

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

ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM MOTOR DIESEL DE INJEÇÃO MECÂNICA
UTILIZANDO COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS

por

Thais Zenker

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2013



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

ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM MOTOR DIESEL DE INJEÇÃO MECÂNICA
UTILIZANDO COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS
por

Thais Zenker

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Thamy Cristina Hayashi
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

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

Orientador: Prof. Dr. Nattan Roberto Caetano

Comissão de Avaliação:

Prof. Fernando Marcelo Pereira

Prof. Paulo Otto Beyer

Prof. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 14 de novembro de 2013

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus pela vida e por se fazer presente na minha vida de diversas formas.

Agradeço aos meus pais, Agnes e Homero, pelo apoio que sempre tive por parte deles nas minhas escolhas. Agradeço ao Claudinho que, de uma maneira tão especial, se mostra um pai e um amigo nas horas de insegurança.

Ao meu irmão, Thomas, que apesar da distância sempre se fez presente com palavras animadoras.

A minha avó Mercedes, pela compreensão e o suporte oferecido sempre que precisei.

Agradeço ao meu orientador, Nattan, pelas horas dedicadas em compartilhar seus conhecimentos.

Ao Gelson Carneiro de Souza Júnior pelo fornecimento do algoritmo.

ZENKER, T. **Análise do desempenho de um motor Diesel de injeção mecânica utilizando combustíveis alternativos.** 2013. 21. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

RESUMO

Um dos grandes contribuintes para a poluição do ar atmosférico são os motores de combustão interna. Há uma busca crescente pelo uso de combustíveis alternativos como fontes de energia mais limpa, com o intuito de amenizar os prejuízos causados pelas emissões. Neste contexto, este trabalho tem por objetivo simular parâmetros intrínsecos de motor por compressão utilizando diesel dopado com etanol. Uma comparação entre o desempenho obtido experimentalmente a partir de dois combustíveis diferentes, diesel comercial S500 e uma mistura de diesel com 7% de etanol e 3% de bio-óleo, permite validar o modelo proposto. O modelo utilizado é estabelecido com os princípios do modelo zero-dimensional, no qual os parâmetros de desempenho do motor são função da variação do ângulo de manivela. As informações utilizadas para iniciar os cálculos são as condições de contorno estabelecidas pelo experimento. Os resultados encontrados são satisfatórios considerando as limitações do modelo. As curvas de pressão em função do ângulo de manivelas apresentam boa concordância, sendo o coeficiente de correlação de 0,9 para ambos combustíveis. Os resultados de consumo específico e eficiência global apresentaram discrepância máxima de 5%. Desta forma, a simulação do desempenho do motor diesel em condições semelhantes às experimentais e a comparação entre os parâmetros permitem um melhor entendimento sobre o funcionamento do motor, sobre os processos térmicos envolvidos no ciclo e a utilização possibilitam a utilização adequada de combustíveis alternativos.

PALAVRAS-CHAVE: Motor Diesel, Modelo Zero-Dimensional, Combustíveis Alternativos.

ZENKER, T. **Analysis of a mechanical injection diesel engine using alternative fuels**. 2013. 21. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

ABSTRACT

One of the great contributors to the pollution of the atmospheric air is the internal combustion engines. In order to diminish the damages, there is an increasing pursuit for alternative fuels with new sources of cleaner energy. In this context, the aim of this work is to simulate parameters that are intrinsic to a motor. To validate the proposed model, a comparison between results experimentally is made taken from a diesel engine with two types of fuels: commercial diesel S500 as base and a mixture of diesel with 7% of ethanol and 3% of bio-oil. The theoretical model applied has a principle based on the zero-dimensional models, in which the parameters calculated are function of the crankshaft angle. The boundary conditions are established with the experiment. Were found pressure curves *versus* crankshaft angle, pressure graphs by the temperature, and data as time of ignition delay and temperature of the gases in the exhaust system. The results are satisfactory, were observed good agreement between the model and experiment values. Despite the limitation of the simulator, the pressure curves *versus* crankshafts shown a correlation coefficient of approximately 0.9 for both fuels.

KEYWORDS: Diesel Engine, Zero-dimensional Model, Alternative Fuels.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
2.1 Motor Diesel.....	1
2.2 Modelo Zero-Dimensional.....	2
2.3 Mistura de Combustíveis.....	3
2.4 Validação.....	4
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	4
3.1 Geometria do Motor.....	6
3.2 Atraso da Ignição.....	7
3.3 Representação da Fração de Massa Queimada.....	7
3.4 Características Físico-Químicas do Combustível.....	8
3.5 Quantidade Total de Energia Fornecida ao Sistema pelo Combustível.....	8
3.6 Coeficientes de Transferência de Calor.....	8
3.7 Razão dos Calores Específicos.....	8
3.8 Modelamento da Mistura dos Combustíveis.....	9
3.9 Combustão.....	9
3.9.1 Combustão Completa.....	9
3.9.2 Combustão Incompleta.....	10
3.10 Informações para o Modelo Computacional.....	10
3.11 Parâmetros de Performance do Motor	11
3.11.1 Consumo Específico de Combustível.....	11
3.11.2 Eficiência Global.....	11
4. RESULTADOS.....	11
5. CONCLUSÕES	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	14

1. INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna contribuem para a poluição do ar atmosférico, principalmente em zonas urbanas. A pesquisa por combustíveis alternativos cresceu com o intuito de amenizar os inevitáveis danos causados pelas emissões dos motores.

O objetivo desse trabalho é utilizar o modelo termodinâmico desenvolvido por Souza Júnior, 2009 para a avaliação de parâmetros do funcionamento de um motor de ciclo diesel, com base em experimentos realizados previamente. Ainda que o modelo zero-dimensional seja limitado para simular um fenômeno de alta complexidade como a combustão algumas considerações permitem a simplificação a comparação entre os resultados experimentais e teóricos.

As grandes vantagens econômicas e ambientais no uso do etanol são evidentes há décadas. Assim, este trabalho avalia parâmetros termodinâmicos de uma mistura de etanol com óleo diesel, visando substituir combustíveis fósseis pelos alternativos que poluam menos. Para tanto, as ferramentas disponíveis para este estudo são um modelo numérico e resultados de experimentos realizados com os combustíveis propostos.

No desenvolvimento deste trabalho foi realizada uma revisão bibliográfica em ordem cronológica com três diferentes enfoques: motor diesel, modelo zero-dimensional e mistura de combustíveis. A partir do estudo da literatura, são apresentadas as principais equações de modelagem. Em seguida, na metodologia, são expostas as condições de contorno utilizadas para o problema. O capítulo de resultados apresenta e discute as comparações entre os combustíveis.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Muitos estudos foram realizados sobre os temas abordados neste trabalho. Alguns artigos selecionados foram a base para o entendimento de como foi e está o estudo de cada área.

