

No presente trabalho é utilizado o método de modelagem zero dimensional para uma zona. Este método foi escolhido com a finalidade de oferecer o melhor custo benefício na geração dos dados. Mediante este método, se consegue obter um resultado satisfatório em um intervalo de tempo curto. Enfatiza-se que na utilização deste método não há necessidade de alto investimento computacional, por exemplo, em softwares comerciais.

A análise termodinâmica do processo de combustão mediante o modelo escolhido é de elevada importância. Isto deve-se ao método simples na determinação do calor liberado e do trabalho útil gerado. Neste sentido, a câmara de combustão pode ser considerada como um volume de controle, mediante a adoção de algumas hipóteses. É importante mencionar que podem ser avaliadas tanto a fase aberta (admissão e exaustão), quanto a fase fechada (compressão, combustão e expansão). No presente trabalho é avaliada a fase fechada, composta pela compressão (após o fechamento da válvula de admissão de ar), combustão e expansão (até o instante de abertura da válvula de exaustão dos gases produto da combustão). Definir corretamente o volume de controle e suas fronteiras é de vital importância para a avaliação da liberação de calor. O volume de controle e suas fronteiras podem ser observados na Figura 4.1.

A partir do volume de controle adotado, considerando o fluido de trabalho (ar, etanol e óleo Diesel) como um gás ideal, um conjunto de propriedades termodinâmicas é definido para um determinado estado. De fato o que ocorre é um processo de não equilíbrio no interior do cilindro. No entanto, esta teoria vai além do escopo do presente trabalho

Em um sistema de ignição por compressão, a distribuição de pressão no interior da câmara de combustão é espacialmente uniforme a cada instante de tempo. Este fato é justificado pelo fato da combustão, neste sistema, ser tipicamente como ondas em deflagração. Este critério é de vital importância para o cálculo do trabalho útil que atravessa a fronteira do sistema [86]. Entre os fatores que dificultam a modelagem, podem-se citar os seguintes [87]:

- O processo de aquecimento e vaporização do combustível quando é injetado na câmara de combustão;

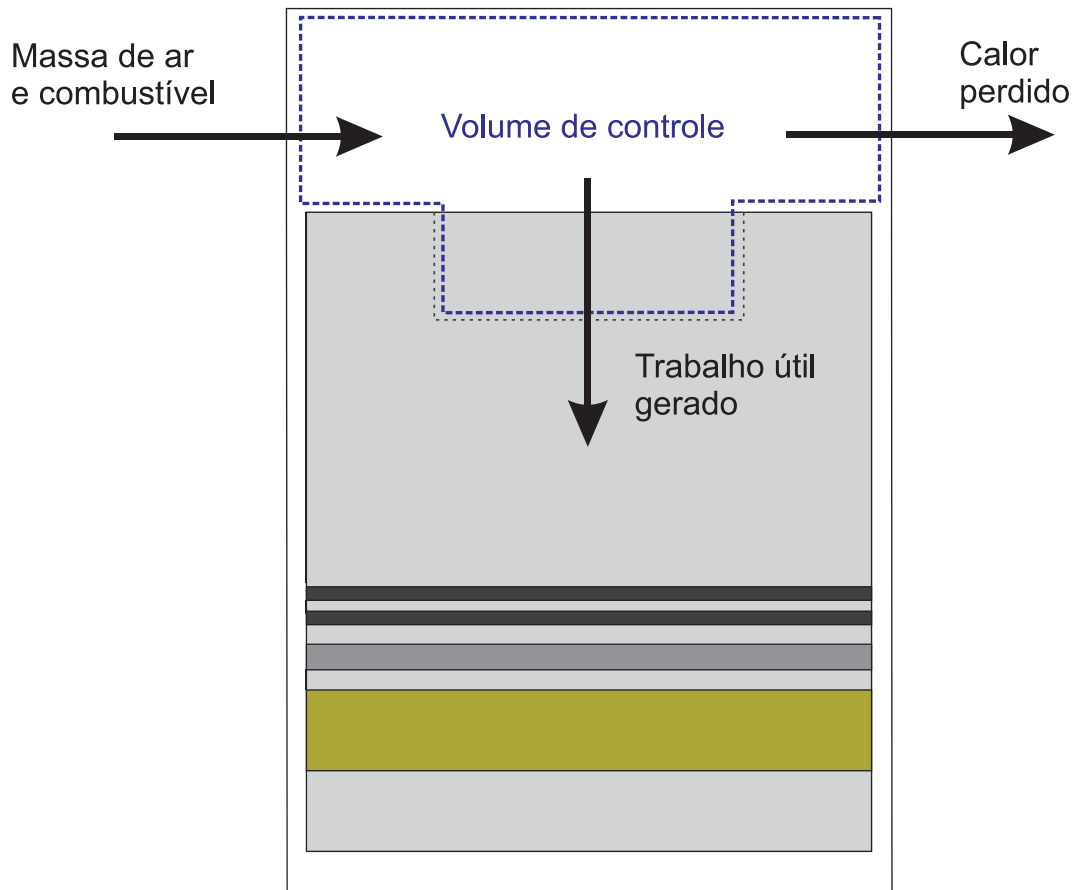


Figura 4.1: Volume de controle considerando as válvulas fechadas na máquina de compressão rápida.

