

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

MODELAGEM UNIDIMENSIONAL DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DO CICLO  
DE DOIS-TEMPOS OPERANDO COM DIFERENTES TAXAS DE COMPRESSÃO E PONTOS  
DE IGNIÇÃO

por

Bruno Kovara Vieira

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, dezembro de 2017

MODELAGEM UNIDIMENSIONAL DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DO CICLO  
DE DOIS-TEMPOS OPERANDO COM DIFERENTES TAXAS DE COMPRESSÃO E PONTOS  
DE IGNIÇÃO

por

Bruno Kovara Vieira

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. Dra. Thamy Cristina Hayashi  
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Energia e Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Co-orientador: Prof. Dr. Macklini Dalla Nora

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Pedro Barbosa Mello

Prof. Dr. Alexandre Vagtinski de Paula

Prof. Dr. Cirilo Seppi Bresolin

Porto Alegre, 08 de dezembro de 2017.

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais, Maria Christina Kovara Vieira e José Julio Notton Vieira, que me apoiaram incondicionalmente durante todos os momentos da minha vida, sendo eles sempre o meu esteio, além dos maiores incentivadores dos meus sonhos.

Dedico também à minha vó, Jacy Beatriz Notton Vieira (*in memorian*), que sempre torceu muito por mim ao longo de sua vida.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à minha família, pelo amor, carinho, paciência, suporte, apoio e companheirismo ao longo destes anos de graduação.

Agradeço aos meus orientadores Paulo Smith Schneider e Macklini Dalla Nora pelo apoio, acompanhamento, paciência neste projeto e principalmente pelos ensinamentos passados dentro e fora de aula.

Agradeço ao pessoal da Universidade Federal de Santa Maria e o Laboratório de Motores, prof. Mario Martins, Vitor Cogo e Thompson Lanzasova pela ajuda e incentivo no decorrer deste trabalho.

Agradeço ao amigo Guilherme Eismann Velasco pela ajuda e prestatividade no decorrer dos testes realizados, além dos ensinamentos de longa data.

Agradeço à empresa Expert Racing Parts pelo espaço e recursos cedidos para realização de parte do projeto.

Agradeço ao colega Ramon Clivatti Magnabosco pelo companheirismo nas horas de trabalho neste projeto.

Agradeço à Verônica Batistela e Martin da Silva pela hospitalidade nas idas à Santa Maria.

Agradeço aos membros e ex-membros da equipe RS Racing UFRGS de Fórmula SAE pelos anos de amizade, companheirismo e troca de experiências. Avante!

Agradeço à UFRGS pelo conhecimento a mim passado durante os anos de graduação.

Agradeço a todos os meus amigos, colegas e professores da UFRGS, colegas e professores da *Brunel University London*, que de alguma forma contribuíram para o meu crescimento pessoal, acadêmico e profissional.

VIEIRA, B. K. **Modelagem Unidimensional de Motor de Combustão Interna do Ciclo de Dois-Tempos e Simulação de Taxas de Compressão e Pontos de Ignição**. 2017. 25 páginas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

## **RESUMO**

A eficiência térmica de um dado motor de combustão interna de ignição por centelha pode ser aumentada, dentre outras técnicas, através da elevação de sua taxa de compressão. Esta alteração gera a necessidade de adequar o ponto de ignição para melhorar o desempenho da combustão e/ou evitar a ocorrência de detonação. A modificação da taxa de compressão de um motor geralmente está associada a custos elevados de projeto e adaptação, de modo que uma simulação numérica que represente esta alteração se faz bem-vinda. O presente estudo trata da modelagem unidimensional de um motor do ciclo de dois-tempos a gasolina com ignição por centelha elétrica, operando com diferentes taxas de compressão e pontos de ignição. O modelo do motor é desenvolvido no *software* GT-POWER com os dados geométricos e parâmetros de desempenho obtidos experimentalmente, como perfil de pressão no cilindro e potência útil. São realizados ensaios experimentais para avaliar os coeficientes de descarga das janelas internas do motor. O modelo simulado original do motor apresenta resultados com diferença inferior a 7 % comparando com dados experimentais, nos parâmetros pressão média efetiva útil e indicada, potência útil, consumo específico útil de combustível, massa de ar e massa de ar retida. As simulações realizadas variando a taxa de compressão e ponto de ignição indicam a possibilidade de aumento da eficiência e potência, mas com um acréscimo da taxa máxima de aumento de pressão.

**PALAVRAS-CHAVE:** Combustão, Taxa de compressão, Ponto de ignição, GT-POWER.

VIEIRA, B. K. **Unidimensional Modeling of Two-stroke Internal Combustion Engine and Compression Ratio and Spark Timing Simulation**. 2017. 25 pages. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

## **ABSTRACT**

The thermal efficiency of a given spark ignited internal combustion engine can be increased, among other techniques, through its compression ratio rising. This modification generates the necessity of spark timing adjustment in order to enhance combustion performance and/or avoid knock occurrence. The engine's compression ratio modification is usually associated to highly design costs and adaptation, in a manner that a simulation representing this modification is welcome. The present study covers the unidimensional modelling of a two-stroke internal combustion engine, gasoline fuelled, spark ignited, operating under various compression ratio and spark timing. The engine model is developed in the GT-POWER software with geometrical data and performance parameters experimentally obtained, such as pressure trace and brake power. Tests are performed in order to evaluate internal ports discharge coefficients of the engine. The original simulated engine model presented less than 7 % difference, compared to experimental data, in brake and indicated mean effective pressure, brake power, brake specific fuel consumption, air mass and air trapped mass. Simulations varying compression ratio and spark timing indicated the possibility of efficiency and power increase, but with an increase in the maximum rate of pressure rise.

**KEYWORDS:** Combustion, Compression ratio, Spark timing, GT-POWER.

## LISTA DE ABREVIATURAS

AAM	Posição Angular da Árvore de manivelas	°
AJA	Abertura da Janela de Admissão	
AJE	Abertura da Janela de Escape	
AJT	Abertura da Janela de Transferência	
APMS	Antes do Ponto Morto Superior	°
CEUC	Consumo Específico Útil de Combustível	g/kWh
FJA	Fechamento da Janela de Admissão	
FJE	Fechamento da Janela de Escape	
FJT	Fechamento da Janela de Transferência	
FMQ	Fração de Massa Queimada	
MTU	Mínimo Ponto de Ignição para Máximo Torque Útil	°
PC	Plena Carga	
PI	Ponto de Ignição	°
PMEA	Pressão Média Efetiva de Atrito	bar
PMEI	Pressão Média Efetiva Indicada	bar
PMEU	Pressão Média Efetiva Útil	bar
PMI	Ponto Morto Inferior	
PMS	Ponto Morto Superior	
RPM	Rotações por Minuto	1/min
TC	Taxa de Compressão	

## ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO .....	1
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	2
2.1 Motor de combustão interna do ciclo de dois-tempos.....	2
2.2 Combustão em motores do ciclo de dois-tempos e ignição por centelha.....	3
2.3 Ponto de ignição.....	4
2.4 Taxa de compressão.....	4
3 METODOLOGIA .....	5
3.1 Motor estudado.....	5
3.2 GT-SUITE.....	5
3.2.1 Modelo do motor de combustão interna.....	6
3.3 Aparato experimental para levantamento de coeficientes de descarga.....	8
3.4 Simulações variando taxa de compressão e ponto de ignição.....	10
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	10
4.1 Resultados para modelo do motor original.....	10
4.2 Resultados para simulações variando taxa de compressão e ponto de ignição.....	11
5. CONCLUSÕES.....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	15
ANEXO A .....	16
ANEXO B.....	17



## 1. INTRODUÇÃO

Com a tendência tecnológica de aumento da eficiência dos motores de combustão interna através do aumento da taxa de compressão (TC), cada vez mais cresce a necessidade de ter disponíveis combustíveis com elevada resistência à detonação. O custo destes combustíveis é um fator importante, uma vez que se trata, possivelmente, de uma alteração do combustível da frota de diversos países e aditivos para aumentar a resistência a detonação da gasolina têm um custo elevado. O etanol puro possui resistência a detonação maior do que a gasolina e pode ser fabricado a um custo mais baixo do que os aditivos acima mencionados e, neste cenário, misturas de etanol e gasolina são fortemente competitivas, em função do potencial de aumento de eficiência e diminuição de emissões que o etanol é capaz de desempenhar. Ainda, variações na taxa de compressão acarretam em alterações na combustão, de forma que os parâmetros de funcionamento do motor – dentre eles, o ponto de ignição (PI) – tenham que ser ajustados para que a eficiência fique o mais perto possível do ponto ótimo (Heywood, 1988).