2.1 Motor Diesel

O motor de compressão conhecido como diesel foi inventado por um engenheiro alemão que em homenagem recebeu seu nome em 1892. Segundo Heywood (1988), em busca de melhores rendimentos, comparados com os motores da época que na sua maioria funcionavam com base no ciclo Otto, Diesel propôs um novo conceito de funcionamento. A ideia de injetar um combustível líquido numa massa de ar aquecida e comprimida permitiu dobrar a eficiência sobre outros motores de combustão interna existentes. Com este novo conceito foi possível alcançar taxas de compressão muito maiores do que as obtidas anteriormente.

Segundo Heywood (1988), a qualidade da ignição de um combustível diesel é definida pelo número de cetanos. Neste sentido, estudos foram realizados por İçingür *et al.* (2003), que observaram os efeitos de diferentes número de cetanos e pressões de injeção no desempenho e nas emissões de um motor ciclo diesel. Os testes foram realizados para os seguintes números de cetanos 46, 51, 54,5 e 61,5. Foram utilizados hidrocarbonetos parafínicos a fim de alterar o combustível. O número de cetanos é uma característica fundamental no combustível, pelo fato de afetar a eficiência da combustão e determinar a facilidade de partida do motor. No entanto, se este número for muito alto, o tempo de atraso da ignição será muito curto e portanto o combustível terá pouco tempo para se misturar com o ar na câmara de combustão.

Os valores de pressão de injeção testados foram 100, 150, 200 e 250 bar. Através de testes com um motor diesel de 4 cilindros num dinamômetro e análise dos gases no escape os autores concluíram que o número de cetanos no combustível aumenta o desempenho do motor. Observaram, também, que a formação de fuligem é mais sensível em baixas pressões de injeção, chegando a valores mais altos com a pressão de 100 bar. As emissões de NO_x e SO_2 foram melhoradas com a pressão de injeção a 200 bar. O torque e a potência do motor em carga máxima são aumentados em cerca de 5% com o aumento do número de cetanos de 46 para 54,5 como mostra figura 2.1.

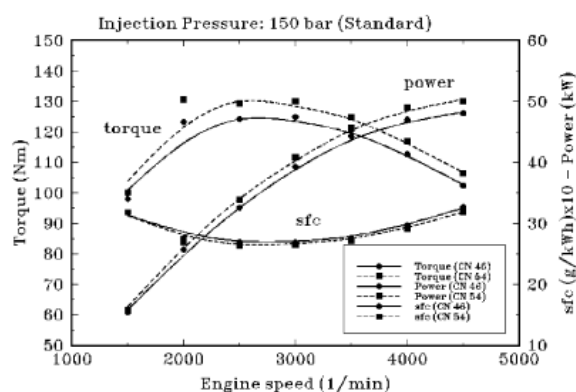


Figura 2.1 – Comportamento do torque e potência para diferentes números de cetanos em uma pressão de 150 bar.

2.2 Modelo Zero Dimensional

Utilizando simulações computacionais, cada vez mais há a possibilidade de se prever o comportamento de fenômenos complexos. No caso de motores, não é diferente. A partir da década de 60, foi intensificada a necessidade de se prever matematicamente o processo de combustão dos motores.

Segundo Melo (2007), existem basicamente quatro formulações possíveis para o modelo zero-dimensional. O primeiro grupo considera um valor médio de razão de calores-específicos e não considera a perda de calor pelas paredes do volume de controle. O segundo grupo considera a variação da razão dos calores-específicos com a temperatura e considera a perda de calor pelas paredes. Os outros dois grupos do modelo zero-dimensional são a combinação dessas duas condições consideradas separadamente. Neste trabalho, será considerada a hipótese de que a razão de calores específicos varia com o tempo, bem como, a perda de calor pelas paredes do sistema.

Para Heywood (1988), os modelos zero-dimensionais apresentam o tempo como única variável independente e são desenvolvidos baseados na primeira Lei da Termodinâmica. É interessante ainda, ressaltar os benefícios em aplicar o modelo zero-dimensional como modelo matemático. Lanzafame *et al.* (2002), defende o uso do modelo zero-dimensional por apresentar um tempo de processamento computacional relativamente curto, devido à matemática mais simples quando comparado com modelos mais robustos como o modelamento multidimensional.

Por outro lado, diversos autores [Da Silva, 1992; Melo, 2007] salientam as hipóteses simplificadoras inerentes ao modelo zero-dimensional tais como: (i) a câmara de combustão pode ser considerada como um cilindro perfeito, (ii) a pressão e temperatura podem ser uniformes em todo o volume considerado, (iii) a combustão pode ter eficiência de 99% [Heywood, 1988] e, (iv) os gases de exaustão e da mistura ar-combustível pode ser considerados como perfeitos.

Através de trabalhos como o de Blumberg *et al.* (1979), num artigo de revisão sobre a modelagem de motores de combustão interna, os autores apresentaram as condições de modelagem da época. Os modelos eram chamados “fenomenológicos” e eram baseados na primeira Lei da Termodinâmica, onde a única variável independente era o tempo ou a posição do angular da manivela. Este modelo é conhecido como o modelo zero-dimensional.

Os autores apresentam 3 vantagens em se utilizar modelos matemáticos para a previsão da combustão: o desenvolvimento do entendimento dos quesitos físicos do sistema que são necessários para o modelo, a identificação de variáveis-chave que guiam o processo de combustão, gerando uma diminuição de custos experimentais e, por último, em novos desenvolvimentos, a partir de informações com maior grau de confiabilidade sobre condições de contorno estabelecidas.

Em se tratando de modelo zero-dimensional, os autores apontam algumas desvantagens. Este modelo não apresenta detalhes sobre o correto formato da câmara de combustível, bem

como não apresentam informações do fluidos e as velocidades que são características importantes a serem consideradas num projeto. Os autores ainda ressaltam o grande interesse em modelar motores diesel de grande porte, por exemplo, os utilizados na indústria naval, devido ao elevado custo de se realizar experimentos práticos. Desde então, houve uma evolução em modelos computacionais para modelamento de motores através de equacionamentos empírico.

Kökkülünk *et al.* (2013), estudaram através do modelo zero-dimensional as emissões de NO_x para um novo método de injeção controlado eletronicamente. Através de testes experimentais perceberam a convergência dos resultados com os teóricos. A comparação dos resultados calculados e experimentais revelou uma diferença máxima de 1,5% para o torque, potência efetiva e eficiência e, emissões de NO_x , evidenciando a validade da aplicação do modelo na faixa de condições de operação considerada.

2.3 Mistura de Combustíveis

O estudo de misturas de combustíveis diesel, começou a intensificar-se nos anos 80. Um dos fatores que alavancaram inovações nesta área foi a crise do petróleo na década de 70.

Bandel (1983), num artigo de revisão em que comenta diversas possibilidades de usar combustíveis alternativos em veículos motorizados comerciais, relaciona a melhora na eficiência térmica com o uso de álcool misturado com o diesel base. O autor também resalta a diminuição de emissões no escape e o menor consumo do motor diesel quando comparado com o motor de ignição por centelha. Desde então, vem sendo analisadas misturas de diesel com etanol em diversas porcentagens e também com aditivos para melhorar as propriedades físico-químicas das misturas.

