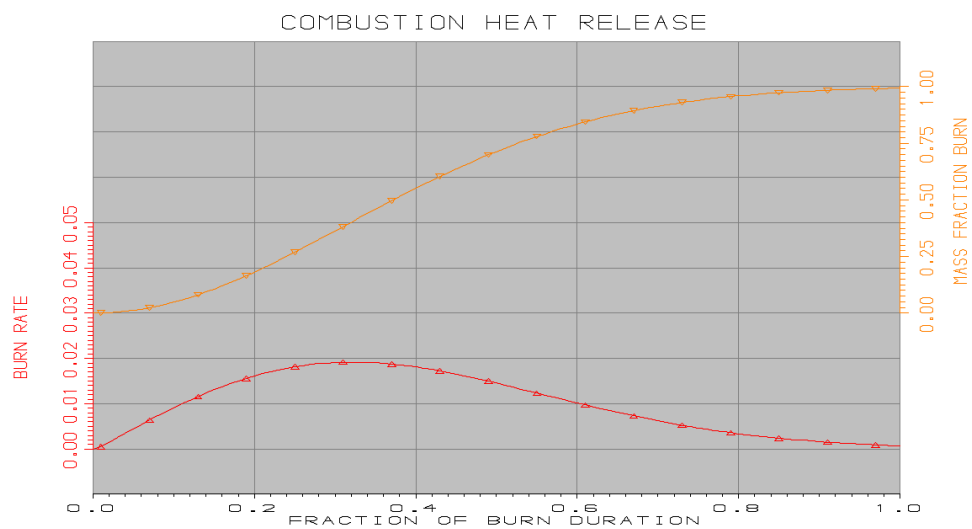
## APÊNDICE I

Neste apêndice são mostradas as formas das curvas resultantes da equação de combustão de Wiebe para os coeficientes avaliados.

