

Simulação Zero-Dimensional de motor do ciclo Otto operando com Gasolina, Etanol e Hidrogênio.

Jorge Junio Moreira Antunes

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Silvio Carlos Anibal de Almeida, DSc

Rio de Janeiro Novembro de 2018 UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO



Departamento de Engenharia Mecânica



DEM/POLI/UFRJ

SIMULAÇÃO ZERO-DIMENSIONAL DE MOTOR DO CICLO OTTO OPERANDO COM GASOLINA, ETANOL E HIDROGÊNIO.

Jorge Junio Moreira Antunes

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO

Examinada por:

Silvio de Alunda

Prof. Silvio Carlos Anibal de Almeida, D.Sc. (Orientador)

Prof. Carlos Rodrigues Pereira Belchior, D.Sc.

Prof. Daniel Onofre de Almeida Cruz. D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL NOVEMBRO DE 2018 Antunes, Jorge Junio Moreira

Simulação Zero-Dimensional de Motor do Ciclo Otto Operando Com Gasolina, Etanol e Hidrogênio/Jorge Junio Moreira Antunes. – Rio de Janeiro: UFRJ/Escola Politécnica, 2018.

XI, 92 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Silvio Carlos Anibal de Almeida

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/Engenharia Mecânica, 2018.

Referências Bibliográficas: p. 76-81.

 Hidrogênio. 2. Etanol. 3. Gasolina. 4. Simulação. 5.
 Motores de Combustão Interna. I. Almeida, Silvio Carlos Anibal de. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Engenharia Mecânica. III. Simulação Zero-Dimensional de Motor do Ciclo Otto Operando com Gasolina, Etanol e Hidrogênio.

Dedico este trabalho ao meu pai Jorge (*in memoriam*) e minha mãe Marli.

AGRADECIMENTOS

Esta parte será consideravelmente longa, entretanto muito necessária, pois gostaria de agradecer a um número realmente elevado de pessoas que me ajudaram de todas as formas possíveis, não só no meu desenvolvimento acadêmico, como no desenvolvimento pessoal. Um simples paragrafo para cada um não poder conter todo o sentimento de gratidão que sinto, muito menos as experiencias trocadas. Gostaria de ter, na vida de cada um destes, pelo menos 10% da importância que possuem em minha vida.

Ao meu pai Jorge, que nos deixou durante a caminhada, deixo o meu mais sincero agradecimento. Deveria ter sido um filho melhor e ter dito que te amava mais vezes, palavras estas que poucos pais e filhos trocam entre si e que são tão necessárias. Gostaria de ter aproveitado mais nosso tempo juntos, mas sei que mesmo ausente nesse mundo material, seu espirito me ajuda a encontrar o caminho.

Minha mãe Marli e irmãos Bruno e Cláudia que sempre me amaram e estiveram presentes em todas as fases da minha vida e certamente estarão nas próximas. Sei que somos diferentes em muitas formas de pensar e agir, mas o amor nos une como família.

Aos meus amigos Daniel Santana e Daniel Martins que sempre pude contar nos momentos difíceis nesses 14 anos de amizade. Nesses momentos descobrimos quem são as pessoas que queremos ao nosso lado por toda a vida e vocês dois são algumas dessas pessoas.

Ao meu amigo de uma década Rafael Cardoso que sempre passou maus e bons momentos comigo. Nossas conversas sempre foram construtivas e continuarão sendo. Sempre conte comigo.

A Amanda Mendonça que nunca deixou de acreditar em mim e nem na minha amizade mesmo após todas as perturbações introduzidas pelos caminhos trilhados por meus pés. Você é uma pessoa especial e espero um dia retribuir toda a confiança que deposita em mim.

A Beatriz Azevedo que no meio de tantos problemas pessoais me estendeu as mãos de compreensão e de crítica que somente as verdadeiras amizades podem entregar. Espero poder retornar todo o apoio que me dá.

A todos do Laboratório de Máquinas Térmicas da UFRJ, Eng. Pedro Paulo, Eng. Wilson Maior, Rosália e Rosalva Mendes, Marcia Alves, César Pacheco, Camila Lacerda, Gabriel Verissimo, Juan Bueno, Inoussa Tougri, Masoud Kashani, Jean Pinho, Vinicius Sauer. Gostaria de deixar um agradecimento especial para o Eng. Nauberto Rodrigues, com quem pude aprender muito sobre a vivencia de engenharia, e para Mayara Teixeira, Gabriel de Carvalho e Matheus Vera Di Vaio que foram meus companheiros de estágio e/ou Iniciação Científica.

Aos "Bananadas" André Vilela, Cayo Rodrigues, Carlos Paiva, Hugo Bueno, Adriano Gonçalves, Vinicius Martins e Matheus Gondim por terem feito a caminhada menos pesada ajudando uns aos outros e finalmente vendo o sonho ser alcançado. A todos do Instituto COPPEAD de Administração da UFRJ, Patrícia Sá, Camila Teixeira, Marcellia Silva, Ticiane Lombardi, Gisele Lima, Bruna Targino, Carolina Brandão, Leonardo Vidal, Kleide Nascimento, Thaysa Nascimento, Rogério Moreira, Victor Simões, Lucas Mulim, Luiz Antônio, Filipe Ngonga, Claudia de Gois, Francielly Domingues e Amábile Silva. Deixo também um agradecimento especial para o Prof. Peter Wanke que me mostrou outra face do mundo acadêmico e me tornou um pesquisador melhor, sempre tendo em mente a necessidade de estar na fronteira do conhecimento e usar a criatividade para resolução dos problemas, tornando o trabalho sempre mais relevante.

A Luana Marques por toda a sua amizade, conselhos e por não desistir de mim mesmo nos momentos mais complicados. Espero que conte comigo para os problemas diversos que a vida sempre insiste em pôr na caminhada.

Ao Prof. Marcello Gourlart Teixeira que se tornou um amigo. Desejo muitas montanhas para subir e deixo um trecho que conheci através de ti e me marcou: "(...) Uma montanha não é como os homens. A montanha é sincera. As armas para conquistá-la existem dentro de você, dentro de sua alma."

A Celina Rebello por todas as nossas conversas e por sempre me motivar a acreditar em um mundo melhor mesmo que ele pareça podre.

Aos Professores Silvio Carlos e Carlos Belchior que me orientaram em fases diferentes desta caminhada, mas, principalmente, acreditaram na conclusão deste trabalho.

A Sami Ayad por me ajudar muito neste trabalho e também me motivar nesta reta final.

Finalmente, agradeço a Agência Nacional do Petróleo por fomentar a pesquisa em biocombustíveis através de seu Programa de Formação de Recursos Humanos. Deixo agradecimento especial ao PRH 37, programa este que participei como aluno bolsista.

"He loved to drive in his Jaguar So welcome to the machine." (Pink Floyd – Welcome to the Machine) Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

SIMULAÇÃO ZERO-DIMENSIONAL DE MOTOR DO CICLO OTTO OPERANDO COM GASOLINA, ETANOL E HIDROGÊNIO.

Jorge Junio Moreira Antunes

Novembro/2018

Orientador: Silvio Carlos Anibal de Almeida, D.Sc.

Curso: Engenharia Mecânica

O presente trabalho estuda os efeitos da utilização de Hidrogênio em um Motor de Combustão Interna do ciclo Otto operando com Gasolina e Etanol, simulando sua curva de pressão interna. A modelagem da combustão desenvolvida foi do tipo zerodimensional utilizando a equação de Wiebe de uma zona.

A equação de Wiebe foi ajustada com os valores experimentais apresentados em ALMEIDA (2013) através de cinco estratégias distintas propostas por COONEY *et al.* (2008).

Os resultados obtidos mostram que o modelo zero-dimensional consegue simular o motor e seus parâmetros de desempenho com razoável precisão e baixo poder computacional. A Estratégia 02 e 05 apresentam os melhores resultados quanto a Pressão Máxima do cilindro e as Estratégias 03 e 04 apresentam os melhores resultados para a Pressão Média Efetiva.

Palavras-chave: Hidrogênio, Etanol, Gasolina, Simulação, Motores de Combustão Interna.

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

ZERO-DIMENSIONAL SIMULATION OF OTTO'S CICLE ENGINE OPERATING WITH GASOLINE, ETHANOL AND HYDROGEN.

Jorge Junio Moreira Antunes

November/2018

Advisors: Silvio Carlos Anibal de Almeida, D.Sc. Carlos Rodrigues Pereira Belchior, D.Sc.

Course: Mechanical Engineering

This work studies the effects of Hydrogen application in an Otto's Cycle Internal Combustion Engine with Gasoline and Ethanol, simulating the cylinder internal curve pressure. The combustion modeling was the zero-dimensional using the single zone Wiebe equation.

The Wiebe equation was fitted with experimental values present in ALMEIDA (2013) through five different strategies proposed in COONEY *et al.* (2008).

The results shows that zero-dimensional can simulate the Engine operation and performance parameters with acceptable accuracy and low computational requirement. The strategy 02 and 05 presents the better results in Maximum Pressure and the Strategy 03 and 04 presents the better results in Mean Effective Pressure.

Keywords: Hydrogen, Ethanol, Gasoline, Simulation, Internal Combustion Engine.

Sumário	
1. INTRODUÇAO	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivo	3
1.3 Escopo do trabalho	3
2. REVISAO DE LITERATURA	4
2.1 Motores de Combustão Interna operando com Hidrogênio	4
2.2 Modelagem de combustão e simulação de Motores de Combustão Interna	13
3. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	20
3.1 Operação e combustão de um motor do Ciclo Otto	20
3.2 Formulação termodinâmica	24
3.3 Geometria do sistema	31
3.4 Parâmetros de desempenho de um motor	34
3.4.1 Torque	34
3.4.2 Velocidade média do pistão	35
3.4.3 Potência efetiva e Potência indicada	35
3.4.4 Pressão média efetiva	36
3.4.5 Razão ar/combustível e Razão de equivalência	37
3.4.6 Consumo específico de combustível	
3.4.7 Eficiência volumétrica	
3.4.8 Fração volumétrica de Hidrogênio	
3.5 Metodologia da simulação	40
3.5.1 Motor utilizado e pontos experimentais	40
3.5.2 Balanço químico para a combustão	41
3.5.3 Estratégias para ajuste equação de Wiebe	42
3.5.4 Fluxograma da simulação	44
4. RESULTADOS	46
4.1 Ajuste da curva de Wiebe para as cinco Estratégias	47
4.2 Resultados dos pontos experimentais	51
4.2.1 Resultados da simulação para Gasolina a 840 RPM	51
4.2.2 Resultados da simulação para Gasolina a 1400 RPM	56
4.2.3 Resultados da simulação para Etanol a 840 RPM	62
4.2.4 Resultados da simulação para Etanol a 1400 RPM	67
5. CONSIDERAÇÕES FINAIS	75
5.1 Conclusões	75

5.2 Trabalhos futuros	75
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	76
APÊNDICE I	
APÊNDICE II	

1) INTRODUÇÃO

Os combustíveis possuem uma grande importância para a humanidade principalmente após a primeira revolução industrial, com o advento das máquinas a vapor e, posteriormente, dos motores de combustão interna (MCI). Houve uma verdadeira revolução no modo como o homem transporta e produz sendo a força animal substituída pelas máquinas com bastante eficiência e conveniência. Além do fator técnico, diversos outros fatores influenciam para uma crescente demanda do uso de combustíveis tais como crescimento populacional e econômico. Há, portanto, um grande interesse por utilizar os combustíveis de forma cada vez mais eficiente.

A matriz energética mundial tem como uma das de suas bases o petróleo, que é uma mistura de hidrocarbonetos diversos, sendo uma fonte de energia não renovável. Além disso, as mudanças climáticas em curso contribuem para um crescente esforço no uso de energia renovável tais como os biocombustíveis.

Além dos biocombustíveis, existem outras alternativas como o uso do Hidrogênio em conjunto com um combustível ou biocombustível para melhorar o nível de emissões de poluentes (devido a molécula de Hidrogênio não possuir carbono em sua composição) e consumo de combustível. Esta alternativa vem sendo estudada desde o século XIX.

O uso do Hidrogênio produzido no próprio veículo vem sendo investigado pois evita sua armazenagem reduzindo o peso adicionado ao veículo, o risco de acidentes e o custo de adquirir tanques especiais para o gás Hidrogênio.

1.1) Motivação

A emissão de poluentes pela queima de combustíveis é um dos principais fatores para o aquecimento global e poluição atmosférica, sendo estes problemas de grande relevância no mundo inteiro. Para mitigar as emissões de motores de combustão interna a indústria automotiva mundial tende para a hibridização e eletrificação de sua frota, tendo países como a França e o Reino Unido proibindo a comercialização de veículos convencionais a partir de 2040 (IEA, 2017), além do uso de biocombustíveis.

Os biocombustíveis reduzem a dependência do petróleo com a redução do uso de combustíveis fósseis e contribuem para a redução das emissões de poluentes, pois, em que pese sua combustão gerar uma quantidade semelhante de CO₂, estes combustíveis são obtidos, em grande parte, de matéria prima vegetal, sendo estas consumidoras de CO₂ em seu ciclo de vida.

Outra alternativa é a utilização do gás Hidrogênio (H₂) como combustível, pois não possui molécula de carbono em sua composição, reduzindo as emissões de CO₂ e CO, aumenta a velocidade de queima na câmara de combustão, aumentando a eficiência térmica do motor quando misturado com Etanol (WANG *et al.* 2010), aumenta a resistência a detonação quando misturado com Gasolina podendo melhorar o consumo e desempenho (AL-BAGHDADI, 2003), possuí alto Poder Calorífico Inferior, estabilidade e não é corrosivo.

Entretanto o Hidrogênio é um gás altamente perigoso para o armazenamento pois requer vasos de pressão especiais devido a sua alta difusividade e a alta pressão de armazenagem necessária, dificultando o uso em veículos (COELHO, 2013). Entretanto a adição de Hidrogênio a um combustível primário e a produção do Hidrogênio embarcada, através de eletrólise da água dentro do próprio automóvel, elimina esse problema de armazenamento

Conhecer o desempenho do MCI para o uso de biocombustíveis sem a necessidade de caros e longos ensaios experimentais é bastante desejável. Assim, há grande interesse em simulações que consigam predizer o desempenho destes motores com baixo custo computacional, e fornecendo resultados confiáveis, rápidos e baratos.

1.2) Objetivo

O objetivo deste trabalho é desenvolver uma simulação zero-dimensional de um motor de ignição por centelha, *flex-fuel*, utilizando Hidrogênio, Etanol e Gasolina, comparando os parâmetros de desempenho do motor utilizando as misturas (Hidrogênio-Gasolina e Hidrogênio-Etanol) com o desempenho para os combustíveis individuais (Gasolina e Etanol). Esses parâmetros devem ser validados com resultados experimentais obtidos da literatura em ALMEIDA (2013).

Além do desenvolvimento do programa zero-dimensional, também é objeto de estudo deste trabalho demonstrar a influência da equação de Wiebe para modelar a combustão, comparando a simulação zero-dimensional utilizando diversas modificações da equação de Wiebe e confrontando os resultados com os esperados.

1.3) Escopo do trabalho

Deste modo, este trabalho está dividido da seguinte forma:

- Capítulo 2: Apresenta a revisão bibliográfica do tema, tanto experimentalmente quanto computacionalmente.
- Capítulo 3: Desenvolve as equações utilizadas, geometria do sistema e parâmetros de desempenho do motor e metodologia da simulação.
- Capítulo 4: Apresenta e discute os resultados encontrados nas simulações.
- Capítulo 5: Apresenta as conclusões encontradas e os possíveis trabalhos futuros no tema.

2) REVISÃO DE LITERATURA

A revisão de literatura do tema pode ser dividida em duas partes: a primeira parte trata dos trabalhos experimentais de motores operando com Hidrogênio, seja totalmente ou em conjunto com outros combustíveis; A segunda parte trata dos trabalhos de simulação de motores de combustão interna operando com Hidrogênio.

2.1) Motores de Combustão Interna operando com Hidrogênio

O uso do gás Hidrogênio como combustível apresenta vantagens e desvantagens comparando com a Gasolina e Etanol. Alguns dos trabalhos experimentais relevantes podem ser encontrados em AL-BAGHDADI (2003), SZWAJA *et al.* (2007), YOUSUFUDDIN *et al.*(2009), JI, C. & WANG, S. (2009a, 2009b, 2010), WANG *et al.* (2010a, 2010b, 2011a, 2011b), SÁINZ *et al.* (2011), LI *et al.* (2012), SÁINZ *et al.* (2012), HE *et al.* (2012), WANG *et al.* (2012a, 2012b), JI *et al.* (2012), ALMEIDA (2013), WANG *et al.* (2014), KARAGOZ *et al.* (2015a, 2015b), WANG *et al.* (2016), ELSEMARY *et al.* (2016), AKANSU *et al.* (2017), GARCÍA-MORALES *et al.* (2017).

AL-BAGHDADI (2003) utilizou um motor monocilíndrico, 4 tempos, ignição por centelha operando com misturas de Etanol-Hidrogênio. No experimento a rotação de operação do motor foi de 1500 RPM e o ponto de ignição foi ajustado para melhor torque nessa rotação. O percentual de Hidrogênio da mistura, em massa, variou entre 0% a 12%, a razão de compressão do motor de 7:1 a 12:1 e a razão de equivalência entre 0,6 e 1,2. Os resultados do experimento demonstram que a adição de Hidrogênio melhora o desempenho, o consumo específico do motor e as emissões de poluentes exceto o NOx. A adição de Hidrogênio até 3,5% ainda apresenta emissões de NOx menores que a Gasolina operando com razão de compressão 7:1.

SZWAJA et al. (2007) utilizou um motor Cooperative Fuel Research (CFR)

monocilíndrico para averiguar as características do fenômeno de detonação utilizando Hidrogênio puro. Foram utilizados um sensor de pressão e um acelerômetro piezoeléctrico similar ao usado para detecção de detonação nos motores operando com Gasolina. Os resultados mostram que a detonação operando com Hidrogênio é similar à com Gasolina, entretanto a resposta em frequência do sinal mostra o fenômeno ocorrendo em frequências ligeiramente maiores comparada à Gasolina. Uma análise estatística foi realizada comparando os sinais obtidos pela detonação com Gasolina e com Hidrogênio mostrando a similaridade entre eles. Com isso, o autor conclui que os mesmos mecanismos de detecção de detonação da Gasolina podem ser utilizados, com poucas modificações, para o motor operando com Hidrogênio.

