

**MINISTÉRIO DA DEFESA
EXÉRCITO BRASILEIRO
DEPARTAMENTO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA
INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA
(Real Acadêmia de Artilharia, Fortificação e Desenho, 1792)
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA E DE
AUTOMÓVEL**

DANIEL MARTINS DE CARVALHO

**ANÁLISE DE DESEMPENHO DE MOTORES ICO COM INJEÇÃO
SEQUENCIAL ESTRATIFICADA DE DIESEL E ETANOL**

**RIO DE JANEIRO
2021**

DANIEL MARTINS DE CARVALHO

ANÁLISE DE DESEMPENHO DE MOTORES ICO COM INJEÇÃO
SEQUENCIAL ESTRATIFICADA DE DIESEL E ETANOL

Projeto de Final de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica e de automóvel do Instituto Militar de Engenharia, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica e de automóvel.

Orientador(es): Victor Santoro Santiago, D.Sc.

Rio de Janeiro

2021

©2021

INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA

Praça General Tibúrcio, 80 – Praia Vermelha

Rio de Janeiro – RJ CEP: 22290-270

Este exemplar é de propriedade do Instituto Militar de Engenharia, que poderá incluí-lo em base de dados, armazenar em computador, microfilmear ou adotar qualquer forma de arquivamento.

É permitida a menção, reprodução parcial ou integral e a transmissão entre bibliotecas deste trabalho, sem modificação de seu texto, em qualquer meio que esteja ou venha a ser fixado, para pesquisa acadêmica, comentários e citações, desde que sem finalidade comercial e que seja feita a referência bibliográfica completa.

Os conceitos expressos neste trabalho são de responsabilidade do(s) autor(es) e do(s) orientador(es).

de Carvalho, Daniel Martins.

Análise de desempenho de Motores ICO com injeção sequencial estratificada de Diesel e etanol / Daniel Martins de Carvalho. – Rio de Janeiro, 2021.

103 f.

Orientador(es): Victor Santoro Santiago.

Projeto de Final de Curso (graduação) – Instituto Militar de Engenharia, Engenharia Mecânica e de automóvel, 2021.

1. Motores ICO. 2. Tecnologia RCCI. 3. Poluição. 4. Simulação. i. Santiago, Victor Santoro (orient.)

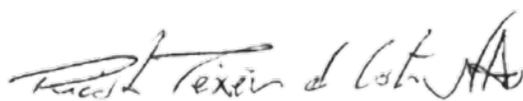
DANIEL MARTINS DE CARVALHO

**Análise de desempenho de Motores ICO com injeção
sequencial estratificada de Diesel e etanol**

Projeto de Final de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica e de automóvel do Instituto Militar de Engenharia, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica e de automóvel.

Orientador(es): Victor Santoro Santiago.


Aprovado em Rio de Janeiro, 14 de Outubro de 2021, pela seguinte banca examinadora:



Cel QEM **Ricardo Teixeira da Costa Neto** - D.Sc. do IME



Gen Bda Refm. **Waldemir Cristino Rômulo** - D.Sc. do IME



Prof. **Victor Santoro Santiago** - D.Sc. do IME

Rio de Janeiro
2021

Dedico este trabalho aos meus familiares, em especial meus pais Nilza e Edmilson.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer a Deus pelo dom da vida e por me dar forças e saúde para superar todos os desafios e conseguir chegar ao fim do projeto. Por ter me apresentado com as melhores pessoas para me transmitir ensinamento que levarei para a vida.

Agradeço aos meus pais Nilza Martins de Carvalho e Edmilson Maria de Carvalho por sempre me incentivarem e acreditarem que eu seria capaz de superar os obstáculos que a vida me apresentou. Obrigado pelos ensinamentos de vida que me fazem ser uma pessoa melhor.

Agradeço aos meus irmãos Elias, Raquel e Eliseu que apesar da distância não faltaram com amor, paciência e confiança em seu irmão caçula. Obrigado por acreditarem em mim.

Deixo um agradecimento especial a minha esposa Dominique Mendes de Oliveira de Carvalho por estar sempre ao meu lado me dando forças e compartilhando palavras de sabedoria para me manter motivado, e realizar os meus sonhos. Sem a sua ajuda, nada disso seria possível.

Agradeço aos meus sogros Maria do Carmo e Humberto por me apoiarem e incentivarem como um de seus filhos. O apoio de vocês foram fundamentais para o meu crescimento.

Sou grato ao meu orientador Victor Santoro Santiago que apesar da intensa rotina de sua vida acadêmica aceitou me orientar com dedicação e paciência durante todo projeto.

Sou grato a todos os professores do Instituto Militar de Engenharia (IME) que sempre transmitiram seu saber com muito profissionalismo.

Também quero agradecer a todos os meus amigos do curso de graduação que em meios as dificuldades e grandes desafios, nos ajudamos sempre com um espírito de corpo e de amizade. Certamente será essa união a diferença para superarmos os desafios profissionais.

“A gravidade explica os movimentos dos planetas, mas não pode explicar quem colocou os planetas em movimento. Deus governa todas as coisas e sabe tudo que é ou que pode ser feito.”

Isaac Newton

RESUMO

As questões ambientais tem ganhado bastante intensidade dentro do setor automotivo desde a década de 80. Com leis cada vez mais exigentes em relação ao nível de emissões de gases poluentes, as grandes montadoras são forçadas a direcionar recursos à área de gestão ambiental e a criar tecnologias para que seus produtos venham a se adequar às normas vigentes.

Uma linha de pesquisa foi o desenvolvimento da tecnologia “*Reactivity Controlled Compression Ignition*(RCCI)”, na Universidade de Wisconsin-Madison. Essa tecnologia consiste em usar dois injetores, por cilindro, para misturar combustível de baixa-reação, como a gasolina, com combustível de alta-reação, como o diesel, em um motor de ignição por compressão (ICO). Esse procedimento possibilitou a diminuição dos gases poluentes e ainda o aumento da eficiência do motor.

Diante desse contexto, o presente trabalho busca analisar um motor monocilíndrico com ignição por compressão com tecnologia RCCI utilizando como combustíveis o diesel e etanol. Como primeira etapa, para que objetivo seja atendido, será realizado a modelagem matemática utilizando o *Simulink do Matlab*, considerando a alimentação do motor apenas de diesel e validando o modelo com os resultados da curva de pressão, presente no trabalho de Teixeira (2018).

Após a validação do modelo, será realizada a simulação para o motor alimentado com etanol e diesel para as configurações de mistura rica, pobre e estequiométrica, tendo como objetivo levantar as diferenças entre as curvas de pressão e eficiência para o motor com e sem a tecnologia RCCI.

Palavras-chave: Motores ICO. Tecnologia RCCI. Poluição. Simulação.

ABSTRACT

Environmental issues have been gaining a lot of intensity within the automotive sector since the 1980s. With increasingly demanding laws related to the level of pollutants gases emissions, large automakers are forced to direct resources to the area of environmental management and to create technologies so that their products come to adapt the current regulations.

One line of research was the development of the Reactivity Controlled Compression Ignition technology at the University of Wisconsin-Madison. This technology consists of using two injectors, per cylinder, to mix low-reaction fuel, such as gasoline, with high-reaction fuel, such as diesel, in a compression ignition engine. This procedure made it possible to reduce pollutants gases and also increase the efficiency of the engine.

In this context, the present work seeks to analyze a single cylinder engine with compression ignition with RCCI technology using diesel and ethanol as fuels. As a first step, for the objective to be attended, will be made a mathematical modeling using Simulink from Matlab, considering only diesel as engine supply and validating the model with the the pressure curve results, present in Texeira's work (2018).

After the model validation, will be performed the simulation for the engine powered by ethanol and diesel for the rich, poor and stoichiometric mixture configurations, aiming to raise the differences between the pressure and efficiency curves for the engine with and without the RCCI technology .

Keywords: CI Engine. RCCI Tecnology. pollution. Simulation.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Fluxo de massa e energia em um motor de combustão interna (BRUNETTI, 2013).	27
Figura 2 – a) motor alternativo; b) motor rotativo, adaptado de Luz (2013).	28
Figura 3 – Componentes estacionários do motor ICO (MAHLE METAL LEVE, 2012).	29
Figura 4 – Componentes móveis do motor ICO (MAHLE METAL LEVE, 2012).	29
Figura 5 – Região de interesse do trabalho (SANTOS, 2004).	30
Figura 6 – Conceitos básicos (BRUNETTI, 2013).	31
Figura 7 – Ângulo de ignição (QUEIROGA, 2012).	31
Figura 8 – Funcionamento do motor 4 tempo (TELLI, 2018).	32
Figura 9 – Funcionamento do motor 2 tempos (LUZ, 2013).	33
Figura 10 – Curva característica do motor (RODA, 2012).	34
Figura 11 – Mecanismo de acionamento das válvulas (ANDREATTA, 2010).	35
Figura 12 – Diagrama de tempo, adaptado de Sousa (2007).	35
Figura 13 – Funcionamento do motor com tecnologia RCCI (TEIXEIRA, 2018).	36
Figura 14 – Volume de controle para o motor (autoria própria).	37
Figura 15 – Ciclo diesel ideal (MORAN et al., 2013).	38
Figura 16 – Ciclo diesel ideal aplicado a motor (SANTOS; AMARAL, 2012).	40
Figura 17 – Comparação do ciclo diesel real com o teórico (SANTOS; AMARAL, 2012).	41
Figura 18 – Análise da pressão na câmara pelo ângulo do virabrequim (BRUNETTI, 2013).	50
Figura 19 – Estrutura da simulação no <i>simulink</i>	51
Figura 20 – Estrutura do bloco do pistão.	52
Figura 21 – Estrutura do bloco do central de massas.	53
Figura 22 – Estrutura do bloco Clapeyron.	53
Figura 23 – Estrutura do bloco de atraso de ignição.	54
Figura 24 – Estrutura do bloco de transferência de calor.	54
Figura 25 – Estrutura do bloco de combustão.	55
Figura 26 – Estrutura do bloco de conservação da energia.	56
Figura 27 – Pressão por ângulo do virabrequim obtida na simulação.	64
Figura 28 – Pressão por ângulo do virabrequim experimental (TEIXEIRA, 2018).	64
Figura 29 – Influência da duração da combustão.	65
Figura 30 – Influência do início da combustão.	65
Figura 31 – Massa da mistura ao longo do ciclo.	66
Figura 32 – Pressão pelo volume.	66

Figura 33 – Pressão interna para o motor original a diesel.	67
Figura 34 – Pressão interna para o motor original a diesel encontrado por Teixeira (2018).	67
Figura 35 – Pressão interna para a injeção de diesel e etanol a diferentes proporções.	68
Figura 36 – Pressão interna para a injeção de diesel e etanol a diferentes proporções encontrados por Teixeira (2018).	68
Figura 37 – Efeito do ponto de injeção sobre o atraso de ignição.	70
Figura 38 – Atraso de ignição para a mistura de diesel e etanol estequiométricos em diferentes proporções de combustíveis.	88
Figura 39 – Pressão interna para a mistura de diesel e etanol estequiométricos em diferentes proporções de combustíveis.	89
Figura 40 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel e etanol estequiométricos em diferentes proporções de combustíveis.	89
Figura 41 – Atraso de ignição para a mistura de diesel e etanol estequiométricos em pontos de injeção de diesel diferentes.	90
Figura 42 – Pressão interna para a mistura de diesel e etanol estequiométricos em pontos de injeção de diesel diferentes.	91
Figura 43 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel e etanol estequiométricos em pontos de injeção de diesel diferentes.	91
Figura 44 – Atraso de ignição para a mistura de diesel e etanol em excesso de ar para diferentes proporções de combustíveis.	92
Figura 45 – Pressão interna para a mistura de diesel e etanol em excesso de ar para diferentes proporções de combustíveis.	92
Figura 46 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel e etanol em excesso de ar para diferentes proporções de combustíveis.	93
Figura 47 – Atraso de ignição para a mistura de diesel e etanol em excesso de ar para pontos de injeção de diesel diferentes.	93
Figura 48 – Pressão interna para a mistura de diesel e etanol em excesso de ar para pontos de injeção de diesel diferentes.	94
Figura 49 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel e etanol em excesso de ar para pontos de injeção de diesel diferentes.	94
Figura 50 – Atraso de ignição para a mistura de diesel e etanol em excesso para diferentes proporções de combustíveis.	95
Figura 51 – Pressão interna para a mistura de diesel e etanol em excesso para diferentes proporções de combustíveis.	96
Figura 52 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel e etanol em excesso para diferentes proporções de combustíveis.	97
Figura 53 – Atraso de ignição para a mistura de diesel e etanol em excesso para pontos de injeção de diesel diferentes.	97

Figura 54 – Pressão interna para a mistura de diesel e etanol em excesso para pontos de injeção de diesel diferentes.	98
Figura 55 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel e etanol em excesso para pontos de injeção de diesel diferentes.	98
Figura 56 – Atraso de ignição para a mistura de diesel estequiométrico para pontos de injeção de diesel diferentes.	99
Figura 57 – Pressão interna para a mistura de diesel estequiométrico para pontos de injeção de diesel diferentes.	99
Figura 58 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel estequiométrico para pontos de injeção de diesel diferentes.	100
Figura 59 – Atraso de ignição para a mistura de diesel em excesso de ar para pontos de injeção de diesel diferentes.	100
Figura 60 – Pressão interna para a mistura de diesel em excesso de ar para pontos de injeção de diesel diferentes.	101
Figura 61 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel em excesso de ar para pontos de injeção de diesel diferentes.	101
Figura 62 – Atraso de ignição para a mistura de diesel em excesso para pontos de injeção de diesel diferentes.	102
Figura 63 – Pressão interna para a mistura de diesel em excesso para pontos de injeção de diesel diferentes.	102
Figura 64 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel em excesso para pontos de injeção de diesel diferentes.	103

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Coeficientes da Equação 4.53	48
Tabela 2 – Constantes a e n Martins (2013).	48
Tabela 3 – Parâmetros do motor YANMAR - NSB 50, (YANMAR, 2006) e (TEI- XEIRA, 2018).	57
Tabela 4 – Parâmetros obtidos na literatura.	58
Tabela 5 – Parâmetros comuns considerados.	58
Tabela 6 – Parâmetros obtidos no trabalho de Teixeira (2018) para a simulação com etanol.	58
Tabela 7 – Parâmetros considerados na simulação com etanol.	59
Tabela 8 – Parâmetros obtidos no trabalho de Teixeira (2018) para a simulação com diesel.	59
Tabela 9 – Parâmetros considerados na simulação com diesel.	59
Tabela 10 – Parâmetros comuns nas simulações do grupamento B.	60
Tabela 11 – Massa de combustíveis do grupamento B.	60
Tabela 12 – Condição de cada subgrupos do grupamento C.	60
Tabela 13 – Massa dos combustíveis injetados.	61
Tabela 14 – Massa de ar admitida em cada cenário.	61
Tabela 15 – Análise para diferentes pontos de injeção de diesel.	61
Tabela 16 – Massa de combustível que entraram em combustão na mistura em excesso de combustível.	62
Tabela 17 – Massa de ar admitida em cada cenário para injeção de apenas diesel.	62
Tabela 18 – Pressão interna máxima para a injeção de etanol e diesel.	69
Tabela 19 – Efeito do ponto de injeção de diesel sobre o atraso de ignição.	69
Tabela 20 – Resultados da análise de proporção de combustíveis para a injeção de diesel e etanol estequiométricos.	71
Tabela 21 – Resultados da análise do ponto de injeção do diesel para a mistura de diesel e etanol estequiométricos.	72
Tabela 22 – Resultados da análise de proporção de combustíveis para a injeção de diesel e etanol em excesso de ar.	72
Tabela 23 – Resultados da análise do ponto de injeção do diesel para a mistura de diesel e etanol em excesso de ar.	73
Tabela 24 – Resultados da análise de proporção de combustíveis para a injeção de diesel e etanol em excesso de combustível.	74
Tabela 25 – Resultados da análise do ponto de injeção do diesel para a mistura de diesel e etanol em excesso de combustível.	75

Tabela 26 – Resultados da análise do ponto de injeção do diesel para a mistura de diesel estequiométrico.	75
Tabela 27 – Resultados da análise do ponto de injeção do diesel para a mistura de diesel em excesso de ar.	76
Tabela 28 – Resultados da análise do ponto de injeção do diesel para a mistura de diesel em excesso de combustível.	77

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD	Dinâmica do fluido computacional
CONAMA	Conselho nacional do meio ambiente
EGR	Recirculação dos gases de escape
ICE	Ignição a centelha
ICO	Ignição a compressão
Mol	Quantidade de moléculas
MCI	Motor de combustão interna
MP	Material particulado
PFC	Projeto de fim de curso
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
Proconve	Programa de controle de emissões veiculares
RCCI	Reactivity Controlled Compression Ignition

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Braço da manivela
A	Coefficiente da equação matemática
A_{cil}	Área de transferência de calor no cilindro
AFR_{est}	Relação ar/combustível estequiométrica
AFR_r	Relação ar/combustível real
A_{Val}	Área da válvula
b	Coefficiente estequiométrico na reação
B	Coefficiente da equação matemática
B_0	Constante
B_1	Constante
c	Coefficiente estequiométrico na reação
c_{v0}	Calor específico do gás ideal a volume constante
c_{var}	Calor específico a volume constante do ar
c_{vcomb}	Calor específico a volume constante do combustível
c_{vmg}	Calor específico a volume constante da mistura gasosa
c_{p0}	Calor específico do gás ideal a pressão constante
c_{pcomb}	Calor específico molar a pressão constante
C	Coefficiente da equação matemática
C_d	Coefficiente de descarga nas válvulas
C_μ	Constante
$C_{1\epsilon}$	Constante
$C_{2\epsilon}$	Constante
$C_{3\epsilon}$	Constante
d	Coefficiente estequiométrico na reação

D	Diâmetro do pistão
$D_{i,m}$	Coefficiente de difusão mássica da espécie i
$D_{T,i}$	Coefficiente de difusão térmica da espécie i
\vec{F}	Força externa
E_a	Energia de ativação
E_1	Constante
E_2	Constante
G_k	Geração de energia cinética turbulenta do gradiente de velocidade,
G_b	Geração de energia cinética turbulenta do empuxo,
h_{ar}	Entalpia específica do ar admitido
h_{comb}	Entalpia específica do combustível injetado
h_{conv}	Coefficiente de transferência de calor por convecção
h_{prod}	Entalpia molar de formação do produto
h_{reag}	Entalpia molar de formação do reagente
h_{o_i}	Entalpia molar de formação do gás i considerado
H_{cil}	Altura do volume de controle
I	Tensor unitário
\vec{J}_j	Fluxo de difusão das espécies j
k_{eff}	Condutividade efetiva
K_{mg}	Condutividade térmica da mistura gasosa no cilindro
l	Braço da biela
L	Comprimento característico no escoamento
m_{ar}	Massa de ar admitido
m_{comb}	Massa do combustível injetado
m_{mg}	Massa da mistura gasosa
M	Número de espécies químicas no sistema

$M_{w,i}$	Peso molecular das espécies i
N	Velocidade de rotação do motor
NC	Número de cetano do combustível
p	Pressão estática
p_{abs}	Pressão absoluta
p_{cil}	Pressão instantânea no cilindro
Pr	Número de Prandtl da mistura gasosa
Q	Calor
$Q_{m_{comb}}$	Calor molar liberado na combustão
\dot{Q}_{conv}	Calor transferido por convecção
\dot{Q}_{pist}	Taxa de calor trocado no cilindro
\dot{Q}_{rad}	Calor transferido por radiação
r	Taxa de compressão
r_c	Razão de corte
r_i	Raio da gota anterior
r_g	Raio da gota formanda na onda gerada no processo de injeção
R	Constante universal dos gases
Re_{pist}	Número de Reynolds para o pistão
R_{mg}	Constante universal em base mássica da mistura gasosa
S	Curso do pistão
S_{ct}	Número de Schimidt turbulento
S_h	Calor da reação química e quaisquer outras fontes de calor volumétrico
S_k	Termo-fonte definido pelo usuário
S_m	Massa adicionada à fase contínua
S_e	Termo-fonte definido pelo usuário
S_{pist}	Velocidade média do pistão

t	Tempo
t_{AT}	Tempo de atraso de ignição
t_{comb}	Tempo da combustão
\bar{T}	Tensor de tensão
T	Temperatura do fluído no cilindro
T_0	Temperatura padrão de formação dos gases
T_{wall}	Temperatura da parede do cilindro
U_{mg}	Energia interna dos gases admitidos
ν_{gas}	Viscosidade cinemática da mistura gasosa no cilindro
v_{med}	Velocidade média do escoamento
v_p	Velocidade média do pistão
\vec{v}	Vetor velocidade de escoamento
V	Volume
V_1	Volume total do cilindro
V_2	Volume morto do cilindro
W	Trabalho
W_{pist}	Trabalho desenvolvido pelo pistão
y	Fração molar do Etanol na mistura combustível Etanol-Diesel
Y_M	Contribuição flutuante da turbulência para a taxa de dissipação global
Y_p	Fração mássica dos produtos
Y_R	Fração mássica dos reagentes
α	Número de átomos de carbono na molécula do diesel
β	Número de átomos de hidrogênio na molécula do diesel
δ	Número de átomos de carbono na molécula do Etanol
θ	Ângulo de ignição
γ	Coefficiente de Poisson

ϵ	Emissividade das paredes do cilindro
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
σ_k	Números de Prandtl turbulento para k
σ_ϵ	Números de Prandtl turbulento para ϵ
ρ	Massa específica do fluido
ρ_{mg}	Densidade da mistura gasosa
λ	Inverso da razão de equivalência
Λ	Comprimento da onda instável gerada pelo processo
Λ_i	Comprimento da onda instável anterior à formação da gota
ξ	Número de átomos de oxigênio na molécula do Etanol
ζ	Número de átomos de hidrogênio na molécula do Etanol
Δ	Variação
ϕ	Ângulo do virabrequim
Φ	Intervalo angular do virabrequim correspondente à duração da combustão
μ	Viscosidade molecular
μ_t	Viscosidade turbulenta
$\mu'_{j,r}$	é o coeficiente estequiométrico para reagente i na reação r
Ω_i	Taxa de crescimento do comprimento de onda da instabilidade
τ_g	Tempo total necessário para a ruptura e formação das gotas

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	22
1.1	MOTIVAÇÃO	22
1.2	OBJETIVOS	22
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1	SIMULAÇÃO NUMÉRICA	24
2.2	EXPERIMENTO DO MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA DE CICLO DIESEL	25
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	27
3.1	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	27
3.2	COMPONENTES E CONCEITOS DOS MOTORES ICO	28
3.3	PRINCIPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ICO	31
3.4	CURVAS CARACTERÍSTICAS DO MOTOR	33
3.5	SISTEMA DE ACIONAMENTO DAS VÁLVULAS	34
3.6	TECNOLOGIA RCCI	35
4	MODELAGEM MATEMÁTICA	37
4.1	VOLUME DE CONTROLE	37
4.2	CICLO DIESEL IDEAL	38
4.3	CICLO DIESEL REAL	40
4.4	MODELO MATEMÁTICO DO CICLO DIESEL	41
4.4.1	ADMISSÃO E ESCAPAMENTO	42
4.4.2	COMPRESSÃO	45
4.4.3	COMBUSTÃO E EXPANSÃO	45
5	MODELAGEM NUMÉRICA	51
5.1	PISTÃO	52
5.2	CENTRAL DE MASSAS	52
5.3	CLAPEYRON	53
5.4	ATRASO DE IGNIÇÃO	53
5.5	TRANSFERÊNCIA DE CALOR	54
5.6	COMBUSTÃO	54
5.7	CONSERVAÇÃO DA ENERGIA	55
6	SIMULAÇÕES	57
6.1	CONSIDERAÇÕES PARA AS SIMULAÇÕES DO GRUPO A	58
6.1.1	MOTOR MODIFICADO A ETANOL	58

6.1.2	MOTOR ORIGINAL A DIESEL	59
6.2	CONSIDERAÇÕES PARA AS SIMULAÇÕES DO GRUPO B	59
6.3	CONSIDERAÇÕES PARA AS SIMULAÇÕES DO GRUPO C	60
7	RESULTADOS E VALIDAÇÕES	63
7.1	GRUPO A	63
7.1.1	VALIDAÇÃO DO MOTOR MODIFICADO COM A INJEÇÃO DE ETANOL E SEM A INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL	63
7.1.2	VALIDAÇÃO DO MOTOR ORIGINAL COM A INJEÇÃO DE DIESEL	66
7.2	GRUPO B	68
7.3	GRUPO C	70
7.3.1	DIESEL E ETANOL ESTEQUIOMÉTRICOS	70
7.3.2	DIESEL E ETANOL EM EXCESSO DE AR	72
7.3.3	DIESEL E ETANOL EM EXCESSO DE COMBUSTÍVEL	73
7.3.4	DIESEL ESTEQUIOMÉTRICO	75
7.3.5	DIESEL EM EXCESSO DE AR	76
7.3.6	DIESEL EM EXCESSO DE COMBUSTÍVEL	76
8	CONCLUSÃO	78
	REFERÊNCIAS	80
	A – CÓDIGOS NO MATLAB	82
A.1	PISTÃO	82
A.2	CENTRAL DE MASSAS	83
A.3	CLAPEYRON	84
A.4	ATRASO DE IGNIÇÃO	84
A.5	TRANSFERÊNCIA DE CALOR	85
A.6	COMBUSTÃO	85
A.7	CONSERVAÇÃO DE ENERGIA	87
	B – RESULTADOS DO GRUPO C	88
B.1	DIESEL E ETANOL ESTEQUIOMÉTRICOS	88
B.2	DIESEL E ETANOL EM EXCESSO DE AR	92
B.3	DIESEL E ETANOL EM EXCESSO DE COMBUSTÍVEL	95
B.4	DIESEL ESTEQUIOMÉTRICO	99
B.5	DIESEL EM EXCESSO DE AR	100
B.6	DIESEL EM EXCESSO DE COMBUSTÍVEL	102

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

Em virtude do aumento da poluição, do aquecimento global e do esgotamento das reservas de matérias-primas, o setor automotivo sente a necessidade de aumentar a eficiência de seus produtos, reduzir o uso de materiais e oferecer soluções mais amigáveis do ponto de vista energético e ecológico.

Para que a redução da poluição seja efetivada, o conselho nacional do meio ambiente, CONAMA, criou diversos programas que controlam as emissões, como o Proconve, programa de controle de emissões veiculares. Este programa prevê certos limites de emissão de gases poluentes que exigem que a indústria automotiva desenvolva novas tecnologias.

Uma das estratégias que tem sido tomadas é a substituição do motor a combustão interna pelo motor elétrico, originando assim os carros elétricos. No entanto, pelo alto custo de fabricação e manutenção dos componentes que constituem esses veículos, o valor do mercado é alto e assim poucas pessoas conseguem adquiri-lo. Desta forma, a indústria automobilística continua investindo nos motores a combustão interna, desenvolvendo linhas de pesquisas para diminuir o nível de poluição, seja para utilizá-lo em conjunto ao motor elétrico (veículos híbridos), seja para sua utilização convencional.

Diante disso, foi desenvolvida a tecnologia *Reactivity Controlled Compression Ignition* (RCCI), que é uma proposta do setor automotivo para diminuir a poluição, investindo em motores a combustão interna. Essa tecnologia utiliza dois injetores por cilindro para misturar na mesma câmara, um combustível de baixa reatividade com um combustível de alta reatividade. Para Reitz, essa mistura permite que a combustão ocorra em menor temperatura reduzindo assim a emissão de NOx e de material particulado (MP).

1.2 Objetivos

O trabalho está centrado em analisar os processos de combustão de um MCI de ciclo Diesel com ignição direta de etanol e diesel, por meio do software *Matlab/simulink*. A geometria do motor será a mesma utilizada por Teixeira (2018) em sua tese de doutorado. Para esta análise, o trabalho dispõe de objetivos principais, aqueles para os quais se desejam os resultados, e de objetivos secundários, aqueles que são necessários para a obtenção dos principais.

Como objetivos principais, tem-se:

1. Analisar a eficiência do motor em questão para diferentes configurações de injeção de combustíveis; e
2. Descrever graficamente o comportamento da pressão no interior da câmara de combustão;

Como objetivos secundários, tem-se:

1. Construção do modelo numérico da combustão do motor a 4 tempos de ciclo Diesel no *Matlab/simulink*;
2. Modelar numericamente a quantidade de massa injetada de ar em função do ângulo do virabrequim; e
3. Analisar a transferência de calor nas paredes do cilindro.

Como validação do trabalho, o resultado da curva de pressão em função do ângulo de manivela será comparado com o resultado experimental obtido pelo Teixeira (2018).