O presente trabalho versa sobre a modelagem unidimensional de um motor de combustão interna, a comparação deste modelo com dados experimentais e simulação do desempenho do motor sob diferentes taxas de compressão e avanços de ignição. O motor estudado trata-se de um exemplar do ciclo de dois-tempos, à gasolina e monocilíndrico. Para a modelagem e simulação foi utilizado o pacote do *software* GT-POWER, que conta com interface gráfica, simulação e pós-processamento dos dados. Estudos envolvendo a variação da taxa de compressão em motores de combustão interna geralmente demandam investimentos financeiros significativos e despendem horas de testes em bancada. O modelo e a simulação em questão foram feitos com o intuito de reduzir o investimento de recursos monetários e temporais na pesquisa e desenvolvimento de novas tecnologias voltadas a motores de combustão interna, além de possibilitar a avaliação de uma vasta gama de variáveis (velocidade, pressão, temperatura, entre outros) dentro do domínio de interesse. A variação dos parâmetros de funcionamento foi realizada a fim de estudar o desempenho do motor utilizando, hipoteticamente, um combustível com maiores octanagem e velocidade de queima do que a gasolina, como por exemplo o etanol.

Os objetivos específicos deste trabalho são: primeiramente, a calibração do modelo unidimensional, comparando com dados experimentais. Após, a simulação do motor de combustão interna variando sua taxa de compressão e ponto de ignição, para análise qualitativa e investigação do desempenho do motor sob estas condições. Os resultados obtidos neste trabalho são apresentados de forma normalizada, a fim de se resguardar a confidencialidade das informações utilizadas.

Savioli *et al*, 2017, utilizaram o *software* de simulação de fluido dinâmica computacional 1D GT-POWER como ferramenta para auxiliar o desenvolvimento de um motor do ciclo de dois-tempos. O *software* forneceu condições de contorno precisas para as simulações 3D, tornando mais rápido e eficiente o desenvolvimento do motor. Após o processo de desenvolvimento, obteve-se uma potência específica de 60 kW/l e consumo específico de combustível mínimo de 222 g/kWh.

A combustão por autoignição controlada em motores do ciclo de dois-tempos foi estudada por Zhang *et al*, 2013, utilizando gasolina pura e suas misturas com etanol (E0, E15 e E85). Foi constatado que a presença de etanol no combustível possibilitou estender a faixa de operação do motor por autoignição controlada para condições de carga mais elevadas. As emissões de CO, uHC e NOx foram significativamente reduzidas com a utilização de etanol, sendo que o E85 teve um efeito mais benéfico em termos de emissões do que o E15.

O estudo de Ghazikhani *et al*, publicado em 2014 aponta reduções significativas na emissão de CO<sub>2</sub> para motores do ciclo de dois-tempos de combustão por centelha, operando com misturas de gasolina-etanol sob diferentes condições de velocidade e carga. Além disso, foi identificado uma melhoria significativa na eficiência de lavagem e na razão de entrega quando utilizado essas mesmas misturas, sob as mesmas condições de velocidade e carga.

Foi publicada uma revisão literária por Ricardo, 2017, em que se constatou que uma maneira para se aumentar a eficiência de motores de combustão interna de aspiração natural é através do aumento da taxa de compressão. Além, o uso de etanol juntamente com a gasolina é uma alternativa promissora para formar combustíveis de alta octanagem de baixo custo, acarretando em redução de emissões e aumento da eficiência em motores modernos de ignição por centelha. As misturas que apresentam o melhor custo-benefício, na perspectiva de emissões de gases de efeito estufa e facilidade de implementação, estão entre E15 e E40. As melhorias se devem principalmente pela possibilidade de aumento da taxa de compressão e características físico-químicas do etanol como combustível.

## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 Motor de combustão interna do ciclo de dois-tempos

Motores de combustão interna são usados para produzir potência mecânica através da energia química contida em combustíveis. A parte de produção de potência do ciclo de operação do motor inicia dentro do cilindro, com um processo de compressão da mistura ar-combustível. Após essa compressão, a queima da mistura ar-combustível então libera a energia química contida no combustível e produz produtos de combustão sob elevada pressão e temperatura. Estes gases expandem-se dentro do cilindro e transferem trabalho para o êmbolo. Desta maneira, como o motor é operado continuamente, potência mecânica é produzida. Na Figura 2.1.1 é possível observar a geometria êmbolo-cilindro utilizada na maior parte dos motores de combustão interna do ciclo de dois-tempos.

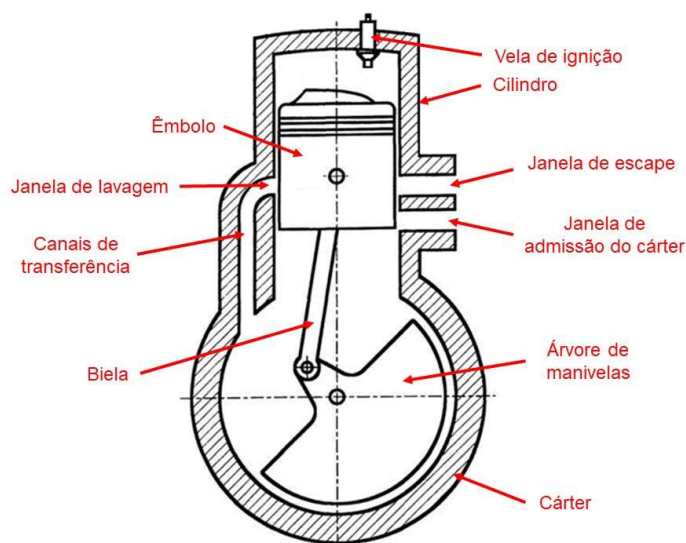


Figura 2.1.1: Motor de combustão interna do ciclo de dois-tempos com alimentação via cárter (adaptado de Heywood e Sher, 1999).

O movimento alternativo do êmbolo é convertido em movimento rotacional da árvore de manivelas, através da biela, conforme o arranjo mostrado. Os ciclos de operação de motores de combustão interna mais comuns são o de quatro-tempos e o de dois-tempos. A principal diferença entre estes dois tipos está nos seus processos de trocas gasosas. Enquanto que no ciclo de dois-tempos os processos de admissão no cárter e compressão, assim como os processos de escape e lavagem acontecem simultaneamente. Em um motor de quatro-tempos todos estes processos acontecem em momentos distintos (subida e descida do êmbolo) dentro de um ciclo. Para um motor do ciclo de dois-tempos tem-se um ciclo de potência a cada revolução da árvore de manivelas, enquanto que em motores de quatro-tempos, tem-se um ciclo de potência para cada duas revoluções da árvore de manivelas. Via de regra, os maiores (~30.000 MW) e menores (~15 W) motores à êmbolo no mundo usam o ciclo de dois-tempos (Heywood e Sher, 1999).

## 2.2 Combustão em motores do ciclo de dois-tempos e ignição por centelha elétrica

Em um motor de combustão interna tradicional do ciclo de dois-tempos com alimentação via cárter, combustível e ar são misturados juntos no sistema de admissão no momento em que a janela de admissão do cárter abre (AJA) e comprimidos no cárter quando esta mesma janela fecha (FJA) sendo depois levados ao cilindro através das janelas de transferência, (ou janelas de lavagem) no momento em que as janelas de transferência abrem (AJT). Antes mesmo do evento de AJT, ocorre a abertura da janela de escape (AJE), para que a carga fresca que entra no cilindro faça a “lavagem” do cilindro, expelindo pela janela de escape, parte dos resíduos do ciclo passado que ainda estão presentes no cilindro depois da descida do êmbolo. O intervalo de tempo compreendido entre AJE e AJT é chamado de liberação. A introdução de carga fresca é interrompida no cilindro no momento em que a janela dos canais de transferência é fechada (FJT), porém a mistura de gases contidos no cilindro só para de ser expelida quando acontece o fechamento da janela de escape (FJE), e a partir daí considera-se que a carga dentro do cilindro está em retenção. Desta forma, uma parte considerável destes gases queimados mistura-se com a mistura fresca e permanecem dentro do cilindro quando a compressão do cilindro inicia. Próximo ao fim da fase de compressão, a combustão da carga retida é iniciada por uma descarga elétrica. É possível observar na Figura 2.2.1 os fenômenos acima mencionados, e explicando de outra maneira, a fase de admissão compreende o intervalo entre AJA e FJA, a fase de transferência ou lavagem entre AJT e FJT e a fase de escape entre AJE e FJE. De acordo com Blair, 1996, geralmente os motores de combustão interna do ciclo de dois-tempos de construção mais simples operam com abertura e fechamento de janelas controladas por êmbolo, de modo que a posição do êmbolo ao longo do ciclo determina o momento de abertura ou fechamento de cada janela. Para melhor visualização, o ponto morto superior (PMS) e ponto morto inferior (PMI) do êmbolo também estão representados na Figura 2.2.1.

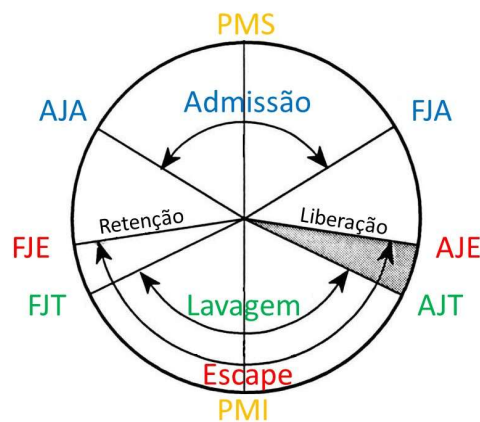


Figura 2.2.1: Tempo típico de abertura e fechamento de janelas, característico de motores com janelas controladas por êmbolo (Blair, 1996, adaptado).