YOUSUFUDDIN *et al.* (2009). estudaram o desempenho de misturas Etanol-Hidrogênio com este último variando entre 0% e 80% em volume. O motor utilizado foi um monocilíndrico de ignição por compressão adaptado para ignição por centelha. Foram testadas três razões de compressão diferentes (7:1, 9:1 e 11:1) na rotação fixa de 1500 RPM e ponto de ignição ajustável. Os resultados mostram que o aumento do Hidrogênio melhora os o consumo específico e eficiência térmica do motor.

JI, C. & WANG, S. (2009a, 2009b, 2010) e WANG *et al.* (2010a, 2010b, 2011a, 2011b, 2012a) usaram um motor quatro cilindros de ignição por centelha com injeção de Hidrogênio na admissão. Em JI, C. & WANG, S. (2009a) foi realizado o estudo da adição de Hidrogênio no comportamento da marcha lenta. O Hidrogênio foi adicionado em frações de energia variando entre 0% e 18,09% da energia total da mistura estequiométrica. A adição de Hidrogênio não alterou a velocidade da marcha lenta, entretanto, o fluxo de ar admitido foi menor. A eficiência térmica foi aumentada com a utilização de Hidrogênio e as perdas por calor foram reduzidas devido a menores temperaturas internas. A injeção de Hidrogênio também contribuiu para uma maior suavidade de operação e uma menor emissão de poluentes até 14,44% da fração de energia. Após 14,44% as emissões de CO e HC começaram a subir. Em JI, C. & WANG, S. (2009b) O estudo foi direcionado ao comportamento em marcha lenta com

mistura pobre, ponto de ignição fixo e adição de Hidrogênio em frações de 3% e 6% do volume de mistura. Os resultados mostraram que o aumento do volume de Hidrogênio melhora a eficiência térmica do motor, a variação média de pressão entre os ciclos diminui, melhorando a suavidade de operação, e houve uma menor emissão de poluentes para qualquer excesso de ar testado. JI, C. & WANG, S. (2010) testaram o empobrecimento da mistura Ar-Combustível com adição de Hidrogênio fixa em 3% do volume. Os resultados mostraram que a velocidade de marcha lenta permanece próxima à especificada e as variações por ciclo da pressão torna-se maior com o empobrecimento da mistura, entretanto, elas são menores quando o motor opera com Hidrogênio. A adição de Hidrogênio aumenta a eficiência térmica do motor atingindo o pico de 23,37% quando $\lambda = 1,10$, aumenta a velocidade de propagação de chama e reduz as emissões de poluentes.

WANG et al. (2010a) pesquisaram o comportamento da marcha lenta do motor com mistura estequiométrica de Etanol e Hidrogênio em até 6,38% do volume. Os resultados mostram que o Hidrogênio contribui para uma menor variação cíclica de pressão até o volume de 3,96% aumentando após esse valor, a eficiência térmica aumenta, as temperaturas de pico aumentam, mas as temperaturas do cilindro são menores na exaustam causando uma menor perda de calor e um ligeiro aumento nas emissões de NOx. As emissões de aldeídos são menores com a adição de Hidrogênio e as emissões CO e HC são diminuídas até determinada fração em volume (4% e 5,49% respectivamente) e aumentam após esse valor. Em WANG et al. (2010b) os autores buscaram contornar os problemas relacionados a redução da marcha lenta do motor, para economia de combustível, adicionando Hidrogênio na mistura em frações até 20% da energia total. Os resultados mostraram uma melhoria na variação cíclica de pressão em marcha lenta com a adição de Hidrogênio, diminuição nas temperaturas do cilindro, levando a uma menor perda de calor e emissões de NOx e menor duração na combustão melhorando as emissões de CO e HC. WANG et al. (2011a) estudaram a partida a frio do motor utilizando Gasolina e mistura de Gasolina com Hidrogênio nas vazões de 2,5 e 4,3 l/min. Todos os testes foram realizados na temperatura ambiente de 17 °C e os

resultados mostraram que o primeiro ciclo possui uma maior pressão máxima e pressão média efetiva com a adição de Hidrogênio, a velocidade do motor nos primeiros 20 ciclos é aumentada, a maior difusividade e velocidade de chama do Hidrogênio contribuem para uma combustão completa diminuindo as emissões de CO e HC e as emissões de NOx são maiores durante os primeiros 5 segundos e menores a partir de 10 WANG et al. (2011b) testaram misturas segundos. de Hidrogênio e Hidrogênio-Oxigênio, na proporção molar de 2:1, com Gasolina em razoes volumétricas de 2% e 4%, excesso de ar ajustável e rotação do motor fixa em 1400 RPM. Os resultados mostraram que as misturas com Hidrogênio aumentam a pressão média efetiva e a eficiência térmica, sendo as misturas Hidrogênio-Oxigênio que apresentam melhores resultados. A combustão tem duração menor nas misturas Hidrogênio-Oxigênio especialmente nas situações onde há grande excesso de ar, a variação cíclica aumenta conforme o excesso de ar, mas as misturas com Hidrogênio ajudam a reduzi-la e as emissões de CO e HC são reduzidas e a emissão de NOx aumenta devido as temperaturas maiores da combustão das misturas Hidrogênio-Oxigênio. Em WANG et al. (2012a) o objeto de estudo foi a variação cíclica operando com misturas de Gasolina e Hidrogênio em até 4,5% do volume com diferentes rotações (790 RPM e 1400 RPM), razões de equivalência (1,05 até 1,4), avanços de ignição e pressões absolutas. Os resultados mostram que a adição de Hidrogênio reduz a variação cíclica principalmente em baixas rotações, permitindo uma operação com mistura mais empobrecida.

SÁINZ *et al.* (2011) realizaram a conversão de um motogerador à Gasolina de até 5kW para operação com misturas de Hidrogênio com Gasolina. Os resultados mostram uma melhora de 24% a 34% no consumo específico de combustível para todas as faixas de operação do motogerador e uma redução de 5 a 7 vezes nas emissões de NOx. O trabalho também pontua que a conversão para operação com dois combustíveis foi barata o que potencializa uma rápida adoção do uso de Hidrogênio como combustível.

LI *et al.* (2012) pesquisaram as propriedades da chama da mistura de Etanol com Hidrogênio em uma câmara de combustão de volume constante. Foram testadas misturas de 0% até 100% de Hidrogênio em razões de equivalência de 0,6 até 1,6 na condição inicial de 0,1 MPa e 383 K. Os resultados mostram que a velocidade de propagação de chama cresce exponencialmente com a adição de Hidrogênio, principalmente pela alta difusividade deste, e são maiores quando a mistura é pobre.

SÁINZ *et al.* (2012) converteu um veículo de passeio equipado com um motor 4 cilindros 1,4l para operação com Hidrogênio e Gasolina. Os tanques de armazenamento ficaram no porta-malas do veículo e os testes experimentais mostraram uma maior eficiência térmica, queda na emissão de NOx e no consumo de combustível com o custo de uma queda no desempenho do veículo.

HE *et al.* (2012) pesquisaram a redução da velocidade de marcha lenta de um motor 6 cilindros com gás natural comprimido e a mistura de gás natural com Hidrogênio na proporção de 55% deste último. Os resultados mostram que, para se reduzir o consumo de combustível do motor, a velocidade de marcha lenta deve ser reduzida junto com um empobrecimento da mistura e retardo no avanço de ignição. O retardo do avanço de ignição causa a redução das emissões de CO, CH4, HC e diminui a variação cíclica do motor.

WANG *et al.* (2012b) realizaram um estudo sobre o limite de empobrecimento da mistura de um motor 4 cilindros operando com Gás Natural Comprimido e Hidrogênio em até 40% do volume. Foram levados em conta os efeitos do avanço de ignição, Temperatura do líquido de arrefecimento e óleo lubrificante assim como a rotação do motor. Os resultados mostraram que o avanço ou retardo de ignição não aumentaram o limite de empobrecimento da mistura, entretanto, a adição de Hidrogênio apresentou grande influência positiva neste aspecto, sendo maior que a influência da temperatura de arrefecimento e do lubrificante.

JI *et al.* (2012) utilizaram um motor 4 cilindros de ignição por centelha para estudar uma estratégia de operação de motor que consistia de uma partida a frio operando somente com Hidrogênio para redução nas emissões de poluentes, um regime de marcha lenta ou em carga parcial operando com mistura pobre de Gasolina-Hidrogênio para maximizar a eficiência térmica e reduzir as emissões e utilizando somente Gasolina para regimes de plena carga. Os resultados mostraram que, comparado com o motor original operando somente com Gasolina, essa estratégia de operação reduziu em 94,7% e 99,5% as emissões de HC e CO nos primeiros 100 segundos de operação após a partida a frio do motor operando somente com Hidrogênio, aumentou a eficiência térmica em até 46,3% operando com 3% de mistura Hidrogênio e excesso de ar igual a 1,37, menor duração da combustão operando com mistura Gasolina-Hidrogênio, menor variação cíclica e emissões de poluentes.

ALMEIDA (2013) avaliou o desempenho, consumo de combustível e emissões de poluentes com mistura de Gasolina-Hidrogênio e Etanol-Hidrogênio em um motor *flex-fuel*, 4 cilindros, 4 tempos, à 840 RPM e 1400 RPM, com rendimento volumétrico de 23% e 45% e razão de equivalência entre 1,0 e 1,2. Os resultados mostraram que, independente do combustível utilizado, a adição de Hidrogênio permite o empobrecimento da mistura, reduzindo o consumo de combustível em 13,5% e 14% para Gasolina e Etanol respectivamente. Os resultados também mostraram uma queda das emissões de CO, CO2 e CH4 em contrapartida a um aumento nas emissões de NOx e HC.

WANG *et al.* (2014) estudaram o desempenho de um motor 4 cilindros operando com Hidrogênio adicionado a Gasolina em 3% do volume e razão de equivalência igual a 1,45. Os resultados mostram que a adição de Hidrogênio aumentou a velocidade de queima da mistura, eficiência térmica e diminuiu as emissões de poluentes e particulados. A pressão média efetiva (PME) também aumentou em situações de mistura pobre e a variação cíclica foi menor tanto com mistura estequiométrica quanto com excesso e ar.

KARAGOZ *et al.* (2015a, 2015b) utilizou um motor 4 cilindros, 4 tempos para avaliar seu desempenho operando com uma mistura de Gasolina com Hidrogênio-Oxigênio, gerado a partir de eletrolise. Em KARAGOZ *et al.* (2015a) a mistura de Gasolina com Hidrogênio-Oxigênio se deu em razões energéticas de 0% até 15%. Os resultados mostraram uma melhora no desempenho em relação a eficiência térmica, variação cíclica de pressão, maior estabilidade na velocidade de rotação do motor, consumo específico de combustível até 9,8% menor, queda nas emissões de poluentes exceto NOx. As emissões de NOx, segundo os autores, é um fator limitante para a utilização de valores maiores de Hidrogênio na mistura. Em KARAGOZ *et al.* (2015b) foi realizada injeção de água na admissão do motor, em proporção de ¼ de água por unidade de Gasolina, com o intuito de reduzir as emissões de NOx quando o motor opera com misturas de Gasolina e Hidrogênio-Oxigênio. As misturas de Gasolina com de Hidrogênio-Oxigênio foram em razões de volume de 3,75% e 7,5% e os resultados mostram que, com a adição de água, os aumento nas emissões de NOx diminuíram das faixas de 94,7%-129,5% e 106,6%-141,1% para 45,3%-70,2% e 54,9%-82,7%, para a adição de Hidrogênio-Oxigênio de 3,75% e 7,5% respectivamente, entretanto os ganhos em variação cíclica de pressão, emissão de CO e HC e eficiência térmica foram menores comparado com a operação sem a injeção de água.

ELSEMARY *et al.* (2016) utilizaram um motor monocilíndrico, 4 tempos para estudar o desempenho e emissões operando com misturas de Gasolina-Hidrogênio em razões de volume de 24% até 49%. Os resultados mostraram uma maior pressão interna do cilindro, fruto de uma combustão com taxa mais rápida com Hidrogênio, maior eficiência térmica, menor consumo específico de combustível e redução nas emissões de CO e HC evidenciando o ganho de eficiência e o benefício ambiental da operação de misturas de Hidrogênio.

WANG *et al.* (2016) estudaram a diluição de CO2 na admissão em frações de volume entre 0% e 4% para redução nas emissões de NOx operando com mistura estequiométrica de Gasolina-Hidrogênio em frações de volume de 0% e 3%. A diluição de CO2 causou uma queda na PME operando somente com Gasolina, mas, quando operado com adição de Hidrogênio, esta foi praticamente constante para diferentes frações de diluição de CO2. A eficiência térmica foi maior operando com a mistura Gasolina-Hidrogênio e houve um acréscimo nas emissões de HC acompanhado de uma

queda nas emissões de NOx, mostrando que a diluição é uma ferramenta eficaz para a redução na emissão deste poluente.

AKANSU *et al.* (2017) estudaram experimentalmente o desempenho e emissões de um motor 4 cilindros, 4 tempos operando com misturas Gasolina-Etanol (G80E20) com Hidrogênio em razoes volumétricas de 0% até 6,38%. Os resultados mostraram que a eficiência térmica cresce conforme o aumento da carga e fração de Hidrogênio nas misturas além da queda nas emissões de CO, CO2 e HC conforme o aumento da fração de Hidrogênio com as emissões de NOx que tem o comportamento inverso, crescendo conforme o acréscimo da fração de Hidrogênio.

GARCÍA-MORALES *et al.* (2017) utilizaram um motor 4 cilindros, 4 tempos operando com misturas Gasolina-Etanol (E10) e um mecanismo de controle de injeção de Hidrogênio. Os resultados mostraram uma queda no consumo da mistura E10 em torno de 15% com maior eficiência térmica, eficiência de combustão e sem queda no desempenho do motor.

NAVALE *et al.* (2017) estudaram o desempenho e emissão de NOx de um motor monocilíndrico, 4 tempos operando somente com Hidrogênio. Os resultados mostram que a potência do motor foi 19,06% menor e as emissões de NOx foram menores a partir de 1700 RPM quando comparada com a operação com Gasolina.

A tabela 2.1 mostra a comparação do Hidrogênio com outros combustíveis. Algumas das vantagens e desvantagens encontradas na literatura são apresentadas na tabela 2.2. Um resumo dos trabalhos experimentais desenvolvidos pode ser encontrado no Apêndice I.

Propriedade	Hidrogênio	Gasolina	Etanol
Fórmula	H_2	Vários	C ₂ H ₅ OH
Massa específica [kg/m³]	0,08	720-780	785
Poder Calorífico Inferior			
[MJ/kg]	120	43,5	26,9
Poder Calorífico Inferior			
[MJ/m ³]	9,6	31,4-34,3	15,84
Temperatura de auto-ignição			
[C°]	572	440	558
Velocidade de Chama [m/s]	3,5	0,57	0,61

Tabela 2.1 - Comparação do Hidrogênio com outros combustíveis

Adaptado de AKANSU et al. (2017)

Tabela 2.2 – Vantagens e Desvantagens do uso de Hidrogênio na combustão

Vantagens	Desvantagens
É um elemento estável, não é corrosivo e possui alto	Baixo PCI por unidade de volume.
PCI por unidade de massa	
O elemento químico apresenta grande disponibilidade	Dificuldade de armazenamento por requerer tanques
no planeta e pode ser obtido de diferentes compostos	especiais e de alta pressão.
Não apresenta o impacto ambiental da exploração de	Requer adaptação do motor para sua utilização
petróleo quando o gás é obtido da eletrólise da água.	
Melhora na eficiência térmica, Variação cíclica de	Não pode ser encontrado livremente na natureza,
pressão, limite de empobrecimento da mistura	portanto é um combustível secundário e requer energia
ar-combustível	para ser obtido como os biocombustíveis.
Apresenta maior velocidade de propagação da chama	A combustão de mistura de Hidrogênio com o ar pode
na combustão quando comparado com a Gasolina ou	gerar óxidos de nitrogênio (NO _x).
Etanol	
Reduz as emissões de CO, CO ₂ , HC e odor na	Possibilidade de grande perda de calor pelas paredes do
exaustão	cilindro

Fonte: Autor (2018)

Vale notar que, mesmo possuindo um elevado Poder Calorífico Inferior por unidade de massa, a sua baixa massa específica torna o Hidrogênio um combustível com baixo PCI por unidade de volume. Outro ponto interessante é a redução nas emissões de CO e CO₂ pela ausência de átomos de Carbono no Hidrogênio e a redução das emissões de HC devido a maior completude da queima causada pela maior velocidade da frente de chama do Hidrogênio. Esta maior velocidade também causa o aumento da temperatura interna do cilindro e, consequentemente, há uma maior formação de óxidos de Nitrogênio.

2.2) Modelagem de combustão e simulação de Motores de Combustão Interna

O estudo experimental de motores requer grandes gastos com matéria-prima, tais como combustíveis, motores, salas e equipamentos, além dos gastos com material humano como horas gastas em preparação dos equipamentos e procedimentos experimentais, portanto a simulação de motores é uma área de grande interesse de pesquisa para obtenção de resultados confiáveis com custos reduzidos. Estas simulações são extremamente dependentes da modelagem da transferência de calor e combustão dentro do cilindro do motor, sendo chaves para que os resultados sejam confiáveis.