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão apresentadas as principais referências relativas à simulação dos processos no ciclo do motor a combustão interna, foco principal do presente trabalho. Será abordado também o estudo de Teixeira (2018) por ser o trabalho base e de validação deste estudo.

2.1 Simulação numérica

A simulação numérica das fases do motor a combustão interna tem sido amplamente estudada devido a confiabilidade, a praticidade e a redução de custo.

Graciano (2012) apresentou um modelo matemático que permite o estudo das 4 etapas do ciclo do motor possibilitando o cálculo da potência e trabalho indicados. Sua metodologia permitiu, também, conhecer a potência efetiva, o torque e o rendimento efetivos do motor através de equações empíricas. O motor em estudo, era de ignição por compressão, movido a diesel, gás natural, biodiesel ou uma mistura dos combustíveis. Um dos principais resultados que o autor obteve foi que o biodiesel puro reduz a potência efetiva do motor em 1,1% e eleva o consumo de combustível em média 12,4% quando comparado ao diesel puro; o uso de biogás reduz a potência em 2,3% e reduz o consumo de combustível em 13,6% quando comparado ao diesel puro; e a utilização de uma mistura com 20% de diesel, 30% biodiesel e 50% biogás é mais vantajosa economicamente.

Ribeiro (2013) avaliou o processo de combustão para o motor Diesel utilizando uma modelagem 0-D por meio do *Matlab*. Sua metodologia engloba as fases de compressão e combustão que podem ser consideradas as etapas mais complexas que ocorrem no motor. Para isso, o autor contou com uma série de equações básicas como o balanço de energia, balanço de massa e a taxa de liberação de calor que ocorre na combustão. Como resultado, o modelo 0-D foi capaz de determinar a temperatura e a pressão para cada ângulo de manivela, considerando os efeitos combinados da transferência de calor, vazamento e injeção.

O estudo de Ribeiro (2013), ainda, desenvolveu uma abordagem 3-D por meio do *Ansys CFX* para avaliar o escoamento do fluido no motor, não sendo contemplado o processo de combustão neste caso. Como resultado, além da pressão e temperatura para cada ângulo de manivela, obteve também, o movimento do fluido no interior do cilindro, sendo possível a verificação do *swirl* e *tumble*.

Souza (2016) desenvolveu uma análise numérica no *Matlab* para avaliar os processos que ocorrem no motor a combustão a gasolina, mais especificamente, verificar a diferença

que ocorre quando se considera ângulos diferentes para o início da combustão e a antecipação da abertura da válvula de escape. Em seu desenvolvimento, considerou-se a função de Wiebe para caracterizar a liberação de calor no processo de combustão e além disso considerou que a troca de calor para o cilindro do motor ocorria apenas após a fase de combustão por considerar que antes dessa etapa as temperaturas não eram significativas. O autor fez uma série de considerações a respeito da física do problema, como os gases serem ideais e as propriedades termodinâmicas serem constantes para uma temperatura de referência de 500 K para os gases não queimados e uma temperatura de 1500 K para os gases queimados. Como resultado, se destaca a enorme variação da pressão no interior do cilindro para ângulos diferentes de início de combustão e desta forma impactando no rendimento do ciclo.

Novaes (2018) desenvolveu um modelo 0-D para analisar numericamente a combustão do ciclo diesel para diferentes combustíveis. Assim como os autores anteriores, considerou as perdas devido a transferência de calor com o cilindro e o caráter ideal dos gases. O autor modelou a entrada e a saída dos gases em função da pressão do cilindro, e com o auxílio do *software* TPEQUIL, considerou a formação dos gases poluentes, como o NO. Para a modelagem do fenômeno, o autor utilizou o *software* *MATHEMATICA*, utilizando o método *Runge-Kutta* de 4^a ordem. Como resultado, o autor afirmou que os resultados de pressão e temperaturas não possuem diferenças significativas para diferentes composições de diesel e biodiesel, se as condições de projeto, como a potência efetiva e o torque efetivo, permanecerem constantes. Outro resultado que Novaes (2018) ressalta é as alterações na pressão e temperaturas quando se atrasa ou adianta a reação química, sendo, portanto, necessário o correto dimensionamento desse parâmetro para que haja maior eficiência. Seu modelo 0-D foi validado com os resultados experimentais de pressão e temperatura, sendo encontrados erros menores que 8%.

2.2 Experimento do motor a combustão interna de ciclo diesel

Teixeira (2018) analisou em sua tese de doutorado o comportamento de um motor ICO adaptado para aplicação da metodologia RCCI por meios de experimentos realizados nas instalações da Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (PUC-Rio). Primeiramente o autor realizou os experimentos do motor sem e com a adaptação para levantar os dados de desempenho do motor, operando apenas com o diesel. Como resultado, obteve uma queda brusca do rendimento do motor que, segundo o autor, foi devido as modificações realizadas.

Após essa análise preliminar, Teixeira (2018) realizou os experimentos para a mistura Diesel e Etanol em 3 configurações, a primeira uma injeção dupla diretamente na câmara com diesel e etanol nessa ordem, a segunda com a injeção dupla diretamente com

etanol e diesel nessa ordem e a terceira com uma injeção tripla diretamente com etanol, diesel e etanol.

Como resultado da primeira configuração, o autor verificou que a taxa de substituição do diesel por etanol é limitada pelo rendimento. E ainda o motor modificado precisou de mais energia para realizar a mesma potência em relação ao motor original. Na segunda configuração, os resultados mostram que o rendimento para o motor modificado foi semelhante e as vezes até maior que o original. Ao se realizar a análise da pressão, verifica-se que a injeção de etanol potencializa o atraso da ignição, diminuindo o tempo para ocorrer a combustão. Na última configuração o autor verificou que o rendimento para o motor modificado era maior que do original, com apenas uma única exceção, no experimento que possui potência de $1,81kW$. Desta forma o motor modificado precisava de menos energia para realizar a mesma potência do motor original. Os resultados apontam ainda que a segunda injeção de etanol se mostrou como agente que mais afeta os parâmetros do motor modificado, como a potência, o calor liberado e o rendimento.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo tem por finalidade fornecer os fundamentos teóricos necessários para compreensão dos conceitos e termos empregados neste trabalho.

3.1 Motores de Combustão interna

Segundo Brunetti (2013), os motores de combustão interna (MCI) são caracterizados por transformar calor em trabalho através de processos que envolvam uma substância denominada fluido de trabalho, que participa diretamente da combustão. Esse processo de conversão é feito através da utilização da energia química armazenada no combustível para a produção de potência mecânica. Essa energia é liberada através da queima ou oxidação do combustível dentro do motor, sendo que os fluidos de trabalho desse processo são efetivamente a mistura ar-combustível (HEYWOOD, 1988).

A Figura 1 mostra o fluxo de massa e energia presente nos motores de combustão interna.

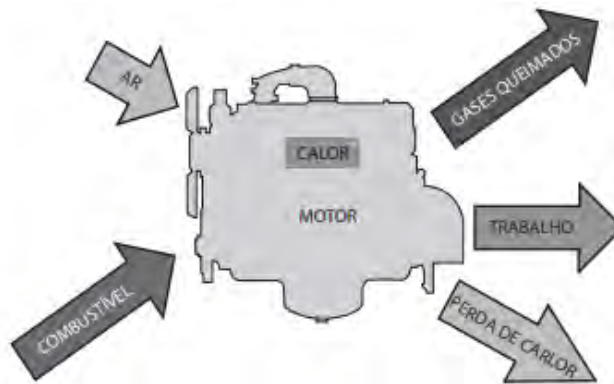


Figura 1 – Fluxo de massa e energia em um motor de combustão interna (BRUNETTI, 2013).

A forma mais geral de classificação dos motores a combustão interna dá-se a partir do formato de sua construção. Desta forma, pode-se definir um motor como de movimento alternativo quando o pistão realiza o movimento de vai e vem, ou rotativo quando há a presença de um rotor ao invés do pistão, sendo o mais conhecido dessa última construção o motor Wankel. A Figura 2 mostra os dois tipos de motores (LUZ, 2013).

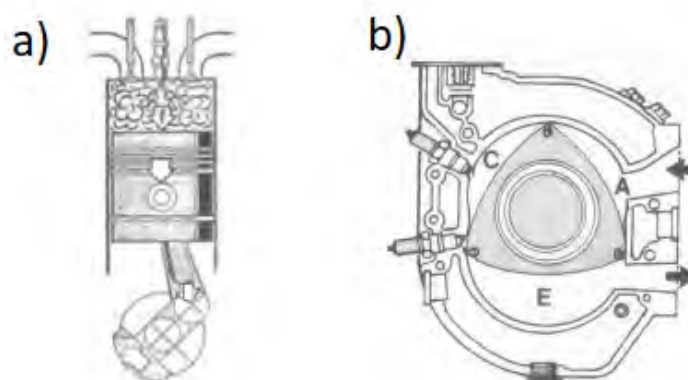


Figura 2 – a) motor alternativo; b) motor rotativo, adaptado de Luz (2013).

No grupo dos motores de combustão interna alternativos é possível classificar os motores pela forma que se inicia a ignição, que está relacionada ao ciclo termodinâmico que estes realizam. No motor com ignição por centelha (ICE), uma mistura de combustível e ar é inflamada pela centelha da vela de ignição. No motor com ignição por compressão (ICO), foco de estudo do trabalho, o ar é comprimido até uma pressão e temperatura elevadas, suficientes para que a combustão espontânea ocorra quando o combustível for injetado (MORAN et al., 2013).

3.2 Componentes e conceitos dos motores ICO

Os motores ICO, também chamados de motores Diesel são compostos pelos componentes que segundo o curso de motores da Mahle Metal Leve (2012) se dividem em estacionários e móveis. Compondo o grupo dos estacionários:

1. Bloco do motor – É a carcaça do motor, cujo objetivo é a sustentação de todos os outros componentes estacionários ou móveis;
2. Cabeçote – Serve como tampa dos cilindros, local onde o pistão comprime a mistura combustível/ar;
3. Cáster – Reservatório de óleo lubrificante, serve também como tampa inferior do bloco;
4. Coletor de admissão – Recebe e distribui aos cilindros o ar aspirado; e
5. Coletor de escape – Via por onde os gases queimados provenientes da combustão saem do cilindro.

Estes são os equipamentos que não se movimentam quando o motor está funcionando. A Figura 3 mostra esses componentes.

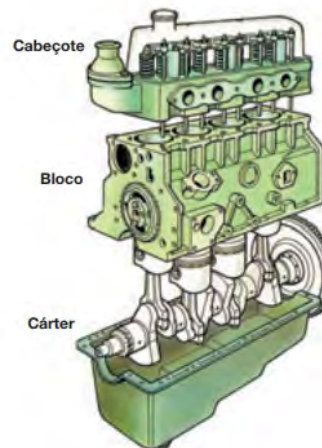


Figura 3 – Componentes estacionários do motor ICO (MAHLE METAL LEVE, 2012).

No grupo dos móveis, os principais componentes são:

1. Bielas – Braço de ligação entre o pistão e o virabrequim, responsável em transformar o movimento retilíneo em circular;
2. Pistão – É a parte móvel da câmara de combustão;
3. Virabrequim – Eixo do motor;
4. Eixo comando de válvulas – Tem como função acionar as válvulas no tempo correto;
5. Conjunto de acionamento das válvulas – Composto por haste, balancim e válvulas; e
6. Bico injetor – Canal por onde o combustível entra na câmara de combustão.

Na Figura 4 estão presentes os principais componentes móveis. Por sua vez, a Figura 5 representa a região da câmara de combustão, que será o foco deste trabalho.

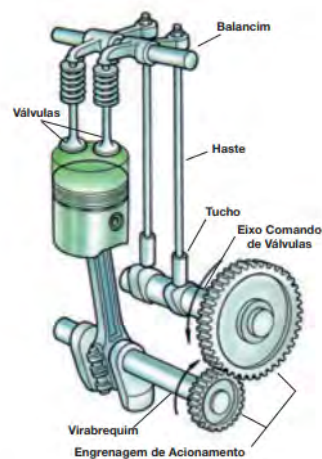


Figura 4 – Componentes móveis do motor ICO (MAHLE METAL LEVE, 2012).

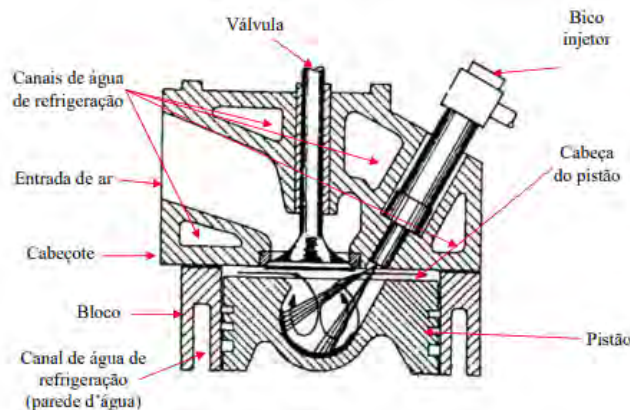


Figura 5 – Região de interesse do trabalho (SANTOS, 2004).

Além dos componentes, é importante conhecer os conceitos básicos da câmara de combustão, que segundo Brunetti (2013) são:

1. Ponto Morto Superior (PMS) - é a posição na qual o pistão está o mais próximo possível do cabeçote;
2. Ponto Morto Inferior (PMI) - é a posição na qual o pistão está o mais afastado possível do cabeçote;
3. Curso do pistão (S) - é a distância percorrida pelo pistão quando se desloca de um ponto morto para o outro;
4. Volume total (V_1) - é o volume compreendido entre a cabeça do pistão e o cabeçote, quando o pistão está no PMI;
5. Volume morto ou volume da câmara de combustão (V_2) - é o volume compreendido entre a cabeça do pistão e o cabeçote, quando o pistão está no PMS;
6. Cilindrada unitária - também conhecida como volume deslocado útil ou deslocamento volumétrico, é o volume deslocado pelo pistão de um ponto morto a outro;
7. Cilindrada total - é o volume do total de cilindros que tem o motor. É o resultado da multiplicação da cilindrada unitária pelo número de cilindros;
8. Taxa de compressão - é a relação entre o volume total (V_1) e o volume morto (V_2); e
9. Ângulo de ignição (θ) - é o ângulo de rotação do virabrequim, no momento em que inicia a combustão no interior do cilindro (PULKRABEK, 1997).

Nas Figuras 6 e 7 são apresentados, respectivamente, os conceitos básicos e o ângulo de ignição.

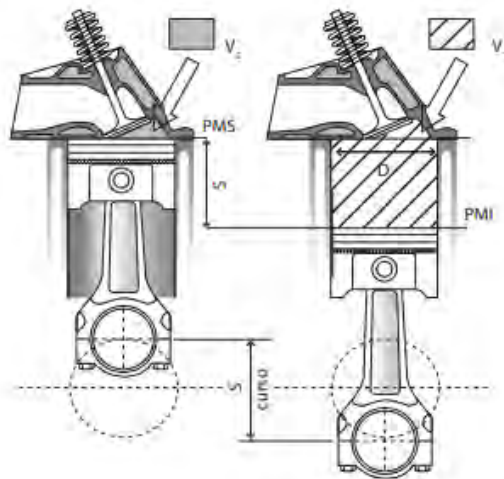


Figura 6 – Conceitos básicos (BRUNETTI, 2013).

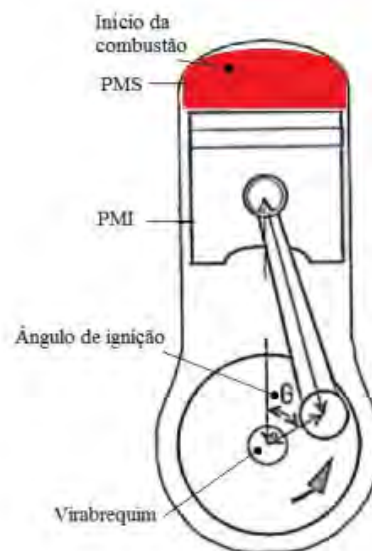


Figura 7 – Ângulo de ignição (QUEIROGA, 2012).

3.3 Princípio de funcionamento dos motores ICO

Segundo Heywood (1988), o funcionamento do motor diesel é constituído basicamente de um ciclo mecânico composto de quatro processos sequenciados da seguinte forma: admissão, compressão, explosão/expansão e exaustão sendo representados na Figura 8.

1. Admissão: O tempo de admissão começa com o pistão no PMS e termina com o pistão no PMI. Para uma entrada de ar otimizada, a válvula de admissão inicia sua abertura um pouco antes do início do tempo de admissão e fecha pouco depois do fim deste tempo. Durante esse tempo a válvula de escapamento se encontra fechada.

2. **Compressão:** Neste processo, o pistão inicia seu movimento ascendente no PMI e termina no PMS, durante esse tempo as válvulas do motor estão fechadas e a mistura dentro do cilindro é comprimida em uma pequena parte de seu volume inicial, elevando a pressão e a temperatura interna do cilindro. Ainda nesse tempo, nos motores de injeção estratificada, o combustível é injetado quando o pistão alcança uma determinada posição antes do PMS e devido aos altos valores de pressão e temperatura dentro do cilindro, ocorre a auto ignição do combustível, elevando mais ainda a temperatura e pressão.
3. **Expansão:** O processo de expansão, chamado também de tempo de combustão, começa com o pistão no PMS e termina com ele no PMI. É neste tempo que os gases a alta temperatura e pressão empurram o pistão para baixo e forçam o virabrequim a entrar em rotação. Para iniciar o processo de exaustão dos gases queimados, a válvula de exaustão se abre pouco tempo antes do pistão alcançar o PMI, fazendo a pressão no cilindro ser reduzida a valores próximos aos da pressão da tubulação de exaustão.
4. **Exaustão:** O tempo de exaustão serve para expulsar os gases queimados remanescentes no cilindro. Ele começa com o pistão no PMI e termina com ele no PMS. Como no início do processo a pressão dentro do cilindro é muito maior que a pressão na tubulação de escape, os gases são induzidos a sair da câmara de combustão. Na sequência, o pistão empurra o restante dos gases para fora do cilindro enquanto se move do PMI para o PMS. Antes mesmo do pistão alcançar PMS, a válvula de admissão se abre novamente, iniciando um novo ciclo. É importante ressaltar esse recobrimento entre as válvulas, período onde as duas estão abertas, e isso facilita o escape dos gases residuais aumentando o rendimento do motor.

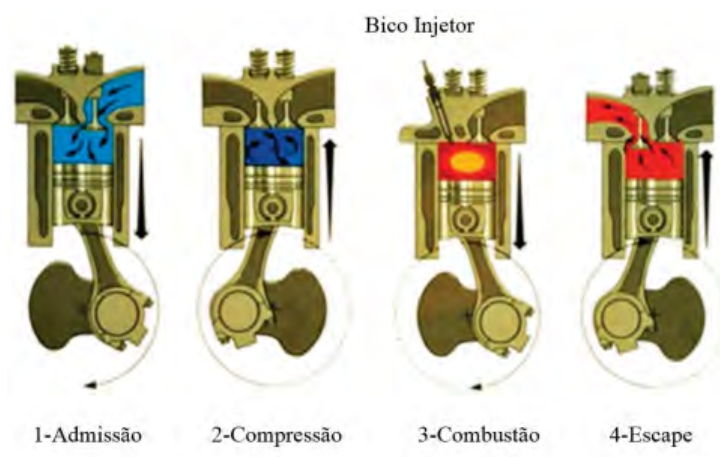


Figura 8 – Funcionamento do motor 4 tempo (TELLI, 2018).

Esses 4 processos formam o ciclo mecânico que está presente em todos os motores ICO. Se o motor realizar esse ciclo dando 2 voltas no virabrequim é chamado de motor 4 tempos, pois a cada meia volta é um tempo que o motor necessita para fechar o ciclo mecânico, que nesse caso necessita de quatro tempos para operar. Se o motor realizar apenas uma volta em seu eixo é chamado de motor 2 tempos (GRACIANO, 2012), sendo representado na Figura 9.

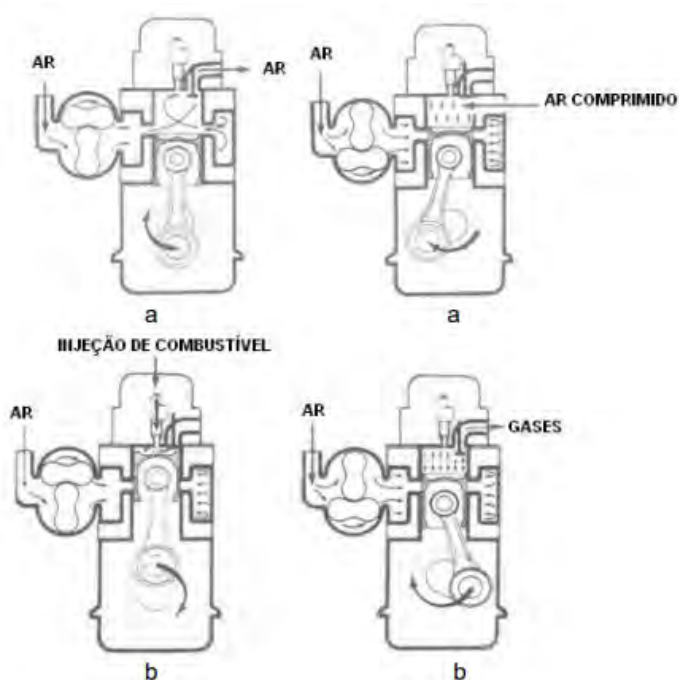


Figura 9 – Funcionamento do motor 2 tempos (LUZ, 2013).

É oportuno ressaltar que além dos conceitos vistos anteriormente, os motores ainda podem se diferenciar na maneira que o combustível é injetado (injeção direta ou indireta) na câmara de combustão. A injeção direta ou estratificada é quando o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão sem o intermédio dos coletores de admissão, e a indireta ou homogênea é quando o combustível entra na câmara pelo coletor de admissão (HURTADO; SOUZA, 2013).

Neste trabalho será estudado o motor ICO 4 tempos com injeção direta com 2 combustíveis etanol e diesel inseridos em tempos e posições diferentes.

3.4 Curvas características do motor

Até o momento foram apresentados aspectos comuns a todos os motores de ignição por compressão, como seus componentes e princípio básico de funcionamento. No entanto, nesta seção, serão vistos parâmetros que caracterizam o motor, ressaltando alguns que diferenciarão os motores diesel entre si.

Segundo Gillespie (1992), o motor é caracterizado pelas curvas de potência e torque em função da velocidade angular. Essas curvas são importantes para o bom dimensionamento do sistema de transmissão, e além disso, para verificar o desempenho veicular, como a velocidade máxima do automóvel.

Para a obtenção dessas curvas, é realizado um teste de velocidade variável e carga constante, que consiste em manter a abertura da borboleta constante e para cada rotação do motor, determinar a potência, torque e o consumo específico (PUBLIO; ABREU, 2007).

A Figura 10 mostra como se comporta estas grandezas em função da velocidade angular.

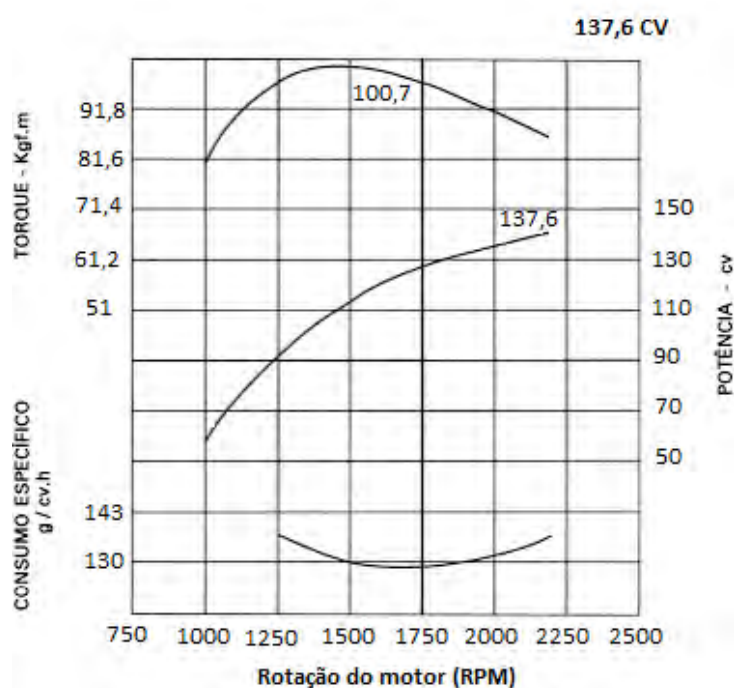


Figura 10 – Curva característica do motor (RODA, 2012).

3.5 Sistema de acionamento das válvulas

Em concordância com o funcionamento do motor, é importante conhecer o funcionamento do acionamento das válvulas, pois isso possibilitará ao engenheiro otimizar a movimentação dos gases na entrada e na saída da câmara.

Segundo Andreatta (2010), o mecanismo de acionamento de válvulas é basicamente dado pela forma geométrica dos cames de admissão e escapamento. Esses cames, localizados no eixo de comando de válvulas, acionam o balancim que por sua vez acionam as válvulas por meio de um sistema de molas. Esse esquema pode ser visto na Figura 11.

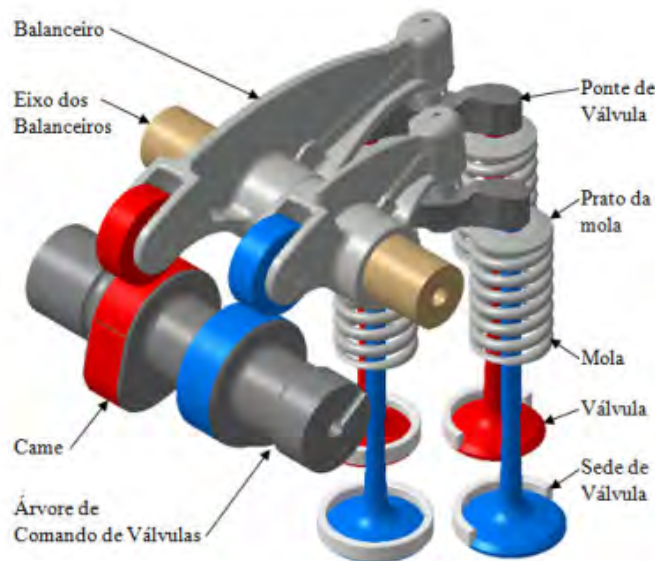


Figura 11 – Mecanismo de acionamento das válvulas (ANDREATTA, 2010).

A melhor forma de descrever a movimentação das válvulas é pelo diagrama de tempos, onde são encontradas as informações sobre o deslocamento em função do ângulo do virabrequim, sendo possível, desta forma, identificar o ângulo de abertura e fechamento e ainda o deslocamento máximo das válvulas. A Figura 12 mostra um exemplo do diagrama de tempo.

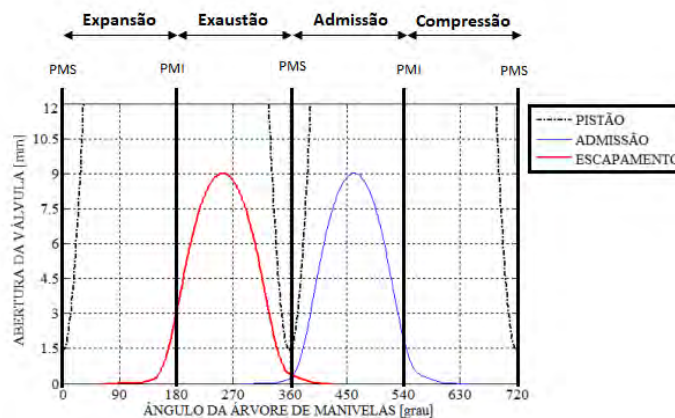


Figura 12 – Diagrama de tempo, adaptado de Sousa (2007).

3.6 Tecnologia RCCI

Desenvolvida na Universidade de Wisconsin-Madison, a tecnologia de ignição por compressão de reatividade controlada (RCCI) é um sistema que injeta dois combustíveis diferentes com a finalidade de alterar a reatividade e aumentar o controle da combustão (ZHOU; YANG; LI, 2017).

De acordo com Teixeira (2018), a operação dos motores com essa tecnologia funciona injetando, na câmara, uma mistura homogênea de ar e combustível de baixa reatividade. Em seguida, antes de iniciar a combustão da mistura que se encontra no cilindro, é injetado diretamente na câmara, um combustível de alta reatividade. O contato do combustível de alta reatividade com a mistura ar-combustível dá início a combustão.

O esquema de funcionamento de um motor operando com tecnologia RCCI está representado na Figura 13.