He *et al.* (2003), analisaram as propriedades físico-químicas de cinco combustíveis diferentes. Quatro misturas e um combustível padrão comercial de um motor ciclo diesel foram consideradas. As misturas foram realizadas com etanol e combustível diesel, sendo que uma era constituída de 10% de etanol e a outra com 30%. Nas demais amostras foram utilizadas as mesmas porcentagens de etanol, porém mais um aditivo a fim de melhorar a homogeneidade da mistura. Concluíram que, a adição de etanol no diesel, altera as propriedades físico-químicas da mistura, isto pela diferente natureza química de cada combustível. O diesel obtido a partir do petróleo e o etanol provido da fermentação do açúcar. Os autores afirmaram que, o impacto do etanol na mistura ainda depende das condições de operação do motor. Porém, em carga máxima, a presença do etanol apresentou uma redução na fuligem e nas emissões de NO_x e CO_2 , por outro lado, houve um aumento na quantidade de CO , acetaldeído e de particulados não queimados.

Hansen *et al.* (2005), num artigo de revisão sobre a mistura diesel-etanol e as respectivas propriedades, relataram uma diferença na performance do motor operando com diesel puro e com uma mistura dos dois combustíveis. Porém, alterando as proporções dos dois combustíveis na mistura com 10% ou menos de etanol não foram observadas diferenças notáveis no desempenho do motor. Isto porque um aumento no consumo do combustível é aproximadamente equivalente na redução do teor de energia do mesmo. Os autores afirmaram que houve uma redução de emissões de material particulado, porém sem a quantificação, porque esta é depende da faixa de operação do motor. Ainda foi citado que pequenos ajustes feitos no sistema de injeção poderiam contribuir fortemente com a eficiência de um ciclo operando com a mistura diesel-etanol.

Borges *et al.* (2011), compararam a emissão de material particulado num motor diesel entre o combustível tradicional e uma mistura ternária. A mistura é composta por biodiesel, etanol e óleo vegetal em diferentes proporções. Através de um filtro instalado no escapamento do motor foi possível quantificar os níveis de emissões finais.

Conforme mostra a Figura 2.2, os autores concluíram que houve uma redução considerável de material particulado com o uso do combustível misturado. Com a diferença de 28 mg de material particulado para o combustível diesel e entre 10 a 13 mg para as misturas. Os autores afirmam ainda que o aumento de etanol na mistura favorece a redução na emissão de

material particulado, pois este proporciona uma queima mais completa do combustível devido a presença de oxigênio na sua molécula e ser um combustível volátil.

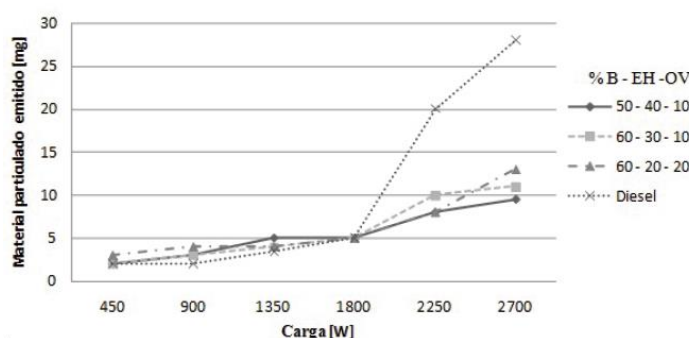


Figura 2.2 – Material Particulado em função da carga para diferentes combustíveis. Sendo B: Biodiesel; EH: Etanol hidratado; OV: Óleo vegetal.

Kumar *et al.* (2013), analisaram diferentes misturas de diesel com butanol, etanol e metanol. Concluíram que, dentre as três possibilidades, o butanol é a melhor alternativa para o motor diesel, pois este possui propriedades melhores para a miscigenação com o diesel. Observaram ainda, que com a adição de uma substância para melhorar o número de cetanos na misturas com etanol as emissões foram reduzidas sem causar impactos adversos no motor. Comentam outro benefício ecológico, que é o fato de aumentar a biodegradabilidade e a diminuição da emissão dos gases do efeito estufa se o etanol for sintetizado a partir de recursos de biomassa.

2.4 Validação

Da Silva (1992), estudou através do modelo zero-dimensional os processos termodinâmicos num motor diesel. Testes experimentais foram realizados com o intuito de validar os resultados teóricos encontrados pelo modelo matemático, o qual considera que toda a massa de combustível que entra na câmara é totalmente vaporizada e consumida durante a combustão. Outra simplificação foi considerar que o combustível após vaporizado comportava-se como um gás ideal e formava uma mistura homogênea com o ar. Na análise, as curvas de pressão, temperatura no cilindro e trabalho indicado foram obtidas. Os resultados apresentados tiveram uma aproximação satisfatória. Em quatro pontos escolhidos para a comparação, houve apenas uma diferença de 4% entre o valor real e o valor teórico.

Souza Júnior (2009), comparou os resultados matemáticos através do modelo zero-dimensional com experimentos realizados num motor 4 tempos diesel operando com uma mistura de combustíveis. Estes foram misturas de óleo diesel e biodiesel em diferentes proporções. Os experimentos práticos foram realizados numa bancada com um dinamômetro. Para fins de validação do modelo matemático os resultados experimentais foram comparados com os teóricos. O autor concluiu que as curvas de pressão medida apresentaram uma diferença de apenas 8% comparadas com as curvas da simulação.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

As equações apresentadas serão utilizadas para a formulação da análise do modelo zero-dimensional. Para a atual análise será considerado um volume de controle fechado, ou seja, não haverá alteração na quantidade de combustível entre o fechamento da válvula de admissão e a abertura da válvula de escape. Esse volume é comprimido, queimado e expandido. Não serão considerados fluxos de massa de ar, de combustível e de gases no escape na fronteira do volume de controle. Isto é oriundo das limitações inerentes ao modelo pelo fato de o volume de controle considerado neste trabalho é um cilindro fechado, cujo volume varia apenas com a posição

angular da manivela. Outra consideração importante é que a evolução da combustão e o atraso da ignição são obtidos a partir de equações empíricas. Através das equações agora mostradas, serão calculados os parâmetros propostos.

Uma das hipóteses consideradas nesse trabalho é de que a massa de combustível dentro do cilindro se comporta como um gás ideal, o que justifica o uso da equação de estado da lei dos gases ideais [Heywood, 1988]:

$$PV = m_g RT \quad (3.1)$$

A relação da variação do ângulo de manivelas, em graus, com a variação do tempo, em segundos, é dado pela seguinte expressão [Heywood, 1988]:

$$\Delta t = \frac{\Delta \theta}{6Rot} \quad (3.2)$$

onde Rot é a rotação do motor, dada em revoluções por minuto (RPM).