A combustão se inicia com uma chama que se forma ao redor do pequeno núcleo de gás quente entre os eletrodos da vela de ignição pela descarga elétrica desta. A chama cresce e progressivamente interage com o campo de fluido turbulento conforme ela se propaga para fora, a partir do centro da descarga elétrica. Esta chama se transforma em turbulenta conforme ela se propaga pela câmara de combustão. A turbulência aumenta a velocidade de chama para valores ( $\sim 5$  m/s) bem acima dos valores laminares ( $\sim 0,7$  m/s), e distorce a chama significativamente. A chama se propaga neste meio com misturas de ar, combustível e gases queimados até atingir as paredes da câmara de combustão, onde então é extinguida (Heywood, 1988; Heywood e Sher, 1999).

### 2.3 Ponto de ignição

O evento da combustão deve ser devidamente localizado em relação ao PMS a fim de obter a máxima potência ou torque do motor. A duração combinada do desenvolvimento da chama e seu processo de propagação é tipicamente entre 20 e 40 graus de ângulo – ou posição angular – da árvore de manivelas (AAM). A combustão inicia antes do fim da fase de compressão, continua através da parte inicial da expansão e termina depois do ponto no ciclo em que o pico de pressão no cilindro ocorre. As curvas de pressão *versus* ângulo da árvore de manivelas mostradas na Figura 2.3.1a ajudam a compreender porque o torque do motor (em uma dada rotação e condição do sistema de admissão) varia conforme o avanço de ignição quando este é alterado em relação ao PMS, representado pela linha vertical vermelha tracejada. Essa Figura ilustra traços de pressão para três pontos de ignição distintos: 50, 30 e 10 °AAM antes do ponto morto superior (APMS). A Figura 2.3.1b ilustra o efeito das variações do ponto de ignição no torque, para um motor típico de ignição por centelha, operando em regime de plena carga (PC) e razão da mistura ar-combustível constante.

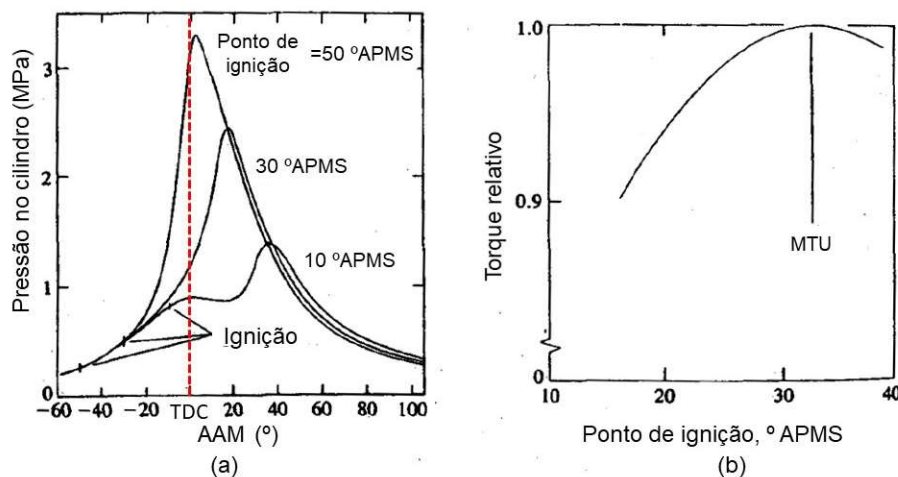


Figura 2.3.1: (a) Pressão no cilindro *versus* ângulo da árvore de manivelas para ponto de ignição sobre-avancado (50 °APMS), MTU (30 °APMS), e ponto de ignição retardado (10 °APMS). (b) Efeito do ponto de ignição no torque à velocidade e razão ar-combustível constantes, sob plena carga (Heywood, 1988, adaptado).

Se o início do processo de combustão é progressivamente adiantado antes do PMS, a transferência de trabalho da fase de compressão (que é do êmbolo para os gases do cilindro) aumenta. Se do processo de combustão é progressivamente atrasado pelo retardo do ponto de ignição, o pico de pressão no cilindro ocorre tardiamente na fase de expansão e sua magnitude é reduzida. Essas mudanças reduzem a transferência de trabalho dos gases no interior do cilindro para o êmbolo. O ponto ótimo que resulta no máximo torque – chamado de MTU – ocorre quando as magnitudes destes dois comportamentos simplesmente se contrabalanceiam. Caso a centelha ocorra antes ou depois deste ponto ótimo, tem-se um menor torque.

A configuração de ótimo ponto de ignição dependerá da taxa de desenvolvimento e propagação da chama, o comprimento do caminho da chama dentro da câmara de combustão, e os detalhes do processo de extinção da chama, depois de ela atingir a parede do cilindro. Estes aspectos dependem das condições de operação e projeto do motor, e das propriedades do combustível, ar e mistura dos gases queimados (Heywood, 1988).

### 2.4 Taxa de compressão

De acordo com Heywood, 1988, a taxa de compressão de em um motor de combustão interna pode ser definida como a razão entre o volume máximo do cilindro, quando o êmbolo

está no PMI, sobre o seu volume mínimo, quando o êmbolo está no PMS. A Figura 2.4.1 mostra que conforme a taxa de compressão aumenta, a  $\eta_{f,b}$  (eficiência útil) e  $\eta_{f,ig}$  (eficiência indicada) aumentam também, assim como a pressão média efetiva útil e indicada (PMEU e PMEI) também aumenta. O motor de combustão interna da Figura 2.4.1 foi avaliado sob rotação constante de 2000 rotações por minuto (RPM), em regime de plena carga e calibrado para MTU (Heywood, 1988).

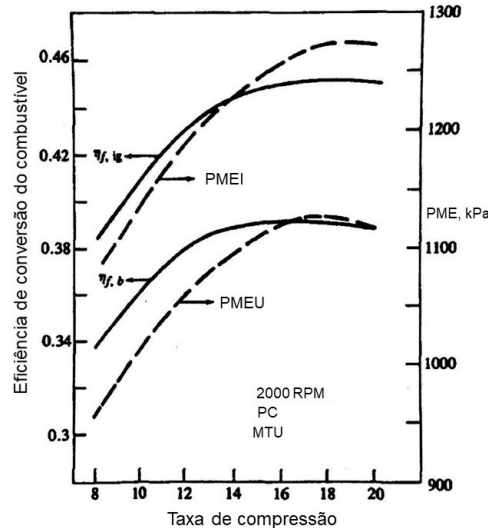


Figura 2.4.1: Efeito da taxa de compressão sobre PMEI, PMEU,  $\eta_{f,b}$  e  $\eta_{f,ig}$  (Heywood, 1988, adaptado).

Existem limitações mecânicas, térmicas e químicas ao aumento da taxa de compressão. Nesta última pode ser citada a detonação, mais propensa em alguns combustíveis do que outros, particularmente àqueles com um menor número de octano. De maneira geral, quanto maior for o número de octano de um combustível, mais resistente este é à detonação (Garrett *et al*, 2001).

### 3. METODOLOGIA

#### 3.1 Motor estudado

Foi selecionado um motor de combustão interna do ciclo de dois-tempos, de pequeno porte, monocilíndrico, operado com gasolina sem etanol – E0 – e dosagem de combustível através de carburador. A lubrificação, assim como em grande parte dos motores de combustão interna do ciclo de dois-tempos, é realizada através da mistura atomizada de ar e combustível admitida pelo motor. A proporção de combustível para óleo lubrificante utilizada foi de 50 partes de combustível para 1 parte de óleo.

#### 3.2 GT-SUITE

Este trabalho foi desenvolvido utilizando a modelagem computacional contida na plataforma de *softwares* GT-SUITE da empresa Gamma Technologies. Para a modelagem do motor de combustão interna foi utilizado o *software* GT-ISE, que dispõe de um ambiente integrado de modelagem específico para motores de combustão interna, contendo o GT-POWER, um pacote de objetos para modelagem de motores, capaz de realizar simulações 0D (somente no domínio do tempo), 1D (domínio do tempo e uma dimensão espacial) e 3D (tridimensional e temporal). A programação é feita em blocos, de maneira a simplificar a construção de modelos. O pós-processamento dos dados é realizado pelo GT-POST, permitindo que os resultados sejam visualizados em tabelas e gráficos. Os objetos contidos no modelo criado dentro do GT-ISE são descritos matematicamente e as equações de transporte

de quantidade de movimento, energia e massa são resolvidas através do método dos volumes finitos (Gamma Technologies, 2015).