- A não homogeneidade da mistura ar /combustível e a presença de gases residuais;
- Temperatura baixa nas folgas do cilindro (entre os anéis de seguimento do pistão e as paredes do cilindro).

Ao se adotar a Primeira Lei da Termodinâmica para Volume de Controle e, admitindo-se que o fluido de trabalho se comporta como um gás ideal [23], tem-se:

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \dot{m}_f h_f = \frac{dU}{dt}, \quad (4-1)$$

onde:

$\frac{dQ}{dt}$: refere-se à diferença entre a taxa de calor liberado produto da combustão e a taxa de calor perdido pelas paredes do cilindro ($dQ_{ch}/dt - dQ_{ht}/dt$) [23];

$p \frac{dV}{dt}$: refere-se à potência realizada ou taxa de trabalho;

$\dot{m}_f h_f$: refere-se à taxa de entalpia associada à quantidade de combustível injetado;

$\frac{dU}{dt}$: refere-se à taxa de variação da energia interna.

Admitindo que a entalpia (h_f) seja próxima de zero [23], a Equação 4-1 é modificada para:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} = \frac{dU}{dt} + p \frac{dV}{dt} \quad (4-2)$$

O primeiro termo da Equação 4-2 (dQ_n/dt) é denominado taxa de calor aparente. Assumindo então, o fluido de trabalho como gás ideal, tem-se que:

$$pV = mRT \quad (4-3)$$

$$\frac{dU}{dt} = mc_v \frac{dT}{dt} \quad (4-4)$$

Com base na Equação 4-3, adotando a massa e a constante R como sendo constantes, obtém-se a seguinte expressão:

$$pdV + Vdp = mRdT \quad (4-5)$$

Dividindo a Equação 4-5 pela Equação 4-3 e isolando o termo " dT ", obtém-se:

$$dT = T \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} \right) \quad (4-6)$$

Através da Equação 4-5, adotando que $m = pV/RT$, e substituindo nas Equações 4-4 e 4-6, se chega à seguinte expressão:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{pV}{RT} c_v \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} \right) \frac{T}{dt} \quad (4-7)$$

Tendo que $c_v = R/(\gamma - 1)$ e substitui-se na equação 4-7, para aplicação posterior na equação 4-2, encontrando-se a seguinte expressão [23]:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{dt}, \quad (4-8)$$

onde:

γ : refere-se à relação entre os calores específicos do ar (c_p/c_v).

A Equação 4-8 será utilizada para calcular a taxa de liberação de calor no processo de ignição por compressão. As hipóteses adicionais para aplicação dessa Equação são:

- Mistura homogênea dos gases no interior da câmara;
- Sabendo que γ varia com a temperatura, admite-se para a determinação desta variável a utilização da Equação 4-9 [88].

$$\gamma = \left(1 - \frac{R}{c_p} \right)^{-1} \quad (4-9)$$

O termo $\frac{c_p}{R}$, pode ser determinado da seguinte forma [88], [89]:

$$\frac{c_p}{R} = A_0 + A_1 T_i + A_2 T_i^2 + A_3 T_i^3 + A_4 T_i^4, \quad (4-10)$$

onde:

c_p (J/kgK): refere-se ao calor específico do gás a pressão constante;

T_i (K): refere-se à temperatura do gás no interior do cilindro em uma determinada posição do pistão;

A_0 : 3,04473;

A_1 : $1,33805 * 10^{-3}$;

$$A_2: -4,88256 * 10^{-7};$$

$$A_3: 8,55475 * 10^{-11};$$

$$A_4: -5,70132 * 10^{-15}.$$

4.1

Temperatura no Interior do Cilindro

Conforme descrito anteriormente, este trabalho avalia a fase fechada do ciclo do motor. A partir deste método assumindo gás ideal nesta fase do ciclo, parte-se da premissa, massa constante (não há fluxo de massa) [87]. No início do processo de compressão, imediatamente após o fechamento da válvula de admissão, adota-se a temperatura no interior do cilindro como sendo a própria temperatura ambiente. No caso de um motor real poder-se-ia considerar esta temperatura como sendo a temperatura do coletor de admissão. Na máquina de compressão rápida não se tem um coletor de admissão, portanto o ar que ingressa ao cilindro provém de um reservatório que encontra-se a temperatura ambiente. Desta forma, o cálculo da temperatura do gás, no interior do cilindro, para a fase de ciclo fechado pode ser considerada através da seguinte formulação:

$$T_i = \frac{P_i V_i T_0}{P_0 V_0} \quad (4-11)$$

Os termos da equação 4-11, dizem a respeito ao seguinte:

T_i : refere-se à temperatura para um determinado instante de tempo (i): [K];

P_i e V_i : refere-se à pressão e volume, respectivamente, para um determinado instante de tempo (i): [Pa] [m³];

T_0 e P_0 : refere-se à temperatura e pressão no momento da admissão do ar no cilindro: [K] [Pa];

V_0 : refere-se ao volume no instante de fechamento da válvula de admissão: [m³].