A modelagem da combustão, segundo HEYWOOD (1988) pode ser classificada em três tipos diferentes: zero-dimensionais, quase-dimensionais e multidimensionais sendo:

Os modelos zero-dimensionais não utilizam informações sobre a geometria ou escoamento do fluido dentro do cilindro, sendo a câmara de combustão considerada um sistema fechado, o tempo o ângulo do eixo de manivelas a variável independente, a taxa de queima de combustível obtida empiricamente. Os recursos computacionais para estes modelos são baixos. (SOUZA JUNIOR, 2009)

Os modelos quase-dimensionais utilizam informações específicas de geometria e dividem a câmara de combustão em duas zonas: gases queimados e gases não queimados. Essa divisão permite obter informações que os modelos zero-dimensionais não conseguem tais como emissão de poluentes, atraso de ignição, velocidade de frente de chama etc. Os recursos computacionais necessários para os modelos

quase-dimensionais são maiores que os zero-dimensionais, entretanto, são menores que os multidimensionais. (SOUZA JUNIOR, 2009)

Os modelos multidimensionais necessitam de informações geométricas necessárias para equações diferenciais parciais que modelam a combustão através do tempo e espaço, sendo estas as equações de conservação de energia acopladas com modelos de reações químicas, escoamentos turbulentos, camada limite, etc. A solução numérica desse conjunto de equações requer grandes recursos computacionais, mas fornecem informações precisas sobre o escoamento da mistura, geometria e velocidade da frente de chama. (SOUZA JUNIOR, 2009)

Nas pesquisas de simulações de motores são utilizados os modelos descritos acima para modelagem da combustão. Alguns trabalhos recentes sobre simulação podem ser encontrados em MELO (2007), COONEY *et al.* (2008), MELO (2012), ALMEIDA (2012), JI *et al.* (2013), KOSMADAKIS *et al.* (2014), KAMIL (2015), REYES *et al.* (2016), KACEM *et al.* (2016), ROCHA (2016), KHERDEKAR *et al.* (2016), YILDIZ *et al.* (2017) e DE FARIA *et al.* (2017).

MELO (2007) utilizou o software Mathematica ® para simular a curva de pressão no interior do cilindro de um motor *flex-fuel*, 4 cilindros, 4 tempos, Ignição por centelha utilizando Gasolina, Etanol e Gás Natural Veicular (GNV) como combustíveis. O modelo de combustão implementado foi o zero-dimensional, as misturas estequiométricas e as equações utilizadas consideravam a razão de calores específicos variável com a temperatura. Os resultados foram comparados com experimentos e apresentam valores com desvios menores que 4%, a equação de Wiebe pode ser utilizada adequadamente para modelar a combustão do GNV.

COONEY *et al.* (2008) utilizou ajustou os parâmetros da equação de Wiebe por 5 estratégias diferentes utilizando dados experimentais de fração de massa queimada e a taxa de liberação de calor adquiridos de um motor CFR operando com misturas Gasolina e Etanol de E0 até E84. Os resultados mostram que a segunda estratégia utilizada ajusta melhor os dados de fração de massa queimada. Essa estratégia consiste em ajustar o parâmetro m, o ângulo de 90% de queima, e um parâmetro b que corrige a amplitude da curva de Wiebe.

MELO (2012) estudou a influência de diferentes quantidades de etanol hidratado adicionado à gasolina no desempenho de um motor 4 cilindros, 4 tempos e ignição por centelha *flex-fuel*. O trabalho contou com uma parte experimental junto de uma simulação computacional pelo software AVL BOOST. A combustão foi modelada pela equação de Wiebe 2-zonas, permitindo o cálculo da emissão de poluentes, sendo este modelo classificado como quasi-dimensional. Os resultados mostraram que a adição de etanol hidratado diminui a ocorrência de detonação e aumenta o consumo específico de combustível, devido ao menor PCI do etanol. As simulações de emissões de poluentes ficaram com erro de até 5% para HCENQ (Hidrocarbonetos e etanol não queimado) e NOx, entretanto, as emissões de CO ficaram com desvios elevados, mostrando a necessidade de aprimorar o modelo de cinética química utilizado.

ALMEIDA (2012) utilizou o software AVL BOOST para avaliar o consumo de combustível e emissões de poluentes de um motor de ignição por compressão, 4 cilindros e 4 tempos operando com adição de hidrogênio como combustível complementar. Foram simuladas adição de hidrogênio de até 20% em fração de energia na rotação de 1400 RPM e carga entre 0 e 40 kW. Os resultados mostraram uma queda nas emissões de CO, CO2, NOx e material particulado principalmente para situações de carga elevadas.

JI *et al.* (2013) investigaram o processo de combustão em um motor de ignição por centelha operando com mistura de gasolina com hidrogênio em razões volumétricas de 0%, 3% e 6%. A simulação ocorreu utilizando *computacional fluid dynamics* (CFD) e a malha criada pelo software AVL FIRE, sendo a combustão classificada como multidimensional. Os resultados da simulação mostram velocidades máximas de propagação da chama 37,18% e 60,47% maiores para as adições de 3% e 6% de Hidrogênio respectivamente, levando a uma maior eficiência térmica e menores variações cíclicas de pressão.

KOSMADAKIS *et al.* (2014) utilizaram um modelo CFD previamente desenvolvido para estudar os mecanismos de formação de NOx em um motor CFR monocilíndrico, 4 tempos operando com hidrogênio. Os resultados, validados com dados experimentais, mostram que, em cargas elevadas, as emissões de NOx calculadas com boa acurácia e o principal mecanismo de produção do NO é o térmico. Para cargas baixas ou médias ocorreu uma discrepância entre os valores calculados e medidos, mas a adição do mecanismo N2O melhora os resultados.

KAMIL *et al.* (2015) estudaram, por meio de experimento e simulação, a adição de 0% até 20% de hidrogênio em mistura com gasolina ou metano em um motor monocilíndrico, 4 tempos e ignição por centelha. A modelagem computacional foi classificada como unidimensional e seus resultados foram validados com os dados experimentais obtidos. Os resultados mostram que o modelo desenvolvido tem a capacidade de prever o perfil de pressão no cilindro, torque e potência do motor, a adição de hidrogênio em até 10% em fração mássica aumenta a velocidade de chama da mistura com gasolina com uma queda na potência de 6% para altas rotações e apresenta maiores vantagens na mistura com o metano devido a sua baixa velocidade de queima, apresentando uma menor queda de desempenho.

REYES *et al.* (2016) avaliaram a influência de uma mistura pobre, com razão de equivalência igual a 0,7, de Gás natural (GNV) com hidrogênio, em razões volumétricas de 0%, 25%, 50%, 75% e 100%, na velocidade de queima e variação cíclica de pressão de um motor monocilíndrico, 4 tempos e ignição por centelha. O estudo se deu tanto experimentalmente quanto computacionalmente com a rotação do motor igual a 1000 RPM, 1750 RPM e 2500 RPM. A modelagem da combustão se deu pelo modelo Wiebe duas zonas (quasi-dimensional) e os seus parâmetros foram obtidos por uma otimização por algoritmo genético. Os resultados mostram que a adição de hidrogênio diminui a variação cíclica de pressão e aumenta linearmente com a velocidade de chama da mistura, exceto para os casos de valores mais altos de hidrogênio na mistura, onde a combustão de hidrogênio domina a mistura.

KACEM *et al.* (2016) estudaram experimentalmente e numericamente os efeitos da adição de hidrogênio em uma mistura com GLP. O experimento ocorreu com um motor 4 cilindros, 4 tempos e ignição por centelha e a adição de hidrogênio se deu em frações volumétricas de 0%, 10% e 20%. As simulações foram feitas por CFD para estudar as características do escoamento dentro do cilindro. Os resultados mostram um aumento de 20% e 12% no torque e uma redução de 1,89% e 3,25% nas emissões de NOx comparado com o GLP puro e a gasolina respectivamente. As emissões de CO foram praticamente eliminadas com a adição de hidrogênio na mistura.

ROCHA (2016) estudou a adição de hidrogênio, em pequenas quantidades de 2,7% até 14,3% em volume, em um motor monocilíndrico, 4 tempos e ignição por compressão operando com misturas de 10% até 80% em volume de biodiesel de palma com óleo diesel B7. O estudo se deu experimentalmente e os resultados de potência e consumo específico foram utilizados em um algoritmo genético de otimização para determinação dos valores desconhecidos da equação de Wiebe 2 zonas de uma simulação quasi-dimensional. Os softwares utilizados foram o AVL BOOST e o AVL Design Explorer. Os resultados mostram que a simulação obtida com os parâmetros otimizados pelo algoritmo genético apresenta boa aproximação dos resultados experimentais, sendo as diferenças máximas de potência, pressão máxima do cilindro e consumo específico de combustível iguais a 8,5%, 6,5% e 7,4% respectivamente. Os resultados mostram uma tendência de melhora no consumo específico, desempenho, queda na emissão dos poluentes CO, HC e CO2 e um acréscimo nas emissões de NOx devido a uma maior temperatura média dos gases dentro do cilindro.

KHERDEKAR *et al.* (2016) propuseram um modelo para emissão de NOx de um motor monocilíndrico, 4 tempos e ignição por centelha operando com hidrogênio. Este modelo foi baseado na cinética química da combustão e nas equações de conservação de energia e massa e foram utilizados dados da literatura para validação. Os resultados mostram a preditividade do modelo no perfil de pressão e de temperatura dentro do cilindro, assim como as concentrações de NO. Estas concentrações foram dependentes das temperaturas internas máximas do cilindro, que variam conforme o aumento da

razão de equivalência, do tempo de formação de NO, que dependem da velocidade de rotação do motor, e da razão de compressão, sendo necessária uma adequação dos valores da razão de equivalência e razão de compressão para encontrar um ponto ótimo entre emissões de NOx e potência.

YILDIZ *et al.* (2017) realizaram uma simulação zero-dimensional de um motor ignição por centelha, 4 tempos operando com metano e mistura de 30% em fração volumétrica de hidrogênio com metano. Foram realizadas duas modelagens da equação de Wiebe, uma utilizando a equação de tradicional de Wiebe e outra utilizando a equação de dupla de Wiebe. Os resultados mostram que a modelagem com a equação dupla de Wiebe possui melhor predição da curva de pressão além de um melhor resultado no valor da pressão média efetiva quando a operação ocorre com a mistura metano-hidrogênio.

DE FARIA *et al.* (2017) realizaram um estudo experimental e computacional de um motor monocilíndrico, 4 tempos e ignição por centelha utilizando biogás na rotação de 3600 RPM e diversas razões de equivalência, cargas e avanços de ignição. Os resultados experimentais mostraram uma queda nas emissões de CO e HC conforme a mistura se torna mais pobre com as emissões de NOx tendo o comportamento inverso. As emissões de CO2, HC e NOx apresentaram tendência de aumento conforme o aumento da carga do motor, sendo as emissões de CO sem nenhum padrão reconhecido. O avanço de ignição possui uma pequena influência nas emissões de CO e CO2, entretanto, o retardo da ignição causa menores emissões de HC e NOx. Os resultados da simulação mostraram erros menores que 5% nos valores simulados de consumo específico de combustível e potência indicada.

Uma Tabela de resumo sobre a literatura na área computacional pode ser encontrada no apêndice II.

Podemos observar que na literatura experimental há uma predominância no estudo da variação cíclica de operação do motor e o limite de empobrecimento da mistura ar-combustível com a adição de Hidrogênio. Em conjunto podemos observar um interesse nas emissões de poluentes.

A adição de Hidrogênio consegue aumentar o limite de empobrecimento da mistura ar-combustível principalmente para operações de baixa carga, o que acarreta na diminuição de consumo de combustível. Além disso, os estudos experimentais mostram a queda nas emissões de poluentes em geral como demonstrado na tabela 2.2.

Já a literatura na área computacional utiliza muito de modelos zero-dimensional ou quasi-dimensional, há um interesse particular em dois tópicos de estudos: 1) Os estudos que procuraram formas preditivas de ajuste dos parâmetros da equação de Wiebe; 2) Estudos sobre emissões de poluentes.

O modelo zero-dimensional possui algumas limitações quando comparado com os modelos quasi-dimensional ou multidimensional. Uma dessas limitações é a incapacidade de estimar as emissões de poluentes pois não há a consideração de zonas de temperaturas diferentes dentro da câmara de combustão (HEYWOOD, 1988), entretanto, os parâmetros de desempenho de um motor conseguem ser simulados com boa precisão.

3) FUNDAMENTOS TEÓRICOS

3.1) Operação e combustão de um motor do Ciclo Otto

Este trabalho visa simular a operação do Hidrogênio com um motor de combustão interna do ciclo Otto 4 tempos. Segundo HEYWOOD (1988) um motor de pistão alternativo pode operar com 4 tempos sendo eles:

1) Tempo de admissão

O pistão encontra-se no ponto morto superior (PMS) e desloca-se para baixo, de encontro com o ponto morto inferior (PMI). A válvula de admissão abre logo após o início do movimento do pistão permitindo a entrada de mistura ar-combustível no cilindro. Logo após o pistão atingir o PMI a válvula fecha (figura 3.1a)

2) Tempo de compressão

O pistão desloca-se do PMI em direção ao PMS com ambas as válvulas fechadas, comprimindo a mistura ar-combustível presente no cilindro. Uma descarga elétrica é disparada perto do final deste ciclo para o início da combustão (figura 3.1b)

3) Tempo de expansão

Após o pistão chegar no PMI no tempo de compressão, ele é empurrado pelos gases da combustão, que estão em alta temperatura e pressão, para o PMI. Este tempo gera o trabalho realizado pelo motor. Perto do final da expansão, a válvula de escape abre e a pressão interna do cilindro diminui para valores próximos a pressão de escape (figura 3.1c).

4) Tempo de exaustão

O pistão desloca-se do PMI para o PMS empurrando os gases residuais da combustão para fora do cilindro através da válvula de escape aberta. Quando o pistão chega ao PMS, a válvula de escape fecha e o ciclo recomeça (figura 3.1d).



Fig. 3.1 – Tempos motores. Adaptado de HEYWOOD (1988)

Idealmente o ciclo Otto possui combustão a volume constante, isto é, ela é tão rápida que a variação de volume que ocorre com o deslocamento do pistão é praticamente nula. No ciclo teórico a combustão é iniciada imediatamente após a descarga elétrica (centelha), entretanto, na operação real de um motor, isto não ocorre e a combustão demora um tempo até o seu começo efetivo, assim como demora um tempo para ser completada, portanto o volume do cilindro varia durante o processo. Este tempo que a combustão demora a começar após a centelha é chamado de atraso de ignição e o tempo que a combustão demora em sua completude é chamado de duração da combustão. Estas duas características dependem de diversos fatores tais como combustível, operação do motor e tipo de motor utilizado (MELO, 2007; BAETA, 2006).

Como dito anteriormente, a combustão real do ciclo Otto não ocorre com volume

constante, portanto há na literatura um esforço para modelagem termodinâmica do fenômeno de combustão. A formula mais utilizada na literatura é a equação de Wiebe dada por:

$$x(\theta) = 1 - \exp\left[-a\left(\frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta}\right)^{m+1}\right]$$
(3.1)

onde *a* e *m* são parâmetros ajustáveis que variavam a forma da curva (HEYWOOD, 1988).

A figura 3.3 mostra graficamente algumas definições ditas acima tais como o ângulo da descarga elétrica (θ_s), início da liberação de energia (θ_i), atraso de ignição (θ_{ig}) e duração da combustão ($\Delta \theta$) para valores de $\theta_i = -30^\circ$, a = 2 e m = 5. Exemplos de curvas geradas pela equação de Wiebe podem ser encontrados nas figuras 3.4a e 3.4b para $\theta_i = -30^\circ$ e diferentes valores de a e m.



Figura 3.3 – Curva de Wiebe



Figura 3.4 – Exemplos de curvas de Wiebe

O parâmetro a da equação está diretamente ligado com a duração da combustão como evidenciado pela figura 3.4a, onde valores menores deste causam durações de combustão menores. Já o parâmetro m é o fator de forma da curva, sendo o formato de "S" mais suave para valores de m menores.

Como a curva de Wiebe fornece a evolução da queima do combustível através do eixo de manivelas, a equação (3.2) quantifica a quantidade de energia liberada pela

combustão em função do ângulo do eixo de manivelas, relacionando a quantidade de energia total fornecida pelo combustível pela queima fornecida pela equação (3.1):

$$Q_{tot}(\theta) = Q_{tot} x(\theta) \tag{3.2}$$

onde $x(\theta)$ é fornecido pela equação (3.1) e Q_{tot} é a quantidade total de energia liberada pela combustão e pode ser expressa por:

$$Q_{tot} = \eta_c m_c PCI \tag{3.3}$$

Na equação (3.3) m_c e *PCI* são, respectivamente, a massa de combustível admitida no cilindro e o poder calorífico inferior deste. η_c é a eficiência da combustão.