### 3.2.1 Modelo do motor de combustão interna

Os casos simulados no presente estudo foram avaliados em regime permanente, com o motor sob plena carga e na velocidade de 9500 RPM, por ser a rotação de potência máxima do motor. Para a modelagem unidimensional dos sistemas de escape e canais de transferência, foram utilizados objetos de dutos, juntamente com orifícios e válvulas de modo que é possível modelar seus volumes equivalentes através de comprimentos e diâmetros impostos. O sistema de admissão contou ainda com um objeto de injetor, que permite que seja inserida uma vazão mássica de combustível. O cárter é representado por um único objeto, sendo possível inserir sua taxa de compressão. No objeto do cilindro podem ser determinados parâmetros como modelo de combustão, modelo de transferência de calor e lavagem do cilindro. O conjunto de árvore de manivelas, biela e êmbolo é representado por um objeto que se pode determinar o modelo de atrito e atribuir valores de inércia para as peças móveis. O ambiente atmosférico é representado por objetos na entrada do sistema de admissão e saída do escape. Na Figura 3.2.1 pode ser observado o diagrama de blocos com os objetos supracitados que constituem o modelo do motor.

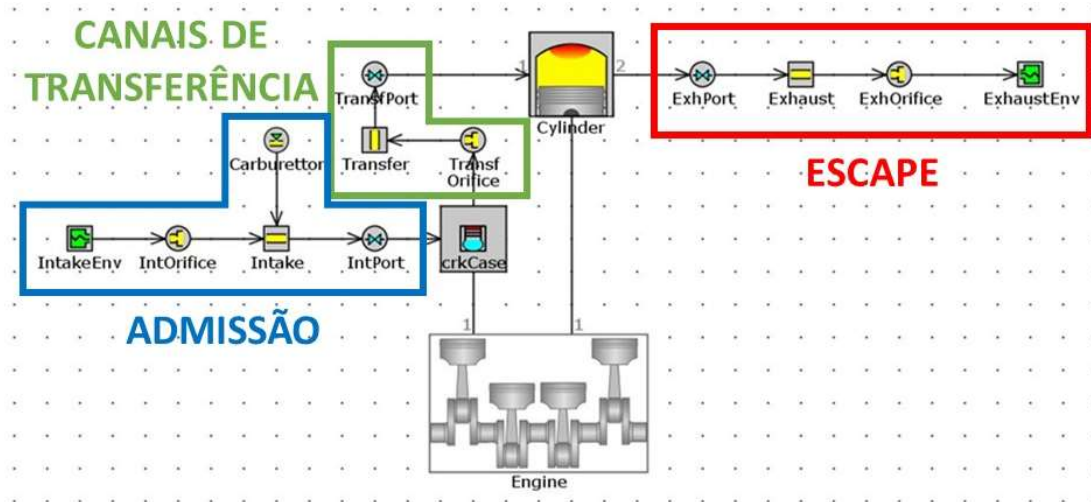


Figura 3.2.1: Modelo computacional do motor representado através de objetos, constituindo o diagrama lógico de blocos. Em destaque os blocos que formam os sistemas de admissão, canais de transferência e escape.

Os dutos retos que constituem os sistemas de admissão, escape e canais de transferência devem ser discretizados no espaço. Os valores de comprimento de discretização utilizados foram os recomendados pelo manual do GT-POWER (Gamma Technologies, 2015), sendo estes  $0,4 \times$  diâmetro do cilindro para o duto de admissão e canais de transferência, e  $0,55 \times$  diâmetro do cilindro para o duto de escape. O método de discretização temporal escolhido para o presente trabalho foi o explícito, pois de acordo com o manual do *software*, em situações onde há pulsações de pressão – como os sistemas de trocas gasosas - este gera melhores resultados quando comparado com o método implícito. Com o intuito de garantir a estabilidade numérica, o passo de tempo  $\Delta t$  (s) é imposto, respeitando-se a condição de Courant (Gamma Technologies, 2015), representado pela Equação 3.1

$$\left(\frac{\Delta t}{\Delta x}\right) (|u| + c) \leq 0,8m \quad (3.1)$$

Para a qual o termo  $\Delta x$  (m) representa o menor comprimento de discretização espacial,  $u$  (m/s) caracteriza a velocidade do fluido,  $c$  (m/s) corresponde à velocidade do som, enquanto que a variável  $m$  retrata o multiplicador de passo de tempo. É possível observar que o passo de

tempo  $\Delta t$  e o menor comprimento de discretização espacial  $\Delta x$  relacionam-se diretamente com o tempo de simulação. A velocidade do fluido  $u$  e a velocidade do som  $c$  estão relacionadas às condições e propriedades do fluido. O multiplicador de passo  $m$  pode ser especificado pelo usuário, em função das configurações da simulação.

Para a simulação deste trabalho, o critério de convergência adotado leva em consideração o valor da variável pressão média efetiva indicada para cada ciclo simulado do motor. A simulação permanece calculando ciclos do motor até que o valor da variável estipulada pare de mudar dentro de uma certa tolerância. Para que o critério de convergência seja satisfeito, o valor da diferença da PMEI entre o penúltimo ciclo e o último, deve ser menor do que 0,01 %.

O modelo de atrito aplicado ao motor é baseado no cálculo da pressão média efetiva de atrito (PMEA), através do modelo de atrito de Chen e Flynn, 1965, tendo seu comportamento descrito pela Equação 3.2. Este modelo empírico calcula o atrito das partes móveis do motor como função da máxima pressão no cilindro, velocidade média do êmbolo e velocidade média quadrática do êmbolo.

$$PMEA = PMEAC_{const} + A \cdot P_{Cyl,max} + B \cdot c_{p,m} + C \cdot c_{p,m}^2 \quad (3.2)$$

Nesta equação, o termo  $PMEAC_{const}$  (bar) representa a parte constante do PMEAI. O termo  $A$  é o fator de pico de pressão no cilindro, enquanto que  $P_{Cyl,max}$  (bar) é a máxima pressão no cilindro no ciclo. A variável  $B$  é o fator de velocidade média do êmbolo (bar s/m), enquanto que  $C$  é o fator de velocidade média quadrática do êmbolo (bar s<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>). Por fim, o termo  $c_{p,m}$  representa a velocidade média do êmbolo (m/s). Os valores adotados para  $PMEAC_{const}$ ,  $A$ ,  $B$  e  $C$  foram 0,1, 0,001, 0,04 e 0, respectivamente. Tais valores se encontram abaixo do recomendado pelo manual do *software* (Gamma Technologies, 2015) em função do tamanho reduzido do motor e por ser do ciclo de dois-tempos, possuindo significativamente menos peças móveis quando comparado com um motor do ciclo de quatro-tempos. A ausência de outras fontes de perdas mecânicas como bomba de óleo, bomba de água, alternador, entre outros, contribui para a diferença de valores.

De acordo com Lanzanova, 2013, modelos fenomenológicos de transferência de calor são largamente utilizados para estimar o coeficiente de transferência de calor por convecção  $h_f$  no interior de cilindros de motores de combustão interna. Esses modelos são globais, de modo que não resolvem a transferência de calor de maneira local. O modelo utilizado na simulação é o WoschniGT, uma adaptação feita pelo GT-POWER (Gamma Technologies, 2015) do modelo de Woschni clássico, utilizada para situações em que não se tem dados de *swirl* (movimento axial dos gases, em rotação ao redor do eixo axial do cilindro). O equacionamento e valores utilizados pode ser visualizado no ANEXO A. A temperatura nas paredes dos dutos de admissão, escape e canais de transferência foi imposta com valores de 300 K, 600 K e 450 K, respectivamente.

As características de lavagem de um cilindro em um motor do ciclo de dois-tempos devem ser representada no GT-POWER por uma correlação entre a razão de gases residuais no cilindro (razão da massa de gases queimados no cilindro sobre a massa de todos os gases do cilindro) e a razão de gases residuais na escape (razão da massa de gases queimados saindo do cilindro sobre a massa de todos os gases saindo do cilindro) durante o período em que as janelas de transferência e a janela de escape estão abertas (Gamma Technologies, 2015). A obtenção deste dado pode ser feita de maneira experimental, como por exemplo em um *Jante test* (Blair, 1996) ou através de simulação de fluido dinâmica computacional 3D. Neste trabalho não foi possível realizar nenhuma das duas ações descritas devido à complexidade e tempo exigidos para tal, de forma que este dado foi alimentado conforme disponível na literatura (Gamma Technologies, 2015) para valores típicos de motores do ciclo de dois-tempos, conforme ANEXO B.

A modelagem da combustão foi realizada de duas maneiras distintas, uma para a modelagem do motor com os parâmetros originais e outra para a simulação com variação de parâmetros. No primeiro caso, o processo de combustão é desenvolvido a partir da imposição



do traço de pressão do cilindro. A partir da análise das pressões no cilindro, admissão e escape, obtêm-se valores da taxa de liberação de calor. No segundo caso, em que os pontos de ignição e taxa de compressão foram variados, a combustão do motor original foi descrita através do ajuste de uma função Wiebe para a fração de massa queimada (FMQ) do ciclo, partindo-se do traço de pressão do motor original. O GT-POWER considera que a combustão inicia e termina quando a FMQ atinge 10% e 90%, respectivamente, e o intervalo compreendido entre estes valores é a duração da combustão. O ângulo de âncora da combustão é definido pelo AAM em que a FMQ atinge 50% (Gamma Technologies, 2015). Uma vez que a duração da combustão e o ângulo de âncora são determinados, a função Wiebe pode ser descrita. Foi utilizado na simulação o combustível indolente, presente na biblioteca do *software*, em função de seu poder calorífico ser semelhante ao do combustível utilizado nos testes experimentais e também não possuir etanol em sua composição.