4.2

Atraso da Ignição

O atraso da ignição, como foi mencionado no Capítulo 2, é o intervalo de tempo entre o início da injeção de combustível e o início da combustão [23], configurando-se como um parâmetro de extrema importância para o fenômeno de combustão. Contudo, a complexidade envolvida na determinação do valor do atraso de ignição vai um pouco além, em virtude da dificuldade na definição do instante de início da combustão. Portanto, existem alguns métodos de estimativa do atraso da ignição, os quais podem ser divididos em duas categorias: métodos diretos e métodos indiretos.

O método direto consiste na medida da posição da chama em função do tempo, através de artifícios visuais. Logo este método, geralmente, exige adaptações na câmara de combustão a fim de que uma janela de quartzo (transparente) permita a visualização e o registro do processo de combustão por intermédio de uma câmera de alta velocidade. A referida medição de posição da chama em função do tempo (método direto) também é possível pela utilização de detector de ionização de chama e seus componentes eletrônicos associados.

A aplicação do método direto nem sempre é trivial. Assim, alternativamente, o método indireto recorre às curvas de "pressão indicada". O sensor de pressão, posicionado no cabeçote, se encarrega de registrar precisamente a pressão em função do tempo. A partir de uma análise crítica razoável sobre o assunto e, levando-se em conta as curvas de pressão, é viável avaliar qualitativamente o atraso e duração da combustão. Alguns autores recomendam o uso das curvas de pressão como *inputs* em estudos sobre o atraso da ignição que assegurem melhores resultados em termos quantitativos ou, em outras palavras, soluções mais precisas. Dentre as sugestões, podem-se citar as seguintes:

- Avaliação do tempo de atraso mediante a curva de liberação de calor: refere-se à determinação do início da combustão mediante a utilização da curva de calor liberado, onde se considera que já está acontecendo a combustão quando o valor acumulado da curva de liberação de calor encontra-se entre 3 a 5% do valor total acumulado (100 % de fração de massa queimada), como se mostra na Figura 4.2, [90]. Portanto, conhecendo-se o instante de início da injeção de combustível e determinando, como mencionado, o instante do início da combustão, pode-se determinar o atraso da ignição;
- Avaliação da derivada da curva de pressão: esta técnica faz menção à utilização da primeira (dP/dt), segunda (d^2P/dt^2) e terceira (d^3P/dt^3) derivadas da curva de pressão (P vs t). Esta estratégia permite aliar a

derivação matemática às medições de pressão durante o fenômeno da combustão para evidenciar o instante de início da mesma através das variações na curva (L_1 , L_2 e L_3) ao longo do processo como é mostrado na Figura 4.3, [91];

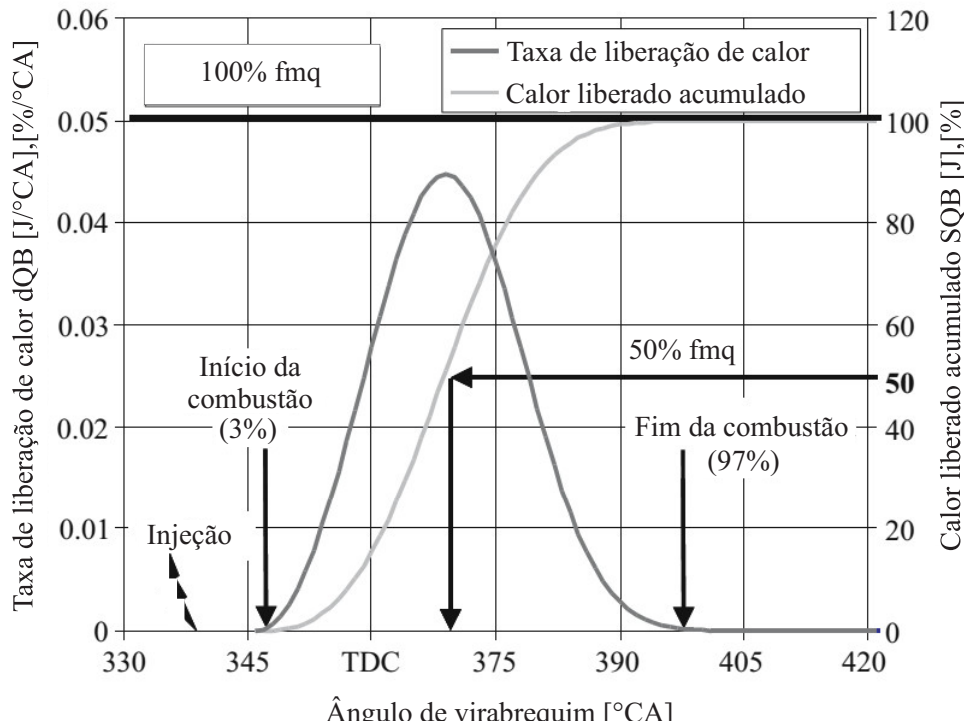


Figura 4.2: Determinação do início da combustão através da curva de calor liberado.