3.2) Formulação termodinâmica

A formulação termodinâmica desenvolvida abaixo segue a mesma desenvolvida por MELO (2007), neste, o cilindro do motor entre os ângulos de fechamento da válvula de admissão e abertura da válvula de escape se comporta como um sistema termodinâmico fechado. O fluido de trabalho é a mistura ar-combustível e este pode ser considerado um gás perfeito dentro do cilindro (SANTOS JUNIOR, 2004; MELO, 2007), portanto a equação dos gases ideais pode ser aplicada:

$$PV = mRT \tag{3.4}$$

Como a pressão, temperatura e volume dependem do ângulo do eixo de manivelas, podemos tomar a equação (3.4) por elemento $d\theta$ obtendo:

$$P\frac{dV}{d\theta} + V\frac{dP}{d\theta} = mR\frac{dT}{d\theta}$$
(3.5)

A equação da 1º Lei da Termodinâmica pode ser escrita para o sistema fechado como:

$$dU = \delta Q - \delta W \tag{3.6}$$

Sendo δQ o calor que entra no sistema e δW o trabalho realizado. Para se obter δQ , a equação (3.2) deve ser expandida, considerando as perdas de calor que o cilindro sofre através de suas paredes, e tomada por elemento $d\theta$.

$$Q(\theta) = Q_{tot} x(\theta) - Q_p(\theta)$$
(3.7)

$$\frac{\delta Q}{d\theta} = \frac{\delta Q_{tot}}{d\theta} - \frac{\delta Q_p}{d\theta}$$
(3.8)

Substituindo a equação (3.8) na equação (3.6) obtemos a 1º Lei da Termodinâmica aplicada no cilindro:

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{\delta Q_{tot}}{d\theta} - \frac{\delta Q_p}{d\theta} - \frac{\delta W}{d\theta}$$
(3.9)
A equação (3.9) pode ser expressa em função de c_v , m, $T \in d\theta$:

$$\frac{dU}{d\theta} = mc_v \frac{dT}{d\theta} + mT \frac{dc_v}{d\theta}$$
(3.10)

Substituindo o lado direito da equação (3.10) no lado esquerdo da equação (3.9), derivando por θ a equação (3.2) e sabendo que o trabalho realizado $\frac{\delta W}{d\theta}$ é igual a:

$$\frac{\delta W}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} \tag{3.11}$$

obtemos:

$$mc_{v}\frac{dT}{d\theta} + mT\frac{dc_{v}}{d\theta} = Q_{tot}\frac{dx}{d\theta} - \frac{\delta Q_{p}}{d\theta} - P\frac{dV}{d\theta}$$
(3.12)

Utilizando a equação dos gases perfeitos (3.4), podemos dividir o lado esquerdo da equação (3.11) por mRT e o lado direito por PV para encontrar:

$$\frac{c_{\nu}}{RT}\frac{dT}{d\theta} + \frac{1}{R}\frac{dc_{\nu}}{d\theta} = \frac{1}{PV}\left(Q_{tot}\frac{dx}{d\theta} - \frac{\delta Q_p}{d\theta}\right) - \frac{1}{V}\frac{dV}{d\theta}$$
(3.13)

Neste ponto podemos fazer algumas substituições uteis para eliminar o termo c_v da equação (3.13), pois $c_v = \frac{R}{k-1}$, logo a equação (3.13) se torna:

$$\frac{\frac{R}{k-1}}{RT}\frac{dT}{d\theta} + \frac{1}{R}\frac{d\left(\frac{R}{k-1}\right)}{d\theta} = \frac{1}{PV}\left(Q_{tot}\frac{dx}{d\theta} - \frac{\delta Q_p}{d\theta}\right) - \frac{1}{V}\frac{dV}{d\theta}$$
(3.14)

Uma análise da equação (3.14) mostra que o termo R pode ser eliminado, assim como o termo $\frac{1}{k-1}$ pode ser derivada por θ :

$$\frac{1}{k-1}\frac{1}{T}\frac{dT}{d\theta} - \frac{1}{(k-1)^2}\frac{dk}{d\theta} = \frac{1}{PV}\left(Q_{tot}\frac{dx}{d\theta} - \frac{\delta Q_p}{d\theta}\right) - \frac{1}{V}\frac{dV}{d\theta}$$
(3.15)

O termo $\frac{1}{k-1}$ da equação (3.15) pode ser posto em evidencia, encontrando assim a equação (3.16). Esta equação diferencial é utilizada para simulação da temperatura dentro da câmara de combustão em função da posição do eixo de manivelas.

$$\frac{1}{k-1}\left(\frac{1}{T}\frac{dT}{d\theta} - \frac{1}{k-1}\frac{dk}{d\theta}\right) = \frac{1}{PV}\left(Q_{tot}\frac{dx}{d\theta} - \frac{\delta Q_p}{d\theta}\right) - \frac{1}{V}\frac{dV}{d\theta}$$
(3.16)

Da equação dos gases ideias (3.4) e sua derivada em função de θ , podemos explicitar os termos T e $\frac{dT}{d\theta}$ para substituir na equação (3.16). Com isso podemos obter uma expressão análoga para a pressão.

$$\frac{1}{k-1} \left[\frac{1}{PV} \left(P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right) - \frac{1}{k-1} \frac{dk}{d\theta} \right] = \frac{1}{PV} \left(Q_{tot} \frac{dx}{d\theta} - \frac{\delta Q_p}{d\theta} \right) - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (3.17)$$

Multiplicando por PV a equação inteira obtemos:

$$\frac{1}{k-1}\left(P\frac{dV}{d\theta} + V\frac{dP}{d\theta} - \frac{PV}{k-1}\frac{dk}{d\theta}\right) = \left(Q_{tot}\frac{dx}{d\theta} - \frac{\delta Q_p}{d\theta}\right) - P\frac{dV}{d\theta}$$
(3.18)

As equações (3.16) e (3.18) são equações diferenciais ordinárias que fazem parte do conjunto de equações necessárias para o modelo zero-dimensional.

O termo que representa a perda de calor através das paredes do cilindro, $\frac{\delta Q_p}{d\theta}$, ainda necessita de uma análise especial. Segundo HEYWOOD (1988) a lei de resfriamento de Newton pode ser utilizada, conforme a equação abaixo:

$$\frac{\delta Q_p}{d\theta} = \frac{h(\theta)A(\theta)(T(\theta) - T_p)}{N}$$
(3.19)

sendo, $A(\theta)$ a área superficial da câmara de combustão em contato com o fluido de trabalho, $T(\theta)$ a temperatura instantânea do interior do cilindro, N a rotação do motor em radianos por segundo. As variáveis T_p e $h(\theta)$ são a temperatura da parede do cilindro e o coeficiente de transferência de calor por convecção instantâneo, respectivamente, e ambos receberão uma análise a seguir.

A temperatura da parede do cilindro não foi considerada uniforme neste trabalho diferindo de MELO (2007), mas seguiu uma simplificação do esquema apresentado pelo software AVL BOOST®, onde a câmara de combustão possui diferentes temperaturas nas suas superfícies, conforme o modelo de câmara de combustão abaixo:



Fig. 3.5 – Câmara de combustão

Na figura acima, a superfície 1 representa o pistão com temperatura definida de 500 K, a superfície 2 são as laterais do cilindro com temperatura igual a 430 K e a superfície 3 representa o cabeçote com temperatura de 530 K.

O coeficiente de transferência de calor por convecção utilizado neste trabalho é o proposto por HOHENBERG (1979) dada equação abaixo:

$$h(\theta) = 130 \, p^{0,8} \left(S_p + 1.4 \right)^{0,8} V^{-0.06} \, T^{-0.4} \tag{3.20}$$

onde p é a pressão do cilindro em (kPa), V e T são o volume e temperatura instantâneos do cilindro respectivamente e S_p é a velocidade média do pistão em (m/s) e será equacionado na seção de geometria do sistema.

Segundo LOUNICI *et al.* (2011), este modelo apresenta melhores resultados quando comparado com o modelo proposto por WOSCHINI (1967).

A razão de calores específicos (k) é calculada conforme a equação abaixo:

$$k = \frac{c_p}{c_p - R} \tag{3.21}$$

onde c_p é o calor específico a pressão constante da substancia. Neste trabalho o c_p não é considerado constante com a temperatura e será utilizada a abordagem proposta por LANZAFAME *et al.* (2001) para o cálculo do c_p . Os autores propõem o uso de uma equação polinomial logarítmica de 5° com validade para temperaturas acima de 4000 K conforme abaixo:

$$c_p(T) = a_0 + a_1(\ln T) + a_2(\ln T)^2 + a_3(\ln T)^3 + a_4(\ln T)^4 + a_5(\ln T)^5 \quad (3.22)$$

onde os termos a_i utilizados para a Gasolina e Etanol foram os propostos por MELO (2007) presentes na tabela 3.1

Substância	a_0	a ₁	a ₂	a ₃	a 4	a5
Gasolina	8 102E+03	7.063E+03	2 023E+03	5.001E+02	4 228E+01	1 352E+00
(Vários)	-0,105E+05	7,90511+05	-2,923E+03	5,091L+02	-4,228E+01	1,5521+00
Etanol	1 2485+04	1.0265+04	2 217E+02	5 263E+02	4 080E+01	1 246E+00
(C_2H_5OH)	-1,240ET04	1,02011+04	-3,317E+03	J,205E+02	-4,0892+01	1,2401400
Dióxido de						
Carbono	-1,412E+03	1,288E+03	-4,528E+02	7,755E+01	-6,435E+00	2,075E-01
(CO_2)						
Nitrogênio	7 513E+03	5 708E+03	1 712E+03	2 543E+02	1 870E+01	5 450E 01
(N ₂)	-7,515£+05	5,7001-05	-1,712E+03	2,3431402	-1,870E+01	J,4J0E-01
Oxigênio	1 023E±04	-7 185E±03	2 011E±03	_2 797F±02	1 935F±01	-5 326E-01
(O ₂)	1,0251104	7,1051105	2,0112103	2,77711102	1,9552101	5,5201 01
Água (H ₂ O)	-1,178E+04	8,491E+03	-2,415E+03	3,393E+02	-2,354E+01	6,454E-01
Hidrogênio	3 337E±00	-4 940F-05	4 995E-07	-1 796E-10	$2.003E_{-14}$	
(H ₂)	5,557LT00		т,уудд-07	-1,7701-10	2,003E-14	-

Tabela 3.1 – Coeficientes a_i para o cálculo do c_p

Adaptado de MELO (2007)

Para o Hidrogênio, entretanto, será utilizada uma equação polinomial de quarto grau:

$$\frac{c_p(T)}{R} = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4$$
(3.23)

Os coeficientes a_i podem ser obtidos na pagina web do software Gri-Mesh, sendo estes valores são baseados nos coeficientes fornecidos pela NASA.

3.3) Geometria do sistema

Para a resolução das equações diferenciais desenvolvidas nas seções anteriores, a geometria do sistema, ou seja, os valores instantâneos de volume e área da câmara de combustão devem ser equacionados. Este trabalho utiliza as equações utilizadas por MELO (2007), sendo elas desenvolvidas por CATON (2001) e validadas por SANTOS JUNIOR (2004).

A geometria adotada é esquematizada na figura 3.6 sendo adotado um cilindro perfeito com diâmetro D, comprimento da biela L, o ângulo do eixo de manivelas θ e o raio do eixo de manivelas R equivalente à metade do curso do pistão.



Fig. 3.6 – Geometria adotada. Adaptada de MELO (2007)

A região onde o fluido de trabalho realiza os processos termodinâmicos é delimitada pela lateral do cilindro, pelo topo do pistão e pelo cabeçote, portanto, a área superficial é a soma dessas três áreas. A área do cabeçote e do topo do pistão é fornecida pela equação abaixo:

$$A_{pis} = A_{cab} = \frac{\pi D^2}{4} \tag{3.24}$$

A área lateral do cilindro é a área entre o pistão e o PMS, dada pela equação (3.25), somada da área do volume morto do cilindro, dada pela equação (3.26):

$$A_{lat1}(\theta) = \pi D[L + R + s(\theta)]$$
(3.25)

$$A_{vm} = \pi D \frac{2R}{(r-1)}$$
(3.26)

Nas equações acima r é a razão de compressão do motor e $s(\theta)$ é a distância entre o pino munhão do pistão e o centro do eixo de manivela, expresso pela equação abaixo:

$$s(\theta) = R\cos\theta + \sqrt{L^2 - R^2 sen^2\theta}$$
(3.27)

Somando as equações (3.25) e (3.26) obtemos a área lateral do cilindro:

$$A_{lat}(\theta) = \pi D \left[L + R + s(\theta) + \frac{2R}{(r-1)} \right]$$
(3.28)

Somando duas vezes a equação (3.24) com a equação (3.28) obtemos a área total do sistema:

$$A(\theta) = \pi D \left[\frac{D}{2} + L + R + s(\theta) + \frac{2R}{(r-1)} \right]$$
(3.29)

As equações (3.24) e (3.28) são utilizadas para o cálculo da transferência de calor do cilindro dado que o modelo proposto na seção 3.2 utiliza temperaturas diferentes para o cabeçote, pistão e lateral do cilindro.

O volume do sistema em função do ângulo θ é a soma do volume deslocado pelo pistão com o volume morto da câmara de combustão, logo:

$$V(\theta) = \frac{\pi D^2}{4} \left[L + R - s(\theta) + \frac{2R}{(r-1)} \right]$$
(3.30)

Por fim, o volume total deslocado pelo pistão é dado por:

$$V_d = \frac{\pi D^2}{2}R\tag{3.31}$$

As equações (3.11), (3.16) e (3.18) podem ser resolvidas acopladas obtendo o trabalho realizado, temperatura e pressão dentro do cilindro do motor.

3.4) Parâmetros de desempenho de um motor

Nesta seção serão apresentados os principais parâmetros de desempenho de um motor de combustão interna.

3.4.1) Torque

O torque é a força aplicada sobre um braço de alavanca que faz o corpo girar sobre em torno de um eixo (ALMEIDA, 2013). Normalmente a medição do torque de um motor se dá através de um dinamômetro ilustrado na figura 3.7:



Fig. 3.7 – Ilustração de dinamômetro. Adaptado de: HEYWOOD (1988)

O eixo do motor é acoplado ao rotor do dinamômetro e este é acoplado de forma eletromagnética, hidráulica ou mecânica a um estator, sendo o torque aplicado neste medido através de uma célula de carga (HEYWOOD, 1988).

O torque pode ser calculado como:

$$T = Fb \tag{3.32}$$

onde T é o torque em [Nm], F é a força em [N] e b é a distancia de aplicação da força ao centro do rotor em [m].

3.4.2) Velocidade média do pistão

A velocidade média do pistão é uma maneira mais adequada de se quantificar a velocidade de um motor quando comparado com a velocidade de rotação segundo HEYWOOD (1988). Ela pode ser calculada como:

$$S_p = 2L_p N \tag{3.33}$$

onde: S_p é a velocidade média do pistão em [m/s], L_p é o curso do pistão em [m] e N é a rotação do motor em [rev/s].

3.4.3) Potência efetiva e Potência indicada

Segundo HEYWOOD (1988) a potência efetiva é o produto do torque pela velocidade angular conforme a equação abaixo:

$$Pot_e = 2\pi NT \tag{3.34}$$

onde a potência efetiva é dada em [W], N é a rotação do motor em revoluções por segundo [rev/s], T é o torque em [Nm].

A potência efetiva já é a potência efetivamente transferida ao eixo do motor, portanto todas as perdas mecânicas já são contabilizadas no seu cálculo. Sendo assim, a potência indicada é a razão da potência efetiva pelo rendimento mecânico característico de cada motor:

$$Pot_i = Pot_e / \eta_m \tag{3.35}$$

3.4.4) Pressão média efetiva

A pressão média efetiva é uma pressão hipotética que geraria a mesma quantidade de trabalho do motor caso ela fosse mantida durante todo o ciclo. Este parâmetro é usualmente utilizado para comparar motores de tamanhos diferentes (HEYWOOD, 1988). Assim como a potência, a pressão média efetiva pode ser dividida em duas: potência média efetiva indicada (IMEP) e pressão média efetiva no eixo (BMEP) e calculadas conforme as equações (3.36) e (3.37):

$$IMEP = \frac{\oint p_c dV_\alpha}{V_t} \tag{3.36}$$

$$BMEP = \frac{Pot_e.\,i}{V_t N} \tag{3.37}$$

onde p_c é a pressão instantânea do cilindro em [Pa], dV_{α} é o elemento infinitesimal de área em $[m^3]$, V_t é o volume total deslocado por ciclo em $[m^3]$ e *i* é o número de revoluções do eixo do manivelas por ciclo (1 para motores 2-tempos e 2 para motores 4-tempos).

3.4.5) Razão ar/combustível e Razão de equivalência

A razão ar/combustível é a razão entre a massa de ar e a massa de combustível admitida no cilindro por ciclo motor. Normalmente, em testes de motores, os consumos de ambas as massas são aferidos (HEYWOOD, 1988). Seu cálculo pode ser feito por:

$$\frac{A}{F} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{comb}} \tag{3.38}$$

onde \dot{m}_a e \dot{m}_{comb} são as vazões mássicas de ar e de combustível em [kg/s] respectivamente e a razão ar/combustível A/F é adimensional.

Como ocorre uma reação química de combustão dentro do cilindro do motor, existe uma proporção entre a quantidade de ar e de combustível que proporciona uma queima completa da mistura, isto é, todo o carbono presente na mistura é oxidado para dióxido de carbono. Como os combustíveis possuem composições muito diferentes entre si, a razão ar/combustível estequiométrica tem grande variação entre diversos combustíveis e mistura entre eles. Sendo assim, a razão entre a razão ar/combustível presente no cilindro com a razão ar/combustível estequiométrica da mistura é chamada de razão de equivalência e é um parâmetro mais informativo quanto à composição da mistura presente no cilindro (HEYWOOD, 1988):

$$\lambda = \frac{(A/F)}{(A/F)_s} \tag{3.39}$$

onde $(A/F)_s$ é a razão ar/combustível estequiométrica e λ é a razão de equivalência.

Para misturas pobres o valor de λ é maior que 1, misturas ricas λ é menor que 1 e misturas estequiométricas λ é igual a 1.

3.4.6) Consumo específico de combustível

O consumo específico de combustível é razão entre a quantidade de massa de combustível admitida no motor pela potência gerada. Normalmente, em testes de motores, a vazão mássica de combustível é medida. Essa razão mede quão eficiente um motor é em transformar o combustível fornecido em produzir trabalho (HEYWOOD, 1988):

$$CEC = \frac{\dot{m}_{comb}}{Pot_e} \tag{3.40}$$

onde CEC é o consumo específico de combustível em [kg/J].

3.4.7) Eficiência volumétrica

A eficiência volumétrica é a medida da razão entre a massa de ar admitida pelo motor pela massa de ar que ocupa o mesmo volume deslocado pelo pistão. Como a admissão do motor possui restrições tais como filtros, válvulas, corpo de borboleta além do próprio coletor de admissão, a eficiência é menor que 1:

$$\eta_{\nu} = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a,i} V_d N} \tag{3.41}$$

onde η_{ν} é a eficiência volumétrica, o valor 2 surge devido ao motor 4 tempos admitir massa de mistura a cada duas rotações completas e $\rho_{a,i}$ é a massa específica do ar a 1,013 bar e 25 °C em $[kg/m^3]$.