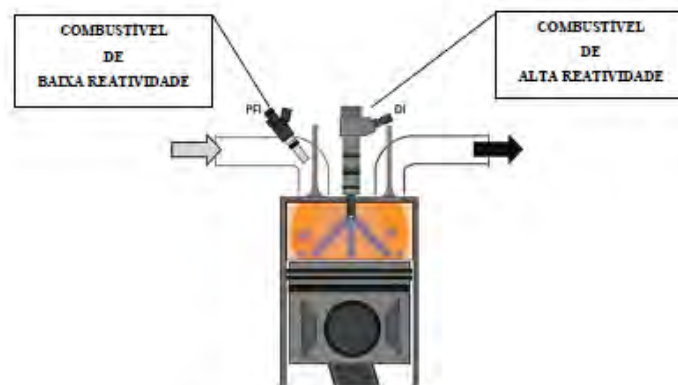


Figura 13 – Funcionamento do motor com tecnologia RCCI (TEIXEIRA, 2018).

Segundo Reitz e Duraisamy (2015), a mistura dos combustíveis permite que a combustão ocorra com temperaturas mais baixas reduzindo, tanto a quantidade de energia necessária para manter o motor aquecido, quanto o calor perdido por meio das paredes do cilindro. Além disso, apresenta como vantagens, menores taxas de emissões de NOx e MP, aumento da eficiência de combustível e a eliminação da necessidade sistemas de pós-tratamento.

Nos experimentos desenvolvidos em Teixeira (2018) foi utilizado um motor ICO monocilíndrico, adaptado para operar com tecnologia RCCI, injetando diesel como combustível de baixa reatividade e etanol como combustível de alta reatividade diretamente na câmara de combustão.

4 MODELAGEM MATEMÁTICA

Neste capítulo serão vistos os principais equacionamentos pertinentes aos assuntos abordados na fundamentação teórica.

4.1 Volume de controle

A modelagem matemática inicia-se, identificando o volume de controle, que nesta aplicação, trata-se do gás no interior da câmara, como mostra a Figura 14. Como o fluido em seu interior está em constante variação de volume, é necessário identificar como essa mudança varia com o tempo, ou de forma mais prática, como o volume varia com o ângulo do virabrequim (θ).

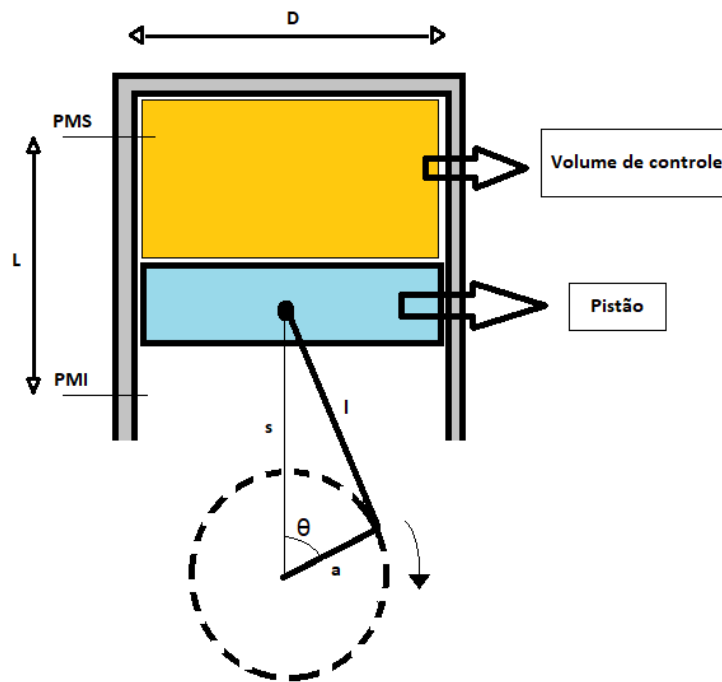


Figura 14 – Volume de controle para o motor (autoria própria).

Para Heywood (1988), o volume se relaciona com o ângulo do virabrequim de segundo a Equação 4.1.

$$\frac{V}{V_2} = 1 + \frac{(r_c - 1) \cdot \left[\frac{l}{a} + 1 - \cos(\theta) - \left(\left(\frac{l}{a} \right)^2 - \sin^2(\theta) \right)^{\frac{1}{2}} \right]}{2} \quad (4.1)$$

onde V é o volume de controle, V_2 é o volume morto, l é o braço da biela, a é o braço da manivela e r_c é a taxa de compressão que é dado pela Equação 4.2.

$$r_c = \frac{V_1}{V_2} \quad (4.2)$$

onde V_1 é o volume total.

4.2 Ciclo Diesel Ideal

Os motores de ignição por compressão têm o ciclo diesel como ciclo termodinâmico básico, que é constituído de 4 processos: compressão isentrópica (1-2), expansão isobárica (2-3), expansão isentrópica (3-4) e por fim um processo de retirada de calor a volume constante (4-1). Este ciclo pode ser visto na Figura 15, que o retrata no diagrama pressão por volume (WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2009).

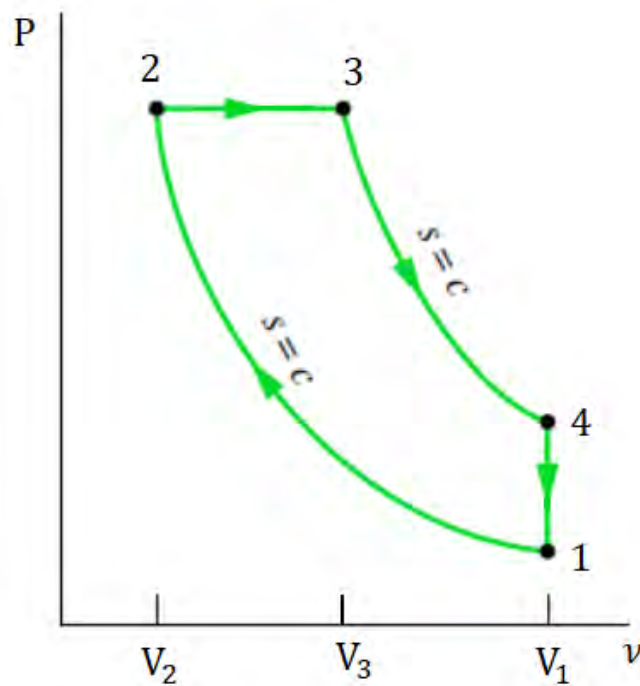


Figura 15 – Ciclo diesel ideal (MORAN et al., 2013).

Na compressão isentrópica (1 - 2), o gás é comprimido quando o pistão desloca do PMI ao PMS. Considera-se esse processo sem perda de energia e que os gases envolvidos possuem comportamento de um gás ideal. As Equações 4.3 e 4.4 quantificam o calor e o trabalho envolvido nesta fase e a Equação 4.5 relaciona as temperaturas com os volumes (MORAN et al., 2013).

$$Q_{1-2} = 0 \quad (4.3)$$

$$W_{1-2} = c_{v0} \cdot (T_1 - T_2) \quad (4.4)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \quad (4.5)$$

onde c_{v0} é o calor específico do gás ideal a volume constante e γ é o coeficiente de Poisson que depende do gás utilizado e é obtido pela razão entre os calores específicos, vista na Equação 4.6.

$$\gamma = \frac{c_{p0}}{c_{v0}} \quad (4.6)$$

No segundo processo (2 - 3), o gás recebe energia a pressão constante devido a injeção e a queima do combustível. As Equações 4.7 e 4.8 regem esse processo (MORAN et al., 2013).

$$Q_{2-3} = c_{p0} \cdot (T_3 - T_2) \quad (4.7)$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} \quad (4.8)$$

onde c_{p0} é o calor específico do gás ideal a pressão constante

Na etapa de expansão isentrópica (3 - 4), a transferência de calor contida na segunda fase cessa, e o gás começa a expandir até chegar no PMI (WYLEN; SONNTAG; BORGNACKE, 2009). Segundo Moran et al. (2013), as Equações 4.9, 4.10 e 4.11 definem matematicamente este processo.

$$Q_{3-4} = 0 \quad (4.9)$$

$$W_{3-4} = c_{v0} \cdot (T_3 - T_4) \quad (4.10)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} \quad (4.11)$$

No último processo (4 - 1), fechando o ciclo, o calor é rejeitado a volume constante. Segundo Moran et al. (2013), essa etapa pode ser modelada pelas Equações 4.12 e 4.13.

$$Q_{4-1} = c_{v0} \cdot (T_1 - T_4) \quad (4.12)$$

$$W_{4-1} = 0 \quad (4.13)$$

Um parâmetro importante para comparar este ciclo com os demais ciclos existentes com a aplicação automotiva é o rendimento (η), que segundo Moran et al. (2013) é determinado pela Equação 4.14.

$$\eta = 1 - \frac{r_c^\gamma - 1}{r^{\gamma-1} \cdot \gamma \cdot (r_c - 1)} \quad (4.14)$$

onde r é a taxa de compressão e r_c é a razão de corte definida pela Equação 4.15.

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} \quad (4.15)$$

onde V_3 é o volume no final da segunda fase.

O ciclo diesel ilustrado pela Figura 15 é bastante utilizado para descrever os processos termodinâmicos importantes, no entanto não é uma boa representação quando aplicado ao motor diesel pois não demarca com precisão o início e o final dos tempos. Para isso, é utilizado a Figura 16 que também representa um ciclo diesel padrão só que aplicado ao motor.

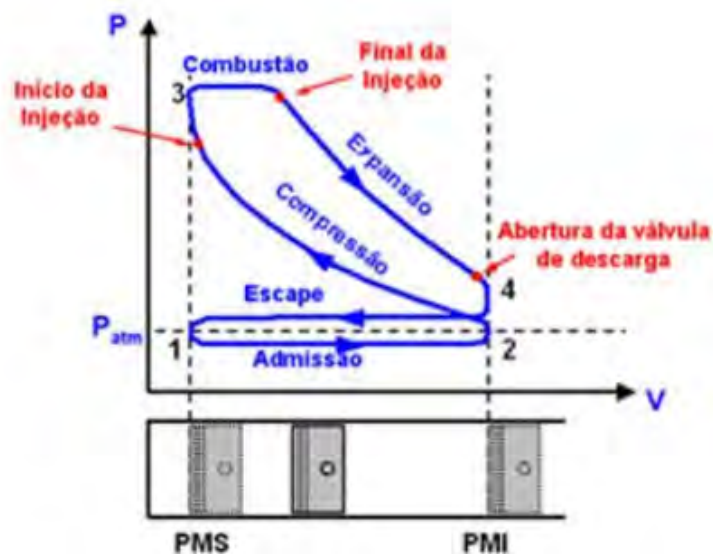


Figura 16 – Ciclo diesel ideal aplicado a motor (SANTOS; AMARAL, 2012).

4.3 Ciclo Diesel real

Na admissão, no escapamento e na combustão, o ciclo teórico (Figura 16) considera pressão constante, no entanto tal argumento não é observado na prática. Além disso, no ciclo teórico considera-se processos isentrópicos, ou seja, sem troca de calor, porém, na realidade há perdas de calor devido a necessidade de resfriamento dos componentes

do motor. Devido a estas considerações, e outras mais não comentadas, o ciclo real se distancia do teórico, como é possível a observação na Figura 17.

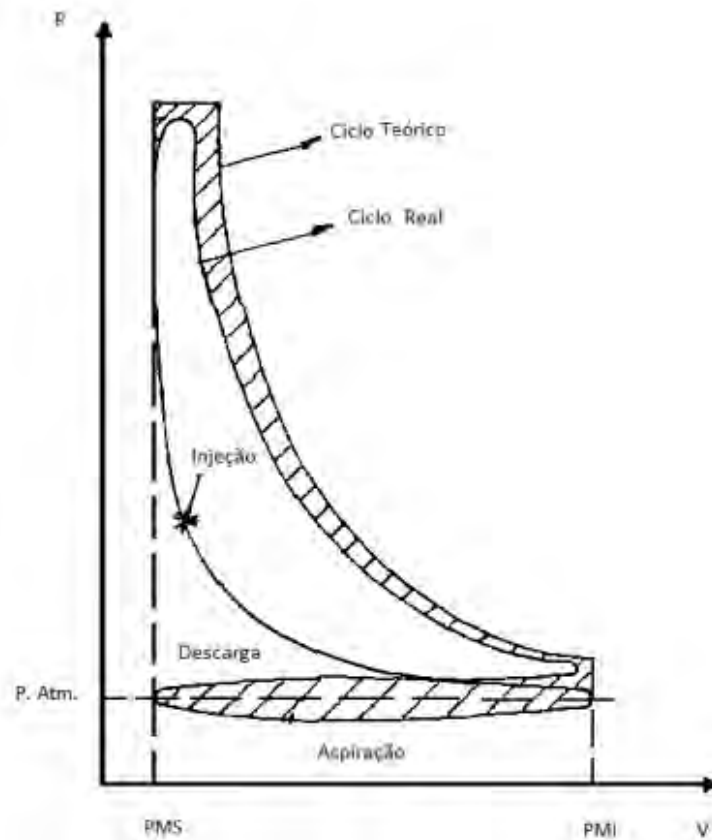


Figura 17 – Comparação do ciclo diesel real com o teórico (SANTOS; AMARAL, 2012).

4.4 Modelo matemático do ciclo diesel

Segundo Graciano (2012), é necessário analisar o ciclo diesel, processo por processo em virtude das particularidades inerentes a cada fase. No entanto, é comum a todas elas, uma série de hipóteses que simplificarão a modelagem. São elas:

1. A mistura gasosa no interior do cilindro em todas as etapas do ciclo do motor é considerada como sendo formada por gases ideais;
2. Foram desprezados os efeitos da energia cinética e potencial;
3. A pressão e a temperatura são consideradas com valores uniformes em todos os pontos considerados no interior do cilindro;
4. Não são consideradas forças de inércia quer da mistura gasosa quer das partes móveis do motor; e

5. Na modelagem se considerou a pressão e a temperatura externas ao cilindro, como sendo $p_0 = p_{atm} = 1,00atm$; $T_0 = 300K$; $z = 0$ (nível do mar).

4.4.1 Admissão e Escapamento

As etapas de admissão e escapamento podem ser modeladas juntas, tendo em vista a semelhança do processo que trata do movimento de entrada e saída do gás. A única ressalva é que na admissão do ar, será considera que a massa do combustível é nula.

Para estes processos, as equações de base são a conservação da massa, Equação 4.16, e a primeira lei da termodinâmica aplicada ao volume de controle, Equação 4.17, (HEYWOOD, 1988).

$$m_{mg} = m_{ar} + m_{comb} \quad (4.16)$$

onde m_{mg} é a massa da mistura gasosa, m_{ar} é a massa do ar admitido e m_{comb} é a massa do combustível admitido.

$$\frac{dU_{mg}}{dt} = \dot{Q}_{pist} - \frac{dW_{pist}}{dt} + h_{ar} \cdot \dot{m}_{ar} + h_{comb} \cdot \dot{m}_{comb} \quad (4.17)$$

onde h_{ar} é a entalpia específica do ar, h_{comb} é a entalpia específica do combustível, U_{mg} é a energia interna dos gases admitidos, \dot{Q}_{pist} é a taxa de calor trocado na unidade de tempo entre as paredes do cilindro e o meio refrigerante e W_{pist} é o trabalho desenvolvido pela fronteira do sistema dentro do cilindro.

Segundo Moran et al. (2013), o trabalho do pistão é expresso pela Equação 4.18.

$$\frac{dW_{pist}}{dt} = p_{cil} \cdot \frac{dV}{dt} \quad (4.18)$$

onde p_{cil} é a pressão instantânea no cilindro e V é o volume no cilindro.

Além disso, derivando a Equação 4.1, chega-se a Equação 4.19:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{dH_{cil}}{dt} \quad (4.19)$$

onde D é o diâmetro do pistão e H_{cil} é a altura do volume de controle dado pela Equação 4.20.

$$H_{cil} = l + a \cdot (1 - \cos(\theta)) - ((l^2 - a^2 \cdot \sin^2(\theta))^{\frac{1}{2}} \quad (4.20)$$

Outra relação importante que alimenta a Equação 4.17, é a fórmula da Energia interna para a mistura ar-combustível dada pela Equação 4.21 (MORAN et al., 2013).

$$\frac{dU_{mg}}{dt} = \frac{d[(m_{ar} \cdot c_{var} + m_{comb} \cdot c_{vcomb}) \cdot T]}{dt} \quad (4.21)$$

Desenvolvendo a Equação 4.21, considerando os calores específicos constantes obtém-se a Equação 4.22.

$$\frac{dU_{mg}}{dt} = (m_{ar} \cdot c_{var} + m_{comb} \cdot c_{vcomb}) \cdot \frac{dT}{dt} + c_{var} \cdot T \cdot \frac{dm_{ar}}{dt} + c_{vcomb} \cdot T \cdot \frac{dm_{comb}}{dt} \quad (4.22)$$

onde c_{var} é o calor específico a volume constante do ar, c_{vcomb} é o calor específico a volume constante do combustível e T é a temperatura do cilindro.

Substituindo as Equações 4.18 e 4.22 na Equação 4.17, obtém-se a variação da temperatura do cilindro pelo tempo, Equação 4.23.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{Q}_{pist} - p_{cil} \cdot \frac{dV}{dt} + h_{ar} \cdot \dot{m}_{ar} + h_{comb} \cdot \dot{m}_{comb} - c_{var} \cdot T \cdot \frac{dm_{ar}}{dt} - c_{vcomb} \cdot T \cdot \frac{dm_{comb}}{dt}}{m_{ar} \cdot c_{var} + m_{comb} \cdot c_{vcomb}} \quad (4.23)$$

A Equação 4.23 pode ser reescrita, trocando as entalpias pelo produto do calor específico a pressão constante e a temperatura, obtendo a Equação 4.24.

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dt} = & \frac{\dot{Q}_{pist} - p_{cil} \cdot \frac{dV}{dt} + c_{par} \cdot T_{entrada} \cdot \dot{m}_{ar} + c_{pcomb} \cdot T_{entrada} \cdot \dot{m}_{comb}}{m_{ar} \cdot c_{var} + m_{comb} \cdot c_{vcomb}} + \\ & + \frac{-c_{var} \cdot T \cdot \dot{m}_{ar} - c_{vcomb} \cdot T \cdot \dot{m}_{comb}}{m_{ar} \cdot c_{var} + m_{comb} \cdot c_{vcomb}} \end{aligned} \quad (4.24)$$

Na etapa de admissão, os calores específicos a volume constante do combustível e do ar serão considerados constantes e iguais aos valores referentes a temperatura de admissão de $300K$, para a etapa de escapamento, os valores serão considerados constantes e igual ao valor referente a temperatura de escapamento de $800K$, além disso, nesta fase, é possível agrupar as massas, resultando na Equação 4.25.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{Q}_{pist} - p_{cil} \cdot \frac{dV}{dt} - c_{vmg} \cdot T \cdot \dot{m}_{mg} + c_{pmg} \cdot T_{Saida} \cdot \dot{m}_{mg}}{m_{mg} \cdot c_{vmg}} \quad (4.25)$$

onde m_{mg} é a massa da mistura gasosa e c_{vmg} é o calor específico a volume constante da mistura gasosa.

Pelas expressões acima, observa-se que a variação da temperatura depende da pressão instantânea, da variação do volume, da taxa de calor liberado pelo pistão e ainda do fluxo de massa do ar e combustível.

Para encontrar a pressão instantânea, aplica-se a Equação 4.26, conhecida como equação de clapeyron.

$$p_{cil} = \frac{m_{mg} \cdot R_{mg} \cdot T}{V} \quad (4.26)$$

onde R_{mg} é a constante universal em base mássica da mistura gasosa.

Segundo Incropera et al. (2008), o calor trocado entre as paredes do cilindro e o meio são expressas pelo conjunto de Equações 4.27, 4.28 e 4.29.

$$\dot{Q}_{pist} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \quad (4.27)$$

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv} \cdot A_{cil} \cdot (T - T_{wall}) \quad (4.28)$$

$$h_{conv} = 0,023 \cdot Re_{pist}^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{K_{mg}}{D} \quad (4.29)$$

onde A_{cil} é a área de transferência de calor no cilindro, h_{conv} é o coeficiente de transferência de calor por convecção, Pr é o numero de Prandtl da mistura gasosa, \dot{Q}_{conv} é o calor transferido por convecção, \dot{Q}_{rad} é o calor transferido por radiação, Re_{pist} é o numero de Reynolds para o pistão, T_{wall} é a temperatura da parede do cilindro e K_{mg} é a condutividade térmica da mistura gasosa no cilindro.

Utiliza-se as Equações 4.30, 4.31, 4.32 e 4.33 para encontrar os parâmetros das Equações 4.27 e 4.29.

$$Re_{pist} = \frac{S_{pist} \cdot D}{v_{gas}} \quad (4.30)$$

onde S_{pist} é velocidade média do pistão, v_{gas} é a viscosidade cinemática da mistura gasosa no cilindro.

$$S_{pist} = \frac{2 \cdot a \cdot N}{60} \quad (4.31)$$

onde N é a velocidade de rotação do motor em rpm.

$$A_{cil} = H_{cil} \cdot \pi \cdot D + \frac{2 \cdot \pi \cdot D^2}{4} \quad (4.32)$$

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon \cdot A_{cil} \cdot \sigma \cdot (T^4 - T_{wall}^4) \quad (4.33)$$

onde ϵ é a emissividade das paredes do cilindro e σ é a constante de Stefan-Boltzmann.

Para completar a análise da temperatura do cilindro, é necessário a relação da vazão mássica de ar que pode ser expressa pela Equação 4.34 segundo Heywood (1988).

Tal formulação consiste na passagem do fluido por um orifício de área A_v , obedecendo um processo isentrópico, sendo P_o e T_o a pressão e a temperatura na entrada do orifício e P e T a pressão e a temperatura na saída.

$$\dot{m} = \frac{A_v \cdot \gamma \cdot P_o}{(\gamma \cdot R \cdot T_o)^{\frac{1}{2}}} \cdot \left(\frac{P}{P_o}\right)^{(1/\gamma)} \cdot \left(\frac{2}{\gamma - 1} \cdot \left(1 - \left(\frac{P}{P_o}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)\right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.34)$$

4.4.2 Compressão

Na etapa de compressão será considerado que o combustível é injetado somente ao final. Desta forma, durante todo o processo de compressão a vazão mássica é nula, ou seja, sistema fechado.

Pela equação da conservação de massa e pela primeira lei da termodinâmica, encontram-se as equações básicas para este processo, Equações 4.35 e 4.36.

$$\frac{\dot{m}_{mg}}{dt} = 0 \quad (4.35)$$

$$\frac{dU_{mg}}{dt} = \dot{Q}_{pist} - \frac{dW_{pist}}{dt} \quad (4.36)$$

Segundo Moran et al. (2013), a energia interna para este processo é dada pela Equação 4.37.

$$\frac{dU_{mg}}{dt} = m_{mg} \cdot c_{vmg} \cdot \frac{dT}{dt} \quad (4.37)$$

onde c_{vmg} é o calor específico a volume constante para a mistura gasosa.

Assim a variação da temperatura nesta etapa é dada pela Equação 4.38.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{Q}_{pist} - \frac{dW_{pist}}{dt}}{m_{mg} \cdot c_{vmg}} \quad (4.38)$$

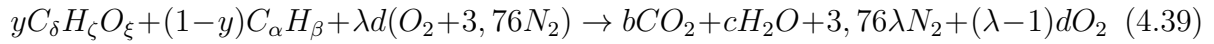
O calor trocado pelo pistão em função da temperatura é encontrado pelo conjunto de Equações 4.27 ao 4.33. O trabalho é dado pela Equação 4.18 e a massa do ar é encontrado na etapa de admissão.

4.4.3 Combustão e expansão

Nesta etapa ocorre a transformação da energia química em mecânica. Desta forma, é necessário discutir a reação química. Para fins de ilustração, será considerada que os combustíveis, etanol e diesel, sejam injetados ao mesmo tempo, porém não será considerado

esse argumento na simulação, tendo em vista que o problema trata-se de injeções diretas de etanol e diesel em momentos diferentes.

Segundo Graciano (2012), a reação química que rege a combustão da mistura etanol-diesel é mostrada na Equação 4.39.



onde b , c e d são os coeficientes estequiométricos na reação, y é a fração molar do etanol na mistura combustível etanol-diesel, δ é o número de átomos de carbono na molécula do Etanol, ξ é o número de átomos de oxigênio na molécula do etanol, ζ é o número de átomos de hidrogênio na molécula do etanol, α é o número de átomos de carbono na molécula do diesel, β é o número de átomos de hidrogênio na molécula do diesel, λ é o inverso da razão de equivalência.

Sendo λ expresso pela Equação 4.40.

$$\lambda = \frac{AFR_r}{AFR_{est}} \quad (4.40)$$

onde AFR_{est} é a relação ar/combustível estequiométrica e AFR_r é a relação ar/combustível real.

A relação ar/combustível é dado pela Equação 4.41.

$$AFR = \frac{m_{ar}}{m_{comb}} \quad (4.41)$$

Os coeficientes (b , c e d) da reação química podem ser determinados pelo princípio da conservação de massa. Assim, as Equações 4.42, 4.43 e 4.44 determinam tais coeficientes.

Balanco de massa no carbono:

$$b = \delta y + (1 - y)\alpha \quad (4.42)$$

Balanco de massa no hidrogênio:

$$c = \frac{\zeta}{2}y + (1 - y)\frac{\beta}{2} \quad (4.43)$$

Balanco de massa no oxigênio:

$$d = b + \frac{c}{2} - y \cdot \frac{\xi}{2} \quad (4.44)$$

Segundo Wylen, Sonntag e Borgnakke (2009), o calor molar liberado na combustão ($Q_{m_{comb}}$) é a diferença entre os valores de entalpia molares dos produtos (h_{prod}) e reagentes (h_{reag}), Equação 4.45.

$$Q_{m_{comb}} = h_{prod} - h_{reag} \quad (4.45)$$

Onde as entalpias dos produtos e dos reagentes são dadas pelas Equações 4.46 e 4.47:

$$h_{prod} = b(h_{o_{CO_2}} + \Delta h_{CO_2}) + c(h_{o_{H_2O}} + \Delta h_{H_2O}) + 3,76 \cdot \lambda d \cdot \Delta h_{N_2} + (\lambda - 1)d \Delta h_{O_2} \quad (4.46)$$

$$h_{reag} = h_{o_{comb}} + c_{p_{comb}}(T - T_0) + d \Delta h_{O_2} + 3,76 d \lambda \cdot \Delta h_{N_2} \quad (4.47)$$

onde h_{o_i} é a entalpia molar de formação do gás i considerado, Δh_i é a variação da entalpia molar do gás i considerado, $c_{p_{comb}}$ é o calor específico molar a pressão constante.

Para encontrar a entalpia de formação molar e o calor específico molar a pressão constante da mistura de combustíveis, utiliza-se, respectivamente, as Equações 4.48 e 4.49.

$$h_{o_{comb}} = y h_{o_{etanol}} + (1 - y) h_{o_{diesel}} \quad (4.48)$$

$$c_{p_{comb}} = y c_{p_{etanol}} + (1 - y) c_{p_{diesel}} \quad (4.49)$$

Para encontrar o calor liberado, utiliza-se a Equação 4.50.

$$\dot{Q}_{comb} = \frac{Q_{m_{comb}}}{mol_{comb}} \cdot \frac{m_{comb}}{t_{comb}} \quad (4.50)$$

onde t_{comb} é o tempo da combustão, encontrado pela Equação 4.51 e mol_{comb} a quantidade de moles do combustível, sendo determinada pela Equação 4.52.

$$t_{comb} = \frac{60\Phi}{2\pi N} \quad (4.51)$$

onde Φ é o intervalo angular do virabrequim correspondente à duração da combustão.

$$mol_{comb} = y mol_{etanol} + (1 - y) mol_{diesel} \quad (4.52)$$

Pelas formulações acima, é possível determinar o calor liberado na combustão, porém é necessário ter os valores das entalpias molares dos gases. Segundo Moran et al. (2013), essas entalpias variam com a temperatura do cilindro conforme a Equação 4.53.

$$h = A + B.T + C.T^2 \quad (4.53)$$

A Tabela 1 mostra os coeficiente A , B e C para os gases.

Tabela 1 – Coeficientes da Equação 4.53

Gás	A	B	C
CO_2	4959	45957	0,0032451
H_2O	542,03	33,024	0,0041734
O_2	812,51	30,981	0,0016252

Uma forma de simplificar a matemática envolvida no calor liberado na combustão, a qual tem sido utilizada amplamente pela comunidade, é a função de Wiebe. Sua formulação, representada pela Equação 4.54, depende do ângulo de início da combustão (θ_{comb}), da duração desta fase ($d\theta_{comb}$) e de duas constantes (a e n) obtidas experimentalmente e expressa pela Tabela 2.

$$f = \left(1 - e^{-a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_{comb}}{\Delta\theta_{comb}}\right)^n}\right) \quad (4.54)$$

Tabela 2 – Constantes a e n Martins (2013).