### 3.3 Aparato experimental para aquisição de coeficientes de descarga

O objetivo do experimento foi avaliar o coeficiente de descarga ( $C_D$ ) dos sistemas de admissão e escape do motor, assim como dos canais de transferência. A peça escolhida para o acoplamento com a bancada foi o cilindro do motor, já que é a peça onde se tem o início ou fim de cada sistema. Com o intuito de adquirir o  $C_D$  global de cada sistema, cada evento do motor foi ensaiado com todas as peças que têm influência no escoamento dos gases e/ou mistura dentro do motor, ou seja: o sistema de admissão foi ensaiado com todas as suas peças, desde a capa do filtro de ar até o cilindro. O mesmo vale para o escape, que teve o silenciador acoplado no cilindro. Os canais de transferência estão contidos no cilindro, por este motivo neste caso foi ensaiado apenas o cilindro. Para simular a variação de área nas janelas, um êmbolo adaptado foi acoplado em cada um dos três cilindros utilizados, de modo que sua altura ao longo do curso pudesse ser variada e medida com o auxílio de um paquímetro. Para cada evento, um cilindro novo teve de ser adaptado, de modo a reproduzir da melhor maneira o escoamento dentro do motor e o deslocamento do êmbolo. A janela de interesse foi isolada para cada ensaio, ou seja, no caso do experimento avaliando o  $C_D$  da janela de admissão, tanto a janela de escape quanto os canais de transferência foram tapados, a fim de garantir que o escoamento percorresse apenas a região de interesse. A mesma metodologia foi utilizada para os testes do sistema de escape e canais de transferência. Na Figura 3.3.1 é possível identificar a flange (em preto, fixada pelos quatro manípulos) necessária para acoplar o cilindro na bancada de testes, assim como o fuso – na parte superior do cilindro – utilizado para movimentar o êmbolo dentro do cilindro, possibilitando controlar a abertura das janelas durante os ensaios. O êmbolo foi utilizado com seus anéis de vedação, a fim de garantir a estanqueidade nos ensaios.



Figura 3.3.1: Aparato experimental para teste na bancada de fluxo, no caso de teste com o sistema de escape.



Para a avaliação do  $C_D$  foi utilizada a bancada de fluxo MOTORPOWER, modelo PRO 500. A variação de altura do êmbolo foi realizada ao longo da altura de cada janela do cilindro, de modo que nos primeiros 5 mm de altura foram adquiridos dados de  $C_D$  com passo de 1 mm. Após estes 5 mm iniciais, o passo de aquisição passou para 2 mm, em função da menor variação do  $C_D$ . O  $C_D$  foi avaliado em fluxo normal e reverso. Os valores de  $C_D$  normalizados obtidos podem ser visualizados na Figura 3.3.2.

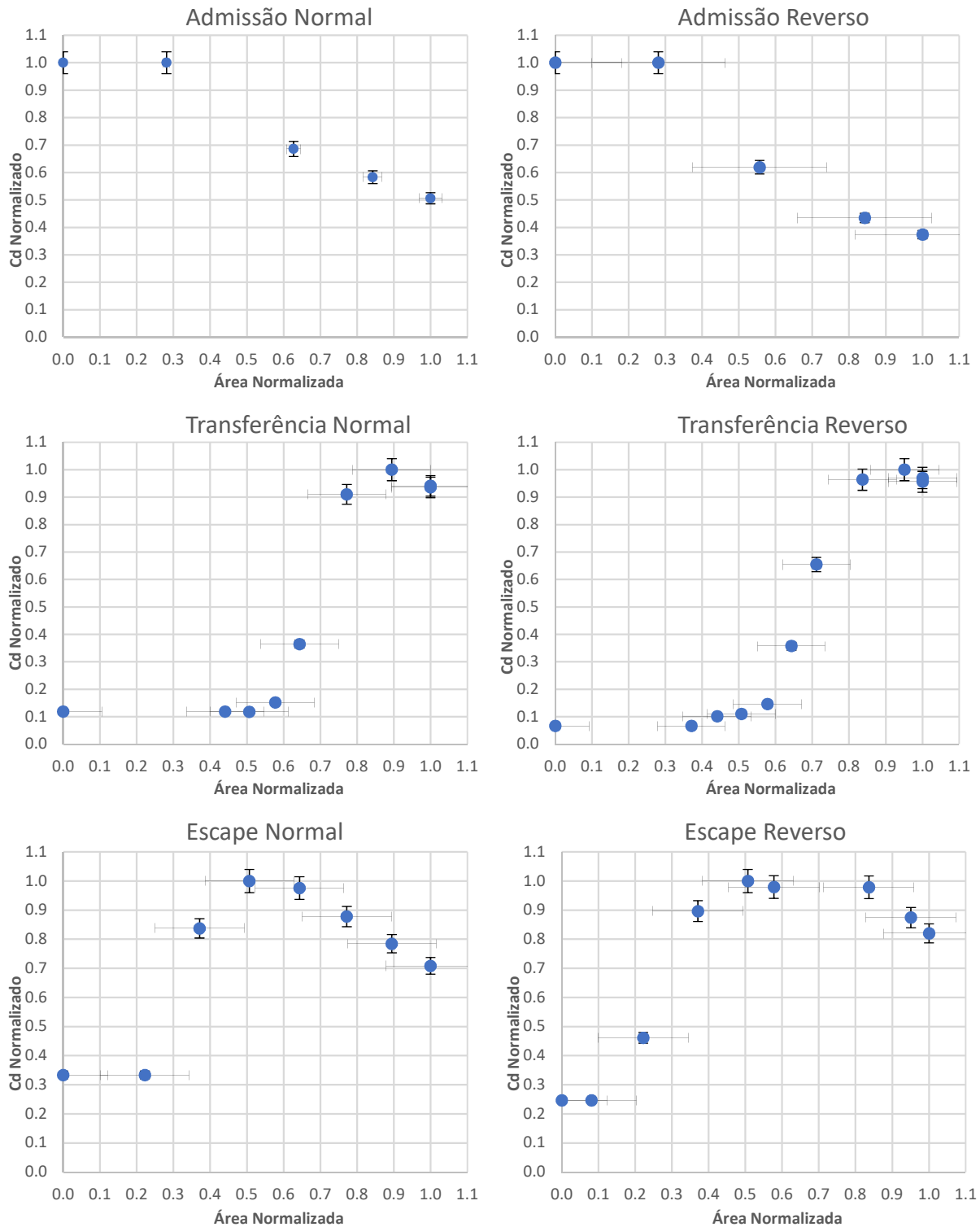


Figura 3.3.2: Dados experimentais de coeficientes de descarga para escoamento normal e reverso dos sistemas de admissão e escape, assim como canais de transferência.

Os valores de coeficientes de descarga obtidos no experimento se assemelham com valores encontrados na literatura, para aberturas de janelas similares (Heywood e Sher, 1999). A incerteza de medição do equipamento é de 3%, conforme disponibilizado pelo fabricante (Motorpower, 2016). Na Figura 3.3.2, a visualização da barra de incerteza, para valores de  $C_D$  normalizados menores do que 0,5, é prejudicada devido aos pequenos valores que a incerteza assume nestas condições.

### 3.4 Simulações variando-se a taxa de compressão e ponto de ignição

Após a calibração do modelo a partir de dados experimentais, fez-se a alteração no modelo de combustão e foram avaliadas cinco taxas de compressão: 6,5, 8,0, 9,5 (original), 11,0, e 12,5. Cinco pontos de ignição, aqui representados pelo ponto de 50% de FMQ sendo que a duração de combustão foi imposta em 22° AAM, foram também testados: 4°, 9°, 14° (original), 19° e 24°.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A fim de garantir o sigilo de informações obtidas, os parâmetros apresentados tiveram seus valores normalizados através da Equação 4.1

$$G_N = \frac{G}{G_{max}}, \quad (4.1)$$

em que  $G_N$  representa a grandeza normalizada,  $G$  a grandeza em questão e  $G_{max}$  o valor máximo obtido experimentalmente desta grandeza.

### 4.1 Resultados para o modelo do motor original

A comparação entre valores experimentais, obtidos diretamente do fabricante do motor, e simulados é apresentada na Tabela 6.1.

Tabela 4.1: Comparação de resultados simulados com experimentais normalizados.