Considerando pressão, a temperatura e volume como variáveis dependentes e o ângulo de eixo de manivelas independentes, deriva-se então a variável independente na equação (3.1) tem-se:

$$P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} = m_g R \frac{dT}{d\theta} \quad (3.3)$$

Aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica no volume de controle proposto (massa de combustível admitida) obtém-se o balanço de energia do sistema. Com isso tem-se a seguinte relação já em relação a variável independente:

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{\delta Q_{Tot}}{\delta \theta} - \frac{\delta W}{\delta \theta} \quad (3.4)$$

Onde:

$$\frac{\delta Q_{Tot}}{\delta \theta} = \frac{\delta Q_{Comb}}{\delta \theta} - \frac{\delta Q_{Parede}}{\delta \theta} \quad (3.5)$$

A perda de calor do sistema será considerada de duas maneiras por convecção e por radiação. Devido as altas temperaturas, as perdas por radiação representam uma contribuição considerável (20 a 35%) na perda de energia total do sistema [Heywood, 1988].

Convecção:

$$\frac{\delta Q_{conv}}{\delta t} = h(\theta) A(\theta)(T - T_p) \quad (3.6)$$

Radiação:

$$\frac{\delta Q_{rad}}{\delta t} = \beta \sigma A(\theta)(T^4 - T_p^4) \quad (3.7)$$

onde $h(\theta)$ é o coeficiente de transferência de calor, $A(\theta)$ é a área de transferência de calor com a parede do volume de controle, T_p é a temperatura média da parede do cilindro, β é a emissividade, σ é a constante de Stefan-Boltzmann. Stone (1999), sugere utilizar $\beta = 0,576$ para motores diesel.

Sabendo-se as seguintes relações $R = C_p - C_v$ e $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ e rearranjando-se os termos chega-se ao conjunto de equações base para a formulação onde todas as incógnitas estão em função da variação do eixo do virabrequim:

$$\frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{P} \frac{dP}{d\theta} + \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (3.8)$$

$$\frac{\delta Q_{Tot}}{\delta\theta} = \frac{\delta Q_{Comb}}{\delta\theta} - \frac{\delta Q_{Parede}}{\delta\theta} \quad (3.9)$$

$$\frac{\delta Q_{Parede}}{\delta\theta} = \frac{h(\theta) A(\theta)(T - T_p)}{6 Rot} - \frac{\beta\sigma A(\theta)(T^4 - T_p^4)}{6 Rot} \quad (3.10)$$

$$\frac{\delta W}{\delta\theta} = P \frac{dV}{d\theta} \quad (3.11)$$

$$\frac{1}{(\gamma - 1)} \left[\frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} - \frac{1}{(\gamma - 1)} \frac{d\gamma}{d\theta} \right] = \frac{1}{PV} \left[\frac{\delta Q_{Comb}}{\delta\theta} - \frac{\delta Q_{Parede}}{\delta\theta} \right] - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (3.12)$$

3.1 Geometria do Motor

Na Figura abaixo (3.1) um esquema representativo da geometria considerada nos cálculos. Onde na figura, D é o diâmetro do cilindro, L é o comprimento da biela e R é o raio do eixo do virabrequim.

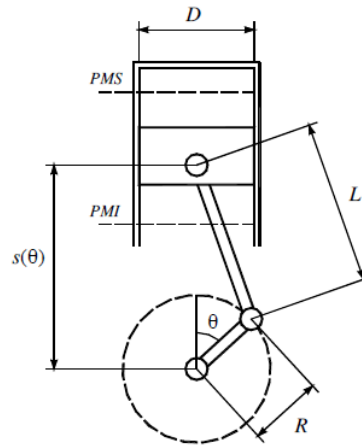


Figura 3.1 – Geometria simplificada do motor, adotada no sistema

Para o sistema de equações apresentados anteriormente, há a necessidade de fornecer dados sobre volume do cilindro (V) e a área de troca de calor (A). Escrevendo a área e o volume em relação a posição do eixo da manivela, tem-se [Heywood, 1988]:

$$V(\theta) = V_c \left\{ 1 + \frac{1}{2}(r - 1) \left[BM + 1 - \cos\left(\frac{\theta\pi}{180^\circ}\right) - \sqrt{\left(BM^2 - \sin^2\left(\frac{\theta\pi}{180^\circ}\right)\right)} \right] \right\} \quad (3.13)$$

$$A(\theta) = 2 \frac{\pi D^2}{4} + \frac{\pi DS}{2} \left[BM + 1 - \cos\left(\frac{\theta\pi}{180^\circ}\right) - \sqrt{\left(BM^2 - \sin^2\left(\frac{\theta\pi}{180^\circ}\right)\right)} \right] \quad (3.14)$$

onde r é a razão de compressão, ou seja, é a relação entre o volume máximo e o volume mínimo do cilindro (respectivamente quando $\theta = -180^\circ$ e $\theta = 0^\circ$), V_c é o volume da câmara de combustão, BM é a relação biela-manivela e S o curso do pistão e S_p é a velocidade média do pistão. A velocidade média do pistão [m/s] também pode ser calculada através da seguinte equação [Heywood, 1988]:

$$S_p = \frac{2 S Rot}{60} \quad (3.15)$$

E o volume deslocado é dado por:

$$V_d = \frac{\pi D^2 S}{4} \quad (3.16)$$

3.2 Atraso da Ignição

Segundo Heywood (1988), o atraso da ignição num motor diesel é definido como o intervalo de tempo (ou ângulo do virabrequim) entre o início da injeção e o início da combustão. O início da injeção é usualmente tomada como o tempo do levantamento da agulha do bico injetor. O início da combustão é mais difícil de se determinar com precisão. É melhor identificado pela mudança da inclinação da taxa de liberação de calor determinado pelo aumento da pressão no cilindro.

Ainda Heywood (1988), fala que as características de ignição do combustível afetam o atraso da ignição, e essa propriedade do combustível é muito importante para determinar as características de operação do motor diesel como a eficiência de conversão do combustível, suavidade da operação, emissões de fumaça, ruído e facilidade de arranque. A qualidade de ignição do combustível é determinada pelo seu número de cetanos.