Parâmetros	Combustível	
	Gasolina	Diesel
a	5 ou 6 - 10	4,0 - 5,3
n	3 ou 2,5 - 3	1,2 - 1,3

A relação entre a taxa de liberação de calor na combustão e a função de Wiebe, é dada pela Equação 4.55.

$$\frac{\delta Q}{\delta\theta} = Q_{total} \cdot \frac{\delta f}{\delta\theta} \quad (4.55)$$

onde Q_{total} é o calor total liberado na combustão, sendo encontrado pelo produto entre o poder calorífico do combustível (PC_{comb}) e a massa de combustível injetado, como apresentado na Equação 4.56.

$$Q_{total} = PC_{comb} \cdot m_{comb} \quad (4.56)$$

Após a modelagem da combustão, é necessário analisar os princípios termodinâmicos neste processo, e como durante a combustão há também a expansão, será utilizado como base a Equação 4.57 que tem como origem a primeira lei da termodinâmica para sistemas de controle.

$$\frac{dU_{mg}}{dt} = \dot{Q}_{pist} + \dot{Q}_{comb} - \frac{dW_{pist}}{dt} \quad (4.57)$$

Nesta etapa, será considerado que todo o combustível já foi introduzido, desta forma o sistema está fechado. Para a variação da energia interna será usada a Equação 4.37, e para o trabalho do cilindro a Equação 4.18, que foram anteriormente utilizadas.

Segundo Graciano (2012), com o desenvolvimento destas equações junto com a Equação 4.26, chega-se a relação para a variação da temperatura e para a variação da pressão, mostrado respectivamente pelas Equações 4.58 e 4.59.

$$\frac{dT}{dt} = T \cdot \left(\frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{1}{p_{cil}} \cdot \frac{dp_{cil}}{dt} \right) \quad (4.58)$$

$$\frac{dp_{cil}}{dt} = R_{mg} \cdot \frac{\dot{Q}_{pist} + \dot{Q}_{comb} - p_{cil} \cdot \frac{dV}{dt} - \frac{p_{cil} \cdot c_{v_{cil}}}{R_{mg}} \cdot \frac{dV}{dt}}{V \cdot c_{v_{mg}}} \quad (4.59)$$

Cabe ressaltar que todas as equações encontradas estão em função do tempo, no entanto é comum a representação em função do ângulo do virabrequim, desta forma basta realizar a troca de variável sabendo que a relação do ângulo do virabrequim (ϕ) com o tempo (t) é dado pela Equação 4.60.

$$\phi = \frac{2\pi N \cdot t}{60} \quad (4.60)$$

Um fenômeno que ocorre na combustão é o atraso de ignição, ou seja, haverá um intervalo de tempo entre a injeção do combustível e o início da sua combustão. A modelagem desse atraso é realizado pelo método de Hardenburg e Hase, que segundo Ansys (2009) é matematicamente expressa pela Equação 4.61.

$$t_{AT} = \frac{0,36 + 0,22 \cdot v_p}{6 \cdot N} \cdot e^{E_a \cdot \left(\frac{1}{RT} - \frac{1}{17190} \right) \left(\frac{21,2}{p_{abs} - 12,4} \right)^{0,63}} \quad (4.61)$$

onde t_{AT} é o tempo de atraso em segundos, v_p a velocidade média do pistão em m/s , N a rotação do motor em RPM, p_{abs} é a pressão absoluta em bar e E_a é a energia de ativação em J/mol , que pode ser obtida pela Equação 4.62.

$$E_a = \frac{618840}{NC + 25} \quad (4.62)$$

onde NC é o número de cetano do combustível

Uma forma de sintetizar todos estes processos, é pelo gráfico da pressão pelo ângulo do virabrequim em que se verifica como a pressão no interior do cilindro varia em cada etapa. Esse resultado pode ser visto pela Figura 18.

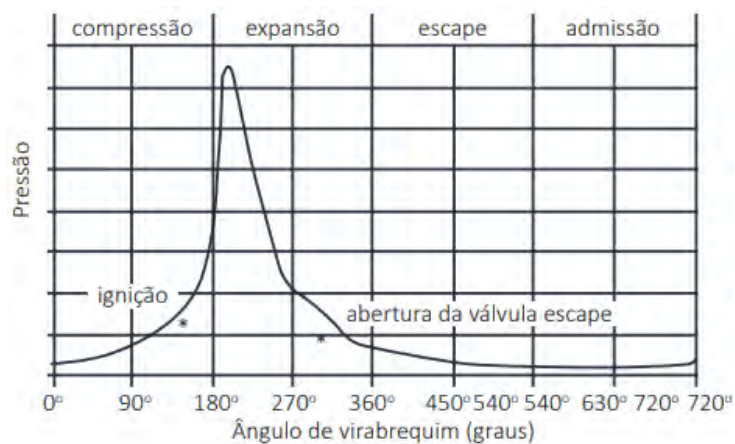


Figura 18 – Análise da pressão na câmara pelo ângulo do virabrequim (BRUNETTI, 2013).

5 MODELAGEM NUMÉRICA

Este capítulo destina-se a modelagem 0-D do motor que foi utilizado na simulação via *matlab/simulink*. Para isso, foi separado a modelagem em 7 blocos, são eles: pistão, central das massas, Clapeyron, atraso de ignição, transferência de calor, combustão e conservação da energia. Em cada bloco, foram utilizadas as equações expostas no capítulo de modelagem matemática, e identificadas todas as entradas e saídas. A Figura 19, mostra exatamente os 7 blocos que foram montados no *simulink*.

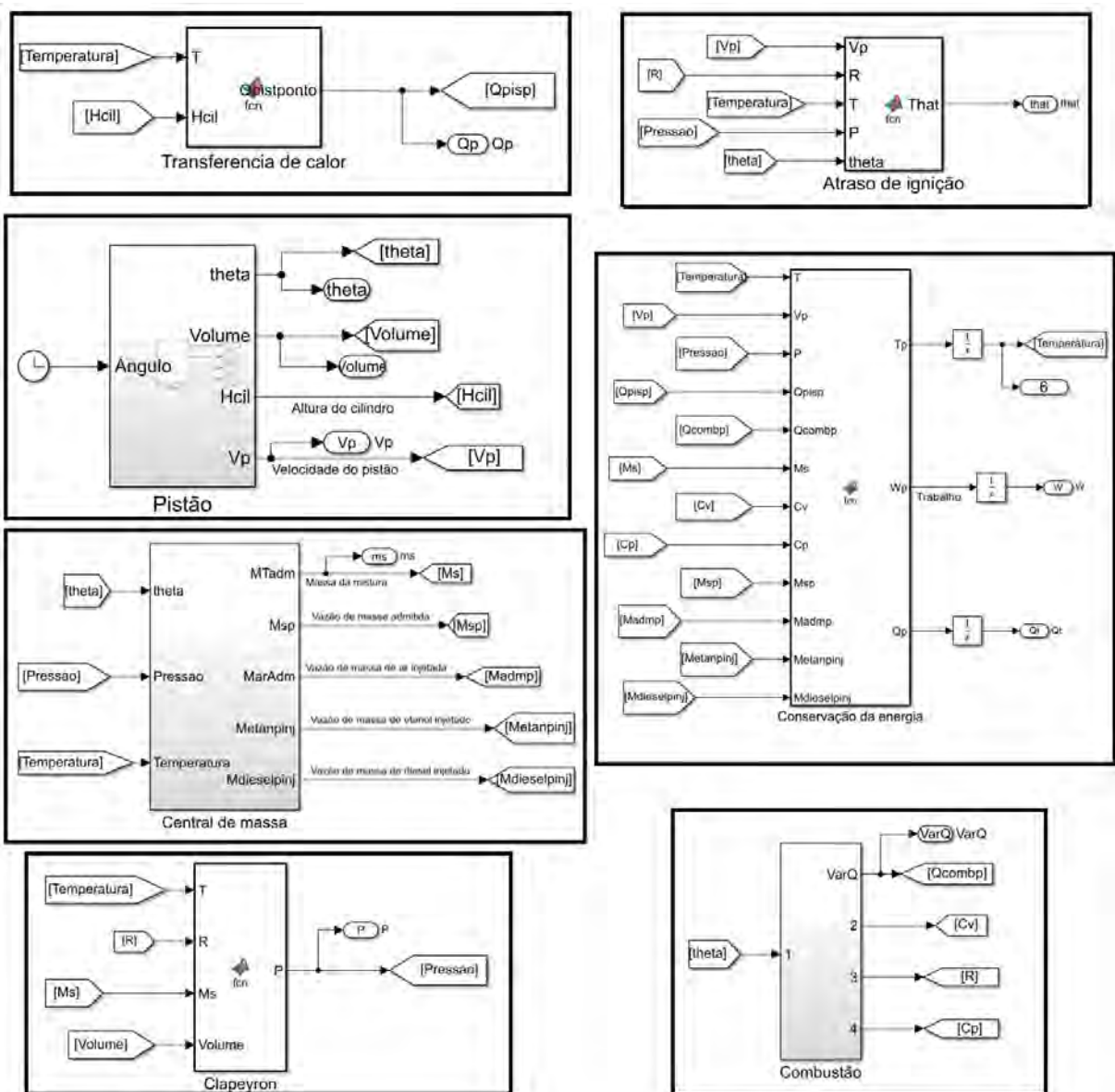


Figura 19 – Estrutura da simulação no *simulink*.

5.1 Pistão

No bloco do pistão são envolvidos os aspectos geométricos e cinemáticos do motor, sendo, portanto, descritos o volume da câmara de combustão (Volume), a altura da câmara (Hcil), a derivada do volume (Vp) e o ângulo do virabrequim (theta), registrando como o valor 0° o pistão no PMS após a admissão. A entrada desse bloco é o *clock* do *software* que simboliza o ângulo do virabrequim em graus e tendo como 0° o pistão no PMI. A estruturação é representada pela Figura 20, e conta com o *Matlab function* para transformar a entrada nas saídas utilizando as Equações 4.1, 4.19, 4.20, 4.31 e 4.60. No Anexo A.1 é encontrado o código para este bloco.

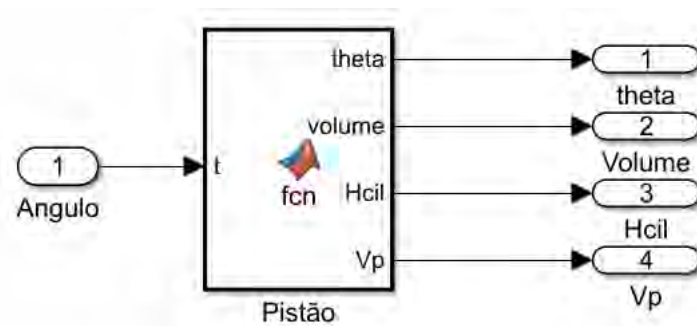


Figura 20 – Estrutura do bloco do pistão.

5.2 Central de massas

Neste bloco são gerenciadas as massas do sistema, sendo registrada a massa injetada total do sistema (MT_{adm}), a vazão mássica de ar (Mar_{adm}), a vazão mássica da mistura no escapamento (M_{sp}), a vazão mássica de diesel injetado ($M_{dieselpinj}$) e a vazão mássica de etanol injetado ($M_{etanolpinj}$). As variáveis que regem o central de massas são o ângulo do virabrequim (theta), a temperatura (Temperatura) e a pressão (Pressão), e para isso foi necessário o *Matlab function* como apresentado na Figura 21, utilizando a Equação 4.34. No Anexo A.2 é encontrado o desenvolvimento do código para este bloco.

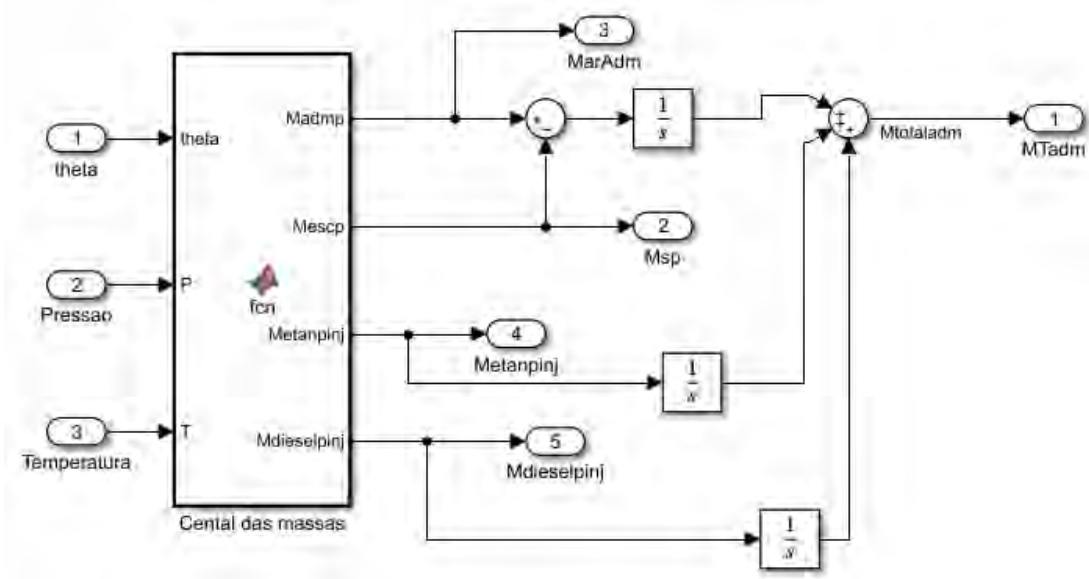


Figura 21 – Estrutura do bloco do central de massas.

5.3 Clapeyron

Como o próprio nome sugere, neste bloco encontra-se a equação de estados dos gases, que possui como entradas o volume (Volume), a temperatura (Temperatura), a constante específica dos gases (R) e massa do sistema (Ms) para encontrar a pressão da câmara de combustão (Pressão), por meio da Equação 4.26. Sua estruturação é vista na Figura 22 e seu código é encontrado no Anexo A.3.

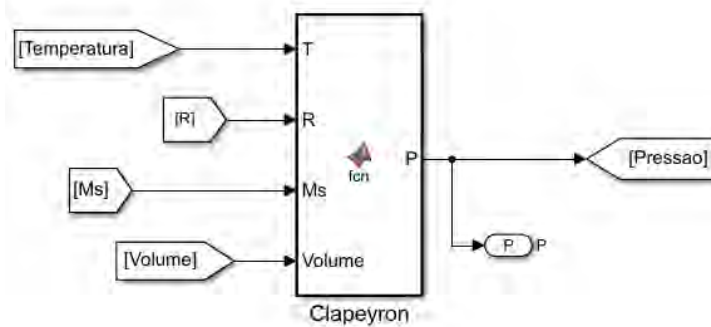


Figura 22 – Estrutura do bloco Clapeyron.

5.4 Atraso de ignição

Neste bloco é usada a equação de Hardenburg e hase, desta forma são necessários a variação do volume (V_p), a constante universal dos gases (R), a temperatura interna (Temperatura), a pressão interna (Pressão) e o ângulo do virabrequim (theta) como

entradas no sistema para encontrar o atraso de ignição (θ_{at}). A Figura 23 mostra a estruturação desse bloco, onde são utilizadas as Equações 4.61 e 4.62. O código utilizado no *Matlab function* pode ser encontrado no Anexo A.4.

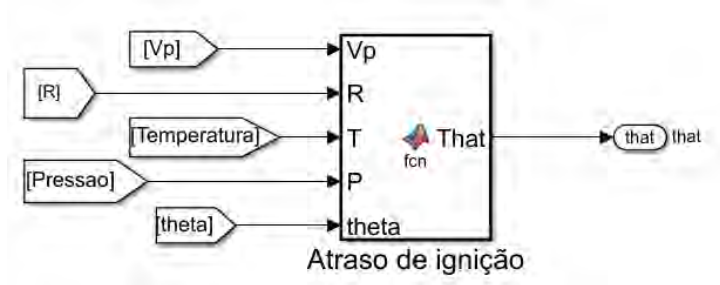


Figura 23 – Estrutura do bloco de atraso de ignição.

5.5 Transferência de calor

É neste bloco que entram os calores perdidos pela transferência de calor com o cilindro, tanto por convecção quanto por radiação. Para este bloco, as entradas são a temperatura (*Temperatura*) e a altura da câmara de combustão (*Hcil*), e como saída, é registrado a taxa de liberação de calor por transferência pelo ângulo (*Qpisp*). O bloco ainda conta com constantes intrínsecas ao problema, como os parâmetros térmicos dos gases e do material do cilindro, a temperatura do cilindro e a geometria do motor. A Figura 24 mostra a estruturação desse bloco e o código utilizado no *Matlab function* pode ser encontrado no Anexo A.5.

As formulações utilizadas neste bloco se estendem da Equação 4.27 até a Equação 4.33.



Figura 24 – Estrutura do bloco de transferência de calor.

5.6 Combustão

Este bloco é responsável por fornecer a variação do calor da combustão pelo ângulo do virabrequim (Q_{comb}), o calor específico a volume e a pressão constante (C_v e C_p), e a constante universal dos gases específica (R) ao longo de todo o processo. A sua

entrada depende unicamente da variável ângulo do virabrequim (θ), mas ainda conta com as constantes intrínsecas do processo, como as constantes da função de Wiebe, o poder calorífico do combustível e dados da reação química. Neste bloco são utilizadas as Equações 4.39 a 4.56. A Figura 25 mostra a estruturação desse bloco e o código utilizado no *Matlab function* para o caso de injeção de etanol em excesso de ar pode ser encontrado no Anexo A.6.

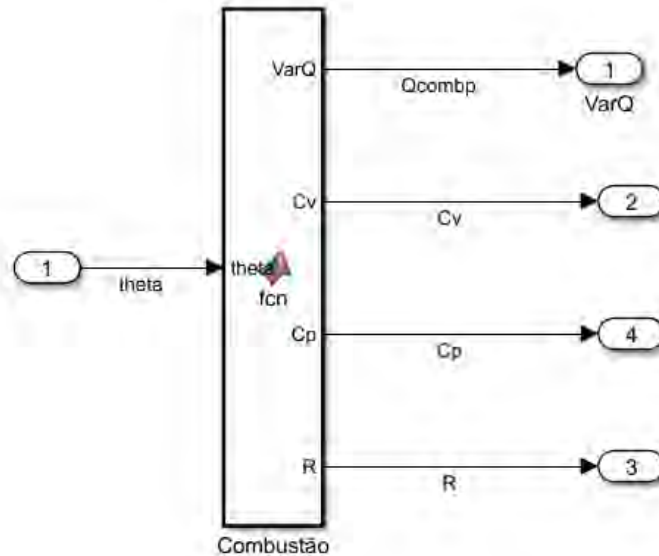


Figura 25 – Estrutura do bloco de combustão.

5.7 Conservação da energia

Neste bloco é usada a primeira lei da termodinâmica para encontrar a temperatura da câmara (Temperatura), o trabalho realizado pelo gás (W) e o calor aparente liberado (Q_t). Para isso, essa equação possui como entradas: temperatura da câmara (Temperatura); a derivada do volume (V_p); a pressão da câmara (Pressão); a taxa de transferência de calor (Q_{pisp}); a taxa de calor liberada na combustão (Q_{comp}); a massa do sistema (M_s); o calor específico a volume e a pressão constante dos gases (C_v e C_p); a vazão mássica de ar (M_{admp}); a vazão mássica da mistura no escapamento (M_{sp}); e a vazão mássica dos combustíveis ($M_{etanpinj}$ e $M_{dieselpinj}$). A Figura 26 mostra a estruturação desse bloco. O código utilizado no *Matlab function* pode ser encontrado no Anexo A.7.

Neste bloco são utilizadas as Equações 4.18, 4.24 e 4.57.

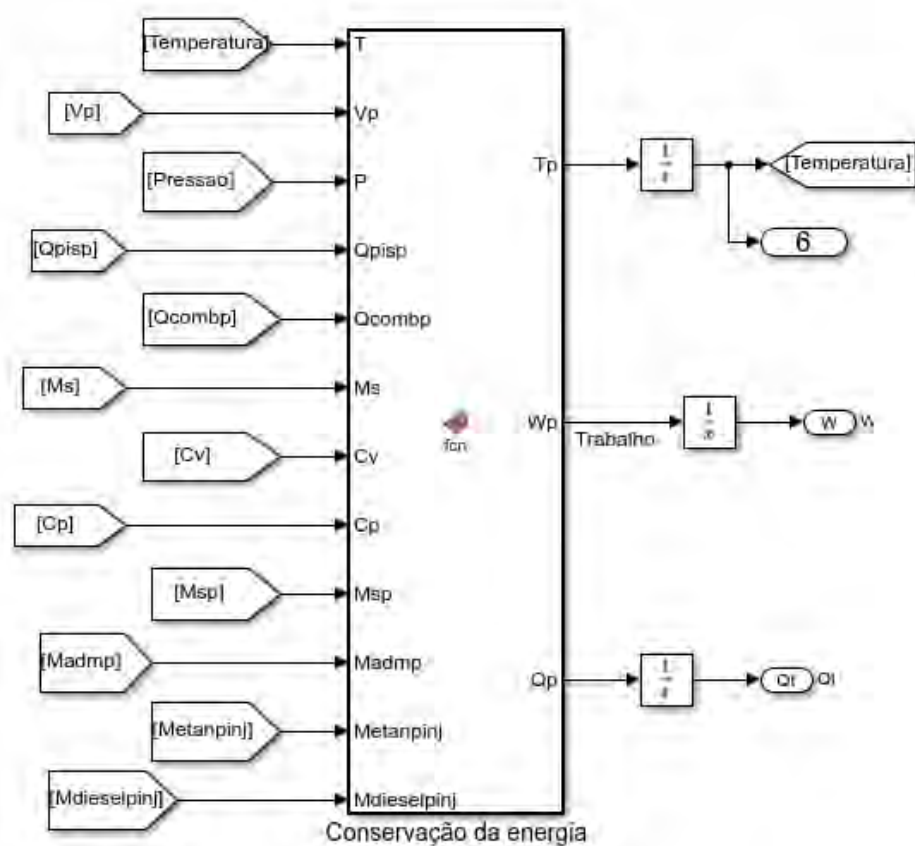


Figura 26 – Estrutura do bloco de conservação da energia.

6 SIMULAÇÕES

Neste capítulo serão apresentadas as simulações que foram realizadas e os conjuntos de hipóteses que foram considerados. As simulações se dividem em três grupamentos (A, B e C): o primeiro (A) visa validar o conjunto de hipóteses e de equações utilizando um único combustível, tendo sido dividido em dois, um para a injeção de etanol com o motor modificado por Teixeira (2018) e o outro para a injeção de diesel com o motor original; o segundo grupo (B) tem finalidade semelhante ao anterior, porém sendo empregado o modelo de injeção de etanol seguida de diesel nos mesmos moldes realizados por Teixeira (2018); o último conjunto de simulações (C) tem por finalidade a aplicação do modelo validado em três cenários diferentes: mistura rica, pobre e estequiométrica de combustíveis.

As simulações buscam analisar o desenvolvimento da pressão da câmara de combustão em relação a ângulo do virabrequim, o trabalho realizado pelos gases e ainda o rendimento do ciclo para diferentes configurações de injeções de combustíveis.

Antes de listar as condições que foram utilizadas em cada um dos três grupamentos, é importante listar as hipóteses comuns a todas as simulações, como as informações técnicas do motor original e modificado encontrados no manual do motor e no trabalho de Teixeira (2018). A série de parâmetros considerados estão presentes na Tabela 3.

Tabela 3 – Parâmetros do motor YANMAR - NSB 50, (YANMAR, 2006) e (TEIXEIRA, 2018).

Parâmetro	Motor original	Motor modificado
Diâmetro do cilindro	75 <i>mm</i>	75 <i>mm</i>
Cilindrada	331 <i>mm</i> ³	329,34 <i>mm</i> ³
Diâmetro da válvula de admissão	32 <i>mm</i>	32 <i>mm</i>
Diâmetro da válvula de escapamento	27 <i>mm</i>	27 <i>mm</i>
Tamanho da biela	100 <i>mm</i>	100 <i>mm</i>
Tamanho da manivela	36 <i>mm</i>	36 <i>mm</i>
Taxa de compressão	23,1:1	26:1
Rotação do motor	1600 <i>RPM</i>	1600 <i>RPM</i>

A partir dos trabalhos de Souza (2016), Novaes (2018) e Teixeira (2018) retiram-se os valores para a temperatura dos gases queimados, para os gases não queimados, para a parede do cilindro, a emissividade do material do cilindro e os poderes caloríficos dos combustíveis. A Tabela 4 mostra os valores de cada parâmetro citado.

Tabela 4 – Parâmetros obtidos na literatura.

Parâmetro	Valor
Temperatura dos gases não queimados	500 <i>K</i>
Temperatura dos gases queimados	1500 <i>K</i>
Temperatura do cilindro	312 <i>K</i>
Emissividade do cilindro	0,6
Poder calorífico do etanol	26,8.10 ⁶ <i>J/kg</i>
Poder calorífico do diesel	42,5.10 ⁶ <i>J/kg</i>

Além disso, foram considerados constantes em todas as simulações a temperatura de injeção dos combustíveis e do ar e ainda a temperatura inicial do problema. A Tabela 5 mostra os parâmetros comuns considerados.

Tabela 5 – Parâmetros comuns considerados.

Parâmetro	Valor
Temperatura de injeção dos combustíveis	300 <i>K</i>
Temperatura de injeção do Ar	300 <i>K</i>
Temperatura inicial	313 <i>K</i>

6.1 Considerações para as simulações do grupo A

6.1.1 Motor modificado a etanol

A partir do trabalho de Teixeira (2018), retira-se o valor da massa de combustível injetado, o ângulo de início da injeção do etanol e sua duração, e o ângulo de início da combustão. Tais parâmetros possuem valores que podem ser encontradas na Tabela 6.

Tabela 6 – Parâmetros obtidos no trabalho de Teixeira (2018) para a simulação com etanol.

Parâmetro	Valor
Massa de etanol injetada	1,04.10 ⁻⁵ <i>kg</i>
Ângulo de injeção do combustível	-170° PMS
Duração da injeção do combustível	10°
Ângulo de início da combustão	-1° PMS

Para conhecer a massa de ar que foi admitida no cilindro, foi considerado um processo de compressão adiabático, considerando a pressão máxima encontrada por Teixeira (2018) de 116 atm. A Tabela 7 mostra o conjunto de hipóteses adotadas para a realização desta simulação.

Tabela 7 – Parâmetros considerados na simulação com etanol.

Parâmetro	Valor
Massa de ar admitida	$4,39 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$
Ângulo de início da admissão	$+40^\circ \text{ PMS}$
Duração da admissão	70°
Ângulo de início do escapamento	-100° PMS
Duração do escapamento	100°
Duração da combustão	70°

6.1.2 Motor original a diesel

A partir do trabalho de Teixeira (2018), retira-se o valor da massa de diesel injetado, o ângulo de início da injeção do diesel e sua duração, e o ângulo de início da combustão. Tais parâmetros possuem valores que podem ser encontradas na Tabela 8.

Tabela 8 – Parâmetros obtidos no trabalho de Teixeira (2018) para a simulação com diesel.

Parâmetro	Valor
Massa de diesel injetada	$5,21 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$
Ângulo de injeção do combustível	-8° PMS
Duração da injeção do combustível	10°
Ângulo de início da combustão	-3° PMS

Para conhecer a massa de ar que foi admitida no cilindro, foi considerado um processo de compressão adiabático, considerando a pressão máxima encontrada por Teixeira (2018) de 73,9 atm. A Tabela 9 mostra o conjunto de hipóteses adotadas para a realização desta simulação.

Tabela 9 – Parâmetros considerados na simulação com diesel.

Parâmetro	Valor
Massa de ar admitida	$3,35 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$
Ângulo de início da admissão	$+40^\circ \text{ PMS}$
Duração da admissão	70°
Ângulo de início do escapamento	-100° PMS
Duração do escapamento	100°
Duração da combustão	120°

6.2 Considerações para as simulações do grupo B

Nesta análise, foram considerados os resultados obtidos nas simulações anteriores para o valor da duração da combustão e o atraso da combustão. A Tabela 10 mostra os parâmetros comuns a simulações deste grupamento, além disso a Tabela 11 mostra as massas de combustíveis em cada amostra para a simulação.