Variável	Experimental	Simulado	Diferença (%)
Massa de ar	1,00	1,05	4,51
Massa de ar retida	1,00	0,98	2,49
PMEI	1,00	1,07	6,86
PMEU	1,00	0,97	3,17
Potência útil	1,00	0,97	3,03
CEUC	1,00	1,04	3,63

O cálculo da diferença apresentada entre os valores experimentais e simulados é representado pela Equação 4.2

$$D = |100(S - 1)|, \quad (4.2)$$

onde  $D$  representa a diferença (%) e  $S$  o valor da variável obtido através da simulação. A vazão mássica de combustível foi imposta no modelo simulado, com valor obtido experimentalmente. No geral, observa-se que os valores comparados possuem uma diferença inferior a 5 %, com exceção da variável PMEI. A diferença de 6,86 % da PMEI simulada em relação ao resultado experimental pode ser melhor visualizada e compreendida na Figura 4.1, que ilustra o Diagrama p-V normalizado para os ciclos simulado e experimental do motor.

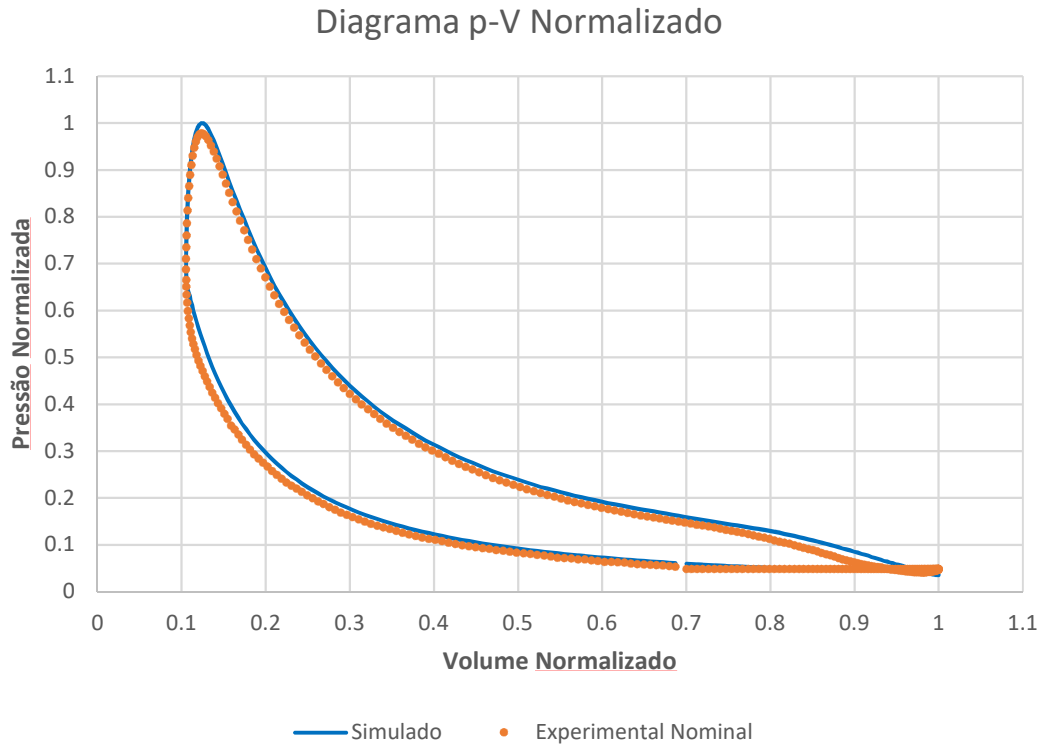


Figura 4.1: Comparação do ciclo do motor simulado (linha azul) e experimental (pontos vermelhos) através do Diagrama p-V Normalizado.

A incerteza de medição do sensor de pressão do ensaio experimental é de 0,5% (AVL, 2017), porém como este valor é muito baixo, os resultados obtidos foram plotados sem a barra de incerteza na Figura 4.1, uma vez que não seria possível distinguir a diferença entre o valor nominal e a incerteza. Nota-se que o pico de pressão da combustão é maior no motor simulado, e que desde a fase de compressão do ciclo a simulação apresenta valores de pressão maiores que os referentes aos experimentais devido a maior vazão mássica de ar que a simulação apresenta em relação ao motor experimental. Observa-se ainda, uma diferença na fase de expansão e escape no momento de queda de pressão devido à abertura da janela de escape do cilindro, provavelmente devido a uma sutil defasagem entre o momento da abertura desta janela no motor experimental e simulado.

#### 4.2 Resultados para simulações variando taxa de compressão e ponto de ignição

Neste capítulo os resultados das simulações realizadas serão apresentados – para análise qualitativa – de forma normalizada, assim como no capítulo 4.1, com a diferença que neste caso, o termo  $G_{max}$ , da Equação 4.1 representa o valor do parâmetro referente obtido na simulação com taxa de compressão de 9,5:1 e 50% de FMQ em 14° AAM. A Figura 4.2 evidencia o comportamento da potência para cada ponto de ignição e taxa de compressão simulados neste trabalho.

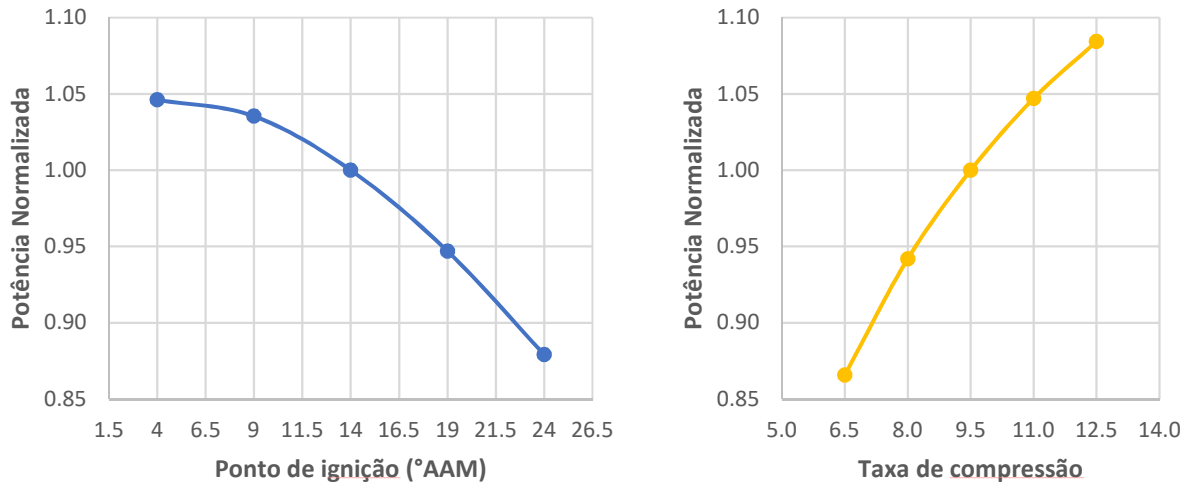


Figura 4.2: Potência normalizada para diferentes pontos de ignição (linha azul) e taxas de compressão (linha laranja).

Conforme a taxa de compressão atinge valores mais altos do que o original (11:1 e 12,5:1) e o ponto de ignição é avançado (9 e 4° AAM), observa-se aumento na potência em relação ao caso original, resultante do maior trabalho útil devido ao maior pico de pressão no cilindro. Percebe-se uma diminuição do aumento de potência do ponto 9° AAM ao 4° AAM, sendo provável indicio deste valor ser próximo ao MTU. Os parâmetros pressão média efetiva útil e pressão média efetiva indicada também aumentam, ainda que não na mesma proporção pois a pressão média efetiva de atrito eleva-se conforme tem-se maiores picos de pressão (como pode ser observado na Equação 3.2). Para menores valores de taxa de compressão e pontos de ignição mais atrasados, ocorre decréscimo de potência. A Figura 4.3 ilustra as diferenças no Diagrama p-V Normalizado do ciclo do motor para as variações de ponto de ignição.

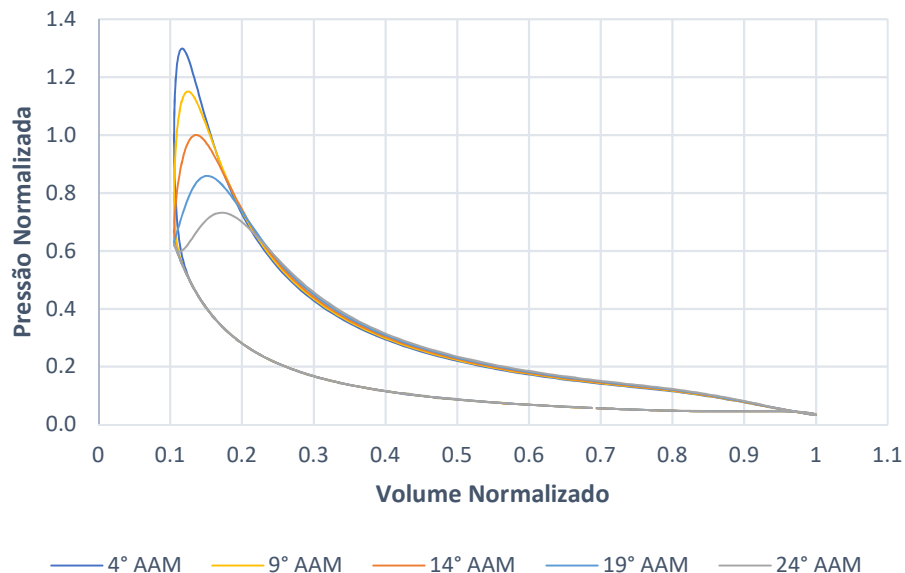


Figura 4.3: Comportamentos de pressão para diferentes pontos de ignição.