Muitas correlações são propostas para prever o atraso na ignição em motores de injeção direta, como função das características de operação do motor. Usualmente, é utilizada a correlação descrita na equação a seguir desenvolvida por Hardenberg *et al.* (1979), que tem se mostrado uma boa aproximação comparada com testes experimentais. Ela fornece o atraso da ignição (em graus do ângulo de manivelas) em função da temperatura T e pressão P :

$$\tau_{AI}(\Delta\theta) = (0,36 + 0,22 S_p) e^{\left[E_a \left(\frac{1}{RT} - \frac{1}{17190} \right) \left(\frac{21,2}{P-12,4} \right)^{0,63} \right]} \quad (3.17)$$

Os valores de P e T são obtidos através de um processo politrópico de compressão, obtidos no PMS, se não houvesse a combustão. A energia de ativação (E_a), é dado por:

$$E_a = \frac{618840}{NC + 25} \quad (3.18)$$

3.3 Representação da Fração de Massa Queimada

A descrição do modelo de combustão utilizado neste trabalho [Wiebe, 1962] é baseada na teoria cinética das reações em cadeia. O mesmo propõe, para a fração de combustível queimada em cada fase da combustão, uma relação semi-empírica do tipo:

$$x(\theta) = 1 - e^{-a \left(\frac{\theta - \theta_c}{\Delta\theta_c} \right)^{m+1}} \quad (3.19)$$

onde $\Delta\theta_c$ é a duração total da combustão, o coeficiente m controla o comportamento como qual a queima evolui durante a propagação da frente de chama, representando assim o fator de forma da câmara de combustão, a é um parâmetro de eficiência da combustão (indica o quanto de combustível é queimado durante $\Delta\theta_c$).

3.4 Características Físico-Químicas do Combustível

Segundo Heywood (1988), a faixa de valores do número de cetanos de um combustível varia bastante, pois este número depende basicamente da composição química do combustível, isto é, da quantidade de cadeias parafínicas existentes na composição. O número de cetanos pode ser controlado pela fonte do óleo bruto que gera o combustível pelo processo de refino e por aditivos que podem ser acrescentados posteriormente. O número de cetanos influencia diretamente no cálculo de atraso da ignição. Assim, quanto maior o número de cetanos de um combustível menor será o tempo de atraso de ignição.

O número de cetanos de um combustível é uma característica que influencia diversos parâmetros do funcionamento de um motor. O número de cetanos do etanol é baixo quando comparado com o do combustível diesel. Segundo Li *et al.* (2005), pode ser considerado que a cada 10% de etanol adicionado no diesel base ocorre uma redução de aproximadamente 7 unidades no número de cetanos da mistura resultante. Com isso, é considerado para este trabalho o número de cetanos de 43. Para o diesel puro, foi considerado 50.

3.5 Quantidade Total de Energia fornecida ao Sistema pelo Combustível

Depois de estabelecido o padrão de queima do combustível, deve ser determinada a quantidade de calor liberada pela queima.

$$Q_{comb} = m_{comb} PCI \quad (3.20)$$

Onde, Q_{comb} é a energia contida na massa de combustível admitida, m_{comb} e PCI são respectivamente a massa admitida e o poder calorífico inferior do combustível.

3.6 Coeficientes de Transferência de Calor

O presente trabalho utiliza para o cálculo da transferência de calor uma correlação proposta por Woschni (1967) bem como o coeficiente de transferência de calor (h). A proposta de Woschni, (1967), calcula h como função da pressão P , da temperatura no interior da câmara T e também da velocidade média do pistão S_p e da velocidade do gás admitido na câmara (v_g). A correlação é dada pelas seguintes equações:

$$h(\theta) = 3,26 D^{-0,2} P^{0,8} T^{-0,55} V_g^{0,8} \quad (3.21)$$

$$V_g = 2,28 S_p + 0,00324 (P - P_0) V_d \frac{T_1}{P_1 V_1} \quad (3.22)$$

3.7 Razão dos Calores Específicos

Sabendo-se das relações abordadas anteriormente, tem-se:

$$\gamma = \frac{C_p}{C_p - R} \quad (3.23)$$

Heywood (1988), propõe equações polinomiais que abrangem intervalos de temperaturas de 300 a 1000 K para misturas não queimadas e de 1000 a 2000 K para misturas já queimadas. Porém, Lanzafame *et al.* (2001), apresentaram uma nova proposta para o cálculo de c_p , através do uso de um único modelo de equação polinomial do 5º grau, logarítmica para temperaturas superiores a 4000K, pois são temperaturas que podem ocorrer em motores de combustão interna. Este modelo de equação foi utilizado por Melo (2007) e Souza Júnior (2009):

$$C_p(T) = a_0 + a_1(\ln T) + a_2(\ln T)^2 + a_3(\ln T)^3 + a_4(\ln T)^4 + a_5(\ln T)^5 \quad (3.24)$$

Os coeficientes da equação são dados segundo a Tabela que segue:

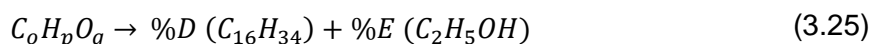
Tabela 3.1 – Coeficientes para a equação (3.24) para diferentes espécies químicas consideradas

Gases	a_5	a_4	a_3	a_2	a_1	a_0
CH_4	1,11383	-37,36566	492,71045	-3184,24811	10088,07341	-12515,50426
C_2H_4	1,45739	-48,10840	621,70423	-3924,87722	12127,64541	-14676,70782
C_3H_8	2,57390	-82,20478	1032,73360	-6366,54904	19287,09654	-22979,92155
C_4H_{10}	4,08105	-129,50899	1620,00023	-9967,34172	30198,47013	-36051,60924
C_2H_5OH	1,40634	-45,60008	578,32500	-3579,01508	10834,12151	-12834,47773
H_2O	0,64541	-23,54277	339,33662	-2414,77575	8490,52180	-11780,76495
O_2	-0,53257	19,34823	-279,69496	2010,86808	-7184,92333	10228,34260
N_2	0,54497	-18,69984	254,29554	-1712,17390	5708,38047	-7513,36420
CO_2	0,20754	-6,43522	77,54809	-452,81197	1288,46770	-1412,36785
Diesel	-	0,00000000106	-0,0000127	0,053	6,40	-

3.8 Modelamento da Mistura dos Combustíveis

O presente trabalho visa à validação do modelo termodinâmico quando comparado com resultados obtidos a partir de um experimento realizado por Caetano *et al.* (2013). O experimento foi realizado com dois combustíveis. Um deles é o diesel comercial S-500 e o outro é uma mistura composta por: óleo diesel, etanol e bio-óleo, sendo a proporção de cada um, respectivamente, de 90%, 7% e 3%. Para fins de simplificação para a simulação a mistura de combustíveis será considerada apenas como sendo diesel e etanol, com as respectivas porcentagens 93% e 7%. Para a formulação matemática dos combustíveis foi utilizada uma simplificação proposta por Heywood (1988).

Esta simplificação consiste na criação de uma fórmula equivalente para os combustíveis,



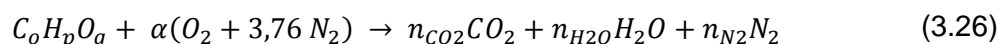
Sendo os sub-índices o, p e q o número de átomos em cada molécula. As porcentagens D e E indicam a relação da mistura diesel e etanol.

Para o presente trabalho, foram considerados o diesel comercial como $C_{16}H_{34}$ e o etanol como C_2H_5OH , segundo Brambila (2006).