Tabela 10 – Parâmetros comuns nas simulações do grupamento B.

Parâmetro	Valor
Massa de ar admitida	$3,35 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$
Ângulo de início da admissão	$+40^\circ \text{ PMS}$
Duração da admissão	70°
Ângulo de início do escapamento	-100° PMS
Duração do escapamento	100°
Ângulo de injeção do diesel	-8° PMS
Ângulo de injeção do etanol	-170° PMS
Duração da injeção dos combustíveis	10°
Ângulo de início da combustão	-3° PMS
Duração da combustão do diesel	120°
Duração da combustão do etanol	70°

Tabela 11 – Massa de combustíveis do grupamento B.

Amostra	Massa de diesel	Massa de etanol
B.1	$3,13 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$	$1,67 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$
B.2	$3,13 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$	$4,37 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$
B.3	$3,13 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$	$8,13 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$
B.4	$3,13 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$	$9,19 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$

6.3 Considerações para as simulações do grupo C

Esta simulação é dividida em 3 cenários diferentes: mistura rica; mistura pobre; e mistura estequiométrica de combustível. Cada cenário estuda duas configurações de combustível, sendo uma injeção de etanol seguida de diesel e a outra de injeção de diesel somente. A Tabela 12 mostra a divisão em subgrupo do grupamento C, devido aos diferentes cenários e configurações existentes.

Tabela 12 – Condição de cada subgrupos do grupamento C.

Subgrupo	Condição
1	Injeção de diesel e etanol estequiométricos
2	Injeção de diesel e etanol em excesso de ar
3	Injeção de diesel e etanol em excessos
4	Injeção de diesel estequiométrico
5	Injeção de diesel em excesso de ar
6	Injeção de diesel em excesso

Para os três primeiros subgrupos, foram feitas duas análises: a primeira é com diferentes proporções de diesel e etanol mantendo a massa total de combustível fixa e igual a $6 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$. São mantidos, também, o ponto de injeção de diesel a -8° PMS e de etanol como -170° PMS . A Tabela 13 mostra as diferentes proporções de massa de combustíveis adotadas.

Tabela 13 – Massa dos combustíveis injetados.

Amostra	Massa de diesel	Massa de etanol
C.1	$1,8 \cdot 10^{-6} kg$ (30%)	$4,2 \cdot 10^{-6} kg$ (70%)
C.2	$2,4 \cdot 10^{-6} kg$ (40%)	$3,6 \cdot 10^{-6} kg$ (60%)
C.3	$3,0 \cdot 10^{-6} kg$ (50%)	$3,0 \cdot 10^{-6} kg$ (50%)
C.4	$3,6 \cdot 10^{-6} kg$ (60%)	$2,4 \cdot 10^{-6} kg$ (40%)
C.5	$4,2 \cdot 10^{-6} kg$ (70%)	$1,8 \cdot 10^{-6} kg$ (30%)

Ainda nesta análise, foi considerado que a massa de ar admitida para uma mistura pobre é 50% maior que a massa de ar admitida na mistura estequiométrica, e a massa de ar admitida na mistura rica é 50% menor que a do ar admitido na mistura estequiométrica. Assim, a Tabela 14 reúne as massas de ar admitidas nos três cenários possíveis para cada amostra.

Tabela 14 – Massa de ar admitida em cada cenário.

Amostra	Massa de ar estequiométrica	Massa de ar (mistura pobre)	Massa de ar (mistura rica)
C.1	$1,353 \cdot 10^{-5} kg$	$2,029 \cdot 10^{-5} kg$	$6,764 \cdot 10^{-6} kg$
C.2	$1,428 \cdot 10^{-5} kg$	$2,141 \cdot 10^{-5} kg$	$7,138 \cdot 10^{-6} kg$
C.3	$1,503 \cdot 10^{-5} kg$	$2,253 \cdot 10^{-5} kg$	$7,512 \cdot 10^{-6} kg$
C.4	$1,577 \cdot 10^{-5} kg$	$2,365 \cdot 10^{-5} kg$	$7,885 \cdot 10^{-6} kg$
C.5	$1,652 \cdot 10^{-5} kg$	$2,477 \cdot 10^{-5} kg$	$8,259 \cdot 10^{-6} kg$

A segunda análise é para diferentes pontos de injeção do diesel mantendo a relação de diesel e etanol injetados em 50% para cada combustível e o ponto de injeção de etanol como sendo -170° PMS. A Tabela 15 mostra os diferentes pontos de injeção de diesel considerados.

Tabela 15 – Análise para diferentes pontos de injeção de diesel.

Amostra	Ponto de injeção de diesel
D.1	-12° PMS
D.2	-10° PMS
D.3	-8° PMS
D.4	-6° PMS
D.5	-4° PMS

Para o caso onde há mistura de etanol e diesel em excesso de combustível, é importante definir quais serão as massas de cada combustível que irão entrar em combustão. Para isso, foi considerado o tempo que dura cada combustão, 70° para o etanol e 120° para o diesel, e como há a combustão simultânea dos combustíveis, a massa que entrará em combustão será inversamente proporcional a duração da combustão. Desta forma, foram definidas as massas de cada combustível que participarão da combustão e estão registradas na Tabela 16.

Tabela 16 – Massa de combustível que entraram em combustão na mistura em excesso de combustível.

Amostra	Massa de diesel	Massa de etanol
1	$7,971 \cdot 10^{-7} kg$	$2,271 \cdot 10^{-6} kg$
2	$8,411 \cdot 10^{-7} kg$	$2,396 \cdot 10^{-6} kg$
3	$8,851 \cdot 10^{-7} kg$	$2,522 \cdot 10^{-6} kg$
4	$1,080 \cdot 10^{-6} kg$	$2,400 \cdot 10^{-6} kg$
5	$1,560 \cdot 10^{-6} kg$	$1,800 \cdot 10^{-6} kg$

Para os três últimos subgrupos, foi feita apenas a análise do ponto de injeção de diesel, tendo em vista que não há etanol injetado. Para estes subgrupos foram utilizados as mesmas entradas dispostas na Tabela 15, e a massa de diesel injetado foi considerada igual a $6 \cdot 10^{-6} kg$ e mantida fixa. A Tabela 17 mostra a massa de ar admitida para cada cenário desses subgrupos.

Tabela 17 – Massa de ar admitida em cada cenário para injeção de apenas diesel.

Amostra	Massa de ar estequiométrica	Massa de ar (ar em excesso)	Massa de ar (ar em falta)
1	$1,876 \cdot 10^{-5} kg$	$2,814 \cdot 10^{-5} kg$	$9,379 \cdot 10^{-6} kg$

7 RESULTADOS E VALIDAÇÕES

Este capítulo é dividido em três seções, onde cada seção é responsável por analisar um grupo de simulações, como comentado no capítulo de simulações. Inicia-se apresentando os resultados do grupo A, em seguida os do grupo B e por fim os resultados do grupo C.

7.1 Grupo A

7.1.1 Validação do motor modificado com a injeção de etanol e sem a injeção de combustível

A primeira simulação consistiu em analisar o comportamento da pressão com o ângulo do virabrequim considerando o processo a rotação constante com a combustão e sem combustão, ou seja, sem a injeção do combustível.

A Figura 27 apresenta o resultado encontrado na simulação para ambos os casos e a Figura 28 mostra o resultado encontrado por Teixeira (2018) de caráter experimental, onde a curva vermelha representa o ensaio sem a injeção do combustível e a curva azul, o ensaio utilizando etanol a -170° do ponto morto superior.

Observa-se que os resultados simulados se aproximaram dos resultados experimentais em ambas as situações, sendo encontrado um valor máximo da pressão de 109 bar e 118 bar para as situações sem e com combustão, respectivamente, enquanto no experimento foi encontrado os valores de 107 bar e 116 bar, desta forma o modelo 0-D apresenta erros relativos menores que 2 % para as duas configurações. Destaca-se também que o ponto de início da combustão e de máxima pressão ocorrem para o mesmo ângulo do virabrequim, revelando que o modelo baseado na função de Wiebe e as considerações sobre a duração da combustão estão de acordo com o experimental.

É importante destacar que a leve diferença entre os resultados vem das simplificações acerca da física e da química do problema.

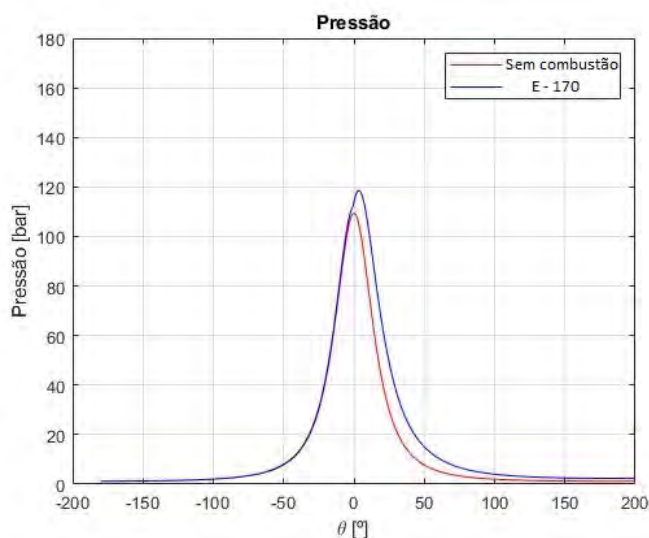


Figura 27 – Pressão por ângulo do virabrequim obtida na simulação.

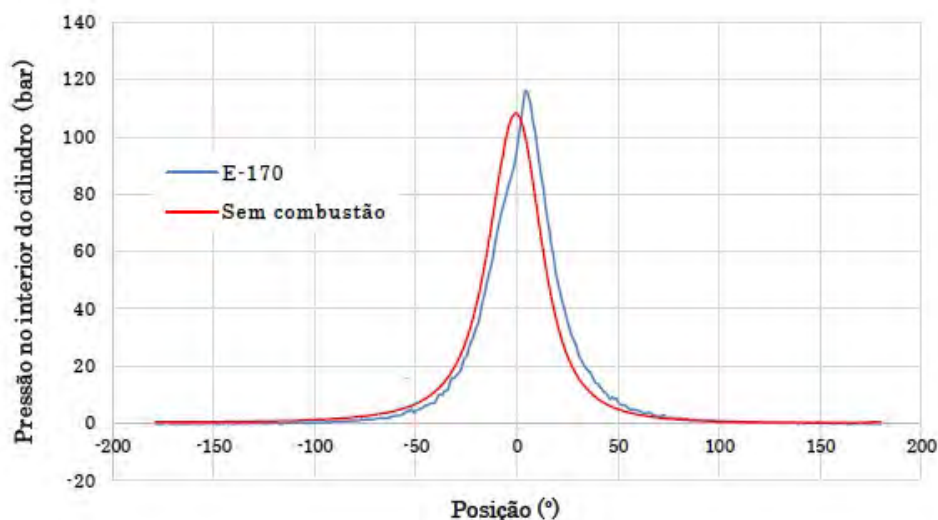


Figura 28 – Pressão por ângulo do virabrequim experimental (TEIXEIRA, 2018).

Adicionalmente, foram analisadas a influência de 2 parâmetros envolvidos no processo de combustão. O primeiro parâmetro estudado é a duração da combustão, sendo realizados 6 simulações de diferentes durações que são: 80°, 70°, 60°, 50°, 40° e 30°. Em todas elas, foram mantidas o início da combustão como constante e igual a -1° .

Observa-se na Figura 29 que quanto menor o tempo de duração da combustão, maior é a pressão interna no cilindro e mais cedo ocorre o ponto de pressão máxima. Este fato pode ser explicado, tendo em vista que em todas as simulações o calor liberado da combustão era o mesmo, e desta forma, quanto menor é a duração, maior seria a taxa de liberação de calor.

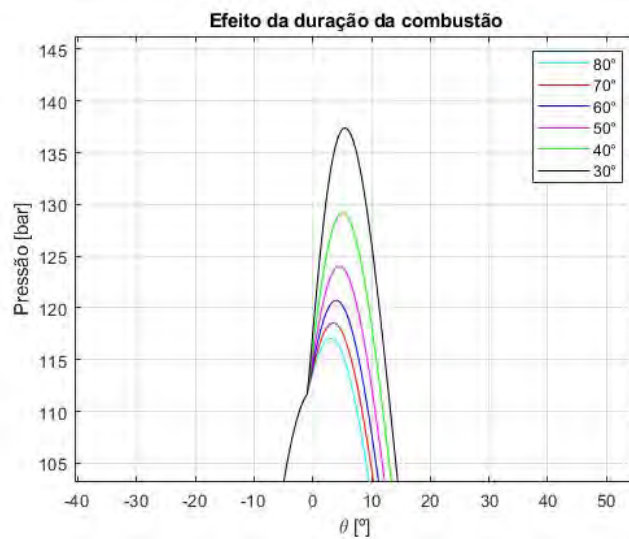


Figura 29 – Influência da duração da combustão.

Foi analisada o efeito que diferentes tempos de início da combustão tem sobre a pressão interna, e para isso foram realizadas 6 simulações com ângulos de início de 1° , -1° , -3° , -5° , -7° e -9° , sendo mantidas a duração da combustão de 70° .

Observa-se na Figura 30 que quanto mais cedo é o início da combustão, maior é a pressão interna. Este fato é explicado pelo caráter que possui a função de Wiebe utilizada, possuindo uma taxa de liberação de calor crescente durante o início da combustão e, desta forma, a maior taxa de liberação é obtida mais próximo do PMS, aumentando, assim, a pressão interna.

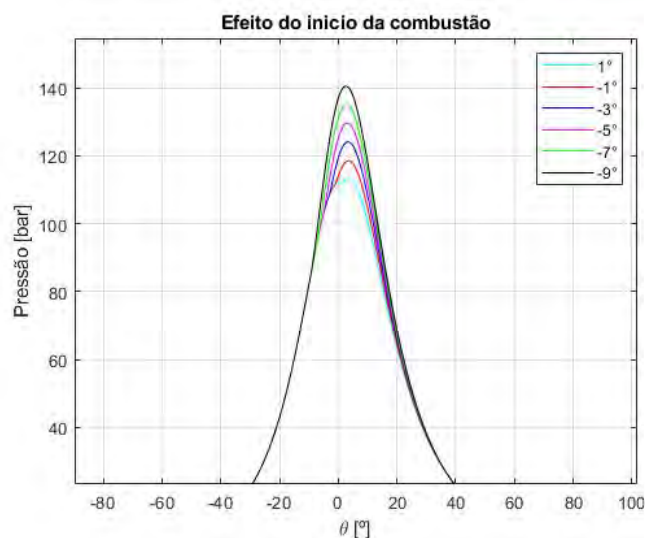


Figura 30 – Influência do início da combustão.

Outra etapa importante a ser analisada é o escapamento e a admissão, para sua validação foi verificado se a massa da mistura retorna ao seu valor inicial após as etapas

de escapamento e admissão. E como pode ser observado na Figura 31, a massa, de fato, retorna ao seu valor inicial. Além disso, é possível verificar o período que é injetado o combustível.

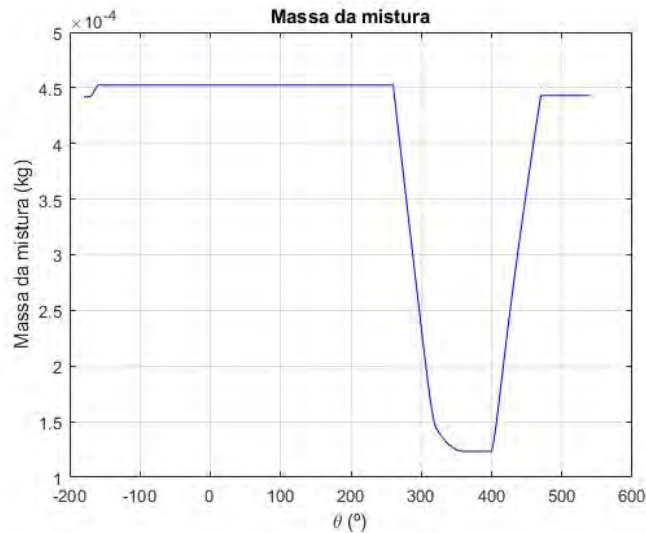


Figura 31 – Massa da mistura ao longo do ciclo.

Pela Figura 32, é possível verificar o diagrama P-V do ciclo que está de acordo com a literatura para o ciclo diesel real, visto na Figura 17.

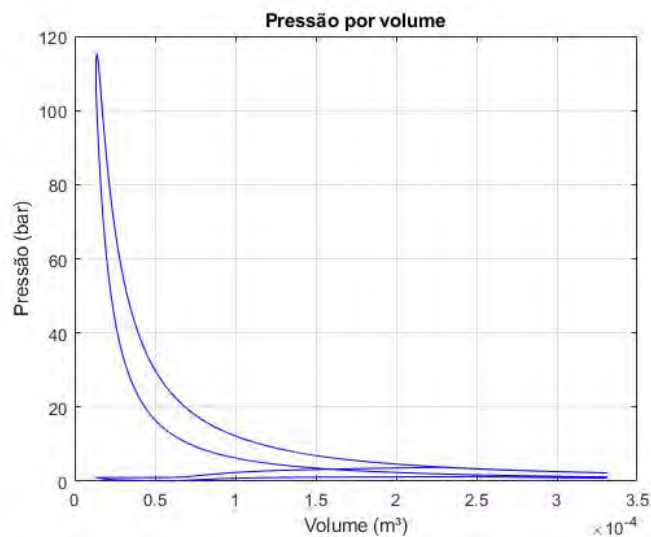


Figura 32 – Pressão pelo volume.

7.1.2 Validação do motor original com a injeção de diesel

Quando se altera o tipo de combustível que está sendo trabalhado, é necessário alterar as entradas de alguns parâmetros, portanto, foi analisado o motor original com a injeção de diesel para verificar os parâmetros de interesse para este combustível. A Figura

33 mostra a simulação realizada para o diesel enquanto que a Figura 34 mostra o resultado encontrado por Teixeira (2018).

É observado que os resultados apresentaram bastante concordância, quando se considera a duração da combustão do diesel como sendo 120° , sendo encontrado o valor de 75 bar por simulação e 73,9 bar para o experimental, e portanto, apresentando um erro de 1,5%. Além disso, as pressões máximas foram encontradas nas mesmas angulações do virabrequim, a $+4^\circ$ PMS.

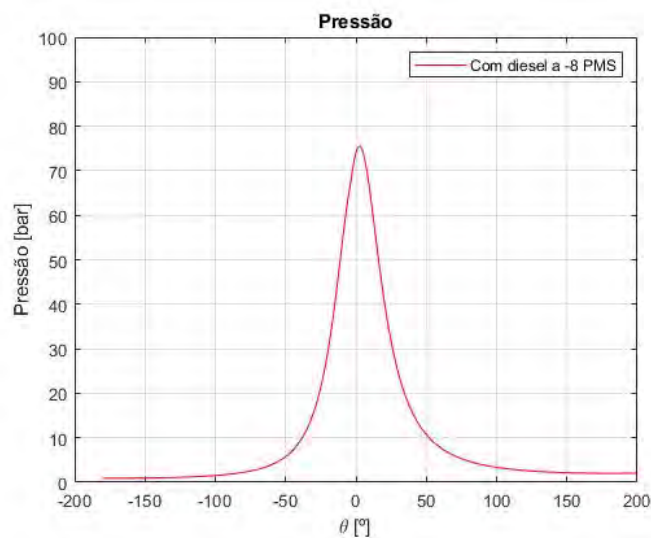


Figura 33 – Pressão interna para o motor original a diesel.

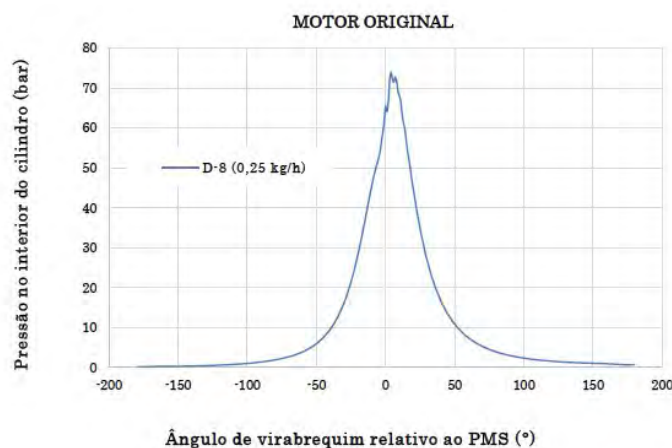


Figura 34 – Pressão interna para o motor original a diesel encontrado por Teixeira (2018).

Os resultados encontrados nesta seção, revelam que o modelo computacional quando fornecido com entradas adequadas fornece resultado bem próximos do real. Além disso, os valores encontrados para a duração da combustão para os combustíveis serão adotados para as simulações seguintes quando se injeta etanol seguido de diesel.

7.2 Grupo B

Como comentado no capítulo de simulações, foram feitas inicialmente quatro simulações para diferentes proporções de combustível, como expostas na Tabela 11. Os resultados encontrados estão dispostos na Figura 35 e podem ser comparados com os resultados encontrados por Teixeira (2018), disponível na Figura 36.

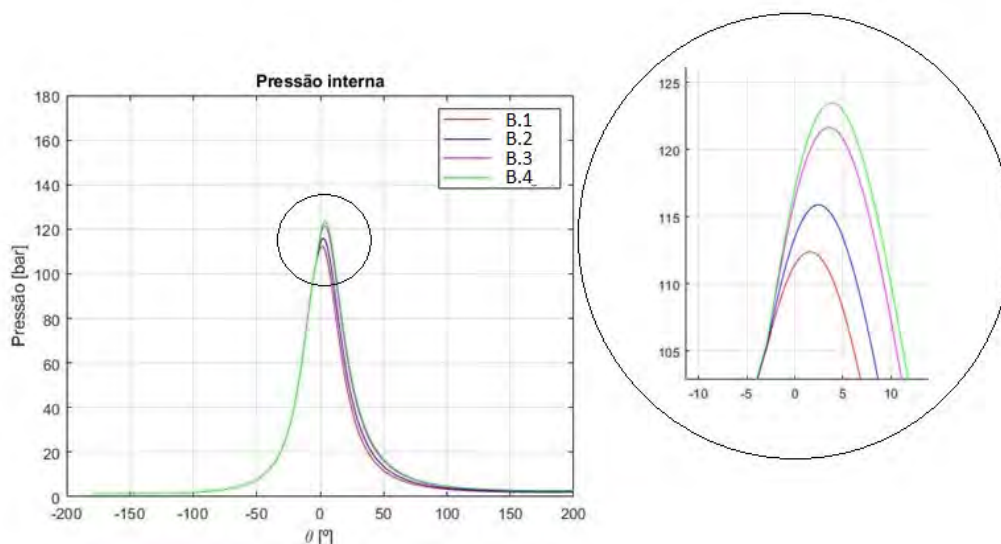


Figura 35 – Pressão interna para a injeção de diesel e etanol a diferentes proporções.

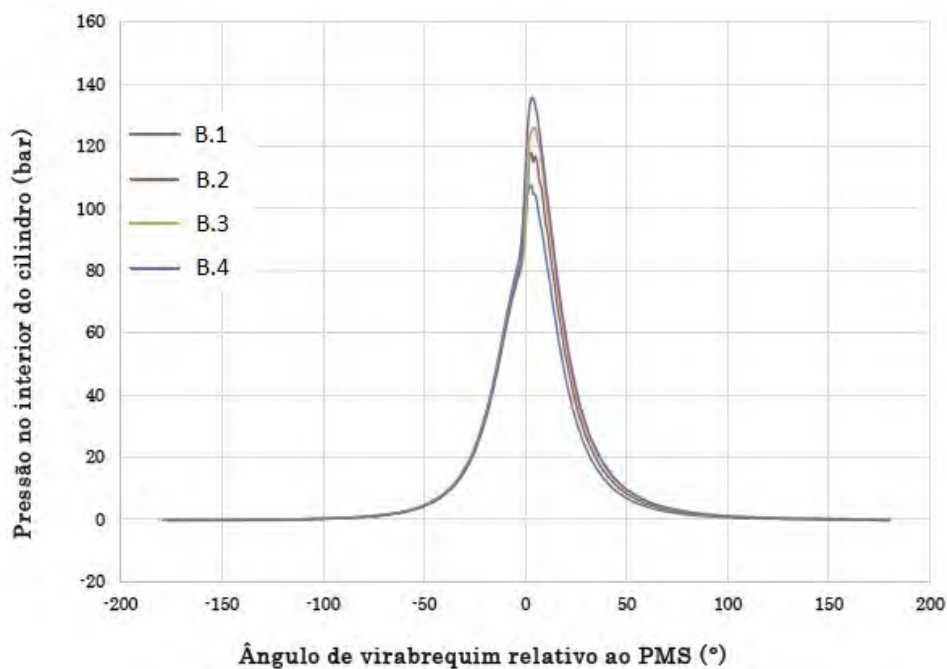


Figura 36 – Pressão interna para a injeção de diesel e etanol a diferentes proporções encontrados por Teixeira (2018).

A Tabela 18 sintetiza a comparação e mostra que a maior diferença registrada foi na amostra B.4, onde foi encontrado um erro de 9,85%. No entanto, Teixeira (2018) afirma que quanto maior a quantidade de etanol injetado, maior é o fenômeno de detonação, fenômeno este que não foi considerado no modelo matemático. Desta forma, era esperado encontrar erros maiores nesta amostra. Para as demais, os valores foram bem próximos, menores que 4%, e ainda revelou a mesma característica de aumentar a pressão interna para maiores massas de etanol injetado.

Tabela 18 – Pressão interna máxima para a injeção de etanol e diesel.

Amostra	Simulado	Experimental	Erro
B.1	112,4 <i>bar</i>	109 <i>bar</i>	3,12%
B.2	115,9 <i>bar</i>	118 <i>bar</i>	1,78%
B.3	121,6 <i>bar</i>	124 <i>bar</i>	1,93%
B.4	123,5 <i>bar</i>	137 <i>bar</i>	9,85%

Outro resultado importante e possível de ser verificado nas Figuras 35 e 36 é o tempo de início da combustão que foi modelado utilizando a equação de atraso de ignição, Equação 4.61, descrito no capítulo de modelagem matemática. Os resultados validam o emprego desta equação para esta análise, pois foram encontrados o mesmo valor de início da combustão do experimental.

Em adição, foram realizadas mais 5 simulações mantendo as condições da amostra B.1, alterando apenas o ponto de injeção de diesel para verificar o efeito que este parâmetro exerce sobre o atraso de ignição. A Figura 37 possui como o eixo das abscissas o ângulo do virabrequim enquanto que no eixo das ordenadas o atraso de ignição, e cada curva representa o tempo restante do atraso de ignição. Assim ao injetar o combustível, a duração do atraso de ignição registra um valor máximo e, ao longo do tempo, este valor diminui até chegar a 0, representando o momento em que se inicia a combustão. A diferença dos ângulos do momento de injeção até o momento que se inicia a combustão é o tempo de atraso da ignição, e este resultado é registrado na Tabela 19.

Tabela 19 – Efeito do ponto de injeção de diesel sobre o atraso de ignição.

Ponto de injeção do diesel	Atraso de ignição
-12°	7°
-10°	6°
-8°	5°
-6°	3,8°
-4°	2,2°

Os resultados descritos na Figura 37 e sintetizados na Tabela 19 mostram que quando mais se antecipa injeção de diesel, maior é o tempo de atraso de ignição. Isto se

deve ao fato de quanto mais se antecipa o ponto de injeção, a pressão interna nesta posição de aplicação será menor, afetando diretamente o tempo de atraso de ignição.

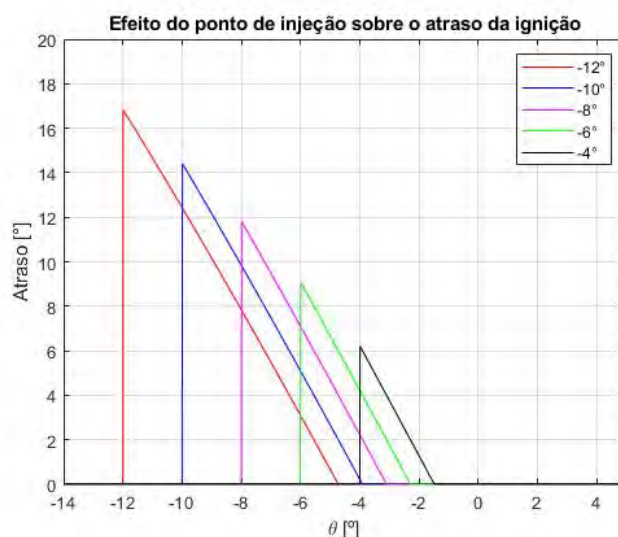


Figura 37 – Efeito do ponto de injeção sobre o atraso de ignição.