Fonte: Characteristic attributes of the combustion path [90].

- Outra opção é utilizar as curvas logarítmicas de pressão e volume, onde o coeficiente da porção retilínea da compressão determina o coeficiente politrópico médio até o trecho onde ocorre o desvio desta trajetória, indicando o início da combustão [92].

Devido a que o presente trabalho se dividiu em duas etapas, o método para a determinação do atraso da ignição foi diferente para cada etapa. Na etapa de testes preliminares, se determinou de forma direta mediante o uso das imagens captadas pela camera de alta velocidade (30.000 quadros por segundo). Já na segunda etapa, testes finais, devido a uma falha na camera de alta velocidade, o atraso da ignição foi determinado mediante o estudo dos desvios nas curvas (dP vs t). Mas, é importante mencionar que, em alguns casos, quando a curva (dP vs t) não apresenta uma mudança clara na sua inclinação, faz-se necessário utilizar a curva (d^2P vs t) a fim de se obter, com

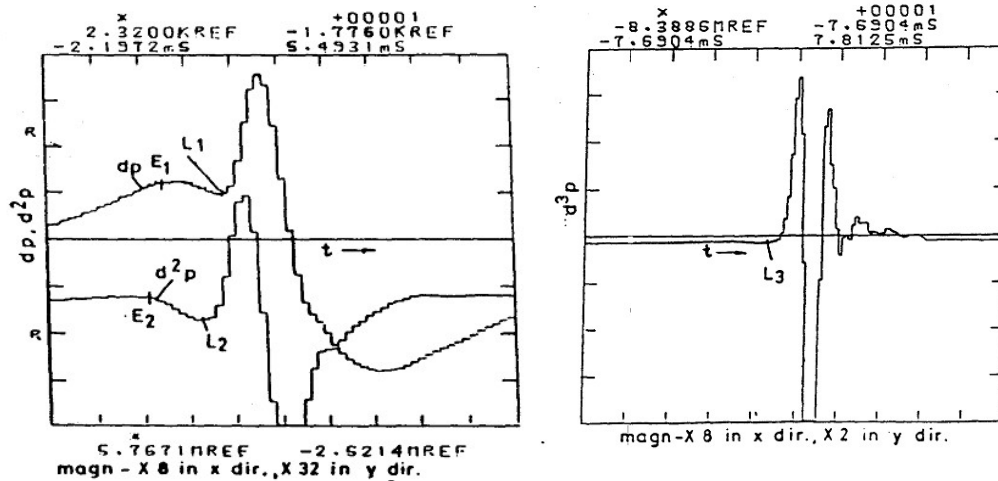


Figura 4.3: Determinação do início da combustão mediante a utilização das curvas de pressão e suas respectivas derivadas.

Fonte: Variation of dp , d^2p and d^3p with t [91].

maior exatidão, a mudança na inclinação e, por conseguinte, o momento de início da combustão.

4.3 Testes na MCR

Neste tópico será discutido o procedimento adotado para a geração de dados. Como mencionado no Capítulo 1, os testes foram desenvolvidos em duas etapas:

- Testes preliminares: referem-se aos testes feitos com a finalidade de verificar a queima do combustível nas condições de teste e escolher o grupo de misturas a serem testadas finalmente com maior detalhe;
- Testes finais: referem-se aos testes com as misturas selecionadas do teste preliminar.

4.3.1 Testes preliminares

A máquina de compressão rápida (MCR) foi equipada com sistema de injeção do diesel (Common-Rail). O ar foi introduzido na câmara de combustão, antes do curso de compressão, enquanto os combustíveis (óleo diesel e misturas de etanol com aditivos) foram injetados durante o processo de compressão, como ocorre tipicamente no interior dos motores, próximo ao PMS.

A duração e a pressão de injeção das misturas foram ajustados para fornecer a mesma quantidade de energia química injetada ao teste realizado com óleo diesel. As misturas de etanol e melhorador da ignição tem um poder calorífico inferior menor em comparação ao óleo diesel. Por tal motivo, é necessário aumentar a pressão de injeção (o que pode mudar as características de formação do spray) e o tempo de injeção, com a finalidade de poder injetar a mesma quantidade de energia em todos os testes. É importante mencionar que, durante a etapa preliminar dos testes, pela quantidade de misturas, foram realizados para cada condição 10 testes. O valor do poder calorífico inferior do diesel S50 é de aproximadamente 42,5 MJ / kg e para o etanol hidratado é de 26,8 MJ / kg [70]. Isto resulta que, para cada processo de combustão, cerca de 80% a mais de massa de mistura de etanol com aditivo foi injetado, em relação à quantidade de combustível injetado, quando se opera com diesel S50.