3.9 Combustão

3.9.1 Combustão Completa

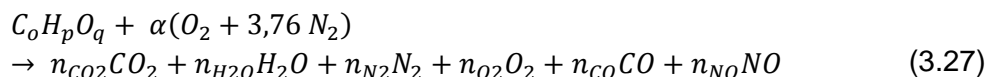
A equação da combustão estequiométrica do combustível equivalente pode ser escrita como,



Fazendo os balanços atômicos de C, H, O e N, é possível obter o número de moles de ar (α) necessário para a combustão completa. Porém, um motor diesel sempre opera em condições onde a mistura ar combustível é pobre, ou seja, há um excesso de ar ($\lambda > 1$). Portanto, considera-se a utilização da combustão incompleta.

3.9.2 Combustão Incompleta

A equação da combustão incompleta é,



Souza Júnior (2009), utilizou o modelo de combustão incompleta. Concluiu, porém que a quantidade de CO, NO e O₂ não foi representativa para os resultados. O presente trabalho não considera as quantidades destes gases, portanto, é possível considerar a combustão completa sem prejuízo aos resultados.

3.10 Informações para o Modelo Computacional

Os dados de entrada para o programa são divididos em cinco grupos. Com base nos resultados experimentais, utilizado um motor monocilíndrico de um gerador da marca Toyama de 7 HP. O primeiro grupo é relacionado à informações sobre a geometria do motor. Neste trabalho, foram considerados os seguintes valores retirados do manual técnico do fabricante do motor. O diâmetro do cilindro é de 78 mm, o raio do eixo das manivelas é 31 mm, o comprimento da biela é de 103 mm, a razão de compressão é 21, o ângulo de fechamento da válvula de escape é -134° e o ângulo de abertura da válvula de admissão é 128°. O ponto morto superior PMS é considerado a 0°.

O segundo grupo de informações de entrada diz respeito à operação do motor, a saber: a rotação de 3400 rpm, a velocidade média do pistão de 12 m/s, a pressão e temperatura iniciais de 0,9 bar e 300 K, respectivamente, a temperatura média da parede de 373 K, o ângulo de início de injeção de combustível de -16° e a vazão de combustível de 0,245 g/s.

O terceiro grupo é relacionado à combustão. O fator de forma da câmara (m) igual a 2 e o parâmetro de eficiência da combustão (a) igual a 4,605.

O quarto grupo diz respeito aos reagentes e produtos da combustão. São inseridos nas equações de calor específico, a pressão constante, os quais variam com a temperatura para reagentes e produtos.

Por último, o quinto grupo trata do combustível equivalente. Ou seja, é indicada uma porcentagem de diesel e etanol utilizado para formar a mistura, bem como, o número de cetanos para cada caso, ou seja, para o diesel puro e para a mistura.

Após a introdução dos parâmetros iniciais para os cálculos, a primeira parte do programa determina a quantidade de moles de ar para a combustão completa. Em seguida, calcula o números de moles de cada reagente e dos produtos contidos na equação da combustão incompleta. Contudo, fica completa a equação para a razão de calores-específicos equivalente.

O tempo de atraso da ignição e, conseqüentemente, o ângulo do início e do final da combustão também são determinados. Com isso, o comportamento da queima da fração de combustível com o ângulo de manivela pode ser determinado.

A segunda parte do modelo é a resolução do sistema de equações proposto anteriormente, utilizando a função NDSolve do *Software Wolfram Mathematica* com a seleção de método de resolução automático. Este programa possui diversos métodos matemáticos implementados para a resolução de sistemas de equações diferenciais ordinárias, entre eles, o método de Runge Kutta de 4ª ordem e Adams.

Com a seleção do método de forma automática, o próprio programa faz a seleção do método mais adequado de forma a otimizar a solução de acordo com o tipo de sistema de equações.

3.11 Parâmetros de Desempenho do Motor

Tendo como comparação os dados obtidos experimentalmente, este trabalho propõe-se a examinar alguns parâmetros intrínsecos na performance de um motor. A partir de curvas de pressão, temperatura e trabalho formulam-se dados de saída tais como pressão média indicada, potência indicada, potência efetiva, torque indicado, torque efetivo, consumo específico de combustível, rendimento indicado, atraso de ignição, pressão máxima no interior do cilindro e ângulo de ocorrência da pressão máxima.

3.11.1 Consumo Específico de Combustível

O consumo específico de combustível pode ser calculado a partir da quantidade de combustível necessária para produzir uma certa potência durante um determinado intervalo de tempo, ou seja, a quantidade de energia produzida por unidade de massa de combustível introduzida no motor. Conforme Heywood (1988):

$$CEC = \frac{\dot{m}_{comb}}{Pot_e} \quad (3.28)$$

3.11.2 Eficiência Global

A eficiência global pode ser definida como a razão entre o consumo específico de combustível e o poder calorífico inferior:

$$EG = CEC \times PCI \quad (3.29)$$

4. RESULTADOS

A Tabela 4.1 relaciona os resultados médios de consumo específico, CE em [g/kWh], de temperatura dos gases de exaustão, Temp. Esc. em [°C], tempo de atraso de ignição, TAI em [ms] e EG a eficiência global para cada combustível considerado.

Tabela 4.1 – Tabela de comparação de parâmetros simulados e medidos.

Combustível	Parâmetros	CE (g/kWh)	Temp. Esc. (°C)	TAI (ms)	EG (adm.)
Diesel S500	<i>Simulação</i>	332	350	0,10	25,62
	<i>Experimento</i>	345	412	1,12	24,68
Diesel + Etanol	<i>Simulação</i>	348	424	0,05	25,28
	<i>Experimento</i>	365	540	0,88	23,91

A avaliação do consumo específico de combustível, da temperatura dos gases no escape, do tempo de atraso de ignição e ainda da eficiência global foi considerada para a validação do modelo.

Um pequeno aumento do consumo específico foi observado quando utilizada a mistura diesel e etanol em comparação ao diesel base. Isto é devido ao menor poder calorífico do etanol que necessita, então, de mais combustível para liberar a mesma quantidade de energia.

O tempo de atraso da ignição é influenciado pela energia de ativação. Os valores encontrados obtidos a partir do modelo foram consideravelmente menores, porque o este considera que o combustível entra na câmara na forma de vapor, sendo que na prática, o combustível ainda precisa de uma quantidade de energia para passar do estado líquido para vapor.

Os resultados práticos e teóricos também podem ser comparados em termos de eficiência global, ou seja, a razão entre o consumo específico e o poder calorífico do combustível. A diferença encontrada para o diesel foi de 4% e para a mistura foi de 5%.

Os resultados obtidos a partir do modelo são apresentados a seguir nas Figuras 4.1 a 4.4. Os gráficos relacionam a pressão no interior da câmara de combustão do motor em função do ângulo da manivela, a pressão em função do volume e a temperatura em função do volume. Estes resultados são apresentados para cada combustível investigado e, para cada método, teórico e experimental.