Esta seção teve a finalidade de verificar a qualidade do modelo proposto para aplicação de uma injeção dupla de etanol seguida por diesel e ainda verificar as possíveis limitações do modelo. Desta forma, para evitar que os resultados simulados se destoem do real, será limitado a quantidade de etanol injetado em $6 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$ nas simulações seguintes. Além disso, é oportuno comentar que as simulações nesta seção corroboraram na validação do tempo de duração da combustão de cada combustível e desta forma, o mesmo será considerado constante nas demais simulações.

7.3 Grupo C

Esta seção se limitará a apresentar os resultados sintetizados para cada subgrupo. Os resultados mais detalhados podem ser encontrados no Anexo B, onde estão registrados as curvas de pressão interna, o tempo de atraso e o trabalho dos gases para cada simulação feita.

7.3.1 Diesel e etanol estequiométricos

A Tabela 20 apresenta os resultados para o tempo de atraso de ignição, a pressão máxima e sua localização, e a eficiência indicada na mistura de diesel e etanol estequiométricos para diferentes proporções de combustíveis.

Tabela 20 – Resultados da análise de proporção de combustíveis para a injeção de diesel e etanol estequiométricos.

Amostra	Atraso de ignição	Pressão máxima	Posição	Eficiência indicada
1.C.1	2,9°	22,68 <i>bar</i>	8°	40,34%
1.C.2	2,9°	20,73 <i>bar</i>	7°	30,02%
1.C.3	2,9°	20,42 <i>bar</i>	7°	28,37%
1.C.4	2,9°	20,30 <i>bar</i>	7°	27,84%
1.C.5	2,9°	20,26 <i>bar</i>	7°	27,68%

É possível notar que o atraso de ignição se manteve constante independente da variação de massa entre os combustíveis, o que retrata que este parâmetro não é influenciado de forma significativa pela proporção de combustíveis. Porém é possível verificar que o valor foi diferente do resultado disponível da Tabela 19, o que mostra que o atraso de ignição é afetado pela quantidade de massa total do combustível sendo injetado.

Em relação a pressão máxima, nota-se que ela não variou muito, estando próxima de 20,5 bar e a sua localização também não varia muito, sendo 7° nas quatro últimas amostras e 8° para a primeira amostra. Este fato pode ser explicado por dois efeitos, o primeiro foi analisado anteriormente, que é a duração da combustão. Pois como ambos os combustíveis começam a queimar juntos e o tempo de duração da combustão do etanol é menor que do diesel, era esperado que quanto menor for a quantidade de etanol na mistura, menor seria a pressão interna. O segundo efeito é o aumento da energia liberada na combustão para misturas com maior porcentagem de diesel, devido seu maior poder calorífico, e como consequência a pressão interna aumenta. Como esses efeitos tem consequências opostas, eles se equilibram resultando em pressões próximas entre as amostras.

Pela Figura 40, disponível no Anexo B.1, é possível ver que o trabalho dos gases liberados é maior para primeira amostra, em virtude também de ter maior pressão máxima, além disso como nesta amostra tem mais etanol que diesel, sua energia da combustão é menor, devido a diferença do poder calorífico já comentando, como resultado sua eficiência indicada é a maior dentre as amostras, registrando um valor de 40,34%. Nas demais amostras, foi encontrado um valor de rendimento entre 27% a 30%, sendo decrescente a medida que aumentava a porcentagem de diesel na mistura, pois ao aumentar a porcentagem de diesel maior é o calor liberado da combustão, e como observado na Figura 40, os trabalhos para as quatro últimas amostras foram aproximadamente iguais, o que juntos resultam numa menor eficiência indicada.

Na Tabela 21 são encontrados os resultados da análise do efeito que a antecipação do ponto de injeção do diesel tem para a combustão utilizando os princípios do RCCI na mistura de diesel e etanol em excesso de ar.

Tabela 21 – Resultados da análise do ponto de injeção do diesel para a mistura de diesel e etanol estequiométricos.

Amostra	Atraso de ignição	Pressão máxima	Posição	Eficiência indicada
1.D.1	4,5°	22,35 <i>bar</i>	6°	28,25%
1.D.2	3,7°	21,38 <i>bar</i>	7°	28,35%
1.D.3	2,9°	20,42 <i>bar</i>	7°	28,37%
1.D.4	2,1°	19,45 <i>bar</i>	8°	28,31%
1.D.5	1,4°	18,40 <i>bar</i>	9°	28,15%

Por esta análise é identificado que o tempo de atraso de ignição diminui com o retardo da injeção de diesel, resultado semelhante com o da Tabela 19. A pressão máxima varia de forma mais considerável que na análise anterior, pois agora as massas de combustíveis são fixas em cada amostra prevalecendo apenas o efeito visto na Figura 30.

É possível verificar a aproximação da eficiência entre as amostras mesmo sendo alcançados pressões máximas diferentes, isso é explicado pois na faixa onde as pressões se destoam, vista na Figura 42 no Anexo B.1, a variação volumétrica é menor, e portanto, o trabalho realizado é amenizado, como pode ser visto na Figura 43 no Anexo B.1. Além disso, como a proporção mássica dos combustíveis se manteve constante, a energia liberada na combustão é a mesma para todas as amostras, resultando em eficiências próximas. Cabe destacar que, embora sejam próximas, o valor máximo ocorre para a injeção de diesel a -8° PMS que é uma conclusão observada por Teixeira (2018) em seu trabalho.

7.3.2 Diesel e etanol em excesso de ar

A Tabela 22 apresenta os resultados resumidos para o tempo de atraso de ignição, a pressão máxima e sua localização, e a eficiência indicada na mistura de diesel e etanol em excesso de ar. Os resultados mais detalhados podem ser encontrados no Anexo B.

Tabela 22 – Resultados da análise de proporção de combustíveis para a injeção de diesel e etanol em excesso de ar.

Amostra	Atraso de ignição	Pressão máxima	Posição	Eficiência indicada
2.C.1	1,8°	24,91 <i>bar</i>	6,5°	34,46%
2.C.2	1,8°	24,91 <i>bar</i>	6,5°	33,98%
2.C.3	1,7°	25,08 <i>bar</i>	6,5°	33,68%
2.C.4	1,65°	25,24 <i>bar</i>	6,5°	33,53%
2.C.5	1,6°	25,42 <i>bar</i>	6,5°	33,45%

Observa-se que o atraso de ignição mostrou resultados diferentes do que na análise de diesel e etanol estequiométricos, variando nas cinco amostras. Uma possível razão para este fenômeno é o aumento da massa de ar, pois como a massa molar do diesel é maior que do etanol, ao aumentar a quantidade de diesel na mistura, aumenta a massa de ar

admitida. Este efeito foi relevante nesta análise pois há um excesso de ar de 50%, e assim o aumento da massa de ar relativo entre as amostras é maior que na mistura estequiométrica.

A pressão máxima, novamente se manteve próxima entre as amostras, apenas registrando valores maiores devido a maior massa de ar sendo injetado. Embora a semelhança no modelo anterior, há dois pontos que os divergem: o primeiro é o fato de não haver uma discrepância no valor para a primeira amostra, fato que ocorreu na mistura estequiométrica, revelando que na mistura em excesso de ar a diferença entre as proporções de combustíveis não afeta significativamente a pressão máxima. O segundo ponto diz respeito a dependência da pressão máxima com a porcentagem de diesel na mistura estequiométrica. Neste caso quanto maior a porcentagem de diesel, menor a pressão máxima. Na mistura em excesso de ar essa relação é invertida, o que é explicado, novamente, pelo aumento da massa de ar admitida.

No quesito de eficiência, o resultado foi semelhante a mistura estequiométrica, registrando valores próximos e decrescente, à medida que a porcentagem de diesel é aumentada. No entanto, a eficiência para cada amostra se mostrou superior à mistura estequiométrica, com exceção a primeira amostra.

O efeito da antecipação da injeção de diesel para a mistura em excesso de ar, utilizando os princípios do RCCI, pode ser visto na Tabela 23.

Tabela 23 – Resultados da análise do ponto de injeção do diesel para a mistura de diesel e etanol em excesso de ar.

Amostra	Atraso de ignição	Pressão máxima	Posição	Eficiência indicada
2.D.1	3,3°	27,37 bar	5,5°	33,64%
2.D.2	2,5°	26,24 bar	6°	33,70%
2.D.3	1,7°	25,08 bar	6,5°	33,68%
2.D.4	1,1°	23,76 bar	7°	33,54%
2.D.5	0,55°	22,37 bar	8°	33,28%

Os efeitos, de forma geral, foram semelhantes à mistura estequiométrica, registrando um decréscimo do atraso de ignição e pressão máxima a medida que se aproxima o ponto de injeção do PMS. Pode-se comentar que para a mistura em excesso de ar, os valores de atraso de ignição são menores e a pressão máxima são superiores em relação a mistura estequiométrica. Em termos de eficiência, novamente há uma ocorrência de ponto ótimo, onde há máxima eficiência e, para esta situação, ocorre na amostra com injeção à -10° PMS.

7.3.3 Diesel e etanol em excesso de combustível

A Tabela 24 apresenta os resultados para o tempo de atraso de ignição, a pressão máxima e sua localização, e a eficiência indicada na mistura de diesel e etanol em excesso

de combustíveis.

Tabela 24 – Resultados da análise de proporção de combustíveis para a injeção de diesel e etanol em excesso de combustível.

Amostra	Atraso de ignição	Pressão máxima	Posição	Eficiência indicada
3.C.1	3,4°	10,45 <i>bar</i>	7°	22,38%
3.C.2	3,5°	10,66 <i>bar</i>	7°	22,93%
3.C.3	3,5°	10,90 <i>bar</i>	7°	23,44%
3.C.4	3,5°	10,96 <i>bar</i>	7°	23,73%
3.C.5	3,5°	10,66 <i>bar</i>	7,5°	23,72%

Observa-se que o atraso de ignição foi semelhante a da mistura estequiométrica, com exceção da primeira amostra que teve um atraso inferior. Um resultado que merece ser destacado é a relação entre a pressão máxima e o atraso de ignição. Até o momento, as maiores pressões resultaram em atraso menores de ignição, no entanto esta relação não se mostra verdadeira para a mistura em excesso de combustível, que registra atraso menor mesmo apresentando uma pressão máxima menor na amostra 1. Este fato pode ser explicado pela pressão interna no início da injeção do diesel, presente na Figura 51, no anexo B.3, em que para a primeira amostra a pressão interna é maior, o que resulta em um tempo de atraso inicial menor, como pode ser visto na Figura 50, no anexo B.3.

A pressão máxima, novamente se manteve próxima entre as amostras, apenas registrando valores menores, em relação as simulações das seções anteriores, devido a menor massa de ar sendo injetado. Nesta simulação, a pressão máxima cresce a medida que a porcentagem de diesel é aumentada, resultado semelhante ao da mistura em excesso de ar. No entanto para a amostra 5, há uma redução da pressão máxima que pode ser explicado pela forte diminuição da massa de etanol que entra em combustão, como mostra a Tabela 16. Essa diminuição de massa de etanol acarreta em um menor calor liberado na combustão do etanol que dura 70°, e conseqüentemente, estaria diminuindo o efeito visto no resultado da Figura 29, na seção 7.1.1.

A Tabela 24 mostra que a eficiência aumenta a medida que a porcentagem de diesel é aumentada na mistura, com exceção da última amostra que é inferior a quarta. Este resultado é contrário aos encontrados nas seções anteriores, mas pode ser explicado pela combinação de dois fatores, o primeiro é o aumento da energia liberada da amostra 1 à amostra 5, fator que contribui para que a eficiência diminua. O segundo é o aumento do trabalho da amostra 1 à amostra 5, visto na Figura 52 no Anexo B.3, fato que, por sua vez, contribui para que a eficiência aumente. Desta forma, pode-se concluir que para a mistura em excesso de combustível, o fator do aumento do trabalho foi mais significativo que o aumento da energia liberada. Esta combinação também estava presente nas simulações das seções anteriores, no entanto a contribuição do aumento da energia liberada era maior devido a reação completa do combustível, fazendo o rendimento diminuir.

Na Tabela 25 são encontrados os resultados da análise do efeito que a antecipação do ponto de injeção do diesel tem para a combustão, utilizando os princípios do RCCI na mistura de diesel e etanol em excesso de combustíveis.

Tabela 25 – Resultados da análise do ponto de injeção do diesel para a mistura de diesel e etanol em excesso de combustível.

Amostra	Atraso de ignição	Pressão máxima	Posição	Eficiência indicada
3.D.1	5,2°	11,84 <i>bar</i>	6°	23,23%
3.D.2	4,35°	11,37 <i>bar</i>	6,5°	23,38%
3.D.3	3,5°	10,90 <i>bar</i>	7°	23,44%
3.D.4	2,6°	10,45 <i>bar</i>	7,5°	23,42%
3.D.5	1,8°	9,96 <i>bar</i>	8,5°	23,33%

Os efeitos, de forma geral, foram semelhantes a mistura anteriores, registrando um decréscimo do atraso de ignição e pressão máxima à medida que se aproxima o ponto de injeção do PMS. Pode-se comentar que para a mistura em excesso de combustível, os valores de atraso de ignição são menores e a pressão máxima é inferior em relação a mistura estequiométrica. Em termos de eficiência, novamente há uma ocorrência de ponto ótimo e, para esta situação, ocorre na amostra com injeção à -8° PMS.

7.3.4 Diesel estequiométrico

Na Tabela 26 são encontrados os resultados da análise do efeito que a antecipação do ponto de injeção do diesel tem para a combustão o diesel estequiométrico.

Tabela 26 – Resultados da análise do ponto de injeção do diesel para a mistura de diesel estequiométrico.

Amostra	Atraso de ignição	Pressão máxima	Posição	Eficiência indicada
4.D.1	5,5°	14,09 <i>bar</i>	6,5°	14,74%
4.D.2	4,6°	13,54 <i>bar</i>	7°	14,80%
4.D.3	3,7°	12,97 <i>bar</i>	8°	14,82%
4.D.4	2,8°	12,38 <i>bar</i>	8,5°	14,79%
4.D.5	1,9°	11,79 <i>bar</i>	9,5°	14,72%

Os efeitos, de forma geral, foram semelhantes a injeção de diesel e etanol estequiométricos, registrando um decréscimo do atraso de ignição e pressão máxima à medida que se aproxima o ponto de injeção do PMS. Pode-se comentar que para a mistura estequiométrica de diesel, os valores de atraso de ignição são maiores e a pressão máxima são inferiores em relação a mistura estequiométrica de etanol e diesel, o que pode ter sido causado pela ausência da parcela de etanol que queima com duração de 70° .

A eficiência, novamente possui um ponto ótimo e, para esta situação, ocorre na amostra com injeção à -8° PMS. No entanto, observa-se eficiências inferiores em

comparação com a mistura estequiométrica de diesel e etanol, pois além da energia liberada na combustão ser maior para o caso de diesel estequiométrico, em virtude de ter mais diesel sendo queimado, o trabalho é inferior, como pode ser observado ao comparar as Figuras 43 e 58 do Anexo B.

7.3.5 Diesel em excesso de ar

Na Tabela 27 são encontrados os resultados da análise do efeito que a antecipação do ponto de injeção do diesel tem para a combustão o diesel em excesso de ar.

Tabela 27 – Resultados da análise do ponto de injeção do diesel para a mistura de diesel em excesso de ar.

Amostra	Atraso de ignição	Pressão máxima	Posição	Eficiência indicada
5.D.1	5,15°	17,67 <i>bar</i>	7°	18,25%
5.D.2	4,3°	16,88 <i>bar</i>	7,5°	18,26%
5.D.3	3,4°	16,11 <i>bar</i>	8°	18,22%
5.D.4	2,55°	15,34 <i>bar</i>	9°	18,13%
5.D.5	1,7°	14,52 <i>bar</i>	10°	17,99%

Os efeitos, de forma geral, foram semelhantes à injeção de diesel e etanol em excesso de ar, registrando um decréscimo do atraso de ignição e pressão máxima à medida que se aproxima o ponto de injeção do PMS. Pode-se comentar que para a mistura de diesel em excesso de ar, os valores de atraso de ignição são maiores e a pressão máxima são inferiores em relação a mistura de etanol e diesel em excesso de ar, que pode ter sido causado pela ausência da parcela de etanol que queima com duração de 70°.

A eficiência, novamente possui um ponto ótimo e, para esta situação, ocorre na amostra com injeção à -10° PMS. No entanto, observa-se eficiências inferiores em comparação com a mistura de diesel e etanol em excesso de ar, pelas mesmas razões das misturas estequiométricas. O decréscimo do trabalho pode ser observado ao comparar as Figuras 49 e 61 do Anexo B.

7.3.6 Diesel em excesso de combustível

Na Tabela 28 são encontrados os resultados da análise do efeito que a antecipação do ponto de injeção do diesel tem para a combustão com diesel em excesso.

Tabela 28 – Resultados da análise do ponto de injeção do diesel para a mistura de diesel em excesso de combustível.

Amostra	Atraso de ignição	Pressão máxima	Posição	Eficiência indicada
6.D.1	5, 80°	6, 46 <i>bar</i>	7°	14, 27%
6.D.2	4, 80°	6, 21 <i>bar</i>	8°	14, 30%
6.D.3	3, 90°	5, 94 <i>bar</i>	8, 5°	14, 29%
6.D.4	2, 95°	5, 68 <i>bar</i>	9, 5°	14, 23%
6.D.5	2, 0°	5, 42 <i>bar</i>	10°	14, 14%

Os efeitos, de forma geral, foram semelhantes a injeção de diesel e etanol em excesso, registrando um decréscimo do atraso de ignição e pressão máxima à medida que se aproxima o ponto de injeção do PMS. Pode-se comentar que para a mistura de diesel em excesso, os valores de atraso de ignição são maiores e a pressão máxima são inferiores em relação a mistura de etanol e diesel em excesso, que pode ter sido causado pela ausência da parcela de etanol que queima com duração de 70°.

A eficiência, novamente possui um ponto ótimo e, para esta situação, ocorre na amostra com injeção à -8° PMS. No entanto, observa-se eficiências inferiores em comparação com a mistura de diesel e etanol em excesso, pelas mesmas razões das misturas estequiométricas. O decréscimo do trabalho pode ser observado ao comparar as Figuras 55 e 64 do Anexo B.

8 CONCLUSÃO

O presente trabalho desenvolveu um amplo estudo teórico sobre o funcionamento do motor, passando pelos principais fenômenos que ocorrem em seu interior, como a combustão e o vazão mássica dos gases. O trabalho também focou em uma revisão bibliográfica para verificar quais são os estudos que foram e estão sendo realizados nesta área.

A modelagem matemática, desenvolvida no trabalho, foi realizada de acordo com a metodologia que vem sendo empregada em outras pesquisas. Sendo, portanto, apresentadas as equações termodinâmicas do ciclo Diesel em cada fase e a transferência de calor, e como diferencial, foi introduzido também o fenômeno de atraso de ignição na modelagem. Além disso, foi feita a modelagem 0-D do problema, utilizando todas as equações presentes no capítulo de modelagem matemática.

As validações iniciaram-se com os resultados do grupo A, conforme explicado no capítulo de simulações, e tiveram valores próximos aos encontrados por Teixeira (2018) e em concordância com o previsto pela teoria. Destacam-se as simulações com motor original com injeção de diesel e com motor modificado com injeção de etanol, nas quais foram encontrados erros relativos inferiores a 2% para a pressão máxima, e posições iguais de ocorrência desta pressão máxima. Estes resultados, deram validade para o modelo e foram cruciais para estimar o tempo de duração da combustão de cada combustível.

Posteriormente, as validações foram continuadas com as simulações do grupo B, que tiveram como interesse a aplicação do modelo validado para um único combustível, na injeção sequencial de etanol e diesel. Os resultados se mostraram coerentes e próximos com o experimental e ainda indicaram a limitação da quantidade de etanol injetado para evitar os casos que haja detonação, fenômeno não considerado no modelo matemático. Além disso, esta simulação validou o modelo de atraso de ignição, tendo em vista que foi encontrado o mesmo valor do experimental.

Após a validação nos grupos A e B, as simulações seguiram para analisar o efeito que a tecnologia RCCI possui nas misturas estequiométricas, mistura ricas e pobres para diferentes proporções mássicas de combustíveis. Os resultados mostraram uma aproximação entre as amostras, e uma tendência a diminuir a eficiência a medida que a porcentagem de diesel é aumentada, a exceção do caso de excesso de combustível que tem essa relação invertida. Outro resultado importante é a constatação da maior eficiência indicada para misturas pobres de combustíveis.

Os resultados para a análise do ponto de injeção do diesel tiveram resultado semelhantes para os seis subgrupos, apresentando uma eficiência ótima entre -10° e -8° PMS. Novamente foram encontradas eficiências maiores para as misturas em excesso de

ar, no entanto em todas as configurações, foram encontrados uma eficiência maior para a injeção sequencial de etanol e diesel em comparação com somente diesel.

Deve-se destacar os efeitos do início da combustão e a duração da combustão que foram analisadas no grupo A, mas que tiveram implicações nas demais simulações. Estes efeitos tiveram bastante influência nos resultados, revelando que são parâmetros importantes para a simulação. Desta forma, o modelo proposto se mostra incompleto, tendo em vista que não foi capaz de estimar o tempo de duração da combustão. Sendo, portanto, necessário um amplo estudo para a modelagem deste fenômeno que tem origem nas reações químicas. Outra oportunidade de melhoria, que também tem origem químico, é a adição das reações de combustão incompleta para que o modelo seja capaz de analisar a formação e a emissão de gases poluentes.

Embora o modelo careça de melhorias, a tecnologia RCCI se mostra muito promissora para aumentar a eficiência indicada como visto nos resultados quando comparado com os motores sem esta tecnologia.

REFERÊNCIAS

- ANDREATTA Éderson C. *Simulação do Mecanismo de Acionamento de Válvulas de um Motor Diesel*. 139 p. Mestrado em Engenharia Automobilística — Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2010.
- ANSYS. *ANSYS FLUENT 12.0 Guia do usuário*. 2009. 25 Mar. de 2021. Disponível em: <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/main_pre.htm>.
- BRUNETTI, F. *Motores de combustão interna*. [S.l.]: Blucher, 2013. v. 1.
- GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. [S.l.]: SAE, 1992.
- GRACIANO, V. *Modelagem e simulação de motores a ignição por compressão (ICO) movida a misturas de diesel, gás natural e biodiesel*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2012.
- HEYWOOD, J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. new york: McGraw-hill, 1988.
- HURTADO, D. K.; SOUZA, A. de A. A evolução do sistema de injeção de combustível em motores ciclo otto: uma análise crítica desde suas implicações no meio ambiente à regulamentação legal no sistema normativo pátrio. In: *Seminário ecologia política e direito na américa latina*. Santa maria: Revista eletrônica do curso de direito - UFSM, 2013.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. *Fundamentos de transferência de calor e massa*. 6. ed. [S.l.]: Editora LTC, 2008.
- LUZ, M. L. G. *Apostila de motores a combustão interna*. 2013. Disponível em: <<https://wp.ufpel.edu.br/mlaura/files/2013/01/Apostila-de-Motores-a-Combust~ao-Interna.pdf>>. Acesso em: 17 Fev 2021.
- MAHLE METAL LEVE. *Curso Mahle Metal Leve: Motores de Combustão Interna*. [S.l.], 2012. 226 p. Disponível em: <http://www.feiramt.com.br/Documentos/livraria_do_conhecimento/MAHLE>.
- MARTINS, J. *Motores de combustão interna*. 5. ed. [S.l.]: Engebook, 2013.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. *Princípios de termodinâmica para engenharia*. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.
- NOVAES, T. L. C. C. *Modelo zero dimensiona e estudo paramétrico de um motor ciclo diesel operando com misturas diesel/biodisel/vapor de água*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de pernambuco, Recife, 2018.
- PUBLIO, M. T.; ABREU, R. J. B. de. *Projeto de bancada para ensaios dinamométricos de pequenos motores de combustão interna*. 54 p. Monografia (Graduação em Engenharia de Mecânica) — Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2007.
- PULKRABEK, W. W. *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. 1. ed. [S.l.]: Prentice Hall, 1997.

QUEIROGA, B. L. C. *Conversão de um motor a diesel turboalimentado para etanol hidratado: considerações técnicas e comparações de custo*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal da Paraíba, Paraíba, 2012.

REITZ, R. D.; DURAISAMY, G. Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (rcci) combustion in internal combustion engines. In: *Progress in Energy and Combustion Science*. ScienceDirect, 2015. p. 12–71. 11 Mar. de 2021. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360128514000288>>.

RIBEIRO, M. D. *Modelagem de motor de combustão interna e simulação do processo de queima de combustível*. 90 p. Graduação em Engenharia Mecânica — Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

RODA, M. na. *Grafico*. 2012. Disponível em: <<http://maonarodaonline.blogspot.com/2012/12/grafico.html>>. Acesso em: 11 Mar. 2021.

SANTOS, A. M. Introdução os motores de combustão interna. 2004. Disponível em: <<http://www.scribd.com/doc/13183029/Introducao-Ao-Motores-de-CombustaoInterna>>.> Acesso em: 20 Fev 2021.

SANTOS, L. A. dos; AMARAL, M. F. *Caracterização e avaliação de combustível renovável para motores de ciclo diesel*. 61 p. Monografia (Graduação em Engenharia de Mecânica) — Universidade de Brasília, Brasília, 2012.

SOUSA, R. G. de. *Desenvolvimento de uma válvula dinamicamente controlável para motores de combustão interna*. 45 p. Mestrado em Mecatrônica — Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2007.

SOUZA, J. P. S. T. de. *Análise de um motor à combustão interna: Simulação numérica do ciclo Otto*. 74 p. Bacharel em Engenharia Automotiva — Universidade de Brasília - UnB, Brasília, 2016.

TEIXEIRA, C. V. *Ignição por Compressão com Reatividade Controlada e Dupla Injeção Direta Diesel-Etanol*. Tese (Doutorado) — Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2018.

TELLI, G. D. *Análise do desempenho de um motor a combustão de ignição por compressão monocilíndrico no funcionamento bicombustível diesel-etanol*. 126 p. Mestrado em Engenharia Mecânica — Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2018.

WYLEN, G. J. V.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. *Fundamentos da termodinâmica clássica*. 4. ed. [S.l.]: Editora Edgard Bluncher, 2009.

YANMAR. *NS60.92250*: Lista de peças - motores nsb. 1. ed. [S.l.], 2006. 89 p.

ZHOU, D.; YANG, W.; LI, J. Efficient combustion modelling in rcci engine with detailed chemistry. In: . Singapore: ELSEVIER, 2017. (ICAE2016). 11 Mar. de 2021.