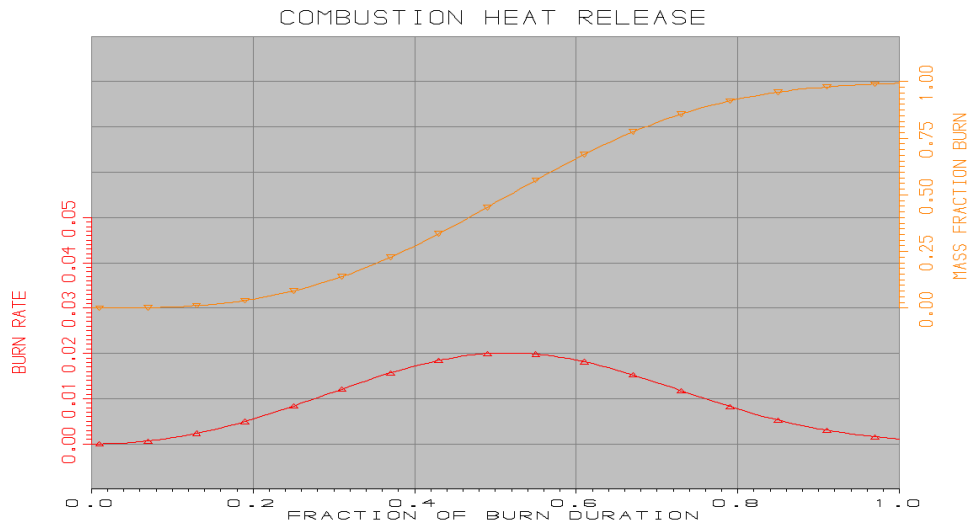
- $A = 5$  e  $M = 0.1$



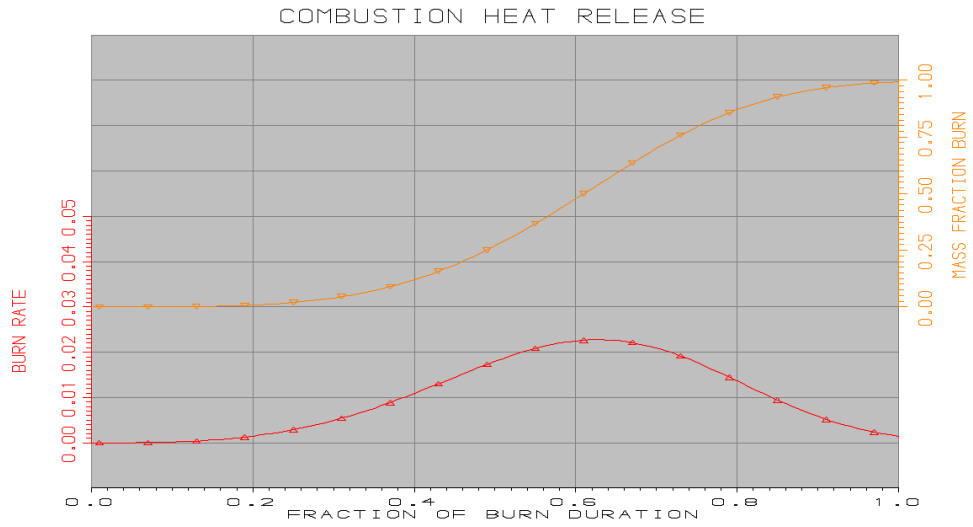
- $A = 5$  e  $M = 1$



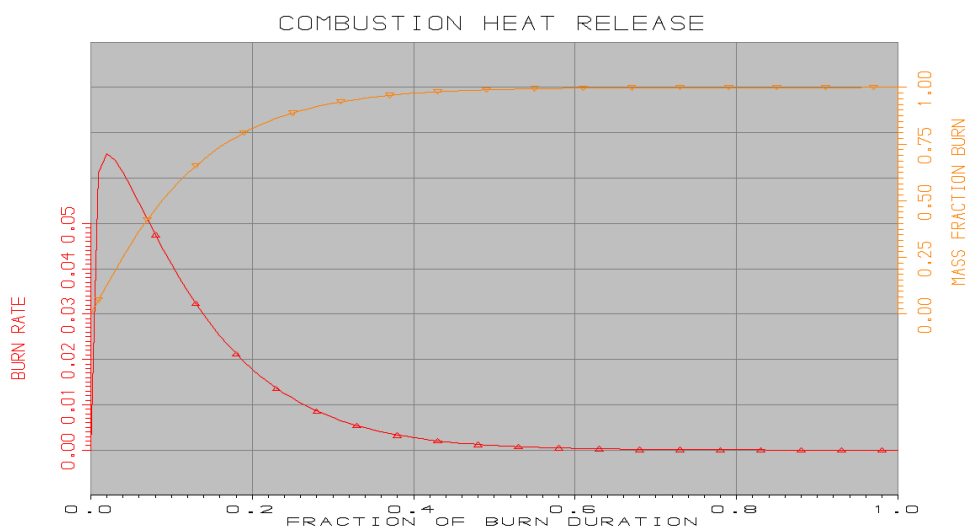
- $A = 5 \text{ e } M = 2$



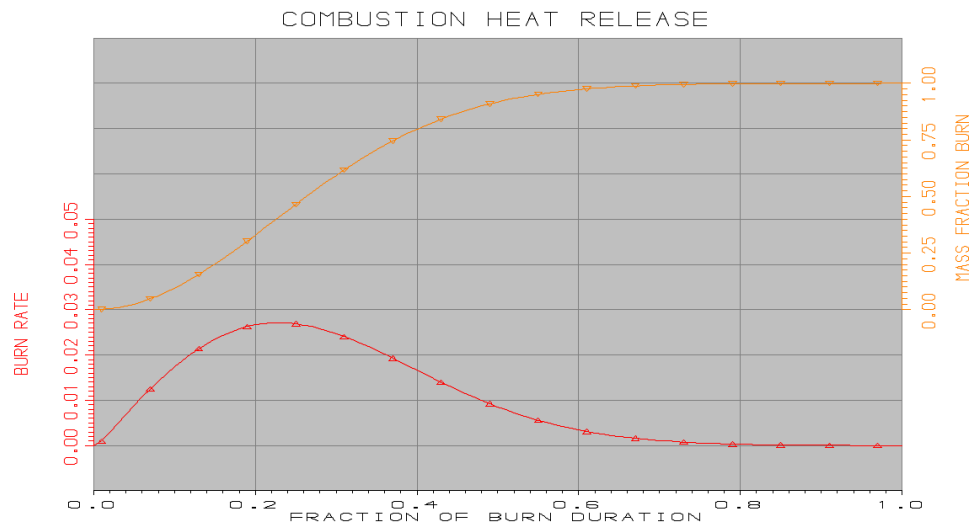
- $A = 5 \text{ e } M = 3$



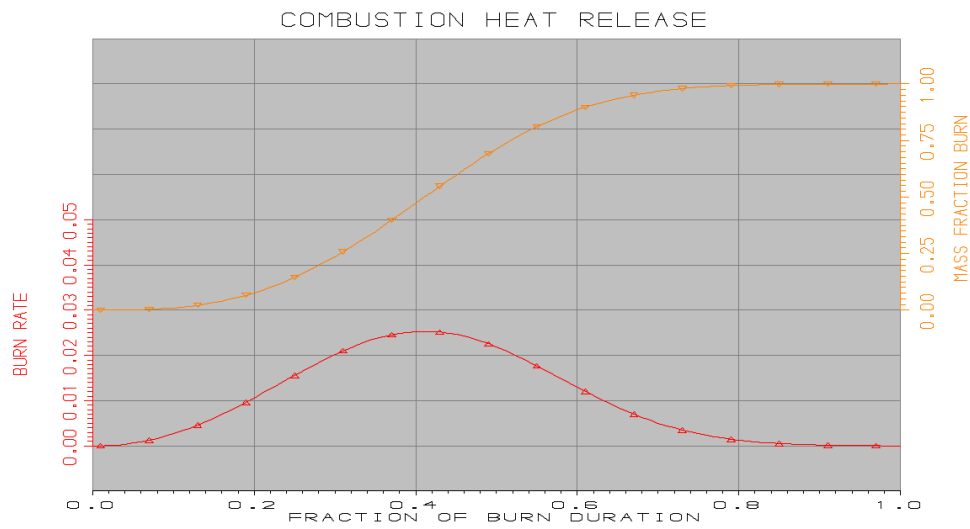
- $A = 10 \text{ e } M = 0.1$



- $A = 10$  e  $M = 1$



- $A = 10$  e  $M = 2$



- $A = 10$  e  $M = 3$