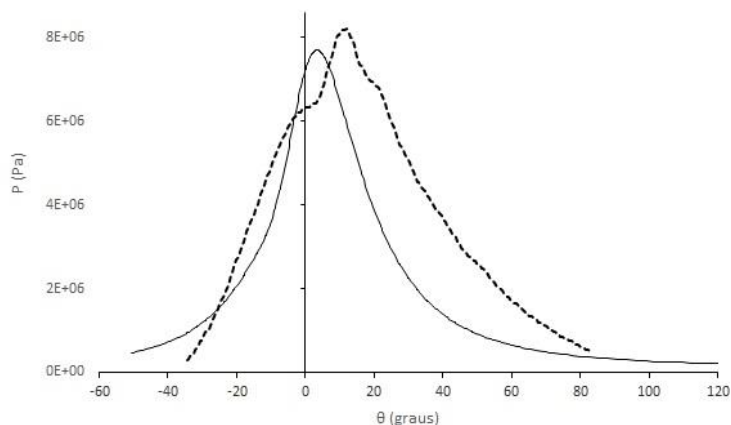


Figura 4.1 – Variação da pressão pelo ângulo da manivela para combustível base. Comparação do resultado experimental (linha tracejada) com os resultados calculados (linha contínua).

Os resultados experimentais da pressão em função do ângulo de giro do motor são apresentados na Figura 4.1, o qual possui dois “picos”. O primeiro é devido à compressão dos gases de admissão no interior da câmara de combustão do motor. O segundo, que apresenta valores maiores de pressão é o pico produzido pela combustão. É importante notar que esse segundo pico nem sempre é bem definido nos motores diesel. Por isso, a curva produzida a partir do modelo apresenta apenas um pico.

Na curva obtida experimentalmente, o segundo pico ocorre devido à adição de um composto químico explosivo, que potencializa a combustão dentro da câmara e, por isso, eleva a pressão [Caetano *et al.* 2013]. Este composto foi utilizado a fim de delimitar o momento da ignição, permitindo assim que, o tempo de atraso e o número de cetanos pudessem ser estimados.

A curva teórica apresenta um único pico, o qual corresponde ao momento da combustão dentro do cilindro do motor. Os valores de pressão obtidos pelo modelo são maiores que os valores medidos devido ao fato de que o simulador não considera todas as perdas de energia envolvidas neste processo, como é o caso de transferência de calor em todas as formas pelas paredes, atrito, etc. Porém, mesmo considerando estas diferenças há uma boa correlação entre os gráficos de pressão e ângulo da manivela para os dois combustíveis, sendo o valor do coeficiente de correlação aproximadamente 0,9.

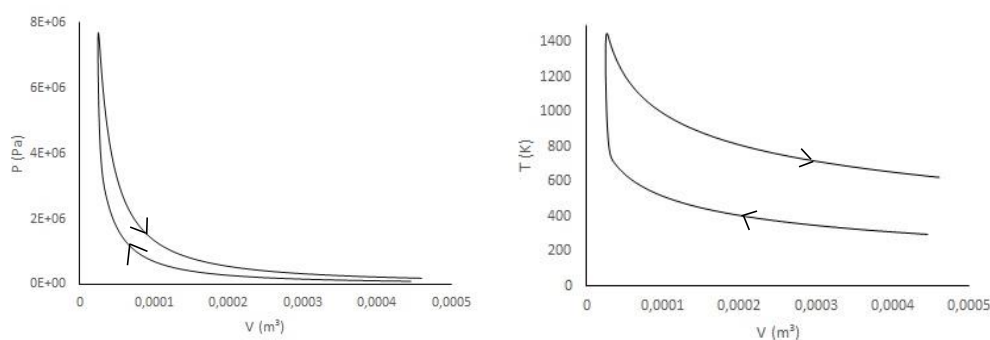


Figura 4.2 – Curvas características, $P \times V$ (direita) e $T \times V$ (esquerda), com os resultados para a mistura diesel base.

As curvas de pressão em função do ângulo de manivela para cada combustível são distintos para os diferentes combustíveis considerados neste trabalho. Ocorre uma alteração da evolução da pressão durante a combustão, devido à influência do etanol na mistura.

O etanol possui o ponto de ebulição e, também, o poder calorífico consideravelmente menor em relação ao diesel. Estas características físico-químicas alteram diversos parâmetros de desempenho do motor, fazendo com que as condições de funcionamento sejam diferentes.

Note que, os valores de temperatura dos gases de exaustão são maiores quando há presença de etanol, como pode ser visto na Tabela 4.1. Desta forma, a curva experimental de pressão possui valores menores nos picos e maiores após a combustão e antes da abertura da válvula de escape, conforme mostra a Figura 4.3.

Um exemplo dessas diferenças é o valor de pressão no interior do motor. No combustível com etanol, o valor máximo de pressão chega a aproximadamente 50 bar, já no diesel base chega a quase 80 bar, uma diferença de cerca de 40%. Isto influencia diretamente no trabalho realizado pelo motor, o qual pode ser calculado a partir dos resultados de pressão e volume, mostrados na Figura 4.2. Esta influência pode ser observada também no consumo específico, porém com uma diferença relativamente mais baixa, vide Tabela 4.1.

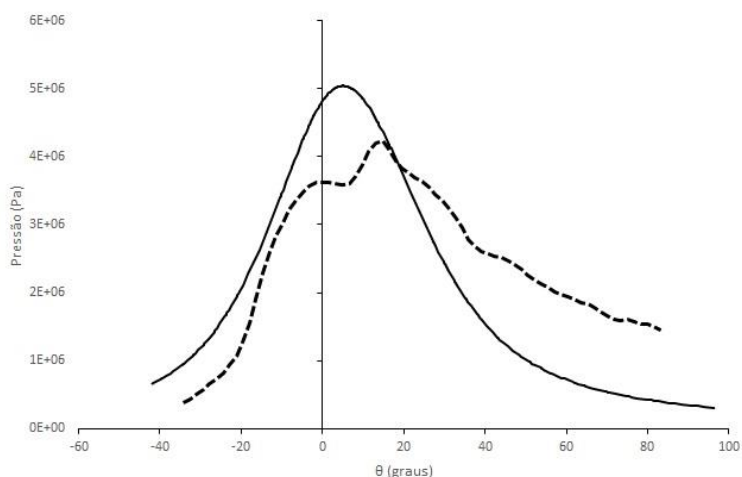


Figura 4.3 – Variação da pressão pelo ângulo da manivela para a mistura de combustíveis. Comparação do resultado experimental (linha tracejada) com os resultados calculados (linha contínua).