ANEXO A – CÓDIGOS NO MATLAB

A.1 Pistão

```

function [theta,volume, Hcil,Vp] = fcn(t)

% Diâmetro do Cilindro
D = 0.075; % m

% Curso do Pistão
C = 0.075; % m

% Comprimento da Biela
b = 0.1; % m

% Raio do Virabrequim
m = 0.036;

% Taxa de Compressão
tx = 26;

% Volume Varrido (Cilindrada)
Vv = C.(pi.D^2)/4; % m^3

% Volume minimo
Vcc = Vv/(tx-1);

% Volume máximo
Vt = Vcc.tx;

% Rotação do motor
% theta = (N/60).360.t; % angulo do virabrequim (rad)
theta = t-180;

th = (theta).(2.pi/360);

Hcil = b + m * (1 - cos(th)) - (b^2 - m^2 * (sin(th))^2)^(1/2); % altura do volume do
cilindro (mm)

volume = Vcc + pi * D^2 * Hcil/4; % Volume do cilindro

Vp = pi * ((D^2)/4) * (m * (sin(th)) - ((1/2) * (b^2 - (m^2) * (sin(th))^2))^(-1/2)) * (-2 *
(m^2) * (cos(th)) * (sin(th)));

```

A.2 Central de massas

```

function [Madmp,Mescp,Mcombpinj] = fcn(theta,P,T)
% Entradas
Ava = 8.04 * 10(-4); % area da valvula de admissão
Ave = 5.725 * 10(-4); % Area da valvula de escapamento
Pi = 1.5 * 105; % pressão de Adm
Pe = 105; % pressão de escapamento
Ti = 313; % Temperatura de admissão
R = 8314; % Constante universal dos gases
% Admissão do ar
if theta >= 360+40 % Angulo de inicio da admissão
if theta <=360+110 % Angulo de final da admissão
    Madmp = (1/(6 * 1600)) * Ava * 1.4 * Pi * (((P * 105)/Pi)(1/1.4)) * (((2/(1.4 - 1)) *
(1 - (((P * 105)/Pi)((1.4-1)/(1.4))))(1/2))/((1.4 * R * Ti)(1/2));
    else
    Madmp = 0;
    end
else
    Madmp = 0;
    end
% Escapamento
if theta >= 360-100 % Angulo de inicio do escapamento
if theta <=360 % Angulo de final do escapamento
    Mescp = (1/(6 * 1600)) * Ave * 1.4 * (P * 105) * ((Pe/(P * 105))(1/1.4)) * (((2/(1.4 -
1)) * (1 - ((Pe/(P * 105))((1.4-1)/(1.4))))(1/2))/((1.4 * R * T)(1/2));
    else
    Mescp = 0;
    end
else
    Mescp = 0;

```

```

end
% Injeção do etanol
if theta <= -170 % etapa de compressão dos gases (Angulo de inicio injeção de
diesel -8°PMS)
Mcombpinj = 0;
else
if theta <= -160 % Etapa de injeção de diesel (Angulo de termino da injeção de
diesel)
Mcombpinj = (2 * 5.21 * 10(-6))/10; %Kg/°
else
Mcombpinj = 0; %Kg/°
end
end
end

```

A.3 Clapeyron

```

function P = fcn(T,R,Ms,Volume)
P = ((Ms) * R * T/Volume)/105;

```

A.4 Atraso de ignição

```

function That = fcn(Vp,R,T,P,theta)
N=1600; %RPM
D = 0.075; %m
A = (pi * D2)/4;
NC = 45;
Ea = 618840/(NC+25);
vp = Vp * 6 * N/A; %m/s
if theta > -8
x = (0.36 + 0.22 * abs(vp)) * exp(Ea * (1/(R * T) - 1/17190)) * (abs(21.2/(P -
12.4)))(0.63)) - (theta + 8);
if x <= 0

```

```

That = 0;
else
That = x;
end
else
x = 0;
That = x;
end

```

A.5 Transferência de calor

```

function Qpistponto = fcn(T,Hcil) % Constantes
N = 1600; %RPM
m = 0.036; %mm
D = 0.075; %mm
Vgas = 13.3 * 10(-6); %viscosidade cinematica da mistura gasosa (m2/s)
Kmg = 0.026; %Condutividade térmica da mistura
alfa = 2.2 * 10(-5); %difusidade térmica do gas (m2/s)
Twall = 313; % Temperatura de parede do cilindro
ep = 0.6; % emissividade térmica das paredes do cilindro
sigma = 5.6697 * 10(-8) ;%constante de stefan-boltzman (W/m2K4)
Re = (2 * m * N/60) * D/Vgas; %numero de reynolds
Pr = Vgas/alfa; %numero de Prandl
hconv = 0.023 * (Re(4/5)) * (Pr(1/3)) * Kmg/D;
Acil = Hcil * pi * D + 2 * pi * D2/4;
Qconvponto = hconv * Acil * (T - Twall);
Qradponto = ep * Acil * sigma * (T4 - Twall4);
Qpistponto = (Qconvponto + Qradponto)/(N * 6); %Q derivada no angulo

```

A.6 Combustão

```

function [VarQ, Cv, Cp, R] = fcn(theta)

```

```

% Massa de Etanol injetado  $massa_c = 2 * 5.21 * 10^{(-6)}$ ;
PCId =  $42.5 * 10^{(6)}$ ; % Poder Calorífico Inferior do diesel
PCIE =  $26.8 * 10^{(6)}$ ; % Poder Calorífico Inferior do etanol
Qtotal =  $PCIE * massa_c$ ; % Calor Total
a = 4; % Dados da Tabela nc = 1.2; % Dados da Tabela
% dados da combustão
 $D_{teta} = (60 * 2/360) * pi$ ; % duração da combustão 50°
 $teta_0 = ((-1) * 2/360) * pi$ ; % inicio da combustão -4° PMS
if theta >= -1 %Angulo de inicio da combustão
% Liberação de calor
if theta <= 60 - 1 % Angulo de final da combustão (ajustar para maior angulo)
 $F = 1 - exp(-a * (abs(((theta * 2 * pi/(360) - teta_0)/D_{teta}))^{nc}))$ ;
% taxa de liberação de calor
 $VarF = ((1 - F) * nc * a/D_{teta}) * (((theta * 2 * pi/(360) - teta_0)/D_{teta})^{(nc-1)})$ ;
else
if theta <= 360
F = 1;
VarF = 0;
else
F = 0;
VarF = 0;
end
end
else
F = 0;
VarF = 0;
end
end
VarQ =  $Qtotal * VarF * (2 * pi/360)$ ;
Cv = 717;
R = 288;

```

$$C_p = 1005;$$

A.7 Conservação de energia

function [Tp,Wp,Qp] = fcn(T, Vp, P, Qpisp, Qcombp, Ms, Cv, Cp, Msp, Madmp, Mcombpinj)

$$R = 8314;$$

$$MM = 46;$$

$$R_b = R/MM;$$

$$T_{adm} = 300;$$

$$C_{pcomb} = R_b * (4.8586957 * T_{adm} - 0.37401726 * 10^{(-2)} * T_{adm}^2 + 0.69555378 * 10^{(-4)} * T_{adm}^3 - 0.88654796 * 10^{(-7)} * T_{adm}^4 + 0.35168835 * 10^{(-10)} * T_{adm}^5);$$

$$C_{vcomb} = C_{pcomb} - R_b;$$

$$T_{escp} = 800;$$

$$T_p = (-Q_{pisp} + Q_{combp} - (P * 10^5) * V_p * 2 * pi) / 360 + C_v * M_{sp} * T - C_p * M_{sp} * T_{escp} - C_v * T * M_{admp} + C_p * T_{adm} * M_{admp} - C_{vcomb} * T * M_{combpinj} + C_{pcomb} * T_{adm} * M_{combpinj} / (M_s * C_v);$$

$$W_p = (P * 10^5) * V_p * 2 * pi / 360;$$

$$Q_p = (P * 10^5) * V_p * 2 * pi / 360 + M_s * C_p * T_p;$$

ANEXO B – RESULTADOS DO GRUPO C

B.1 Diesel e etanol estequiométricos

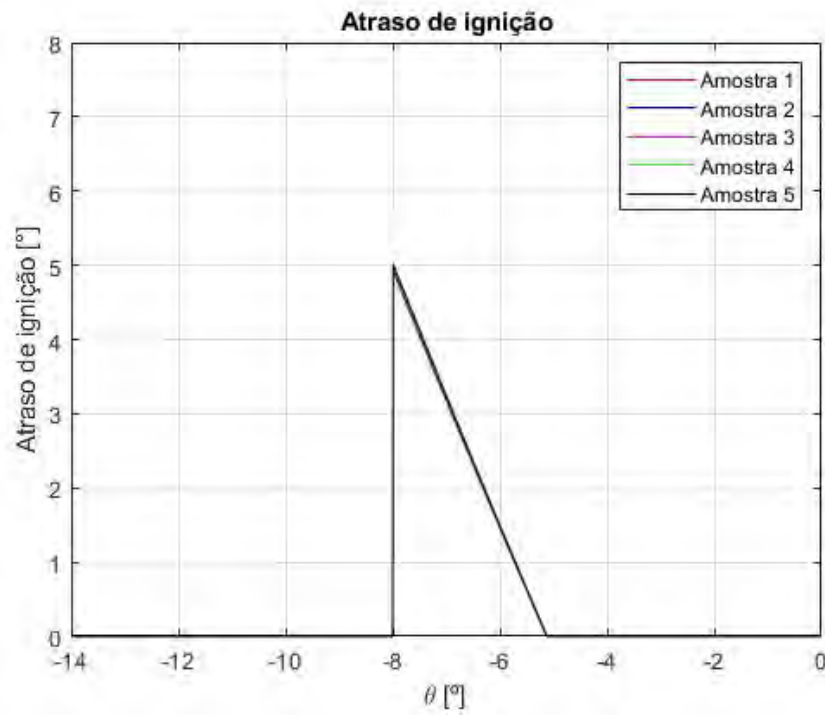


Figura 38 – Atraso de ignição para a mistura de diesel e etanol estequiométricos em diferentes proporções de combustíveis.

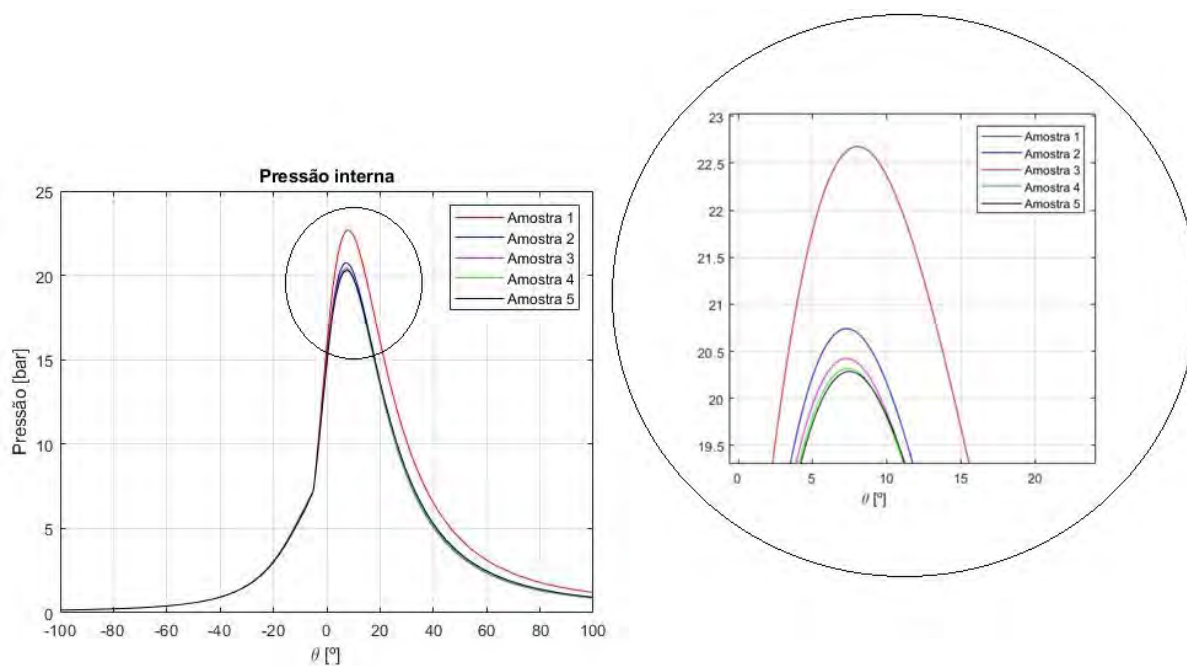


Figura 39 – Pressão interna para a mistura de diesel e etanol estequiométricos em diferentes proporções de combustíveis.

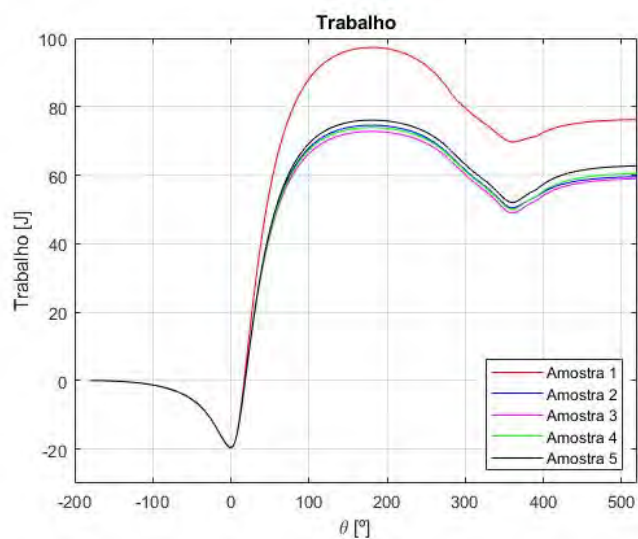


Figura 40 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel e etanol estequiométricos em diferentes proporções de combustíveis.

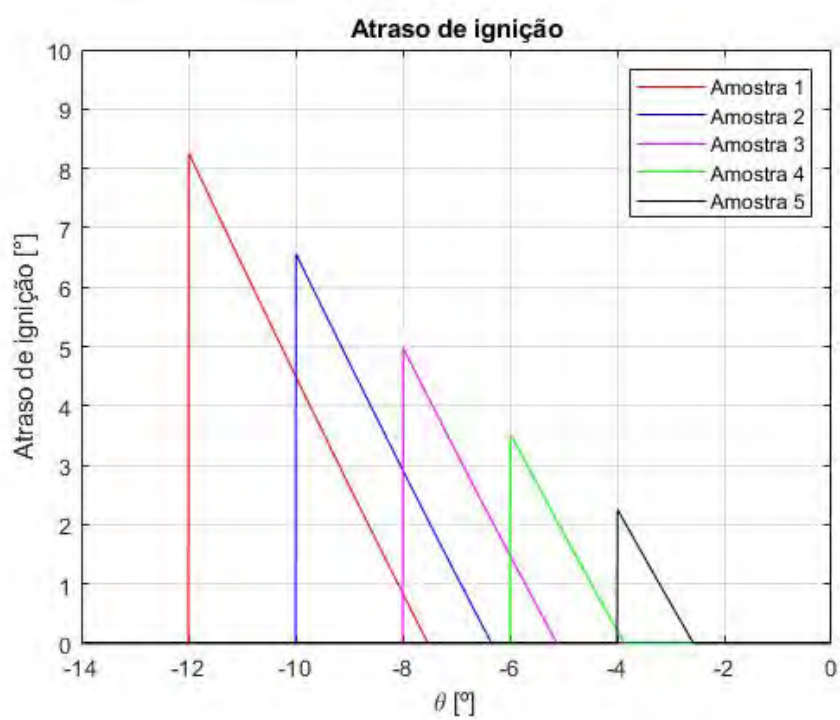


Figura 41 – Atraso de ignição para a mistura de diesel e etanol estequiométricos em pontos de injeção de diesel diferentes.

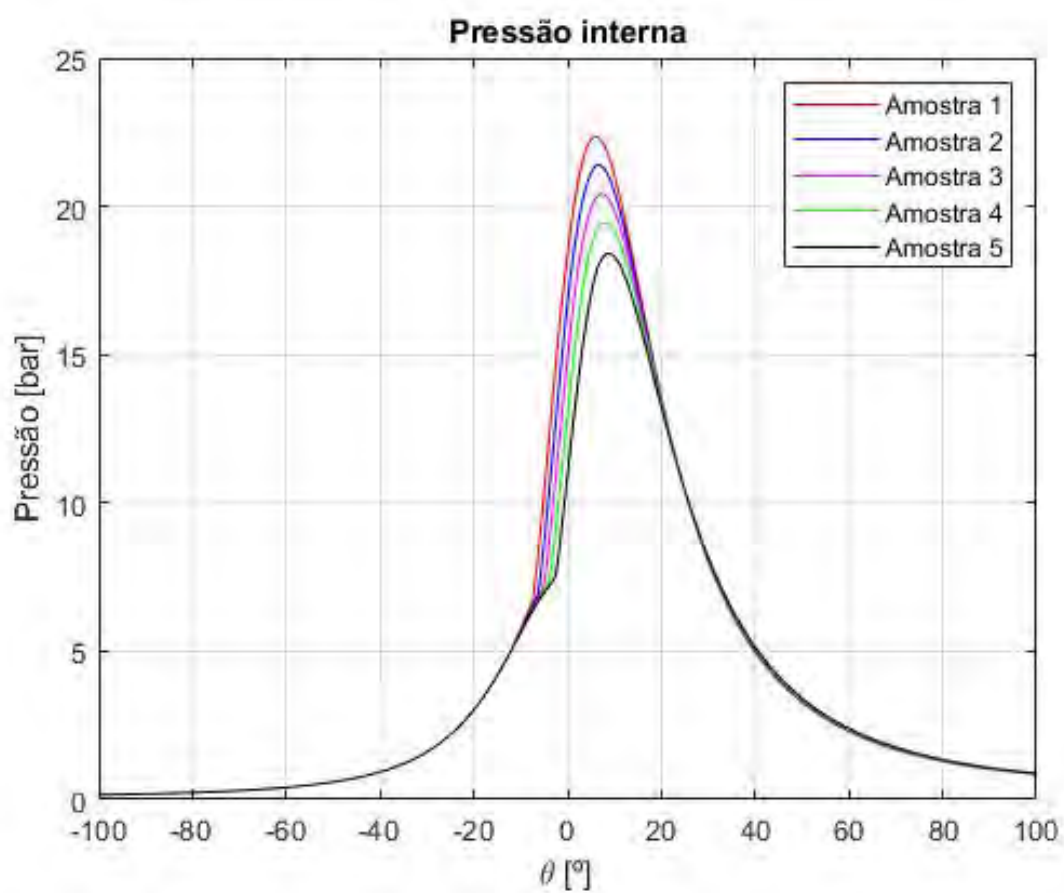


Figura 42 – Pressão interna para a mistura de diesel e etanol estequiométricos em pontos de injeção de diesel diferentes.

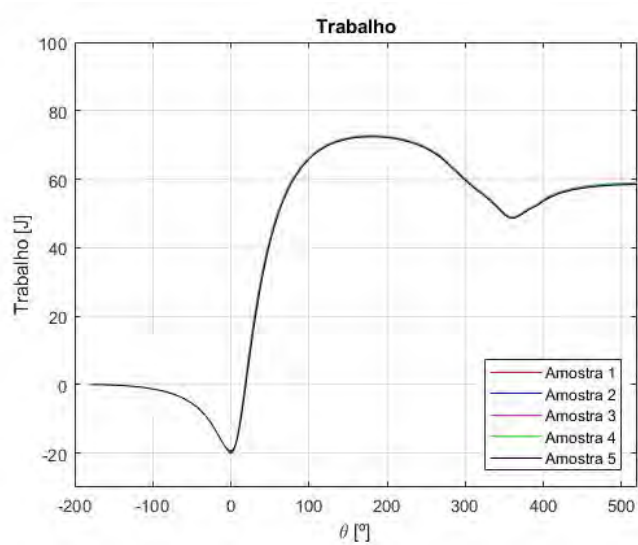


Figura 43 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel e etanol estequiométricos em pontos de injeção de diesel diferentes.

B.2 Diesel e etanol em excesso de ar

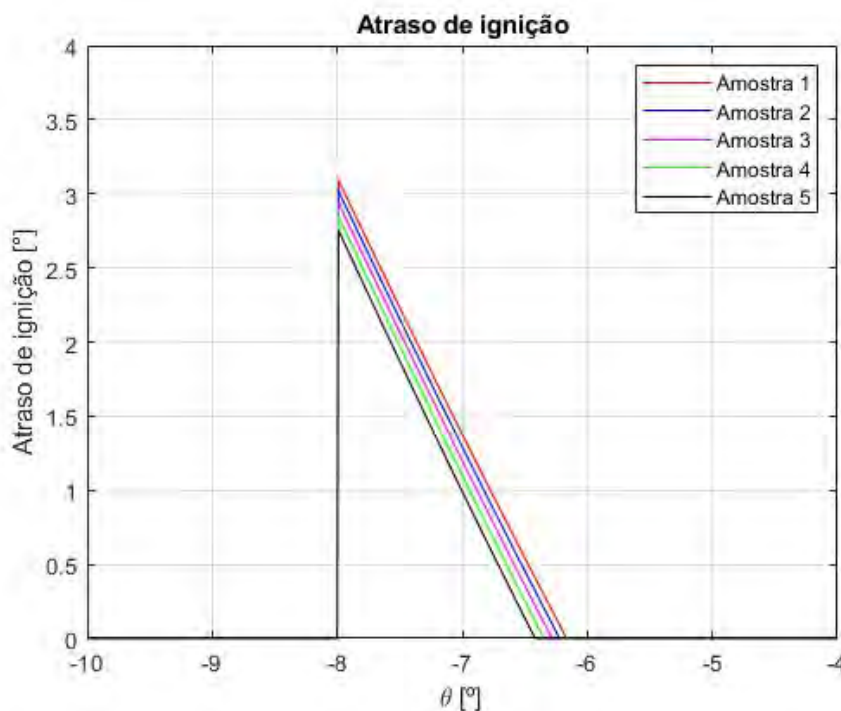


Figura 44 – Atraso de ignição para a mistura de diesel e etanol em excesso de ar para diferentes proporções de combustíveis.

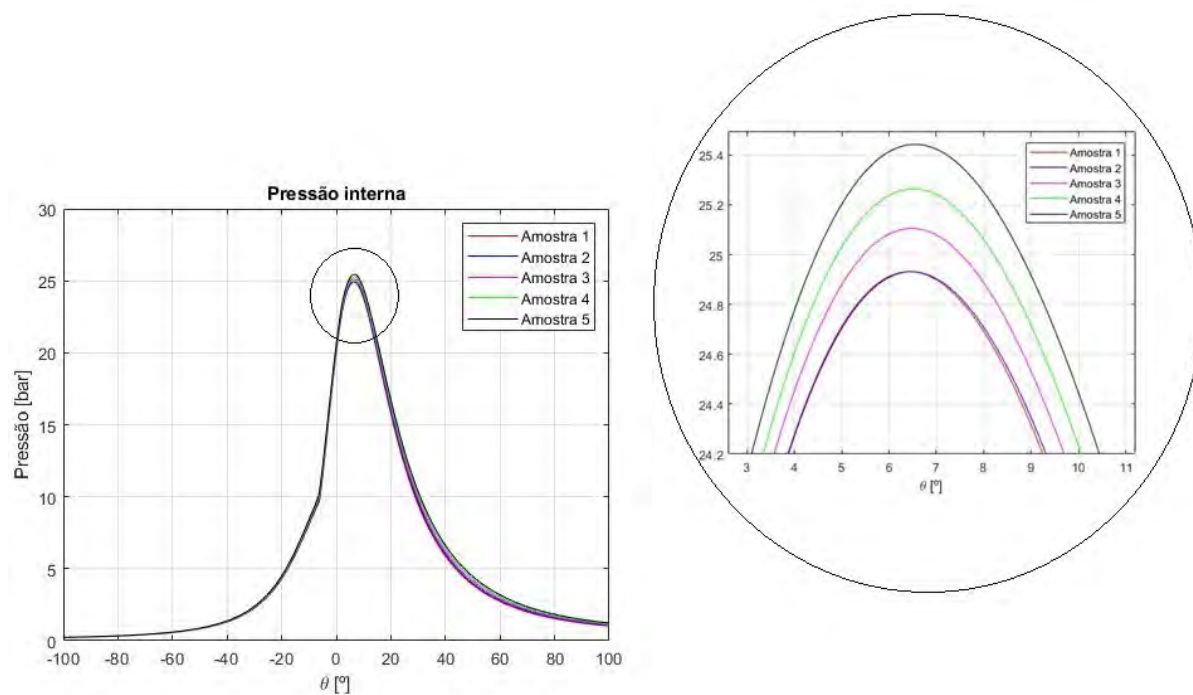


Figura 45 – Pressão interna para a mistura de diesel e etanol em excesso de ar para diferentes proporções de combustíveis.

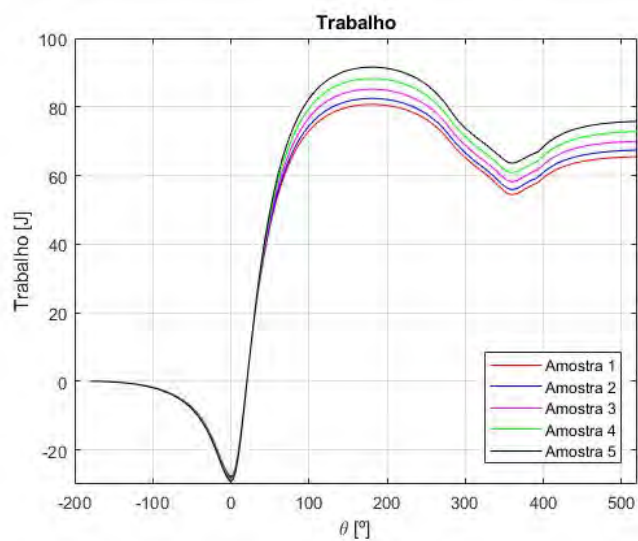


Figura 46 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel e etanol em excesso de ar para diferentes proporções de combustíveis.

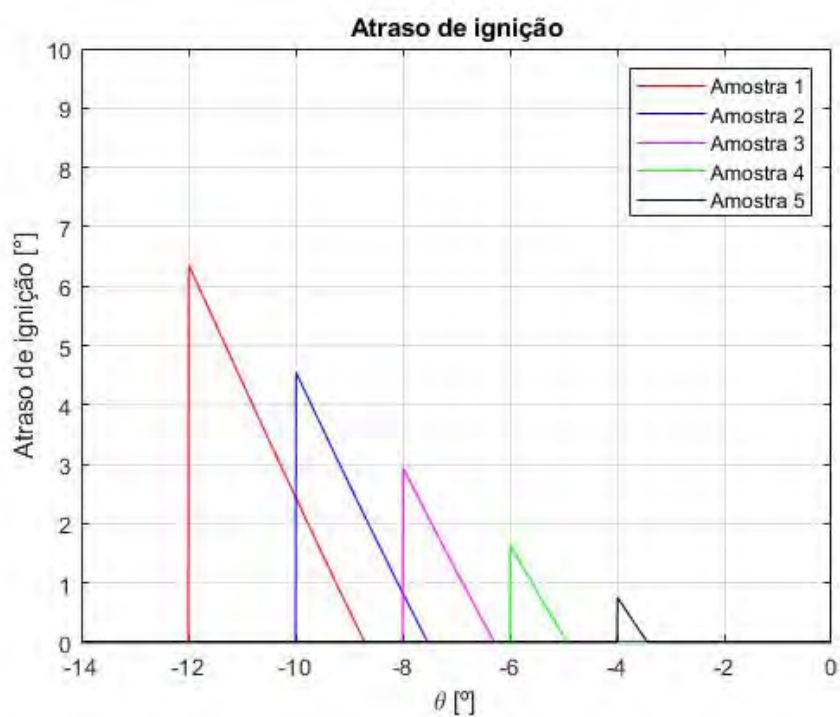


Figura 47 – Atraso de ignição para a mistura de diesel e etanol em excesso de ar para pontos de injeção de diesel diferentes.

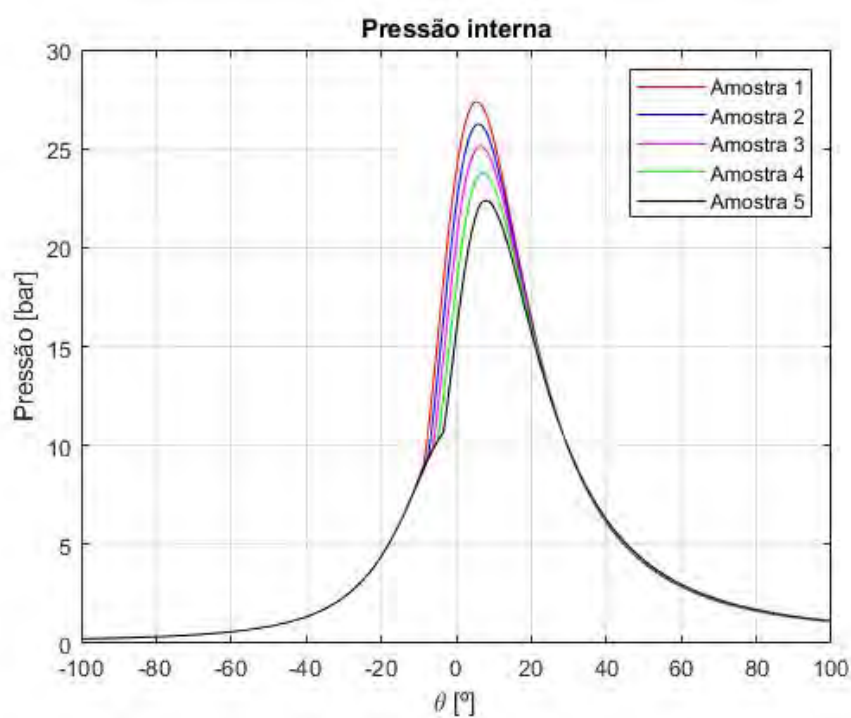


Figura 48 – Pressão interna para a mistura de diesel e etanol em excesso de ar para pontos de injeção de diesel diferentes.