É evidente que, ao passo que o ponto de ignição é avançado em relação ao original, tem-se maior pressão e maior área útil (justificando maior potência, PMEI e PMEU). Entretanto, conforme o ponto de ignição é atrasado, um comportamento contrário é observado. Mais ainda, é possível identificar o momento em que o pico de pressão ocorre para cada ponto de ignição,

sendo mais próximo do PMS quando se tem o maior avanço de ignição e gradativamente mais afastado do PMS, conforme o ponto de ignição é atrasado. A Figura 4.4 mostra os Diagramas p-V normalizado para as taxas de compressão simuladas.

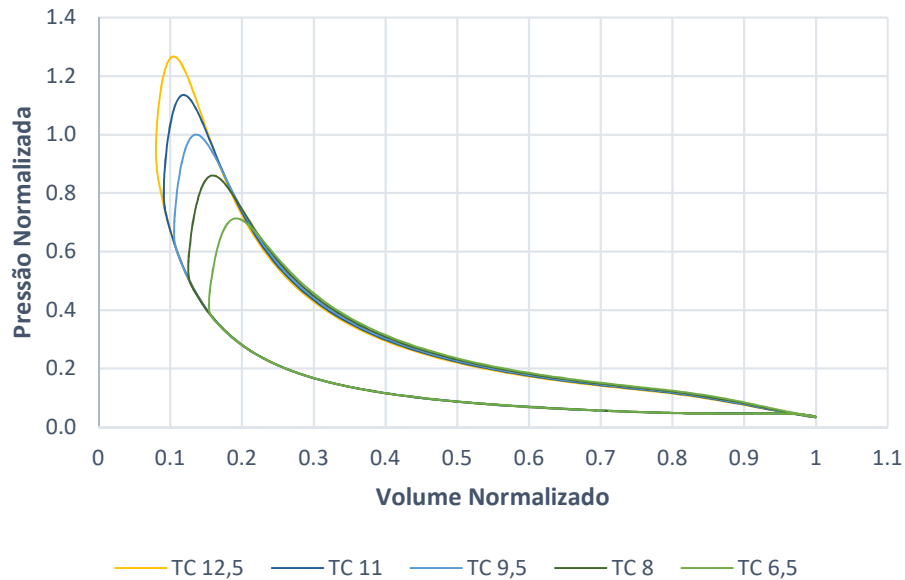


Figura 4.4: Diagramas p-V normalizados para diferentes taxas de compressão.

É possível identificar que a pressão máxima no cilindro é proporcional à taxa de compressão do motor, resultando em maior área útil disponível para os casos de maior pressão máxima – assim como observado na Figura 4.3. O consumo específico útil de combustível pode ser visualizado na Figura 4.5, para os casos de variação do ponto de ignição e taxa de compressão.

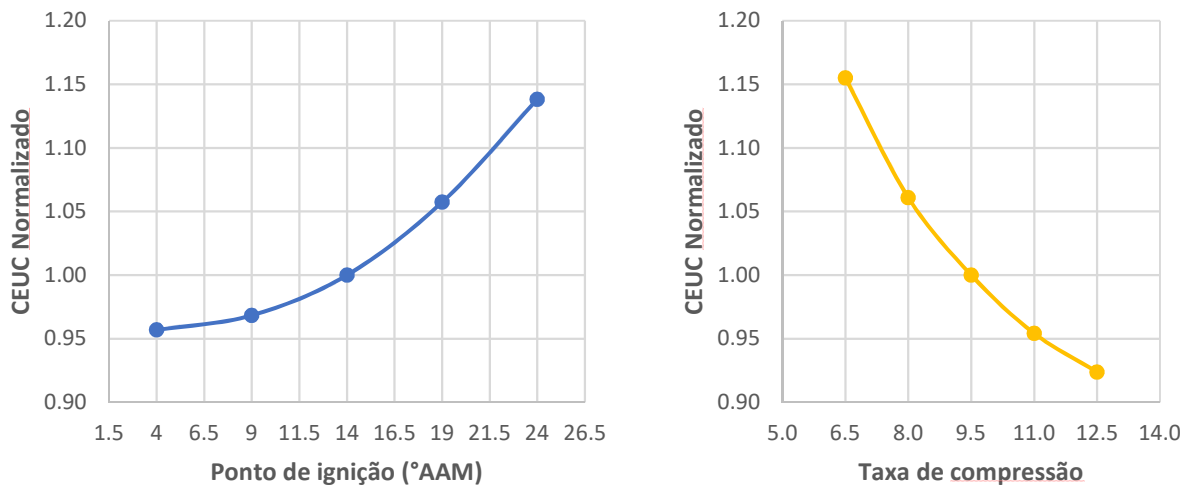


Figura 4.5: CEUC para pontos de ignição e taxas de compressão simulados.

A tendência de valores de CEUC para cada caso é justificada pois, para a mesma massa de combustível consumida, o motor simulado apresentou maior ou menor trabalho útil, gerando valores de CEUC menores ou maiores, respectivamente (valores de CEUC e eficiência são inversamente proporcionais). A taxa máxima de aumento de pressão por ângulo da árvore de manivelas normalizada é exibida na Figura 4.6 para as variações de taxa de compressão e ponto de ignição.

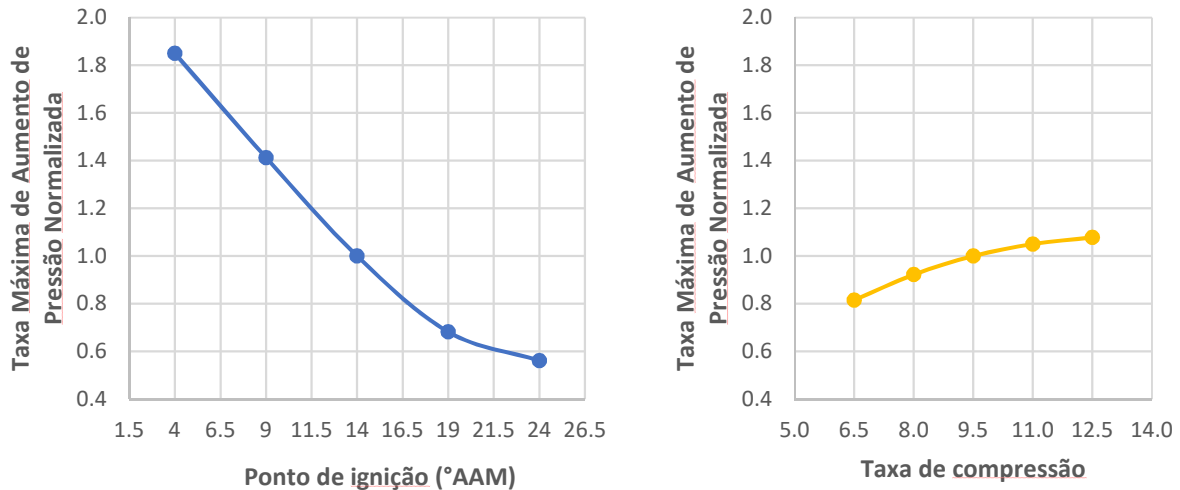


Figura 4.6: Taxa máxima de aumento de pressão normalizada para diferentes PI e TC.

Observa-se que, comparado com diferentes taxas de compressão, a variação dos pontos de ignição simulados resultou em maiores amplitudes de valores de taxa máxima de aumento de pressão normalizada. É necessário ter cuidado com valores elevados, pois estas condições podem diminuir a vida útil ou mesmo levar a quebras de componentes do motor, devido a solicitações mecânicas maiores. É importante destacar que por limitações de tempo, o modelo de combustão utilizado neste trabalho não contempla a simulação dos fenômenos de detonação e pré-ignição, que são sensíveis a taxas de compressão elevadas e pontos de ignição avançados. Portanto, para obter valores quantitativos das grandezas avaliadas, é importante que estes fenômenos sejam incluídos na simulação.

## 5. CONCLUSÕES

A modelagem unidimensional do motor, através do GT-POWER, se mostrou eficiente quando comparada com os dados experimentais nos parâmetros avaliados. A maior diferença encontrada foi de 6,86 % para a PMEI, sendo este o único parâmetro avaliado com diferença maior do que 5%. A menor diferença foi de 2,49 % para a variável massa de ar retida. O Diagrama p-V normalizado do motor experimental e simulado demonstrou comportamento semelhante em termos da variação de pressão ao longo do volume. O valor da pressão em cada instante de volume se mostrou ligeiramente mais elevado no motor simulado em comparação ao motor experimental.