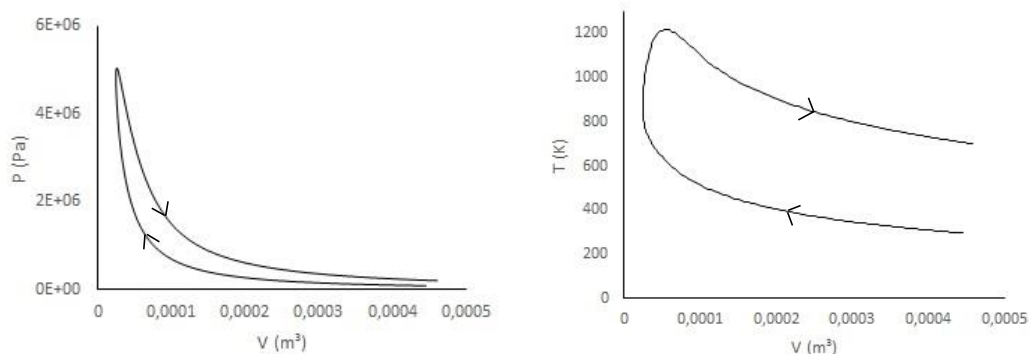


Figura 4.4 – Curvas características, $P \times V$ (direita) e $T \times V$ (esquerda), com os resultados para a mistura diesel e etanol.

Note que, os valores de pressão obtidos a partir da utilização de etanol misturado com o diesel são menores se comparados com os valores do diesel base, vide Figuras 4.2 e 4.4. Isto indica que o trabalho realizado pelo motor é menor quando é utilizada a esta mistura.

5. CONCLUSÕES

A modelagem realizada com o modelo zero-dimensional requer diversas simplificações, as quais não consideram situações que ocorrem na prática, por exemplo, as perdas por atritos,

folgas, vibrações, incertezas de medições. Desta forma, é possível concluir que houve uma boa aproximação por parte do programa, cuja comparação com os resultados experimentais apresentou discrepância máxima da ordem de 10%.

Os valores de pressão atingidos, no momento da combustão, pelo modelo são maiores que os valores práticos, isto é devido ao fato do modelo não considerar todas as perdas incluídas neste processo. Apesar disto, foi observada uma boa correlação entre os gráficos de pressão e ângulo da manivela entre os resultados dos dois combustíveis, sendo este valor é de aproximadamente 0,9.

Considerando que o motor que foi utilizado para os experimentos não foi projetado para operar com etanol, há um aumento da temperatura dos gases se escape quando este é utilizado com a mistura.

Um dos principais parâmetros utilizados na comparação dos resultados, práticos e teóricos, foi a eficiência global. Este fator relaciona o consumo específico de combustível e poder calorífico correspondente para cada combustível. A diferença encontrada para o diesel foi de 4% e para a mistura foi de 5%. Enquanto que a comparação entre os combustíveis indica uma diferença máxima de 3% nos resultados de eficiência global.

Para trabalhos futuros indica-se fazer a mesma análise utilizando modelos mais avançados, a fim de obter resultados com maior nível de detalhes. Assim, outras características envolvidas no funcionamento do motor poderão ser investigadas. Além disso, diferentes misturas de combustíveis podem ser analisadas utilizando o sistema experimental e o modelo empregado neste trabalho, como por exemplo, o diesel dopado apenas com o bio-óleo, proveniente de pirólise de biomassa, sobre o qual há poucos estudos.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bandel, W., **“A review of the possibilities of using alternative fuels in commercial vehicle engines”**, Resources and Conservation, 10 pp135-160,1983.

Blumberg, P. N., Lavoie, G. A., Tabazynsk, R. J., **“Phenomenological models for reciprocating internal combustion engines”**, Prog Energy Combustion Vol. 5 pp 123 167, 1979.

Borges, J. L. B., Ávila, M. T., Ralisch, R., Innocentini, M. D. M., **“Emissão de material particulado por misturas ternárias compostas de biodiesel, etanol e óleo vegetal: uma comparação com o óleo diesel convencional”**, Semina: Ciências Agrárias, Londrina, v.32, suplemento 1, p. 1667-1676, 2011.

Brambila, J. A., **“Estudo experimental e simulação termodinâmica de desempenho de um motor de combustão interna operando com óleo diesel e etanol”** Dissertação de mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

Caetano, N. R., Cataluña, R., Pereira, F. M., Vielmo, H.A., **“Effect of the doped diesel fuel by etanol and bio-oil on the engine”**, Çesme, Izmir, Turkey, 2013.

Da Silva, L. L. C., **“Simulação dos Processos Termodinâmicos em Motores de Combustão Interna”**, Dissertação de Mestrado, USP, Engenharia Mecânica, São Paulo, SP, Brasil, 1992.

Handenberg, H. O., Hase, F.W., **“An Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel from its Cetane Number and from the Relevant Parameters of Direct-Injection Diesel Engines”**, SAE Technical Paper, nr. 790493, vol.88, 1979.

Hansen, A. C.; Zhang, Q.; Lyne, P. W. L., **“Ethanol – diesel fuel blends – a review** Bioresource Technology 96, 2005.

He, B.Q., Shuai S. J., Wang J. X., He, H., “**The effect of ethanol blended diesel fuels on emissions from a diesel engine**”, Atmospheric Environment 37 pp 4965–4971, 2003.

Heywood, J. B. “**Internal Combustion Engine Fundamentals**”, New York, 1988.

İçingür, Y., Altıparmak, D. “**Effect of fuel cetane number and injection pressure on a DI Diesel engine performance and emissions**”, Energy Conversion and Management 44 pp389–397,2003.

Kumar, S.; Cho, J. H.; Park, J.; Moon, I., “**Advances in diesel–alcohol blends and their effects on the performance and emissions of diesel engines**”, Renewable and Sustainable Energy Reviews 22, 2013.

Lanzafame, R., Messina, M.,”**Experimental data extrapolation by using V order logarithmic**”, Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, 2002-ICE-458, ICE Vol. n.38, pp.147-153, Illinois, USA, 2002.

Li, D.-g., Zhen, H., Wu-gao, Z., Jian-guang, Y., “**Physico-chemical properties of ethanol-diesel blend fuel and its effect on performance and emissions of diesel engines**”, Renewable Energy 30 pp 967-976, 2005.

Melo, T. C. C, “**Modelagem Termodinâmica de um Motor do Ciclo Otto Tipo Flex-Fuel, Funcionando com Gasolina, Álcool e Gás Natural**”, Dissertação de Mestrado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2007.

Ommi, F., Nekofar, K., Pirozfar, V., “**Emission and properties characteristics using additive-ethanol-diesel fuel blends on a diesel engine**”, Annals of the faculty of engineering Hunedoara – Journal of Engineering. Tome VII Fascicule 2 (ISSN 1584 – 2665), 2009.

Souza Junior, G. C., “**Simulação Termodinâmica de motor Diesel utilizando óleo diesel e biodiesel para verificação dos parâmetros de desempenho e emissões**” Dissertação de Mestrado Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2009.

Stone, R., “**Introduction to Internal Combustion Engines**”, USA, Society of Automobile Engineers, 1999.

Wiebe I. I., “**Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren**”, Verlag Technik, p.286, Berlin, 1962.

Woschni, G., “**A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine**”, SAE Technical Paper, 67093, 1967.