As adaptações e instalação experimental na MCR serão mostradas na Figura 3.2. Aquecedores elétricos foram adaptados tanto na parte superior do revestimento do cilindro, quanto na cabeça do pistão, para o condicionamento térmico adequado da câmara de combustão durante as experiências. A temperatura da parede e da cabeça do pistão foi estabelecida em cerca de 90 °C.

A seguir mostra-se na Tabela 4.1, a relação de combustíveis testados e seus respectivos valores de poder calorífico inferior (PCI) extraídos da literatura para o caso do óleo diesel e o ED95,. Para o caso das misturas de etanol e PEG, este valor foi obtido mediante análise das entalpias de formação de cada reação [93]. Finalmente o valor do poder calorífico inferior para as misturas de etanol e n-butanol foram obtidas mediante uma ponderação mássica entre o PCI do etanol e do n-butanol.

Tabela 4.1: Poder calorífico inferior dos combustíveis testados.

Diesel S50	42,50 MJ/kg
ED95	26,80 MJ/Kg [76]
Etanol + PEG 400 (7%)	25,71 MJ/kg
Etanol + PEG 400 (10%)	25,65 MJ/kg
Etanol + PEG 400 (15%)	25,57 MJ/kg
Etanol + PEG 400 (13%)	25,60 MJ/kg
Etanol + PEG 400 (20%)	25,48 MJ/kg
Etanol + PEG 600 (7%)	25.71 MJ/kg
Etanol + Butanol (10%)	26.44 MJ/kg
Etanol + Butanol (15%)	26,75 MJ/kg

O fabricante da MCR forneceu a caracterização do bico injetor do diesel. Durante os ensaios, esta caracterização foi usada como referência para se determinar o tempo e a pressão de injeção, uma vez que o laboratório não possui um conjunto de equipamentos para caracterizar um injetor diesel utilizando as misturas testadas. No entanto, a situação ideal para minimizar as incertezas associadas ao resultado, é fazer a caracterização do bico injetor diesel para cada combustível utilizado durante os testes. As condições de operação para os testes com Diesel S50 e ED95 são apresentadas nas Tabelas 4.2 e 4.3.

Tabela 4.2: Condições de operações para o teste de Diesel S50.

Razão de compressão (-)	15,92:1
Velocidade simulada do pistão (rpm)	1500
Deslocamento máximo do pistão (mm)	210,3
Pressão de acionamento do pistão (bar)	20,8
Temperatura parede do cilindro e cabeça do pistão (°C)	90
Pressão do ar na admissão (bar)	1,1
PCI (MJ/kg)	42,5
Avanço da injeção antes do PMS (mm)	2,4
Injeção de combustível	1070 bar / 1,75 ms

Fonte: Table 3. Inputs operations conditions for the test of Diesel S50 in the RCM [81].

Uma vez terminada a etapa de testes com Diesel e ED95, realizaram-se os testes com as misturas de etanol com PEG 400, PEG 600 e n-butanol, em diferentes proporções. As condições de operação para os testes com as misturas anteriormente mencionadas na Tabela 4.1 são mostradas a seguir nas Tabelas 4.4 a 4.11:

Tabela 4.3: Condições de operações para teste com ED95.

Razão de compressão (-)	15,95:1	20,65:1	24,75:1
Vel. simulada do pistão (rpm)	1500	1750	1900
Deslocamento máx. do pistão (mm)	210,3	213,5	215,3
Pressão de acio. do pistão (bar)	21,4	23,9	25,1
Temperatura parede do cilindro e cabeça do pistão (°C)	90		
Pressão do ar na admissão (bar)	1,1		
PCI (MJ/kg)	24,70		
Ponto de injeção antes do PMS (mm)	1,9, 2,5 e 3,6	1,9, 3,1, 4,1, 5,0, 5,4, 5,8, 6,2 e 7,2	1,6, 2,4, 3,2, 4,3, 5,1, 6,0 e 6,6
Injeção de combustível	1615 bar / 2,7 ms	1450 bar / 2,7 ms	1590 bar / 2,7 ms

Fonte: Table 4. Inputs operations conditions for the test of ED95 in the RCM [81].

Tabela 4.4: Condições de operações para teste com Etanol + PEG400 (7%).

Razão de compressão (-)	20,27:1
Velocidade simulada do pistão (rpm)	1750
Deslocamento máximo do pistão (mm)	213,3
Pressão de acionamento do pistão (bar)	23,9
Temperatura parede do cilindro e cabeça do pistão (°C)	90
Pressão do ar na admissão (bar)	1,1
PCI (MJ/kg)	25,71
Ponto de injeção antes do PMS (mm)	2,0, 3,2, 4,5, 5,4, 5,8, 6,4, 6,9 e 7,9
Injeção de combustível	1450 bar / 2,7 ms

Tabela 4.5: Condições de operações para teste com Etanol + PEG400 (10%).