3.4.8) Fração volumétrica de Hidrogênio

Como o presente trabalho utiliza Hidrogênio como combustível, a fração de volume deste deve ser calculada conforme expressão encontrada em ALMEIDA (2013):

$$\alpha H_2 = \frac{Q_{H_2}}{(Q_{H_2} + Q_{ar})}.100 \tag{3.42}$$

onde αH_2 é a fração do volume de H_2 na mistura em porcentagem, Q_{H_2} é a fração volumétrica do H_2 em [l/min] e Q_{ar} é a vazão volumétrica de ar em [l/min].

3.5) Metodologia da simulação

Nesta seção será abordada a metodologia utilizada para a simulação zero-dimensional deste trabalho.

3.5.1) Motor utilizado e pontos experimentais

As equações (3.11), (3.16) e (3.18) apresentadas anteriormente podem ser resolvidas por um integrador numérico. Neste trabalho o método escolhido foi o Runge-Kutta 4º ordem por apresentar resultados mais precisos com o passo de integração menor quando comparado com o Método de Euler (BURDEN & FAIRES, 2008).

O presente trabalho simula o motor 4 cilindros de ignição por centelha, *flex-fuel* utilizado no trabalho de ALMEIDA (2013) operando com Hidrogênio, Etanol e Gasolina nas mesmas condições experimentais. As informações técnicas são resumidas na tabela 3.2:

Parâmetro	Valor
Número de Cilindros	4
Diâmetro [mm] x Curso [mm]	70 x 64,90
Deslocamento [cm ³]	999,056
Razão de compressão	12,15:1
Torque máxime @ 2950 DDM [N m]	97,12 (Etanol)
Torque maximo @ 3850 RPM [N.m]	93,20 (Gasolina
Datânaia Márima @5500 DDM [[eW]	55,93 (Etanol)
	54,44 (Gasolina

Tabela 3.2 – Dados técnicos do motor.

Fonte: Almeida (2013)

ALMEIDA (2013) testou o motor nas rotações de 840 e 1400 RPM com a razão de equivalência de 1,00 até 1,14 conforme a figura abaixo:



Fig. 3.8 – Condições operacionais experimentais

As mesmas condições operacionais serão utilizadas nas simulações realizadas neste trabalho.

3.5.2) Balanço químico para a combustão

Para que a simulação ocorra de forma correta a combustão deve ser modelada corretamente. Neste trabalho a combustão é modelada como completa sendo os produtos de combustão somente o dióxido de carbono, vapor d'água, nitrogênio e o excesso de ar nas condições de operação com $\lambda > 1,0$

A equação que rege a combustão da Gasolina e do Etanol é demonstrada abaixo:

$$a(C_n H_m O_r) + \lambda b(3,76N_2 + O_2) \rightarrow cCO_2 + dH_2O + eN_2 + fO_2$$
(3.43)

Os valores de n, $m \in r$ são dados pela composição do combustível, λ é fornecido como entrada na simulação, b é calculado através da vazão mássica de ar e as quantidades a, c, $d \in f$ são encontrados pelo equilíbrio de espécies químicas.

A equação para combustão com a presença de Hidrogênio é similar a equação (3.43) e pode ser encontrada abaixo:

$$a(C_n H_m O_r) + \lambda b(3,76N_2 + O_2) + c(H_2 + 2O_2)$$

$$\rightarrow dCO_2 + eH_2O + fN_2 + gO_2$$
(3.44)

sendo os valores de a, d, e, f e g encontrados pelo equilíbrio de espécies químicas, b e c são calculados através da vazão mássica de ar e de Hidrogênio respectivamente.

3.5.3) Estratégias para ajuste equação de Wiebe

Os valores dos parâmetros a e m da equação de Wiebe são ajustados com os valores experimentais de pressão através de tentativa e erro. Entretanto, este método é pouco prático e requer a execução do modelo diversas vezes até o ajuste correto.

COONEY *et al.* (2008) utilizaram cinco estratégias diferentes para ajustar uma equação de Wiebe modificada, através do método de mínimos quadrados generalizado, com curva de fração de massa queimada em vez dos valores de pressão.

Neste trabalho o ajuste da curva foi feito por um programa desenvolvido na linguagem R (TEAM, 2017) utilizando o método de mínimos quadrados não linear (BATES & WATTS, 1988) através da função *nls*. A equação de Wiebe modificada pelos autores utiliza um fator de correção de amplitude b e pode ser encontrada abaixo:

$$x_b = b \left\{ 1 - \exp\left[-2,3026 \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta_{0-90\%}}\right)^{m+1}\right] \right\}$$
(3.45)

A primeira estratégia trata as variáveis $\Delta \theta_{0-90\%}$, θ_0 , m e b como variáveis independentes e são ajustadas com a curva de massa queimada.

A Estratégia 02 é similar a Estratégia 01, porém a variáveis θ_0 é fixada como o ponto de ignição e a variáveis $\Delta \theta_{0-90\%}$, m e *b* são independentes.

A Estratégia 03 fixa as variáveis $\theta_0 \in \theta_{90}$ como o ponto de ignição e o ângulo do eixo de manivelas onde a combustão completa 90% da massa queimada, sendo

 $\Delta \theta_{0-90\%}$ calculado como $\Delta \theta_{0-90\%} = \theta_{90} - \theta_0$, e as variáveis m e b continuam sendo independentes.

A Estratégia 04 é similar a Estratégia 03, porém o valor de $\Delta\theta_{0-90\%}$ é calculado algebricamente utilizando o ponto de 50% da combustão conforme a equação abaixo:

$$\Delta\theta_{0-90\%} = \frac{\theta_{50} - \theta_0}{\left(\frac{\ln 0.5}{2,3026}\right)^{\frac{1}{m+1}}}$$
(3.46)

Por último, a Estratégia 05 calcula m algebricamente como função dos pontos θ_{10} e θ_{90} conforme a equação (3.47):

$$m = \frac{\ln\left(\frac{\ln(0,1)}{\ln(0,9)}\right)}{\ln\left(\frac{\theta_{90} - \theta_0}{\theta_{10} - \theta_0}\right)} - 1$$
(3.47)

As cinco estratégias são resumidas na tabela a seguir:

Estastásia	Maniferria Airesta das	Variáveis Fixadas ou
Estrategia	variaveis Ajustadas	Calculadas
1	$\Delta \theta_{0\text{-}90\%}$, θ_0 , m , b	-
2	$\Delta \theta_{0\text{-}90\%}$, m , b	Θ_0
3	m , b	$ heta_0$, $\Delta heta_{0 ext{-}90\%}$
4	m , b	θ_0 , θ_{50} , $\Delta \theta_{0-90\%}$
5	θ_{10} , θ_{90} , b	m
		(2010)

Tabela 3.3 – Resumo das estratégias de ajuste

Fonte: Autor (2018)

No presente trabalho as curvas de fração de massa queimada foram obtidas do trabalho de ALMEIDA (2013) para cada condição de operação experimental e combustível testado.

3.5.4) Fluxograma da simulação

Todo o processo de simulação está resumido na figura 3.9. O simulador zero-dimensional recebe como entrada os dados geométricos do motor, composição do combustível e dados de operação do motor Estes dados são necessários para a integração numérica das equações diferenciais presentes neste capítulo entre os ângulos de fechamento da válvula de admissão e o de abertura da válvula de escape. O programa é executado para todas as cinco estratégias de modelagem da equação de Wiebe, as seis condições experimentais da figura 3.8 e quatro combustíveis (Gasolina, Etanol, Gasolina com H₂, e Etanol com H₂).

Os resultados e gráficos são gerados e salvos para cada execução do programa.



Fig 3.9 – Fluxograma de simulação

4) **RESULTADOS**

Neste capítulo serão apresentados os resultados das simulações realizadas com o programa zero-dimensional desenvolvido e, estes, comparados com os valores experimentais encontrados no trabalho desenvolvido por ALMEIDA (2013). Neste capítulo também será realizada uma discussão sobre os resultados experimentais entre as diferentes estratégias para ajuste da combustão proposta por COONEY *et al.* (2008).

ALMEIDA (2013) realizou os ensaios experimentais no motor utilizando misturas de Gasolina com Hidrogênio e Etanol com Hidrogênio. Os valores experimentais para pressão de admissão e eficiência volumétrica, assim como rotação e razão de equivalência, dos experimentos são encontrados na tabela 4.1 para as misturas de Gasolina e Etanol com e sem adição de hidrogênio:

	Rotação	2	Condição de	Pressão na	Eficiência
Combustivel	[RPM]	λ	operação	admissão [mbar]	volumétrica [%]
Gasolina	840	1,00	P1	375	23
Gasolina	840	1,07	P2	375	23
Gasolina	840	1,14	P3	375	23
Gasolina + Hidrogênio	840	1,00	P1	375	23
Gasolina + Hidrogênio	840	1,07	P2	375	23
Gasolina + Hidrogênio	840	1,14	P3	375	23
Gasolina	1400	1,00	P4	610	45
Gasolina	1400	1,07	P5	610	45
Gasolina	1400	1,14	P6	605	45
Gasolina + Hidrogênio	1400	1,00	P4	610	45
Gasolina + Hidrogênio	1400	1,07	P5	610	45
Gasolina + Hidrogênio	1400	1,14	P6	610	45
Etanol	840	1,00	P1	375	23
Etanol	840	1,07	P2	375	23
Etanol	840	1,14	P3	375	23
Etanol + Hidrogênio	840	1,00	P1	375	23
Etanol + Hidrogênio	840	1,07	P2	380	23
Etanol + Hidrogênio	840	1,14	P3	380	23
Etanol	1400	1,00	P4	620	46
Etanol	1400	1,07	P5	620	46
Etanol	1400	1,14	P6	620	46
Etanol + Hidrogênio	1400	1,00	P4	625	46
Etanol + Hidrogênio	1400	1,07	P5	624	46
Etanol + Hidrogênio	1400	1,14	P6	620	46

Tabela 4.1 – Condições experimentais

Fonte: Autor (2018)

4.1) Ajuste da curva de Wiebe para as cinco Estratégias

Conforme descrito na seção 3.5.3 e resumido na tabela 3.3, o trabalho de COONEY *et al.* (2008) utilizou cinco estratégias distintas para o ajuste da equação de Wiebe modificada. Assim, neste trabalho, este ajuste foi utilizado nos dados de fração de massa queimada por posição do eixo de manivelas obtidos no trabalho de ALMEIDA (2013) e presentes na tabela 4.2.

Para o ajuste da equação de Wiebe nos pontos experimentais fornecidos acima, foi utilizado o método de mínimos quadrados não linear através de um programa em R desenvolvido. Os resultados encontrados para a Gasolina foram resumidos na tabela 4.3 enquanto os resultados do Etanol estão na tabela 4.4. Estes valores são dados de entrada do modelo zero dimensional, conforme mostrado no fluxograma do capítulo anterior.

Combustival	Rotação	2	Condição de		Fração de	massa qu	ieimada	
Combustiver	[RPM]	λ	operação	0%	5%	10%	50%	90%
Gasolina	840	1,00	P1	-5,00	13,75	18,17	45,35	72,62
Gasolina	840	1,07	P2	-10,00	7,71	11,82	36,36	62,65
Gasolina	840	1,14	P3	-15,00	3,87	8,12	32,89	59,69
Gasolina + Hidrogênio	840	1,00	P1	-8,50	7,92	12,01	35,12	57,21
Gasolina + Hidrogênio	840	1,07	P2	-13,00	3,08	6,83	28,14	49,13
Gasolina + Hidrogênio	840	1,14	Р3	-18,00	-1,34	2,37	22,42	43,19
Gasolina	1400	1,00	P4	-24,50	-6,62	-3,55	11,15	23,21
Gasolina	1400	1,07	P5	-26,50	-6,64	-3,36	12,04	25,40
Gasolina	1400	1,14	P6	-31,00	-8,80	-4,65	11,38	24,30
Gasolina + Hidrogênio	1400	1,00	P4	-24,50	-7,26	-4,18	10,28	20,61
Gasolina + Hidrogênio	1400	1,07	Р5	-26,50	-7,58	-4,42	10,29	20,79
Gasolina + Hidrogênio	1400	1,14	P6	-30,00	-8,41	-5,02	10,82	22,51
Etanol	840	1,00	P1	-3,00	17,09	21,88	51,22	77,87
Etanol	840	1,07	P2	-7,50	13,13	18,01	47,83	75,20
Etanol	840	1,14	P3	-14,00	7,29	12,01	41,13	69,72
Etanol + Hidrogênio	840	1,00	P1	-7,00	10,66	15,07	39,81	62,85
Etanol + Hidrogênio	840	1,07	P2	-9,00	8,85	13,39	39,38	63,75
Etanol + Hidrogênio	840	1,14	Р3	-18,00	0,90	5,08	28,60	51,93
Etanol	1400	1,00	P4	-26,30	-8,54	-5,34	9,70	28,94
Etanol	1400	1,07	P5	-30,00	-10,26	-6,98	8,43	28,69
Etanol	1400	1,14	P6	-34,00	-11,70	-8,17	7,90	28,14
Etanol + Hidrogênio	1400	1,00	P4	-26,30	-8,92	-5,81	8,90	28,37
Etanol + Hidrogênio	1400	1,07	Р5	-30,00	-10,90	-7,61	7,66	28,44
Etanol + Hidrogênio	1400	1,14	P6	-34,00	-12,28	-8,89	6,90	27,42

Tabela 4.2 – Fração de massa queimada de ALMEIDA (2013)

Adaptado de ALMEIDA (2013)

	Dotação		Condição		Estraté	gia 01		E	stratégia	02	Estrate	égia 03	Estrate	égia 04	E	Estratégia	05
Combustível		λ	de														
			operação	θ_0	m	b	$\Delta \theta$	m	b	$\Delta \theta$	m	b	m	b	b	θ_{10}	θ_{90}
Gasolina	840	1,00	P1	0,647	1,000	1,187	91,665	1,475	1,070	84,965	1,689	0,995	1,587	1,017	1,070	19,432	79,965
Gasolina	840	1,07	P2	-3,905	1,000	1,126	79,690	1,566	1,021	74,854	1,641	0,998	1,603	1,007	1,021	12,497	64,854
Gasolina	840	1,14	P3	-7,798	1,000	1,119	80,206	1,660	1,007	75,468	1,688	0,999	1,673	1,003	1,007	8,670	60,468
Gasolina +	940	1.00	D1	2 270	1 000	1 055	01 605	1516	1 102	74 102	1 014	0.004	1 674	1.022	1 102	12 071	(5 (0))
Hidrogênio	840	1,00	P1	-3,270	1,000	1,233	81,085	1,310	1,102	74,192	1,014	0,994	1,074	1,025	1,102	13,271	03,092
Gasolina +	940	1.07	ЪЭ	7 200	1 000	1 202	76 152	1 600	1 100	60 600	1.012	0.004	1 770	1 0 2 2	1 100	° 025	55 600
Hidrogênio	840	1,07	P2	-7,299	1,000	1,282	70,435	1,008	1,100	08,008	1,915	0,994	1,770	1,025	1,100	8,023	55,008
Gasolina +	940	1 1 4	D2	10.709	1 000	1 164	(7.)55	1 0 1 0	1.015	62 412	1.970	0.000	1.040	1 005	1.015	2.826	44 412
Hidrogênio	840	1,14	P3	-10,798	1,000	1,104	07,235	1,810	1,015	02,413	1,870	0,999	1,840	1,005	1,015	2,820	44,415
Gasolina	1400	1,00	P4	-13,979	1,000	1,635	63,103	2,572	1,093	51,669	2,967	0,994	2,781	1,022	1,093	-2,714	27,169
Gasolina	1400	1,07	P5	-14,641	1,071	1,415	59,586	2,751	1,040	53,872	2,954	0,997	2,856	1,011	1,040	-2,826	27,372
Gasolina	1400	1,14	P6	-25,176	2,168	1,181	57,425	2,926	1,091	59,358	3,352	0,994	3,155	1,021	1,091	-3,943	28,358
Gasolina +	1400	1.00	D4	14.020	1 000	2 (17	02 007	2 4 4 7	1 270	54 295	2 201	0.000	2.014	1.042	1 270	2 216	20.795
Hidrogênio	1400	1,00	P4	-14,939	1,000	2,017	83,087	2,447	1,279	54,285	3,301	0,988	2,914	1,042	1,279	-2,316	29,785
Gasolina +	1400	1.07	DC	15 200	1 000	2 (20	05.004	2 (15	1.045	55 510	2 472	0.000	2.000	1.040	1.045	2 (95	20.012
Hidrogênio	1400	1,07	P5	-15,389	1,000	2,639	85,004	2,645	1,245	55,512	3,473	0,989	3,096	1,040	1,245	-2,685	29,012
Gasolina +	1400	1 1 4	DC	16 697	1.000	2.260	02 474	2 927	1 172	50 172	2 500	0.001	2 105	1.022	1 172	2 570	20,172
Hidrogênio	1400	1,14	PO	-10,08/	1,000	2,260	83,474	2,827	1,1/3	39,173	3,308	0,991	3,195	1,033	1,173	-3,572	29,173

Tabela 4,3 – Ajuste da equação de Wiebe para a Gasolina

Fonte: Autor (2018)

	Dotacão		Condição		Estrate	égia 01		E	stratégia	02	Estrate	égia 03	Estraté	égia 04	F	Estratégia	05
Combustível	rotação [DDM]	λ	de														
			operação	θ_0	m	b	$\Delta \theta$	m	b	$\Delta \theta$	m	b	m	b	b	θ_{10}	θ_{90}
Etanol	840	1,00	P1	2,562	1,000	1,326	107,226	1,433	1,162	96,694	1,845	0,991	1,654	1,031	1,162	24,216	93,694
Etanol	840	1,07	P2	-1,587	1,000	1,308	107,976	1,453	1,146	97,505	1,838	0,992	1,659	1,030	1,146	20,228	90,005
Etanol	840	1,14	P3	-6,829	1,000	1,212	99,691	1,562	1,070	91,419	1,785	0,995	1,678	1,018	1,070	13,424	77,419
Etanol +	940	1.00	D1														
Hidrogênio	840	1,00	ΡI	-1,400	1,000	1,295	89,484	1,516	1,124	80,496	1,865	0,993	1,703	1,026	1,124	16,619	73,496
Etanol +	840	1.07	D2														
Hidrogênio	840	1,07	P2	-3,820	1,000	1,282	93,181	1,455	1,130	84,546	1,807	0,992	1,644	1,027	1,130	15,066	75,546
Etanol +	940	1 1 4	D2														
Hidrogênio	840	1,14	P3	-10,369	1,000	1,208	80,850	1,735	1,044	73,907	1,894	0,997	1,817	1,012	1,044	5,925	55,907
Etanol	1400	1,00	P4	-17,400	1,336	0,981	44,762	2,613	0,924	48,577	2,015	1,010	2,349	0,962	0,924	-5,615	22,277
Etanol	1400	1,07	P5	-19,392	1,348	0,971	45,554	2,826	0,917	50,850	2,091	1,012	2,516	0,955	0,917	-7,291	20,850
Etanol	1400	1,14	P6	-22,143	1,475	0,974	48,058	3,047	0,919	54,648	2,305	1,012	2,729	0,957	0,919	-8,498	20,648
Etanol +	1 400	1 00	D4														
Hidrogênio	1400	1,00	P4	-17,467	1,322	0,971	43,416	2,617	0,919	47,386	1,957	1,011	2,334	0,957	0,919	-6,101	21,086
Etanol +	1400	1.07	D.5														
Hidrogênio	1400	1,07	P5	-20,350	1,414	0,957	44,847	2,767	0,914	49,996	1,997	1,013	2,450	0,952	0,914	-7,954	19,996
Etanol +	1400	1 1 4	DC														
Hidrogênio	1400	1,14	Po	-21,874	1,382	0,972	46,812	3,024	0,916	53,353	2,228	1,012	2,692	0,954	0,916	-9,212	19,353

Tabela 4.4 – Ajuste da equação de Wiebe para o Etanol

Fonte: Autor (2018)

4.2) Resultados dos pontos experimentais

Os parâmetros da equação de Wiebe ajustados são usados como dados de entrada em um programa zero-dimensional desenvolvido em Python. Os resultados encontrados são apresentados nesta seção:

4.2.1) Resultados da simulação para Gasolina a 840 RPM

As curvas de pressão simuladas pelo programa zero-dimensional, utilizando a rotação de 840 RPM, Gasolina e as cinco estratégias de ajuste da equação de Wiebe, são encontradas nas Figura 4.1 para $\lambda = 1,00$, Figura 4.2 para $\lambda = 1,07$ e Figura 4.3 para $\lambda = 1,14$.