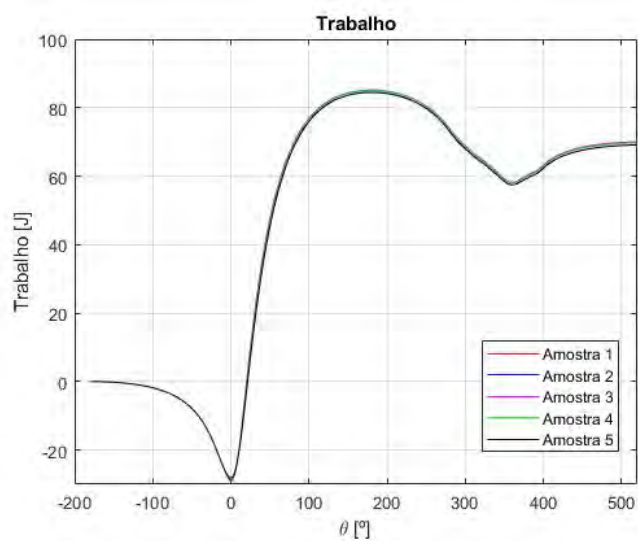


Figura 49 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel e etanol em excesso de ar para pontos de injeção de diesel diferentes.

B.3 Diesel e etanol em excesso de combustível

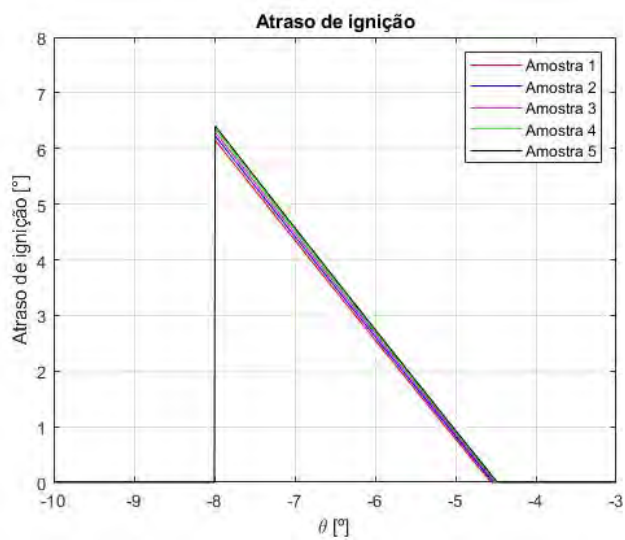


Figura 50 – Atraso de ignição para a mistura de diesel e etanol em excesso para diferentes proporções de combustíveis.

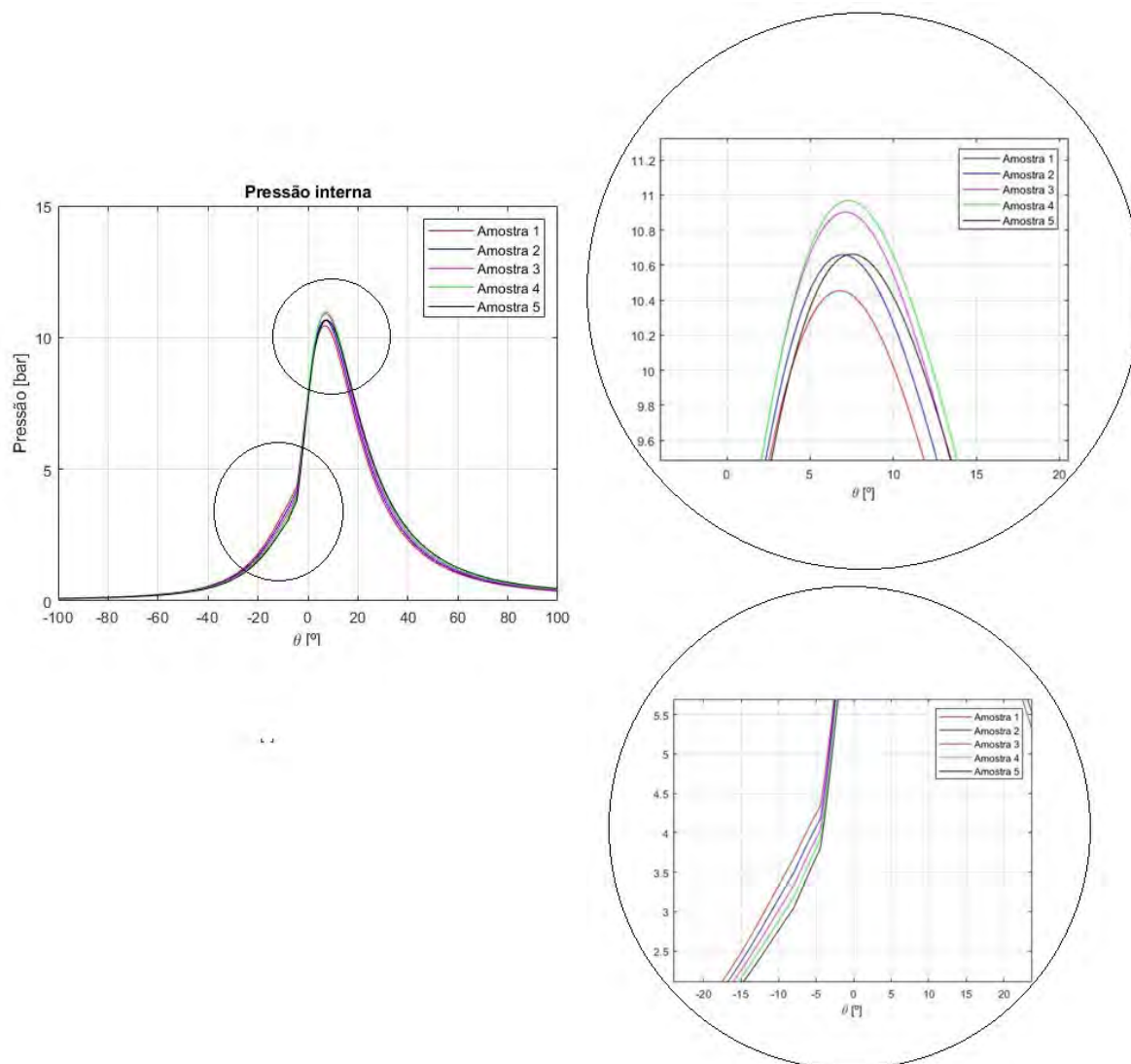


Figura 51 – Pressão interna para a mistura de diesel e etanol em excesso para diferentes proporções de combustíveis.

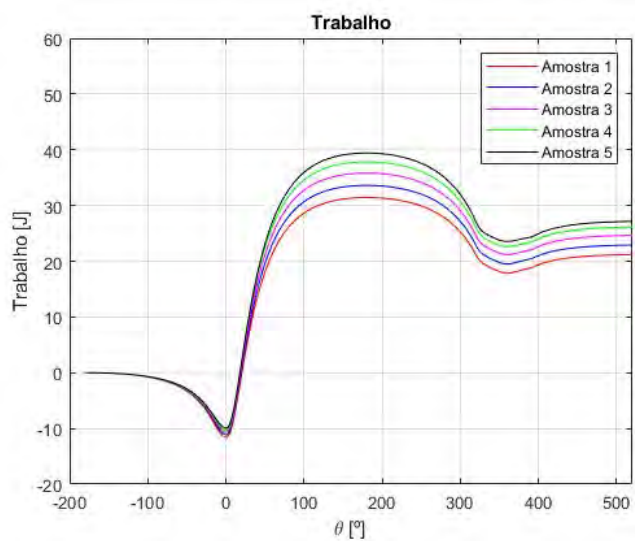


Figura 52 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel e etanol em excesso para diferentes proporções de combustíveis.

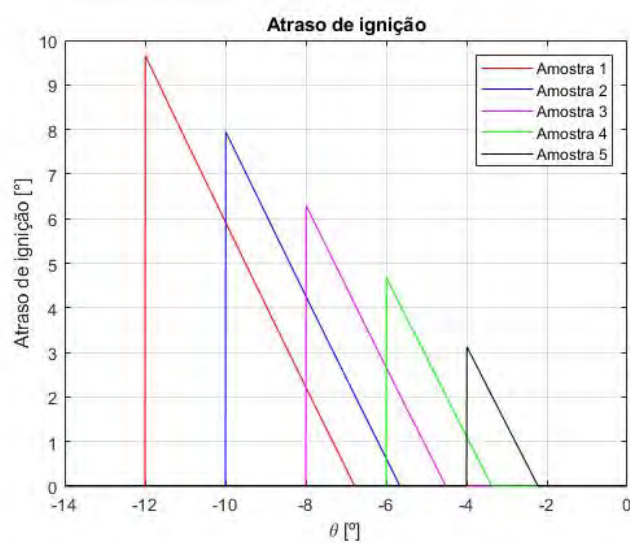


Figura 53 – Atraso de ignição para a mistura de diesel e etanol em excesso para pontos de injeção de diesel diferentes.

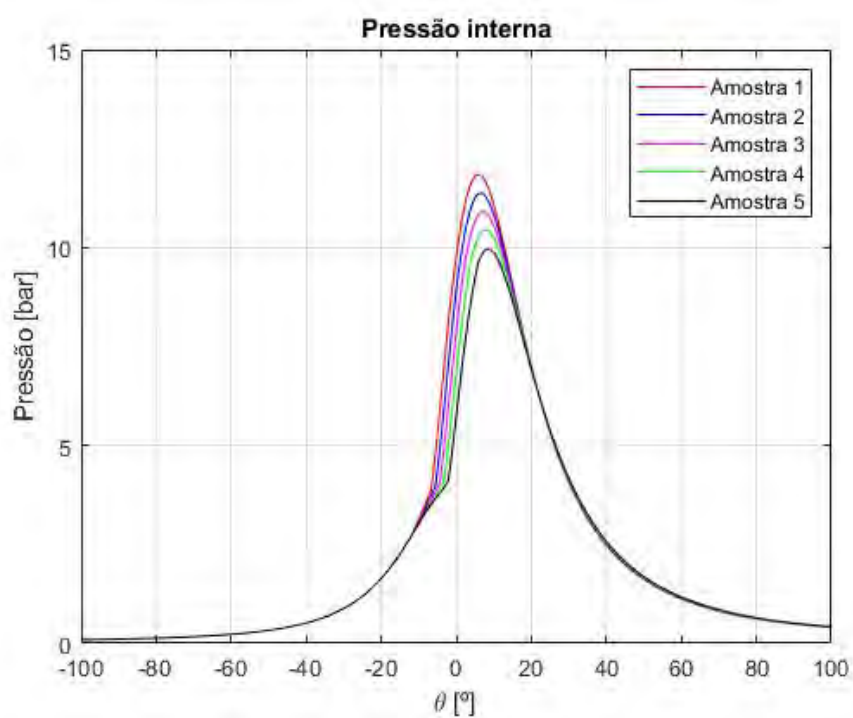


Figura 54 – Pressão interna para a mistura de diesel e etanol em excesso para pontos de injeção de diesel diferentes.

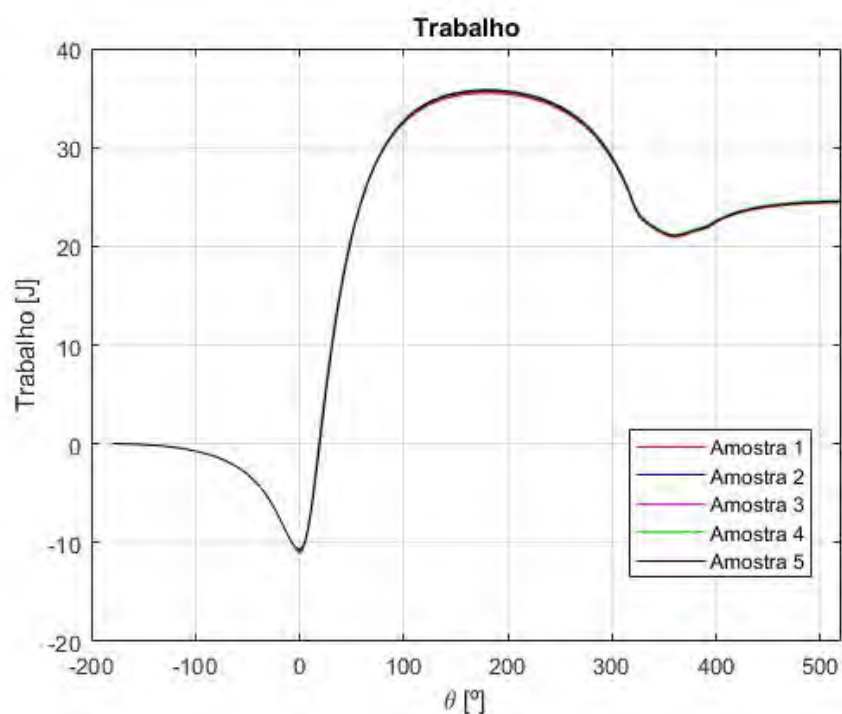


Figura 55 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel e etanol em excesso para pontos de injeção de diesel diferentes.

B.4 Diesel estequiométrico

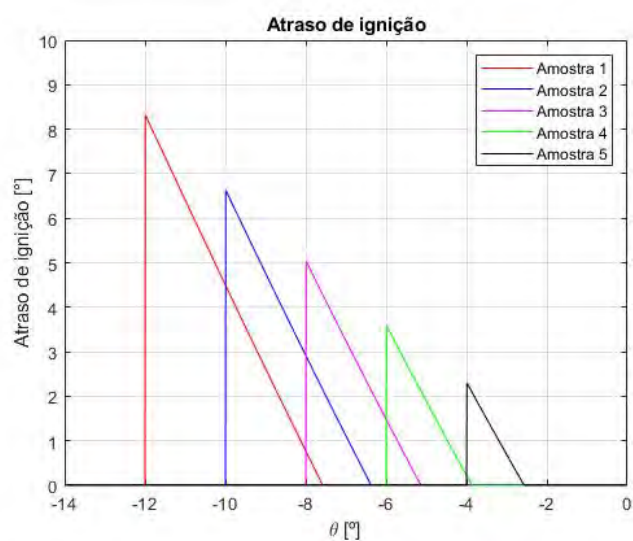


Figura 56 – Atraso de ignição para a mistura de diesel estequiométrico para pontos de injeção de diesel diferentes.

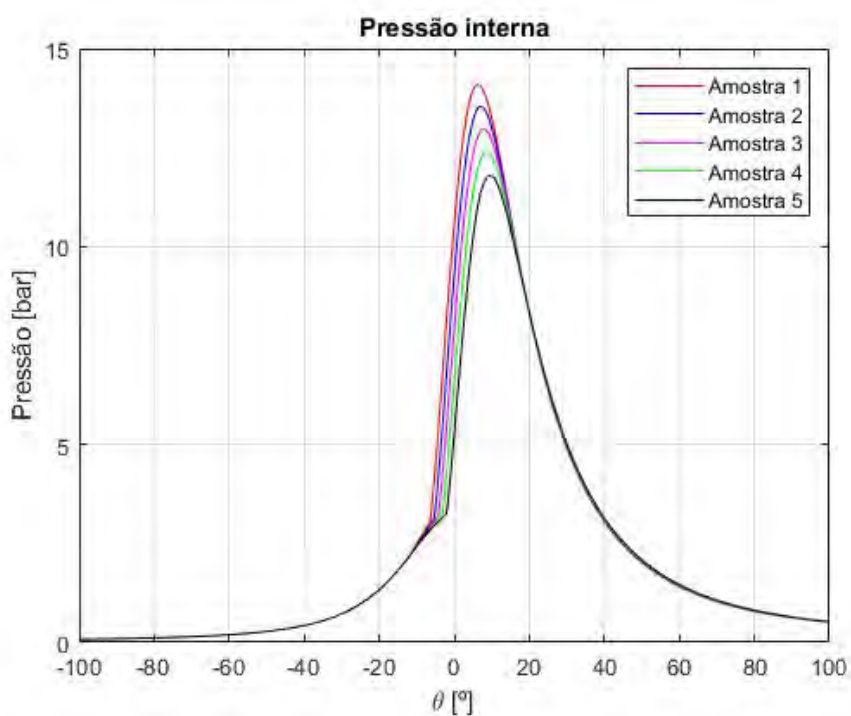


Figura 57 – Pressão interna para a mistura de diesel estequiométrico para pontos de injeção de diesel diferentes.

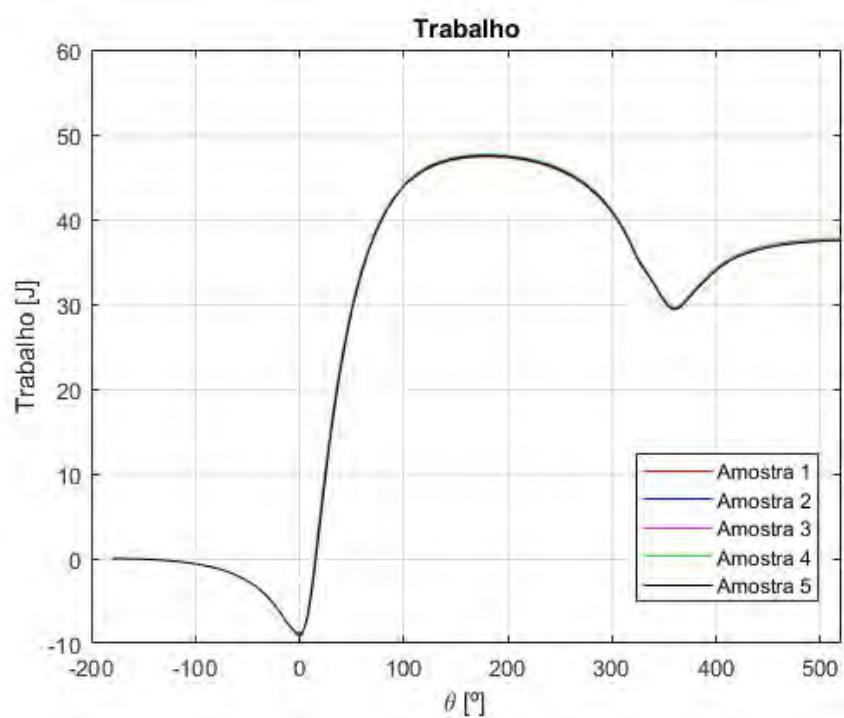


Figura 58 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel estequiométrico para pontos de injeção de diesel diferentes.

B.5 Diesel em excesso de ar

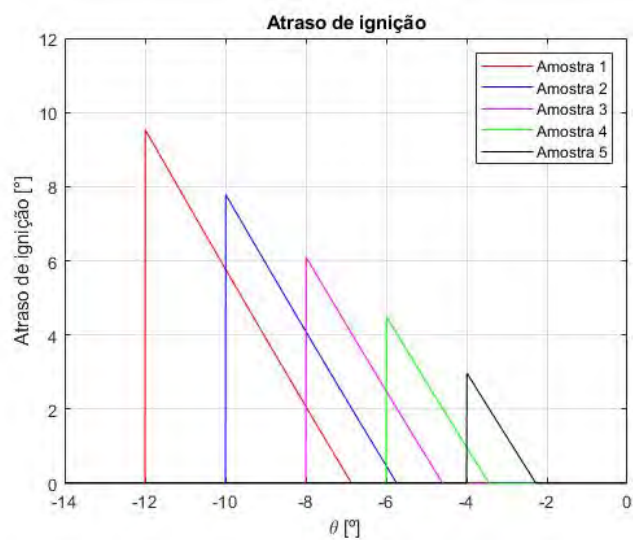


Figura 59 – Atraso de ignição para a mistura de diesel em excesso de ar para pontos de injeção de diesel diferentes.

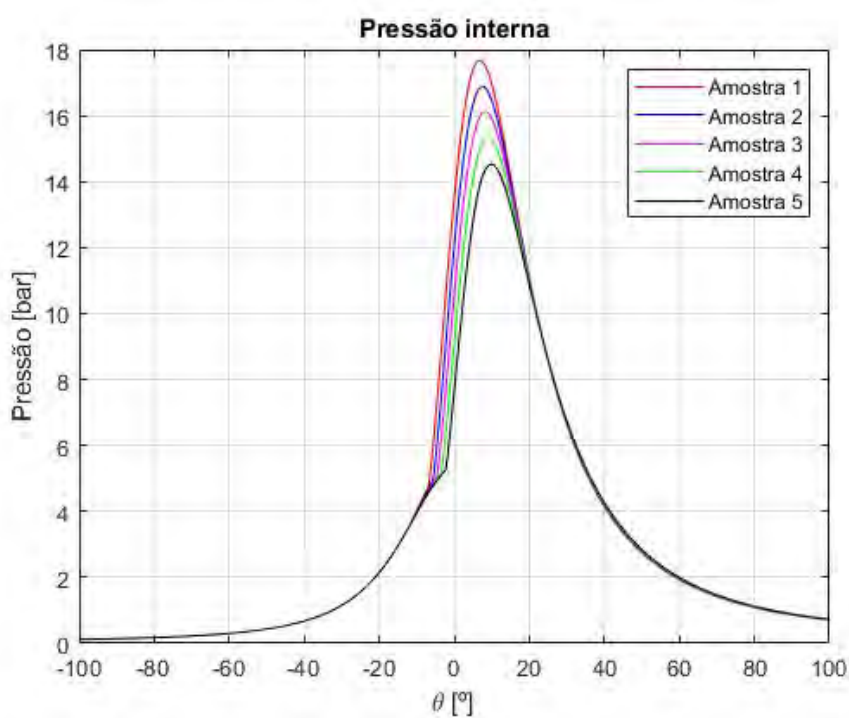


Figura 60 – Pressão interna para a mistura de diesel em excesso de ar para pontos de injeção de diesel diferentes.

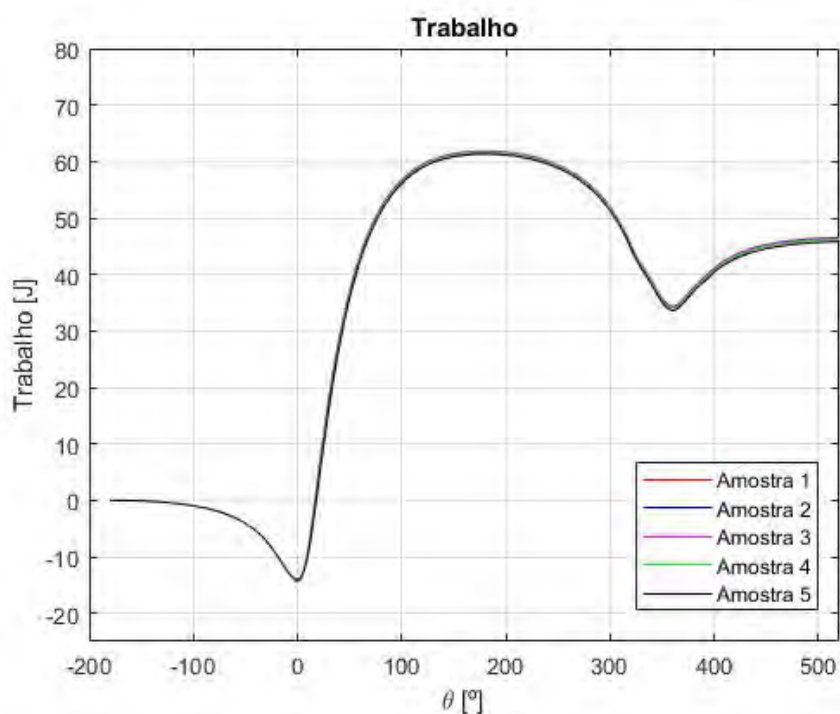


Figura 61 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel em excesso de ar para pontos de injeção de diesel diferentes.

B.6 Diesel em excesso de combustível

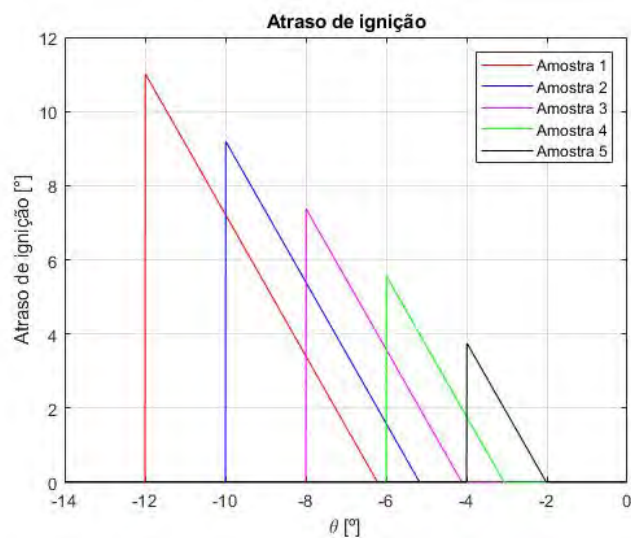


Figura 62 – Atraso de ignição para a mistura de diesel em excesso para pontos de injeção de diesel diferentes.

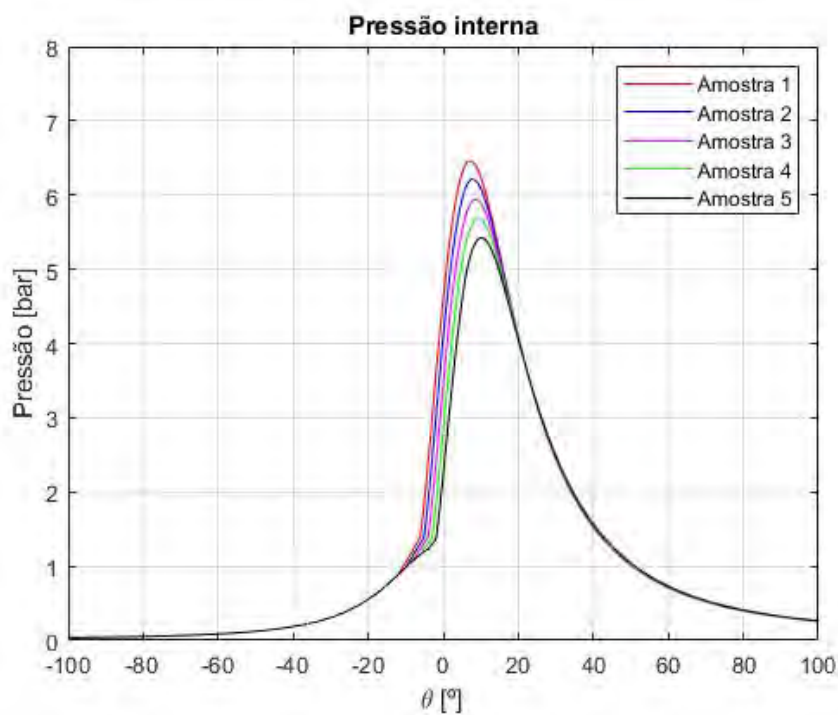


Figura 63 – Pressão interna para a mistura de diesel em excesso para pontos de injeção de diesel diferentes.

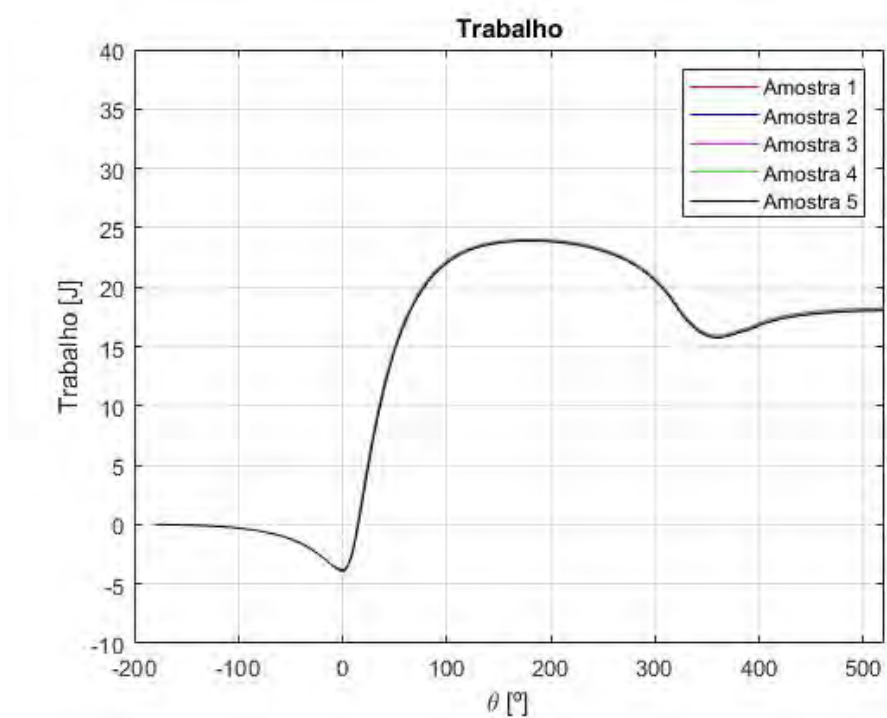


Figura 64 – Trabalho realizados pelos gases para a mistura de diesel em excesso para pontos de injeção de diesel diferentes.