Razão de compressão (-)	20,09:1
Velocidade simulada do pistão (rpm)	1750
Deslocamento máximo do pistão (mm)	213,2
Pressão de acionamento do pistão (bar)	23,9
Temperatura parede do cilindro e cabeça do pistão (°C)	90
Pressão do ar na admissão (bar)	1,1
PCI (MJ/kg)	25,65
Ponto de injeção antes do PMS (mm)	1,9, 3,1, 4,2, 5,0, 5,4, 5,9, 6,3 e 7,3
Injeção de combustível	1450 bar / 2,7 ms

Tabela 4.6: Condições de operações para teste com Etanol + PEG400 (13%).

Razão de compressão (-)	21,64:1	25,88:1
Velocidade simulada do pistão (rpm)	1750	1900
Deslocamento máximo do pistão (mm)	213,5	215,7
Pressão de acionamento do pistão (bar)	23,9	25,1
Temperatura parede do cilindro e cabeça do pistão (°C)	90	
Pressão do ar na admissão (bar)	1,1	
PCI (MJ/kg)	25,60	
Ponto de injeção antes do o PMS (mm)	4,1, 4,7, 5,2, 6,1, 7,2, 8,3 e 9,5	6,8, 7,3, 7,7, 8,8, 9,9, 11,0 e 12,2
Injeção de combustível	1400 bar / 2,7 ms	1450 bar / 2,7 ms

Tabela 4.7: Condições de operações para teste com Etanol + PEG400 (15%).

Razão de compressão (-)	22,28:1	25,58:1
Velocidade simulada do pistão (rpm)	1750	1900
Deslocamento máximo do pistão (mm)	214,3	215,6
Pressão de acionamento do pistão (bar)	23,9	25,1
Temperatura parede do cilindro e cabeça do pistão (°C)	90	
Pressão do ar na admissão (bar)	1,1	
PCI (MJ/kg)	25,57	
Ponto de injeção antes do PMS (mm)	1,5, 2,6, 3,7, 4,6, 4,9, 5,4, 5,8 e 6,4	1,4, 2,6, 3,8, 4,6, 5,0, 5,6 e 6,0 e 7,0
Injeção de combustível	1400 bar / 2,7 ms	1450 bar / 2,7 ms

Tabela 4.8: Condições de operações para teste com Etanol + PEG400 (20%).

Razão de compressão (-)	20,83:1
Velocidade simulada do pistão (rpm)	1750
Deslocamento máximo do pistão (mm)	213,6
Pressão de acionamento do pistão (bar)	23,9
Temperatura parede do cilindro e cabeça do pistão (°C)	90
Pressão do ar na admissão (bar)	1,1
PCI (MJ/kg)	25,48
Ponto de injeção antes do PMS (mm)	1,6, 2,9, 4,0, 4,8, 5,2, 5,6, 6,3 e 7,2
Injeção de combustível	1490 bar / 2.7 ms

Tabela 4.9: Condições de operações para teste com Etanol + PEG600 (7%).

Razão de compressão (-)	16,78:1	22,06:1	26,50:1
Velocidade simulada do pistão (rpm)	1500	1750	1900
Deslocamento máximo do pistão (mm)	211,0	214,2	215,9
Pressão de acionamento do pistão (bar)	21,4	23,9	25,1
Temperatura parede do cilindro e cabeça do pistão (°C)	90		
Pressão do ar na admissão (bar)	1,1		
PCI (MJ/kg)	25,13		
Ponto de injeção antes do PMS (mm)	4,6, 5,0, 5,4, 6,2 e 7,2	4,8, 5,2, 5,6, 6,6, 7,5, 8,5 e 9,6	5,5, 6,0, 6,5, 7,5, 8,6, 9,8 e 11,0
Injeção de combustível	1550 bar / 2,7 ms	1460 bar / 2,7 ms	1630 bar / 2,7 ms

Tabela 4.10: Condições de operações para teste com Etanol + n-Butanol (10%).

Razão de compressão (-)	21,64:1	26,81:1
Velocidade simulada do pistão (rpm)	1750	1900
Deslocamento máximo do pistão (mm)	213,5	216,0
Pressão de acionamento do pistão (bar)	23,9	25,1
Temperatura parede do cilindro e cabeça do pistão (°C)	90	
Pressão do ar na admissão (bar)	1,1	
PCI (MJ/kg)	26,44	
Ponto de injeção antes do PMS (mm)	3,7, 4,2, 4,6, 5,5, 6,5, 7,5 e 8,4	5,3, 5,7, 6,2, 7,3, 8,4, 9,4 e 10,6
Injeção de combustível	1452 bar / 2,7 ms	1481 bar / 2,7 ms

Tabela 4.11: Condições de operações para teste com Etanol + n-Butanol (15%).