Figura 4.1 – Curvas de pressão para Gasolina, 840 RPM e $\lambda = 1,00$



Figura 4.2 – Curvas de pressão para Gasolina, 840 RPM e $\lambda = 1,07$



Figura 4.3 – Curvas de pressão para Gasolina, 840 RPM e $\lambda = 1,14$

Os mesmos gráficos são gerados para a Gasolina com adição de Hidrogênio e são encontrados nas Figura 4.4, Figura 4.5 e Figura 4.6 para λ igual a 1,00, 1,07 e 1,14 respectivamente.



Figura 4.4 – Curvas de pressão para Gasolina com Hidrogênio, 840 RPM e $\lambda = 1,00$



Figura 4.5 – Curvas de pressão para Gasolina com Hidrogênio, 840 RPM e $\lambda = 1,07$



Figura 4.6 – Curvas de pressão para Gasolina com Hidrogênio, 840 RPM e $\lambda = 1,14$

Para uma análise mais precisa, os valores de Pressão Máxima (P_{max}) e *MEP* são comparados, com e sem adição de Hidrogênio, com os valores experimentais, nas Tabela 4.5 e Tabela 4.6 respectivamente.

Combustível	λ	Experimental [MPa]	Estratégia 01 [MPa]	Estratégia 02 [MPa]	Estratégia 03 [MPa]	Estratégia 04 [MPa]	Estratégia 05 [MPa]
Gasolina	1,00	8,84	9,12 (3,19 %)	9,16 (3,66 %)	9,14 (3,44 %)	9,15 (3,54 %)	9,16 (3,66 %)
	1,07	9,71	9,57 (1,4 %)	9,61 (1,07 %)	9,38 (3,44 %)	9,49 (2,3 %)	9,61 (1,07 %)
	1,14	9,76	9,51 (2,52 %)	9,61 (1,55 %)	9,55 (2,14 %)	9,58 (1,81 %)	9,61 (1,55 %)
Casalina	1,00	11,3	11,01 (2,56 %)	10,83 (4,13 %)	10,48 (7,27 %)	10,77 (4,7 %)	10,83 (4,13 %)
Gasolina + Hidrogênio	1,07	10,58	10,3 (2,66 %)	10,23 (3,27 %)	10,21 (3,51 %)	10,22 (3,36 %)	10,23 (3,27 %)
	1,14	12,73	12,5 (1,82 %)	12,25 (3,76 %)	12,24 (3,86 %)	12,26 (3,72 %)	12,25 (3,76 %)

Tabela 4.5 – Comparação de P_{max} para Gasolina 840 RPM

Fonte: Autor (2018)

Tabela 4.6 - Comparação de MEP para Gasolina 840 RPM

		Experimental	Estratégia	Estratégia	Estratégia	Estratégia	Estratégia
Combustível	λ		01	02	03	04	05
		[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
	1.00	1 47	2,26	2,18	2,12	2,14	2,18
	1,00	1,47	(53,79 %)	(48,2 %)	(44,01 %)	(45,4 %)	(48,2 %)
Gasolina	1.07	1.92	2,67	2,51	2,38	2,41	2,51
	1,07	1,82	(46,64 %)	(37,85 %)	(30,5 %)	(32,58 %)	(37,85 %)
	1,14	1,65	2,3	2,2	2,17	2,18	2,2
			(39,27 %)	(33,18 %)	(31,81 %)	(32,31 %)	(33,18 %)
	1.00	1.09	2,73	2,5	2,34	2,39	2,5
Continu	1,00	1,98	(37,67 %)	(26,37 %)	(18,15 %)	(20,8 %)	(26,37 %)
Gasolina	1.07	1.61	2,21	2,1	2,1	2,1	2,1
+ Hidrogênio	1,07	1,61	(37,54 %)	(30,69 %)	(30,21 %)	(30,41 %)	(30,69 %)
	1 1 4	2	2,5	2,28	2,26	2,27	2,28
	1,14	2	(24,83 %)	(14,17 %)	(12,96 %)	(13,4 %)	(14,17 %)

Fonte: Autor (2018)

Os valores de Pressão Máxima foram notavelmente próximos aos experimentais para todas as estratégias utilizadas, a maior diferença encontrada foi de 7,27% para a Estratégia 03. As estratégias 01 e 02 possuem os valores mais próximos de P_{max} e a adição de Hidrogênio não parece ter uma influência significativa no erro da Pressão Máxima.

Para o valor de *MEP* houve uma grande discrepância entre os simulados e o experimental, sendo 53,79% a maior diferença encontrada utilizando a Estratégia 01, e, para todas as estratégias, os valores da simulação foram maiores. A Estratégia 02 apresenta as menores diferenças, resultado este de acordo com o trabalho de COONEY *et al.* (2008). A adição de Hidrogênio contribuiu para uma diminuição nos valores simulados de *MEP*, o que causou uma aproximação destes valores com o experimental e diminuiu os erros. Vale ressaltar que, assim como a análise visual indicava, os valores de *P_{Max}* e *IMEP* da Estratégia 05 estão muito próximos aos valores da Estratégia 02 como a própria análise visual dos gráficos transmite ao leitor.

4.2.2) Resultados da simulação para Gasolina a 1400 RPM

As curvas de pressão utilizando a rotação de 1400 RPM, Gasolina e as cinco estratégias de ajuste da equação de Wiebe, são encontradas nas Figura 4.7 para $\lambda =$ 1,00, Figura 4.8 para $\lambda =$ 1,07 e Figura 4.9 para $\lambda =$ 1,14.



Figura 4.7 – Curvas de pressão para Gasolina, 1400 RPM e $\lambda = 1,00$



Figura 4.8 – Curvas de pressão para Gasolina, 1400 RPM e $\lambda = 1,07$



Figura 4.9 – Curvas de pressão para Gasolina, 1400 RPM e $\lambda = 1,14$

A Figuras 4.10, Figura 4.11 e Figura 4.12 são os gráficos de resultados das simulações utilizando Gasolina e Hidrogênio para valores de λ iguais a 1,00, 1,07 e 1,14 respectivamente.



Figura 4.10 – Curvas de pressão para Gasolina com Hidrogênio, 1400 RPM e $\lambda = 1,00$



Figura 4.11 – Curvas de pressão para Gasolina com Hidrogênio, 1400 RPM e $\lambda = 1,07$



Figura 4.12 – Curvas de pressão para Gasolina com Hidrogênio, 1400 RPM e $\lambda = 1,14$

Na rotação de 1400 RPM, é possível observar que os valores de pressão simulados são parecidos até o início da combustão. Porém, após a combustão, as curvas de pressão simuladas diferem da experimental, principalmente usando a Estratégia 01. Ainda assim, os ajustes com as Estratégias 02 e 05 se aproximam dos valores experimentais.

As Tabela 4.7 e Tabela 4.8 apresentam os valores simulados de Pressão Máxima (P_{max}) e *MEP*, respectivamente:

Combustível		Experimental [MPa]	Estratégia	Estratégia	Estratégia	Estratégia	Estratégia
	λ		01	02	03	04	05
			[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
	1.00	24.06	32,85	33,27	33,95	33,71	33,27
	1,00	34,00	(3,56 %)	(2,32 %)	(0,33 %)	(1,04 %)	(2,32 %)
	1.07	26.00	34,48	34,82	35,97	35,54	34,82
Gasonna	1,07	36,22	(4,8 %)	(3,87 %)	(0,68 %)	(1,89 %)	(3,87 %)
	1 1 4	32,66	30,95	31,27	31,61	31,49	31,27
	1,14		(5,24 %)	(4,25 %)	(3,21 %)	(3,57 %)	(4,25 %)
	1.00	25.01	33,47	33,84	34,93	34,53	33,84
Casalina	1,00	55,91	(6,79 %)	(5,75 %)	(2,73 %)	(3,85 %)	(5,75 %)
Gasonna	1.07	21 72	30,48	30,59	31,2	31	30,59
+ Hidrogênio	1,07	51,75	(3,93 %)	(3,58 %)	(1,68 %)	(2,29 %)	(3,58 %)
	1 1 4	22.01	31,23	31,57	32,49	32,18	31,57
	1,14	33,01	(5,41 %)	(4,37 %)	(1,58 %)	(2,51 %)	(4,37 %)
			Fonte: Au	tor(2018)			

Tabela 4.7 - Comparação de P_{max} para Gasolina 1400 RPM

Fonte: Autor (2018)

Tabela 4.8 - Comparação de MEP para Gasolina 1400 RPM

		Euronimontol	Estratégia	Estratégia	Estratégia	Estratégia	Estratégia
Combustível λ	λ		01	02	03	04	05
		[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
	1.00	5 20	7,86	5,72	5,27	5,39	5,72
	1,00	5,59	(45,74 %)	(6,19 %)	(2,2 %)	(0,04 %)	(6,19 %)
Casalina	1.07	5 41	11,14	6,6	5,26	5,51	6,6
Gasolina	1,07	5,41	(105,85 %)	(21,95 %)	(2,72 %)	(1,76 %)	(21,95 %)
	1 1 4	5.27	6,73	5,26	5,08	5,14	5,26
	1,14	5,27	(27,65 %)	(0,1 %)	(3,65 %)	(2,53 %)	(0,1 %)
	1.00	5.26	10,75	6,2	5,06	5,28	6,2
Caralia	1,00	5,20	(104,42 %)	(17,89 %)	(3,73 %)	(0,42 %)	(17,89 %)
Gasolina	1.07	4.04	5,53	5,17	4,77	4,87	5,17
+ Hidrogênio	1,07	4,94	(11,97 %)	(4,57 %)	(3,42 %)	(1,34 %)	(4,57 %)
	1 1 4	5.01	9	5,55	4,79	4,96	5,55
	1,14	5,01	(79,59 %)	(10,76 %)	(4,4 %)	(1,07 %)	(10,76 %)

Fonte: Autor (2018)

Podemos observar que os valores de MEP calculados para a Estratégia 01 apresentam um desvio de até 105,85% comparados aos valores experimentais, sendo
fruto dos grandes desvios da pressão simulada após o início da combustão. Neste período a maior parte do trabalho do cilindro é gerado segundo as equações (3.36) e (3.37). As Estratégias 02 e 05 continuam apresentando os mesmos valores de P_{max} e *MEP*, sendo a maior diferença de 21,95% em relação ao dado experimental. A Estratégia 03 apresenta os menores desvios para os valores de P_{max} e a Estratégia 04 mostra os menores erros para o parâmetro *MEP*. Este comportamento difere da rotação de 840 RPM onde as Estratégia 02 e 05 foram as melhores.

A adição de Hidrogênio resultou em menores valores de *MEP* em todos os casos simulados.

4.2.3) Resultados da simulação para Etanol a 840 RPM

As curvas de pressão a 840 RPM usando Etanol, com as cinco estratégias de ajuste da equação de Wiebe, são apresentadas na Figura 4.13 para $\lambda = 1,00$, Figura 4.14 para $\lambda = 1,07$ e Figura 4.15 para $\lambda = 1,14$.



Figura 4.13 – Curvas de pressão para Etanol, 840 RPM e $\lambda = 1,00$



Figura 4.14 – Curvas de pressão para Etanol, 840 RPM e $\lambda = 1,07$



Figura 4.15 – Curvas de pressão para Etanol, 840 RPM e $\lambda = 1,14$

A Figuras 4.16, Figura 4.17 e Figura 4.18 são os gráficos das curvas de pressão utilizando Etanol e Hidrogênio para valores de λ iguais a 1,00, 1,07 e 1,14 respectivamente.



Figura 4.16 – Curvas de pressão para Etanol com Hidrogênio, 840 RPM e $\lambda = 1,00$



Figura 4.17 – Curvas de pressão para Etanol com Hidrogênio, 840 RPM e $\lambda = 1,07$



Figura 4.18 – Curvas de pressão para Etanol com Hidrogênio, 840 RPM e $\lambda = 1,14$

É possível observar que os picos de pressão simulados ocorrem antes dos picos verificados experimentalmente.

É possível notar que a Estratégia 01 as maiores diferenças na curva de pressão após a combustão. Este comportamento pode ser explicado pela duração da combustão ajustada pela Estratégia 01 ficar em torno de 10° a mais que a Estratégia 02, tornando a entrega da energia pela combustão de forma menos abrupta. Além disso, o valor ajustado de m, parâmetro de forma da curva de Wiebe (MELO, 2007), é igual a 1 somente nessa Estratégia.

Ademais, é possível notar que o Hidrogênio reduziu os valores da curva de pressão e pressão máxima quando comparados com aqueles sem a adição de Hidrogênio.

A Tabela 4.9 e a Tabela 4.10 apresentam os valores simulados de Pressão Máxima (P_{max}) e *MEP*, respectivamente:

Combustível		E	Estratégia	Estratégia	Estratégia	Estratégia	Estratégia
	λ	Experimental	01	02	03	04	05
		[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
	1.00	074	9,13	8,98	8,97	8,97	8,98
	1,00	8,74	(4,48 %)	(2,71 %)	(2,67 %)	(2,68 %)	(2,71 %)
Caralina	1.07	0.27	9,13	9,12	9,04	9,07	9,12
Gasolina	1,07	9,27	(1,48 %)	(1,6 %)	(2,5 %)	(2,14 %)	(1,6 %)
	1 1 4	8,93	9,14	9,09	9,03	9,06	9,09
	1,14		(2,3 %)	(1,84 %)	(1,14 %)	(1,41 %)	(1,84 %)
	1,00	9,76	9,32	9,42	9,27	9,34	9,42
Caralina			(4,53 %)	(3,43 %)	(5,03 %)	(4,33 %)	(3,43 %)
Gasolina	1.07	0.7(9,33	9,54	9,4	9,47	9,54
+ Hidrogênio	1,07	9,76	(4,4 %)	(2,26 %)	(3,64 %)	(2,93 %)	(2,26 %)
	1 1 /	11 56	10,16	10,84	10,71	10,79	10,84
	1,14	11,50	(12,15 %)	(6,25 %)	(7,33 %)	(6,64 %)	(6,25 %)
E_{restar} (2018)							

Tabela 4.9 - Comparação de *P_{max}* para Etanol 840 RPM

Fonte: Autor (2018)

		Ennering entel	Estratégia	Estratégia	Estratégia	Estratégia	Estratégia
Combustível	λ	Experimental	01	02	03	04	05
		[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
	1.00	1.26	2,19	2,11	2,05	2,07	2,11
	1,00	1,20	(73,64 %)	(67,32 %)	(62,58 %)	(64,15 %)	(67,32 %)
Gasolina	1.07	17	2,59	2,43	2,3	2,34	2,43
	1,07	1,/	(52,14 %)	(43 %)	(35,35 %)	(37,51 %)	(43 %)
	1 1 4	1,31	2,28	2,18	2,16	2,16	2,18
	1,14		(73,91 %)	(66,3 %)	(64,59 %)	(65,22 %)	(66,3 %)
	1.00	1.60	2,71	2,48	2,32	2,37	2,48
Casalina	1,00	1,08	(61,03 %)	(47,8 %)	(38,19 %)	(41,29 %)	(47,8 %)
Gasolina	1.07	1.20	2,2	2,09	2,09	2,09	2,09
+	1,07	1,39	(58,59 %)	(50,69 %)	(50,14 %)	(50,37 %)	(50,69 %)
nurogenio	1 1 /	1 79	2,49	2,28	2,25	2,26	2,28
	1,14	1,78	(39,78 %)	(27,84 %)	(26,48 %)	(26,97 %)	(27,84 %)

Tabela 4.10 – Comparação de MEP para Etanol 840 RPM

Fonte: Autor (2018)

Os valores simulados de P_{max} da Estratégia 02 e Estratégia 05 são os que apresentam os menores erros com o valor experimental. Estes resultados estão condizentes com aqueles encontrados nas simulações de Gasolina na rotação de 840 RPM.