As simulações com taxas de compressão mais elevadas e pontos de ignição mais avançados que o motor original, apresentaram aumento de potência e eficiência. A sensibilidade da potência em relação aos parâmetros avaliados foi semelhante, enquanto que o CEUC apresentou variações ligeiramente maiores nas simulações de taxa de compressão. Para valores menores de taxa de compressão e ponto de ignição, o motor simulado apresentou menor potência e menor eficiência, quando comparado ao motor original.

Ainda que as simulações deste trabalho não contenham modelo representativo de detonação ou pré-ignição, constata-se que a taxa máxima de aumento de pressão no cilindro é fortemente influenciada pelo ponto de ignição do motor, enquanto que para diferentes TC, foi observada apenas uma pequena diferença. Em função disso, cuidados devem ser tomados em relação à integridade mecânica do motor, principalmente quando em condições de avanço de ignição elevado. Altas taxas de compressão também devem ser aplicadas cuidadosamente, observando o pico de pressão no cilindro.

O estudo foi eficaz na modelagem unidimensional de um motor de combustão interna do ciclo de dois-tempos, uma vez que todos os parâmetros avaliados pela simulação tiveram uma diferença menor do que 7 % quando comparados com valores experimentais. A avaliação qualitativa de diferentes parâmetros de taxa de compressão e ponto de ignição também foi

satisfatória, onde observou-se resultados de acordo com a literatura (Heywood, 1988). Os resultados apresentados mostraram potencial de melhoria de potência e eficiência para motores de combustão interna através de aumento da taxa de compressão e avanço de ignição.

Sugere-se que em trabalhos futuros o modelo do motor original seja comparado em outras condições de interesse, a partir de dados experimentais. Para tornar os resultados mais realísticos, sugere-se que seja implementado um modelo de combustão contemplando os fenômenos de detonação e pré-ignição. Sugere-se ainda que seja realizado um Projeto de Experimentos para guiar as simulações, e que mais simulações sejam realizadas, cruzando variações de taxa de compressão e ponto de ignição, a fim de avaliar a influência destes parâmetros em diferentes condições de operação.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AVL List GmbH, **“Pressure Sensor for Combustion Analysis”**, <https://www.avl.com>. Acessado em 20/09/2017.

Blair, G.P.; **“Design and Simulation of Two-Stroke Engines”**, SAE International, 1<sup>st</sup> edition, 1996.

Chen, S.K.; Flynn, P. F.; **“Development of a Single Cylinder Compression Ignition Research Engine”**, SAE Paper 650733, 1965.

Gamma Technologies.; **“GT-SUITE – Engine Performance Application Manual”**, V2016, 2015.

Gamma Technologies.; **“GT-SUITE – Flow Theory Manual”**, V2016, 2015.

Garrett, T.K.; Newton, K.; Steeds, W.; **“The Motor Vehicle”**, Butterworth Heinemann, 13<sup>th</sup> edition, 2001.

Ghazikhani, M.; Hatami, M.; Safari, B.; Ganji, D.D.; **“Experimental Investigation of Exhaust Temperature and Delivery Ratio Effect on Emissions and Performance of a Gasoline–Ethanol Two-Stroke Engine”**, Case Studies in Thermal Engineering 2 (2014), p. 82-90.

Heywood, J.B.; **“Internal Combustion Engines Fundamentals”**, McGraw-Hill, 1<sup>st</sup> edition, 1988.

Heywood, J.B.; Sher, E.; **“The Two-Stroke Cycle Engine”**, SAE International, 1<sup>st</sup> edition, 1999.

Lanzanova, T.D.M.; **“Avaliação Numérica e Experimental do Desempenho de um Motor Otto Operando com Etanol Hidratado”**, UFRGS, 2013.

Motorpower.; **“Bancada de Fluxo MOTORPOWER PRO500”**, 2016.

Ricardo, Inc., **“Literature Review of Ethanol Use for High Octane Fuels”**, <http://www.ethanolrfa.org>. Acessado em 20/09/2017.

Savioli, T.; Zardin, B.; Borghi, M.; **“Development of a 2-stroke GDI Engine”**, Energy Procedia 126 (2017), p. 1091-1098.

Zhang, Y.; Zhao, H.; Opajah, M.; Cairns, A.; **“CAI Combustion of Gasoline and its Mixture With Ethanol in a 2-Stroke Poppet Valve DI Gasoline Engine”**, Fuel 109 (2013), p. 661-668.

## ANEXO A: Equacionamento do modelo de WoschniGT (Gamma Technologies, 2015)

O coeficiente de transferência de calor convectivo  $h_c$  (W/m<sup>2</sup>K) para o modelo WoschniGT é definido pela Equação A.1

$$h_c = \frac{3,01426p^{0,8}w^{0,8}}{B^{0,2}T^{0,5}} \quad (\text{A.1})$$

Onde  $p$  é a pressão no cilindro (kPa),  $B$  é o diâmetro do cilindro (m),  $T$  é a temperatura do cilindro (K) e  $w$  representa a velocidade média dos gases dentro do cilindro (m/s), descrita pela Equação A.2

$$w = C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \quad (\text{A.2})$$

Onde  $\bar{S}_p$  é a velocidade média do êmbolo (m/s),  $V_d$  é o volume deslocado (m<sup>3</sup>),  $T_r$ ,  $p_r$ ,  $V_r$  são respectivamente a temperatura (K), pressão (kPa) e volume (m<sup>3</sup>) do fluido de trabalho antes da combustão e  $p_m$  é a pressão do fluido de trabalho no motor sem combustão no mesmo ângulo que  $p$ .  $C_1$  e  $C_2$  são constantes representadas pela Equação A.3 e Tabela A.1

$$C_1 = 2,28 + 3,9 \text{MIN} \left( \frac{\text{vazão mássica líquida das portas pro cilindro}}{\text{Massa retida} \times \text{Frequência do motor}}, 1 \right) \quad (\text{A.3})$$

Tabela A.1: Valores da constante  $C_2$ .

	$C_2$
Durante as trocas gasosas e compressão	0
Durante combustão e expansão	3,2E-3



ANEXO B: Razão de gases residuais no escape x Razão de gases residuais no cilindro (Gamma Technologies, 2015)

A Figura B.1 descreve a razão de gases residuais no escape a razão de gases residuais no cilindro.

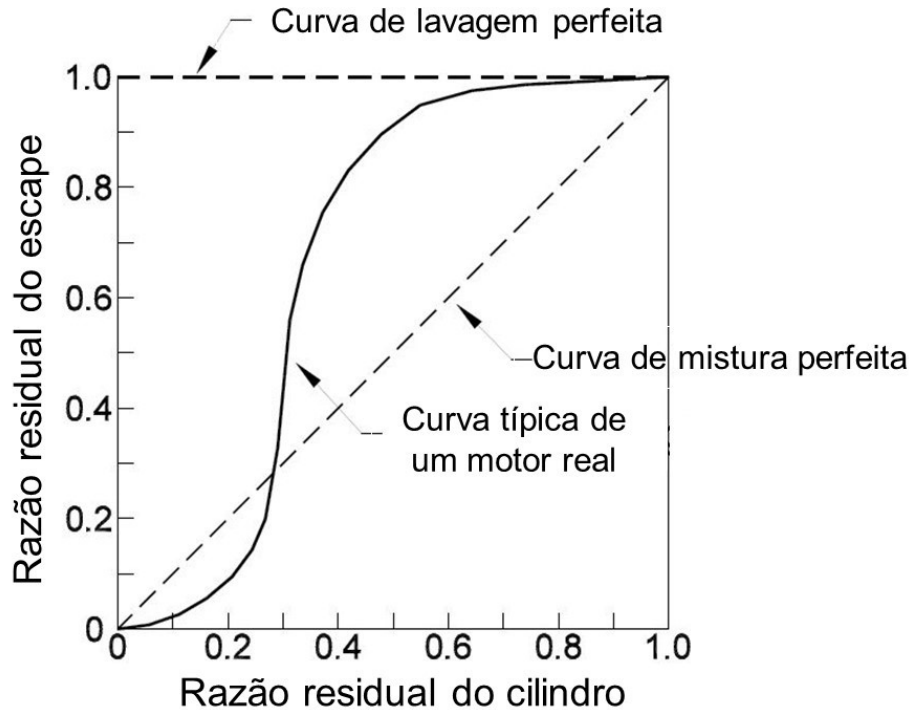


Figura B.1: Comportamento da razão de gases residuais na escape e razão de gases residuais no cilindro (Gamma Technologies, 2015).

O comportamento da mistura de gases residuais no cilindro com a carga nova que é introduzida pelas janelas de lavagem é um fator crucial para o desempenho dos motores do ciclo de dois-tempos. A Figura B.1 ilustra o comportamento típico da curva de lavagem de um motor do ciclo de dois-tempos, em comparação com uma curva de lavagem perfeita e uma curva de mistura perfeita.