Razão de compressão (-)	21,64:1	26,81:1
Velocidade simulada do pistão (rpm)	1750	1900
Deslocamento máximo do pistão (mm)	213,5	216,0
Pressão de acionamento do pistão (bar)	23,9	25,1
Temperatura parede do cilindro e cabeça do pistão (°C)	90	
Pressão do ar na admissão (bar)	1,1	
PCI (MJ/kg)	26,75	
Ponto de injeção antes do PMS (mm)	4,1, 5,4, 5,8, 6,6, 7,5, 8,5 e 9,5	4,6, 5,0, 5,5, 6,5, 7,5, 8,6 e 9,7
Injeção de combustível	1420 bar / 2,7 ms	1445 bar / 2,7 ms

De acordo com as Tabelas 4.4 a 4.11, e resultados obtidos dos testes realizados, os quais são apresentados no Capítulo 5 pode-se observar o seguinte:

- Durante a realização dos testes preliminares, a quantidade de energia injetada, com relação ao óleo diesel, permaneceu constante para cada rotação simulada no teste. Por este motivo, a pressão de injeção mudou para cada valor de rotação simulada e cada combustível. Como pode ser observado, para testes com valores de rotação acima de 1500 rpm, não se realizou, na etapa preliminar, testes com óleo diesel. Por tanto a massa injetada de etanol aditivado dependeu do valor da relação de equivalência para a rotação simulada e o valor do PCI da mistura, a fim de que se injete ao sistema uma quantidade de energia similar, correspondente ao óleo diesel. Uns dos parâmetros de avaliação deste trabalho é o atraso da ignição, que pode diminuir ou aumentar com o aumento ou diminuição da pressão de injeção. Isto porque quanto maior for a pressão de injeção, melhor é a atomização do combustível e, por conseguinte, menor o atraso da ignição;
- Na máquina de compressão rápida utiliza-se a posição do pistão para ativar sistemas periféricos, como injeção de combustíveis, ativar a câmera de vídeo etc. Para tal, a resolução é de 1 mm. Tal fato só foi confirmado pelo fabricante muito tempo depois de realizados os testes preliminares. Este fato foi determinante para que se adequasse o procedimento para os testes finais e, para os testes preliminares, adotou-se para o valor do avanço a parte inteira do avanço estipulado, desprezando-se a parte decimal;
- Estes testes foram feitos com a finalidade de poder escolher as melhores misturas de etanol, tendo em conta a menor razão de compressão na qual ocorre combustão com a menor proporção do aditivo utilizado.

4.3.2 Testes finais

Tabela 4.12: Condições de operações para o teste de Diesel S10.

Razão de compressão (-)	16:1	20:1	24:1
Velocidade simulada do pistão (rpm)	1500	1900	2400
Deslocamento máximo do pistão (mm)	125	140	170
Pressão de acionamento do pistão (bar)	19	25,5	34
Temperatura parede do cilindro e cabeça do pistão (°C)	90		
Pressão do ar na admissão (bar)	1,65	1,71	1,74
PCI (MJ/kg)	42,5		
Avanço da injeção antes do PMS (mm)	-1, 0, 1 e 2	-1, 0, 1 e 2	-1, 0, 1 e 2
Injeção de combustível	1400 bar / 1,09 ms	1400 bar / 1,29 ms	1400 bar / 1,64 ms

Nas Tabelas 4.12, 4.13 e 4.14, pode-se observar que em todos os testes finais realizados, a pressão de admissão é superior a 1,1 bar. Isto deve-se ao fato que se simulou uma sobrecarga na admissão do ar, de tal forma que a mesma represente a existência de um turbo-compressor. Este procedimento teve como objetivo simular as condições de operação do motor de ignição por compressão - DW10CTED4 (PSA Groupe) em um regime de baixa carga. Dados sobre o motor são apresentados na Tabela 4.15 . A escolha das baixas cargas foram motivadas pelas limitações de operação da MCR. Além disso, é importante mencionar que nesta etapa final, foram realizados para condição 50 testes.

Tabela 4.13: Condições de operações para teste com Etanol + PEG400 (13%).

Razão de compressão (-)	20:1	24:1
Velocidade simulada do pistão (rpm)	1900	2400
Deslocamento máximo do pistão (mm)	140	170
Pressão de acionamento do pistão (bar)	26,0	33,4
Temperatura parede do cilindro e cabeça do pistão (°C)	90	
Pressão do ar na admissão (bar)	1,71	1,74
PCI (MJ/kg)	25,60	
Ponto de injeção antes do o PMS (mm)	1, 2, 3, 4, 5 e 6	-1, 0, 1, 2 e 3
Injeção de combustível	1400 bar / 2,37 ms	1400 bar / 2,96 ms

Tabela 4.14: Condições de operações para teste com Etanol + n-Butanol (10%).