Os valores de *MEP* simulados usando Etanol a 840 RPM se comportaram de modo análogo à Gasolina na mesma rotação, apresentando grandes desvios em relação ao resultado experimental. Os valores de *MEP* de todas as simulações foram superiores ao valor experimental, com o maior erro na Estratégia 01 (73,91%) enquanto as Estratégias 03 e 04 apresentaram menores discrepâncias.

4.2.4) Resultados da simulação para Etanol a 1400 RPM

As curvas de pressão simuladas para o Etanol a rotação de 1400 RPM, utilizando das cinco estratégias para o ajuste da equação de Wiebe, são apresentadas nas Figura 4.19 para $\lambda = 1,00$, Figura 4.20 para $\lambda = 1,07$ e Figura 4.21 para $\lambda = 1,14$.



Figura 4.19 – Curvas de pressão para Etanol, 1400 RPM e $\lambda = 1,00$



Figura 4.20 – Curvas de pressão para Etanol, 1400 RPM e $\lambda = 1,07$



Figura 4.21 – Curvas de pressão para Etanol, 1400 RPM e $\lambda = 1,14$

A Figuras 4.22, Figura 4.23 e Figura 4.24 mostra a curva de pressão simulada do motor operando com Etanol e adição de Hidrogênio na rotação de 1400 RPM para valores de λ iguais a 1,00, 1,07 e 1,14 respectivamente.



Figura 4.22 – Curvas de pressão para Etanol com Hidrogênio, 1400 RPM e $\lambda = 1,00$



Figura 4.23 – Curvas de pressão para Etanol com Hidrogênio, 1400 RPM e $\lambda = 1,07$



Figura 4.24 – Curvas de pressão para Etanol com Hidrogênio, 1400 RPM e $\lambda = 1,14$

É possível observar que a Estratégia 01, assim como na rotação de 840 RPM, está muito abaixo do valor experimental encontrado no trabalho de ALMEIDA (2013). Entretanto, diferente de 840 RPM, os valores máximos da pressão ocorrem próximos aos experimentais.

A Tabela 4.11 e Tabela 4.12 apresentam os valores dos parâmetros P_{max} e *MEP* respectivamente:

Combustível		Experimental	Estratégia	Estratégia	Estratégia	Estratégia	Estratégia
	λ		01	02	03	04	05
		[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
	1.00	24.16	26,04	33,36	31,93	32,49	33,36
	1,00	34,16	(23,76 %)	(2,34 %)	(6,51 %)	(4,89 %)	(2,34 %)
Gasolina	1,07	35,24	26,78	34,43	32,75	33,44	34,43
			(24 %)	(2,29 %)	(7,07 %)	(5,12 %)	(2,29 %)
	1,14	34,47	26,33	33,71	32	32,69	33,71
			(23,61 %)	(2,21 %)	(7,18 %)	(5,15 %)	(2,21 %)
	1,00	35,55	26,99	34,62	32,71	33,52	34,62
Continu			(24,07 %)	(2,62 %)	(7,99 %)	(5,72 %)	(2,62 %)
Gasolina	1.07	22.71	25,94	32,97	31,44	32,05	32,97
+ Hidrogênio	1,07	33,71	(23,06 %)	(2,2 %)	(6,74 %)	(4,93 %)	(2,2 %)
	1 1 4	24.0	26,61	34,02	32,24	32,99	34,02
	1,14	34,9	(23,74 %)	(2,52 %)	(7,61 %)	(5,47 %)	(2,52 %)
			Eastar A				

Tabela 4.11 - Comparação de Pmax para Etanol 1400 RPM

Fonte: Autor (2018)

Tabela 5.12 – Comparação de MEP para Etanol 1400 RPM

		Experimental	Estratégia	Estratégia	Estratégia	Estratégia	Estratégia
Combustível	λ		01	02	03	04	05
		[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
	1.00	5 10	7,86	5,72	5,27	5,39	5,72
	1,00	5,48	(43,34 %)	(4,44 %)	(3,81 %)	(1,6 %)	(4,44 %)
Continu	1,07	5,52	11,14	6,6	5,26	5,51	6,6
Gasolina			(101,74 %)	(19,52 %)	(4,66 %)	(0,27 %)	(19,52 %)
	1,14	5,26	6,73	5,26	5,08	5,14	5,26
			(27,89 %)	(0,09 %)	(3,46 %)	(2,34 %)	(0,09 %)
	1,00	5,31	10,75	6,2	5,06	5,28	6,2
			(102,49 %)	(16,78 %)	(4,64 %)	(0,53 %)	(16,78 %)
Gasolina	1.07	4.05	5,53	5,17	4,77	4,87	5,17
+ Hidrogênio	1,07	4,95	(11,75 %)	(4,35 %)	(3,62 %)	(1,54 %)	(4,35 %)
	1 1 4	4.00	9	5,55	4,79	4,96	5,55
	1,14	4,99	(80,31 %)	(11,21 %)	(4,01 %)	(0,67 %)	(11,21 %)
				(

Fonte: Autor (2018)

Os valores simulados pela Estratégia 01 estão distantes dos experimentais, tanto na P_{max} quanto no *MEP*, com desvios máximos de 24,07% e 102,49% respectivamente.

Assim como nas simulações com Gasolina, os melhores resultados de *MEP* foram encontrados utilizando as Estratégias 03 e 04. A adição de Hidrogênio, por sua vez, diminui o *MEP* nas Estratégias 03 e 04. Porém parece não haver um padrão claro nas outras Estratégias.

Podemos observar que o programa zero-dimensional desenvolvido consegue simular com sucesso a operação de um motor do ciclo Otto como proposto inicialmente. Além disso a utilização de cinco estratégias para ajuste da equação de Wiebe provou-se uma ferramenta poderosa para a simulação, evitando um indesejável desperdício computacional para ajuste dos parâmetros de Wiebe através de tentativa e erro.

Os valores das Estratégias 05 e 02 foram iguais entre si para todas as simulações. Este comportamento pode ser explicado pela análise dos valores ajustados em cada Estratégia, ficando iguais entre si para o parâmetro *b*. Como o parâmetro *b* multiplica toda a equação de Wiebe convencional, para este parâmetro estar igual entre as duas estratégias somente se os parâmetros da equação de Wiebe estiver exatamente igual entre ambas. Este resultado não foi igual ao apresentado em COONEY *et al.* (2008), onde as duas Estratégias diferem seus valores de parâmetros ajustados, entretanto os autores utilizaram mais pontos experimentais da curva de fração de massa queimada para realizar os ajustes em ambas Estratégias.

Os melhores resultados para a simulação quanto ao parâmetro *MEP* são encontrados para as Estratégias 03 e 04 para todas as rotações e combustíveis exceto para Gasolina na rotação de 840 RPM, onde as Estratégias 02 e 05 apresentaram melhores ajustes. Este resultado é diferente de COONEY *et al.* (2008), que apresenta a melhor Estratégia de ajuste como a 02. Conforme citado no parágrafo anterior, COONEY *et al.* (2008) utilizaram mais pontos experimentais para os ajustes das Estratégias, podendo explicar essa diferença. Entretanto, considerando a P_{max} , as Estratégias 02 e 05 apresentam melhores resultados conforme esperado.

Independente do combustível utilizado, as simulações indicam que a adição de Hidrogênio aumenta o pico de pressão dentro do cilindro conforme o trabalho de ELSEMARY *et al.* (2016). Este comportamento pode ser explicado através da maior velocidade de queima do Hidrogênio. Pode ser observada também que não há uma tendência bem definida no parâmetro *MEP* com a utilização do Hidrogênio.

5) CONSIDERAÇÕES FINAIS

5.1) Conclusões

Foi desenvolvido um programa zero-dimensional utilizando a equação de Wiebe uma zona para modelagem da combustão. A equação de Wiebe passou por um ajuste nos dados experimentais utilizando cinco Estratégias propostas por COONEY *et al.* (2008). O programa zero-dimensional simula com sucesso a pressão no interior da câmara de combustão de um motor do ciclo Otto.

Os resultados da pesquisa mostram que:

- O modelo zero-dimensional consegue simular com razoável precisão a pressão no interior da câmara de combustão de um motor com baixo poder computacional.
- As Estratégias 02 e 05 apresentam os mesmos valores de ajuste de Wiebe e, consequentemente, os mesmos valores simulados de pressão.
- As Estratégias 03 e 04 apresentam bons resultados quanto ao parâmetro MEP.
- As Estratégias 02 e 05 apresentam bons resultados quanto ao parâmetro *P_{max}*, conforme o trabalho de COONEY *et al.* (2008).

5.2) Trabalhos futuros

Como trabalho futuro seria interessante a utilização da mesma metodologia aplicada com mais dados experimentais da curva de fração de massa queimada para ajuste da equação de Wiebe.

Outro tópico de interesse é a utilização da equação de Wiebe duas-zonas para modelagem da combustão, podendo expandir a simulação para a área de emissão de poluentes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AKANSU, S. O. *et al.* Experimental study of gasoline-ethanol-hydrogen blends combustion in an SI engine. International Journal of Hydrogen Energy, v. 42, n. 40, p. 25781-25790, 2017.

AL-BAGHDADI, M. A. S. Hydrogen–ethanol blending as an alternative fuel of spark ignition engines. Renewable Energy, v. 28, n. 9, p. 1471-1478, 2003.

ALMEIDA, V. T. P. Simulação computacional de emissões e desempenho de um motor diesel operando com óleo diesel e Hidrogênio. 2012. Tese de Doutorado. MSc. Thesis, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Minas Gerais, Brazil.

ALMEIDA, L. Q., 2013, Desempenho e Emissões de um veículo operando com Etanol, Gasolina e Hidrogênio. Dissertação de M.Sc., PUC/MG, Belo Horizonte, MG, Brasil.

BAETA, J. G. C. Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um motor multicombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global. 2006.

BATES, D. M.; WATTS, D. G. Nonlinear regression analysis and lts applications. 1988.

BURDEN, R. L.; FAIRES, J. D. Análise numérica. Cengage Learning, 2008.

CATON, J. A. Comparisons of instructional and complete versions of thermodynamic engine cycle simulations for spark-ignition engines. International Journal of Mechanical Engineering Education, v. 29, n. 4, p. 283-306, 2001.

COELHO, D. A. Gás produto de Eletrólise utilizado em Motores de Combustão Interna. 2013.

COONEY, C. *et al.* Wiebe function parameter determination for mass fraction burn calculation in an ethanol-gasoline fuelled SI engine. Journal of KONES, v. 15, p. 567-574, 2008.

DE FARIA, M. M. N. *et al.* Thermodynamic simulation model for predicting the performance of spark ignition engines using biogas as fuel. Energy Conversion and Management, v. 149, p. 1096-1108, 2017.

ELSEMARY, I. M. M. *et al.* Experimental investigation on performance of single cylinder spark ignition engine fueled with hydrogen-gasoline mixture. Applied Thermal Engineering, v. 106, p. 850-854, 2016.

GARCÍA-MORALES, J. *et al.* Experimental implementation of a control scheme to feed a hydrogen-enriched E10 blend to an internal combustion engine. International Journal of Hydrogen Energy, v. 42, n. 39, p. 25026-25036, 2017.

HE, Y. *et al.* Reducing the idle speed of an SI CNG engine fueled by HCNG with high hydrogen ratio. International journal of hydrogen energy, v. 37, n. 10, p. 8698-8703, 2012.

HEYWOOD, J. B. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill, 1988.

HOHENBERG, G. F. Advanced approaches for heat transfer calculations. SAE Technical paper, 1979.

IEA. World Energy Outlook 2017. OECD Publishing, Paris/International Energy Agency, Paris, https://doi.org/10.1787/weo-2017-en, 2017.

JI, C. *et al.* Numerical investigation on the combustion process in a spark-ignited engine fueled with hydrogen–gasoline blends. International journal of hydrogen energy, v. 38, n. 25, p. 11149-11155, 2013.

JI, C.; WANG, S. Combustion and emissions performance of a hybrid hydrogen–gasoline engine at idle and lean conditions. International Journal of Hydrogen Energy, v. 35, n. 1, p. 346-355, 2010.

JI, C.; WANG, S. Effect of hydrogen addition on idle performance of a spark-ignited gasoline engine at lean conditions with a fixed spark advance. Energy & Fuels, v. 23, n.

9, p. 4385-4394, 2009b.

JI, C.; WANG, S. Effect of hydrogen addition on the idle performance of a spark ignited gasoline engine at stoichiometric condition. International journal of hydrogen Energy, v. 34, n. 8, p. 3546-3556, 2009a.

JI, C.; WANG, S.; ZHANG, B. Performance of a hybrid hydrogen–gasoline engine under various operating conditions. Applied energy, v. 97, p. 584-589, 2012.

KACEM, S. H. *et al.* The effect of H2 enrichment on in-cylinder flow behavior, engine performances and exhaust emissions: Case of LPG-hydrogen engine. Applied energy, v. 179, p. 961-971, 2016.

KAMIL, M.; RAHMAN, M. M. Performance prediction of spark-ignition engine running on gasoline-hydrogen and methane-hydrogen blends. Applied energy, v. 158, p. 556-567, 2015.

KARAGÖZ, Y. *et al.* An experimental investigation on the performance characteristics of a hydroxygen enriched gasoline engine with water injection. International journal of hydrogen energy, v. 40, n. 1, p. 692-702, 2015b.

KARAGÖZ, Y.; SANDALCI, T.; DALKILIÇ, A. S. Effects of hydrogen and oxygen enrichment on performance and emissions of an SI engine under idle operating condition. international journal of hydrogen energy, v. 40, n. 28, p. 8607-8619, 2015a.

KHERDEKAR, P. V.; BHATIA, D. Simulation of a spark ignited hydrogen engine for minimization of NOx emissions. International Journal of Hydrogen Energy, v. 42, n. 7, p. 4579-4596, 2017.

KOSMADAKIS, G. M.; RAKOPOULOS, C. D. Computational fluid dynamics investigation of alternative nitric oxide emission mechanisms in a hydrogen-fueled spark-ignition engine. International Journal of Hydrogen Energy, v. 39, n. 22, p. 11774-11791, 2014.

LANZAFAME, R.; MESSINA, M. Fuels characterization for use in internal

combustion engines. In: Fall Technical Conference-ASME. 2001. p. 37-2.

LI, G. *et al.* Effects of hydrogen addition on the premixed laminar-flames of ethanol–air gaseous mixtures: an experimental study. international journal of hydrogen energy, v. 37, n. 5, p. 4490-4501, 2012.

LOUNICI, M. S. *et al.* Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines. Applied Thermal Engineering, v. 31, n. 2-3, p. 319-328, 2011.

MELO, T. C. C. Análise experimental e simulação computacional de um motor flex operando com diferentes misturas de Etanol hidratado na Gasolina. Rio de Janeiro. Tese de Doutorado. COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2012.

MELO, T. C. C. Modelagem termodinâmica de um motor do ciclo Otto tipo flex-fuel, funcionando com Gasolina, álcool e gás natural. Engenharia Mecânica, UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2007.

NAVALE, S. J.; KULKARNI, R. R.; THIPSE, S. S. An experimental study on performance, emission and combustion parameters of hydrogen fueled spark ignition engine with the timed manifold injection system. international journal of hydrogen energy, v. 42, n. 12, p. 8299-8309, 2017.

REYES, M. *et al.* Characterization of the combustion process and cycle-to-cycle variations in a spark ignition engine fuelled with natural gas/hydrogen mixtures. international journal of hydrogen energy, v. 41, n. 3, p. 2064-2074, 2016.

ROCHA, H. M. Z. Determinação dos Efeitos da Utilização de Hidrogênio em Grupos Geradores a Diesel Operando com Diferentes Misturas Diesel-Óleo Vegetal. Tese de D.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2016.

SÁINZ, D. *et al.* Conversion of a commercial gasoline vehicle to run bi-fuel (hydrogen-gasoline). international journal of hydrogen energy, v. 37, n. 2, p. 1781-1789, 2012.

SÁINZ, D. *et al.* Conversion of a gasoline engine-generator set to a bi-fuel (hydrogen/gasoline) electronic fuel-injected power unit. International journal of hydrogen energy, v. 36, n. 21, p. 13781-13792, 2011.

SANTOS JUNIOR, S. J. F. Modelo teórico para predição do ciclo operacional de um motor de ignição por centelha movido à gás natural. 2004. Tese de Doutorado. Dissertação de M. Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

SOBRINO, F. H.; MONROY, C. R.; PÉREZ, J. L. H. Critical analysis on hydrogen as an alternative to fossil fuels and biofuels for vehicles in Europe. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 14, n. 2, p. 772-780, 2010.

SOUZA JUNIOR, G. C. Simulação termodinâmica de motores diesel utilizando óleo diesel e biodiesel para verificação dos parâmetros de desempenho e emissões. 2009. Tese de Doutorado. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Rio de Janeiro, RJ, 2009, 139p.

SZWAJA, S.; BHANDARY, K. R.; NABER, J. D. Comparisons of hydrogen and gasoline combustion knock in a spark ignition engine. International Journal of Hydrogen Energy, v. 32, n. 18, p. 5076-5087, 2007.

TEAM, R. Core. R: A Language and Environment for Statistical Computing. 2017.

WANG, S. *et al.* Effect of CO2 dilution on combustion and emissions characteristics of the hydrogen-enriched gasoline engine. Energy, v. 96, p. 118-126, 2016.

WANG, S. *et al.* Improving the performance of a gasoline engine with the addition of hydrogen–oxygen mixtures. international journal of hydrogen energy, v. 36, n. 17, p. 11164-11173, 2011b.

WANG, S. *et al.* Lean burn performance of a hydrogen-blended gasoline engine at the wide open throttle condition. Applied Energy, v. 136, p. 43-50, 2014.

WANG, S. *et al.* Reducing the idle speed of a spark-ignited gasoline engine with hydrogen addition. International Journal of Hydrogen Energy, v. 35, n. 19, p.

10580-10588, 2010b.

WANG, S.; JI, C. Cyclic variation in a hydrogen-enriched spark-ignition gasoline engine under various operating conditions. International journal of hydrogen energy, v. 37, n. 1, p. 1112-1119, 2012a.

WANG, S.; JI, C.; ZHANG, B. Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance of a spark-ignited ethanol engine at idle and stoichiometric conditions. International Journal of hydrogen energy, v. 35, n. 17, p. 9205-9213, 2010a.

WANG, S.; JI, C.; ZHANG, B. Starting a spark-ignited engine with the gasoline–hydrogen mixture. International Journal of hydrogen energy, v. 36, n. 7, p. 4461-4468, 2011a.

WANG, X. *et al.* Experimental study on factors affecting lean combustion limit of SI engine fueled with compressed natural gas and hydrogen blends. Energy, v. 38, n. 1, p. 58-65, 2012b.

WOSCHNI, G. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. SAE Technical paper, 1967.

YILDIZ, M.; ÇEPER, B. A. Zero-dimensional single zone engine modeling of an SI engine fuelled with methane and methane-hydrogen blend using single and double Wiebe Function: A comparative study. International Journal of Hydrogen Energy, v. 42, n. 40, p. 25756-25765, 2017.

YOUSUFUDDIN, S.; MASOOD, M. Effect of ignition timing and compression ratio on the performance of a hydrogen–ethanol fuelled engine. International journal of hydrogen energy, v. 34, n. 16, p. 6945-6950, 2009.

APÊNDICE I

Tabela de Revisão Bibliográfica Experimental

Autores	Especificação da pesquisa	Combustíveis testados	Resultados / Conclusões
AL-BAGHDADI (2003)	Experimental; Motor: Ricardo, Monocilindrico, 4 tempos, Ignição por centelha; RPM: 1500; Razão de compressão: 7 - 12;	Gasolina Mistura Etanol-Hidrogênio (0% a 12% em massa)	A adição de Hidrogênio aumenta a potência, reduz o consumo especifico A emissão de poluentes é menor exceto para NOx em poucas condições de operação
SZWAJA et al. (2007)	Experimental; Motor: CFR, Monocilindrico, 4 tempos, Ignição por centelha;	Gasolina Hidrogênio	A detonação do Hidrogênio é similar à da Gasolina e ocorre em frequência mais alta Os mesmos mecanismos de detecção de detonação da Gasolina podem ser usados no Hidrogênio com poucas modificações
YOUSUFUDDIN et al. (2009)	Experimental; Motor: Monocilindrico, 4 tempos, Ignição por centelha; RPM: 1500;	Mistura Hidrogênio-Etanol (0% a 80% em volume)	Melhor consumo especifico de combustível e eficiência térmica com o aumento do percentual de Hidrogênio
JI et al. (2009a)	Experimental; Motor: 4 Cilindros, 4 tempos, Ignição por centelha;	Mistura Hidrogênio-Gasolina (0% a 18,09% em energia)	A rotação de marcha lenta permanece aproximada constante com a injeção de Hidrogênio Aumento da eficiência térmica e menor variação cíclica de pressão Menor emissão de poluentes incluindo NOx Aumento nas emissões de CO e HC quando a fração de energia é superior a 14,44%
JI et al. (2009b)	Experimental; Motor: 4 Cilindros, 4 tempos, Ignição por centelha;	Mistura Hidrogênio-Gasolina (0%, 3% e 6% em volume)	A adição de Hidrogênio aumenta a eficiência térmica A operação do motor é suavizada devido a menor flutuação de pressão por ciclo Redução nas emissões de poluentes

Autores	Especificação da pesquisa	Combustíveis testados	Resultados / Conclusões
	Experimental;	Gasolina	O empobrecimento da mistura não altera a velocidade de marcha lenta
JI et al. (2010)	Motor: 4 Cilindros, 4 tempos,	Mistura Hidrogênio-Gasolina (3%	A adição de Hidrogênio reduz as variações de pressão por ciclo, aumenta a
	Ignição por centelha;	em volume)	eficiência térmica e diminui a emissão de poluentes
	Experimental		Adição de Hidrogênio reduz a variação cíclica de pressão em marcha lenta,
WANG et al.	Experimentar;	Mistura Hidrogênio-Etanol (0%	Melhora a eficiência térmica e aumenta a ligeiramente as emissões de NOx
(2010a)	Motor: 4 Chindros, 4 tempos,	até 6,38% em volume)	As emissões de HC e CO primeiro caem para depois aumentarem.
	Ignição por centeina;		Menor emissão de aldeídos
			Adição de Hidrogênio é uma maneira eficiente de reduzir a marcha lenta de
WANC at al	Experimental;	Mistura Hidrogânio Casolina (0%	motores
(2010b)	Motor: 4 Cilindros, 4 tempos,	até 6,38% em volume)	O Hidrogênio reduz as variações cíclicas de pressão, reduz a duração da
(20100)	Ignição por centelha;		queima de combustível, reduz a temperatura de pico o que leva a menores
			emissões de CO, HC e NOx
SOBRINO et al.	Polotório	Uidrogânio a Piacomhustívais	Hidrogênio pode ser utilizado como uma alternativa viável aos
(2010)	Kelatollo,	Hidrogenio e Biocombustiveis	combustíveis fósseis
WANG et al. (2011a)	Experimental	Casalina	Maior pressão média efetiva para o primeiro ciclo e maior velocidade do
	Experimental; Motor: 4 Cilindros, 4 tempos,	Misture Hidrogânia Casalina	motor para os 20 primeiros ciclos
		Mistura Hidrogenio-Gasolina	Menor pico de emissão de HC e menor emissão de HC e CO
	ignição por centeina;	(vazao de 2,3 e 4,3 l/min)	Maior emissão de NOx durante 5s

Autores	Especificação da pesquisa	Combustíveis testados	Resultados / Conclusões
WANG et al. (2011b)	Experimental; Motor: 4 Cilindros, 4 tempos, Ignição por centelha; RPM: 1400	Mistura Hidrogênio-Gasolina (0%, 2% e 4% em volume) Mistura Hidrogênio-Oxigênio-Gasolina (0%, 2% e 4% em volume com proporção molar 2:1 de Hidrogênio: Oxigênio)	 Maior Pressão Média Efetiva e Eficiência Térmica para as misturas Hidrogênio-Oxigênio-Gasolina Maior temperatura do cilindro e menor duração da combustão da mistura Hidrogênio-Oxigênio-Gasolina Variação cíclica aumenta com o excesso de ar, mas as misturas com Hidrogênio ajudam a diminui-las Menor emissões de HC e CO e maior emissão de NOx para misturas com Hidrogênio
SÁINZ et al. (2011)	Experimental; Motor: 2 Cilindros, 4 tempos, ignição por centelha; RPM: 3000	Mistura Hidrogênio-Gasolina	Redução de 24% a 34% de consumo específico de combustível Redução de 5 a 7 vezes na emissão de NOx
SÁINZ et al. (2012)	Experimental; Motor: 4 Cilindros, 4 tempos, ignição por centelha	Mistura Hidrogênio-Gasolina	A conversão do veículo é relativamente barata Redução das emissões de NOx, desempenho e consumo de combustível Aumento da eficiência térmica
LI et al. (2012)	Experimental; Câmara de combustão de volume constante	Mistura Hidrogênio-Etanol (0% a 100%)	A velocidade de chama cresce exponencialmente com a adição de Hidrogênio Maior velocidade de chama especialmente para misturas pobres
HE et al. (2012)	Experimental; Motor: 6 Cilindros, 4 tempos, ignição por centelha	Gás natural Mistura Gás natural-Hidrogênio (55%)	Para reduzir o consumo de combustível em marcha lenta a razão de equivalência deve ser aumentada e a velocidade do motor reduzida As emissões de CO, HC e NOx são reduzidas com um menor avanço de ignição

Autores	Especificação da pesquisa	Combustíveis testados	Resultados / Conclusões
WANG et al. (2012a)	Experimental; Motor: 4 Cilindros, 4 tempos, Ignição por centelha; RPM: 790 e 1440;	Gasolina Mistura Gasolina-Hidrogênio (0% a 4,5% em volume)	A adição de Hidrogênio é eficaz na redução da variação cíclica principalmente em baixas rotações e operando com misturas pobres
WANG et al. (2012b)	Experimental; Motor: 4 Cilindros, 4 tempos, ignição por centelha	Gás natural Mistura Gás Natural - Hidrogênio (0% até 40% em volume)	O limite de empobrecimento da é aumentado proporcionalmente ao percentual de Hidrogênio na mistura O limite de empobrecimento não apresenta melhora com o avanço ou retardo de ignição
JI et al. (2012)	Experimental; Motor: 4 Cilindros, 4 tempos, ignição por centelha	Gasolina Hidrogênio (100% durante a partida do motor)	 Redução de 94,7% e 99,5% nas emissões de HC e CO, respectivamente, para os primeiros 100 segundos após a partida à frio do motor operando somente com Hidrogênio Redução na variação cíclica do motor, maior eficiência térmica e menores emissões de poluentes operando com misturas de Gasolina-Hidrogênio
ALMEIDA (2013)	Experimental; Motor: Flex-Fuel de 4 cilindros, 4 tempos, Ignição por centelha; RPM: 840 e 1400;	Gasolina Etanol Misturas Gasolina-Hidrogênio e Etanol-Hidrogênio (0,38% e 1,14% em volume)	Estabilidade de operação para misturas empobrecidas em até 14%, resultando em redução de 13,5% e 14% de consumo para Gasolina e Etanol respectivamente
WANG et al. (2014)	Experimental; Motor: 4 cilindros, 4 tempos, Ignição por centelha; RPM: 1440;	Gasolina Mistura Gasolina-Hidrogênio (0% e 3% em volume)	Aumento da eficiência térmica e velocidade de queima da mistura Aumento da pressão média efetiva quando utilizada mistura pobre Redução da variação cíclica, emissões de poluentes e particulados

Autores	Especificação da pesquisa	Combustíveis testados	Resultados / Conclusões
KARAGOZ et al. (2015a)	Experimental Motor: 4 Cilindros, 4 tempos, Ignição por centelha;	Gasolina Mistura Gasolina-Hidrogênio-Oxigênio (0% até 15% em energia)	Melhora nos indicadores de variação de rotação entre ciclos, variação cíclica de pressão, consumo específico de combustível, temperatura de pico do cilindro, eficiência térmica e emissões de poluentes, exceto o NOx, em marcha lenta
KARAGOZ et al. (2015b)	Experimental; Motor: 4 Cilindros, 4 tempos, Ignição por centelha;	Gasolina Mistura Gasolina-Hidrogênio-Oxigênio (3,75% e 7,5% em volume)	Melhora na emissão de NOx com redução na faixa de 94,7%-129,5% para 45,3%-70,2% para 3,75% de Hidrogênio-Oxigênio Melhora na emissão de NOx com redução na faixa de 106,6%-141,1% para 54,9%-87,2% para 7,5% de Hidrogênio-Oxigênio Redução nos ganhos de outros parâmetros de desempenho
ELSEMARY et al. (2016)	Experimental; Motor: 1 Cilindro, 4 tempos, Ignição por centelha;	Gasolina Mistura Gasolina-Hidrogênio (24% até 49% em volume)	Maior pressão interna do cilindro, eficiência térmica Menor consumo específico de combustível e emissão de HC e CO
WANG et al. (2016)	Experimental Motor: 4 cilindros, 4 tempos, Ignição por centelha; RPM: 1400;	Gasolina Mistura Gasolina-Hidrogênio (0% e 3% em volume)	A adição de CO2 aumenta as emissões de HC, reduz a eficiência térmica e a pressão média efetiva, mas a adição de Hidrogênio atenua os esses efeitos. As emissões de NOx são reduzidas
AKANSU et al. (2017)	Experimental; Motor: 4 Cilindros, 4 tempos, Ignição por centelha;	Mistura Gasolina-Etanol (E20) com Hidrogênio (0% até 6,38% em volume)	A adição de Hidrogênio na mistura Gasolina-Etanol aumenta a eficiência da combustão e reduz as emissões de CO, HC e CO2 As emissões de NOx sofrem um acréscimo com o aumento da fração de Hidrogênio na mistura

Autores	Especificação da pesquisa	Combustíveis testados	Resultados / Conclusões
GARCÍA-MORALES et al. (2017)	Evenimental		O uso de Hidrogênio causa uma queda de consumo da mistura
	Experimentai; Motor: 4 Cilindros, 4 tempos, Ignição por centelha;	Mistura Gasolina-Etanol (E10) com Hidrogênio	Gasolina-Etanol
			Aumento na eficiência térmica e na eficiência da combustão
			Mesmo nível de desempenho do motor
NAVALE et al. (2017)	Experimental;		A operação com Hidrogênio causa uma queda na potência de 19,06%,
	Motor: 1 Cilindro, 4 tempos,	Hidrogênio	acréscimo na eficiência térmica de até 3,16% e menor emissão de NOx
	Ignição por centelha;		após 1700 RPM

APÊNDICE II

Tabela de Revisão Bibliográfica Computacional

Autores	Especificação da pesquisa	Combustíveis testados	Resultados / Conclusões
MELO (2007)	Experimental e Computacional Motor: 4 Cilindros, 4 tempos, ignição por centelha; Modelagem: Zero-dimensional	Gasolina Etanol Hidratado Gás Natural	O simulador apresenta bons resultados graças, principalmente, a utilização de calores específicos dependentes da temperatura A modelagem por Wiebe é adequada para o GNV
COONEY et al.	Computacional	Mistura Gasolina-Etanol (E0 até	O melhor ajuste da combustão se dá com uma modificação da equação de
(2008)	Modelagem: Zero-dimensional	E84)	Wiebe com um parâmetro de amplitude b adicionado
MELO (2012)	Experimental e Computacional Motor: 4 Cilindros, 4 tempos, ignição por centelha; Modelagem: Quasi-dimensional	Misturas Gasolina-Etanol	A adição de Etanol diminui a ocorrência de detonação e aumenta o consumo específico. A simulação obtiveram erros menores que 5% para HCENQ (Hidrocarbonetos + Etanol não queimado) e NOx.
ALMEIDA (2012)	Computacional Motor: 4 Cilindros, 4 tempos ignição por compressão Modelagem: Quasi-dimensional RPM: 1400	Diesel e Hidrogênio (0% até 20% em energia)	Redução de consumo específico de combustível e de emissões de CO, CO2, NOx e particulados
JI et al. (2013)	Computacional Motor: 4 Cilindros, 4 tempos, ignição por centelha Modelagem: Multidimensional RPM: 1400	Mistura Gasolina-Hidrogênio (0%, 3% e 6% em volume)	Aumento da velocidade de propagação da chama de 37,18% e 60,47% para adição de 3% e 6% de Hidrogênio na mistura respectivamente. Maior eficiência térmica
KOSMADAKIS et al. (2014)	Computacional Motor: Monocilindrico, 4 tempos, ignição por centelha Modelagem: Multidimensional	Hidrogênio	Para altas cargas, o processo de formação de NOx é térmico Para cargas médias ou baixas, o mecanismo N ₂ O melhora os resultados simulados

Autores	Especificação da pesquisa	Combustíveis testados	Resultados / Conclusões
KAMIL et al. (2015)	Experimental e Computacional Motor: Monocilíndrico, 4 tempos, ignição por centelha Modelagem: unidimensional RPM: 1000 até 7000	Mistura Gasolina-Hidrogênio (0% a 20% em massa) Mistura Metano-Hidrogênio (0% a 20% em massa)	O modelo consegue prever a curva de pressão e o torque experimental. Aumento da velocidade de queima do combustível em baixas rotações para frações de adição de Hidrogênio menores que 10% A mistura de Hidrogênio no metano é mais atrativa que a mistura de Hidrogênio com Gasolina
REYES et al. (2016)	Experimental e Computacional Motor: Monocilindrico, 4 tempos, ignição por centelha Modelagem: Quasi-dimensional RPM: 1000, 1750, 2500	Mistura Gás natural-Hidrogênio (0%, 25%, 50%, 75% e 100% em volume)	A adição de Hidrogênio causa um aumento da velocidade de queima proporcional ao teor de Hidrogênio na mistura e redução na variação cíclica de pressão
KACEM et al. (2016)	Experimental e Computacional Motor: 4 Cilindros, 4 tempos, ignição por centelha Modelagem: Multidimensional (CFD)	Mistura GLP-Hidrogênio (0%, 10% e 20% em volume)	Aumento do torque efetivo em até 20% e 12% e redução das emissões de NOx de 1,89% e 3,25% comparando com o GLP e Gasolina respectivamente. Redução nas emissões de CO para praticamente zero
ROCHA (2016)	Experimental e Computacional Motor: Monocilíndrico, 4 tempos, ignição por compressão Modelagem: Quasi-dimensional	Mistura Diesel (B7) - Biodiesel de palma (10% até 80% em volume) - Hidrogênio (2,7%, 8,5%, 11,4% e 14,3% em volume)	Métodos de otimização podem ser aplicados para determinar os parâmetros da função de Wiebe. A adição de Hidrogênio melhora o desempenho do motor, reduz o consumo específico e emissões (CO2, CO e HC) exceto NOx
KHERDERKAR et al. (2017)	Computacional Motor: Monocilindrico, 4 tempos, ignição por centelha Modelagem: Quasi-dimensional	Hidrogênio	O tempo disponível para as reações de formação de NO é determinado pela rotação do motor a relação de equivalência da mistura afeta a temperatura máxima do cilindro As emissões de NOx são sensíveis a razão de compressão para altos valores desta

Autores	Especificação da pesquisa	Combustíveis testados	Resultados / Conclusões
YILDIZ et al. (2017)	Computacional Motor: Monocilindrico, 4 tempos, ignição por centelha Modelagem: Zero-dimensional RPM: 1500	Metano e mistura Metano-Hidrogênio (30% em volume)	O modelo com a equação dupla de Wiebe possui melhor preditividade comparado com o modelo simples de Wiebe
DE FARIA et al. (2017)	Experimental e Computacional Motor: Monocilindrico, 4 tempos, ignição por centelha Modelagem: Zero-dimensional RPM: 3600	Biogás	A simulação consegue prever os resultados experimentais com diferenças menores que 5%