Razão de compressão (-)	20:1	24:1
Velocidade simulada do pistão (rpm)	1900	2400
Deslocamento máximo do pistão (mm)	140	170
Pressão de acionamento do pistão (bar)	26,0	34,5
Temperatura parede do cilindro e cabeça do pistão (°C)	90	
Pressão do ar na admissão (bar)	1,71	1,74
PCI (MJ/kg)	26,44	
Ponto de injeção antes do PMS (mm)	3, 4, 5 e 6	2, 3, 4 e 5
Injeção de combustível	1400 bar / 2,29 ms	1400 bar / 2,86 ms

Tabela 4.15: Principais características técnicas do motor DW10CTED4

Modelo	DW10CTED4
Diâmetro interno	85 mm
Curso	88 mm
Comprimento do biela	145 mm
Tolerância	0,4 mm
Cilindrada	1997 cm ³
Número de cilindros / Arquitetura	4 cilindros em linha
Número de válvulas / cilindros	4 válvulas
Razão de compressão nominal	16
Potência máxima	120 kW CEE (163 ch CEE)
Torque máximo	340 Nm
Regime de marcha lenta fria	800 tr/mn (± 20 tr/min) à 20°C
Regime de marcha lenta quente	750 tr/mn (± 10 tr/min) à 80°C
Regime máximo vazio	5100 tr/Mn (± 150)
Regime de torque máximo	2000 tr/mn
Velocidade máxima	3750 tr/mn
Valor do torque na máxima potência	301 Nm
Regime máximo de potência	5000 tr/mn

Fonte: 6.1 Specify restrictions on uses (Wave) [94].

4.4

Tratamento dos Dados

Para cada teste realizado, determinou-se a curva de pressão no interior do cilindro. O software CAMAS, através do sensor piezoelétrico, capturou os dados de pressão para cada instante de tempo durante o processo. A seleção da curva ótima foi feita da seguinte maneira:

- Para cada teste realizado, o software oferece a pressão máxima obtida na combustão. Se fizeram 50 repetições para cada condição de teste descrito nas Tabelas 4.12, 4.13 e 4.14. Se determinou o valor médio das pressões máximas dos 50 testes realizados, e opta-se pelo valor de pressão máxima mais próxima deste resultado, que representa a curva mais adequada para o estudo. É importante mencionar que a escolha da curva representativa é normalmente feita mediante o análise da pressão media efetiva, mas, devido ao fato de que o deslocamento do pistão no processo de compressão não é similar no processo de expansão, optou-se pela análise da pressão maxima com a finalidade de não inserir maiores incertezas.
- Os dados são avaliados mediante o desvio médio da pressão máxima obtida para cada grupo de testes realizados. Uma variação acima de

10%, indicaria que os pontos estão instáveis [23];

- Uma vez analisado o desvio médio e filtrados os dados que poderiam fazer com que o grupo fosse instável, determinou-se do atraso da ignição, mediante o estudo da curva de pressão representativa descrita acima;
- A partir da seleção da curva, mediante o procedimento descrito acima, se inicia a análise de taxa de liberação de calor, pelo modelo zero dimensional proposto (Equação 4-8). Para tal propósito, assim como na determinação do atraso da ignição há necessidade da execução das atividades que são descritas a seguir.

1. Ajuste das pressões no interior do cilindro para pressão absoluta

Ajustam-se as pressões da curva selecionada. Esta adequação será referenciada para a pressão absoluta no interior do cilindro. Isto é devido à modelagem termodinâmica, onde a pressão absoluta é considerada. Assim o ajuste é feito através da adição da pressão atmosférica no momento do teste à pressão medida pelo transdutor de pressão, que mede uma pressão diferencial.

2. Suavização dos pontos de pressão e volume

Observa-se uma grande oscilação dos dados de pressão no decorrer do ciclo para cada teste, medida pelo transdutor de pressão. Portanto, houve a necessidade da suavização dos pontos, com o objetivo de determinar o atraso da ignição e gerar a curva da taxa de liberação de calor. Esta atividade é fundamental para o objetivo proposto. Devido às altas frequências de amostragem, deve-se ter maior atenção e cuidado na geração dos dados e filtragem [95]. A equação que se utiliza é a suavização com a média aritmética dos pontos vizinhos para nivelamento dos dados, de acordo com a necessidade do estudo. No presente trabalho, o método escolhido para o procedimento de suavização dos dados de pressão no interior do cilindro foi o *Smooth – Spline*, que faz parte do pacote de ferramentas do Matlab (CF Tool). Este método, em comparação com o citado anteriormente, apresentou uma suavização mais adequada e mais coerente com as curvas obtidas nos testes realizados.

3. Determinação da taxa de calor liberado

Uma vez suavizada a curva de pressão e volume, no mesmo pacote de ferramentas, CF Tool, se determina a derivada das curvas de pressão (dP/dt) e volume (dV/dt), com a finalidade de poder determinar o atraso da ignição posteriormente, e calcular a taxa de liberação de calor.