3

Simulação de uma Usina Termelétrica

Considerando os diversos aspectos já tratados nesta dissertação, fez-se necessário simular o comportamento termodinâmico de motores estacionários operando com Biodiesel, a fim de comparar seu desempenho operando com combustíveis convencionais.

Vale lembrar, neste ponto, que os motores a combustão interna (MCI) representam a tecnologia mais difundida dentre as máquinas térmicas, devido à sua simplicidade, robustez e alta relação potência/peso (Lora e Nascimento, 2004). Dentre os MCI, os que operam segundo o ciclo diesel geralmente apresentam grande eficiência térmica quase que independentemente da faixa de operação (carga parcial ou total) e não são tão sensíveis às condições ambientais como outros motores térmicos (i.e., turbina a gás). Grone e Hallmam (1997) consideram que os MCI, e em particular os motores a ciclo Diesel, apresentam a mais alta eficiência dentre as máquinas térmicas para capacidades inferiores a 50MW, passando dos 40% e chegando a aproximadamente 58% se for considerada a recuperação de calor dos gases de exaustão (cogeração).

Outras vantagens relacionadas à geração de eletricidade a partir de MCI incluem a possibilidade de se queimar diferentes combustíveis (i.e óleo Diesel, óleos pesados, óleos vegetais, etc) inclusive em motores já instalados, após pequenas alterações no motor (Lora e Nascimento, 2004). Entretanto, com a mudança de combustível, alterações inevitáveis ocorrerão em alguns dos parâmetros de desempenho, tais como potência, eficiência térmica, consumo, emissões, entre outros.

Adicionalmente, deve-se considerar que a modularidade dos equipamentos de uma Usina Termelétrica (UTE) operando com ciclo diesel possibilita um curto tempo de montagem e um mínimo espaço para construção, além da ótima flexibilização de carga. Uma vez pronta, a usina terá como característica uma rápida entrada em operação (*start-up*) e possibilidade de facilmente entrar ou sair de operação ao longo do dia. A faixa de aplicação de grupos moto-geradores é ampla, podendo ir desde poucos kW até centenas de MW, para fins de geração isolada ou interligada, propulsão ou unidades de emergência.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

É apresentado, neste capítulo, um modelo de simulação de uma planta termoelétrica com motor diesel operando com Biodiesel.

3.1.
Sistema a ser modelado

Para a simulação, será considerada uma UTE (Usina Termoelétrica) fictícia, supostamente instalada e operando com determinado óleo combustível.

O grupo moto-gerador utilizado para esta análise foi o modelo 18V46 fabricado pela Wärtsilä Corporation. Conforme informado pelo Fabricante (Wärtsilä, 2004) este equipamento possui 18 cilindros dispostos em "V" operando a 514 rpm, e 60 Hz. Fornece uma potência elétrica de 17.076kW, com uma eficiência elétrica de 46,9% (tolerância de 5% e fator de potência 0,8, conforme indicado no manual do moto-gerador).

A configuração escolhida para a análise foi a de uma usina com três moto-geradores, totalizando aproximadamente 51MW. Uma usina com características similares está instalada na Bahia (Torres et al, 2005). Esta escolha foi tomada em função de, apesar de estar longe das principais capitais do sudeste do Brasil, ser a Bahia uma região em franco crescimento industrial, que possui a disponibilidade de outros combustíveis (i.e., proximidade da refinaria Landulpho Alves – Rlam) que podem ser comparados com o Biodiesel na análise e cujo governo local se apresenta como um dos maiores incentivadores para a produção de Biodiesel no Brasil, principalmente a partir de óleo de mamona. Tal incentivo é devido a ações positivas de grupos da região, tais como o movimento PRÓ-Biodiesel Bahia (Portal do Biodiesel, 2006) e da Rede Baiana de Biocombustíveis (Rede Baiana de Biocombustíveis, 2006).

Os combustíveis de base escolhidos foram os chamados Óleos Combustíveis. Estes são hoje largamente utilizados na indústria, principalmente para a geração de vapor em caldeiras ou como combustíveis de moto-geradores. São constituídos de hidrocarbonetos residuais e possuem alto peso molecular e alta viscosidade (Lora e Nascimento, 2004) e, por isto, sua utilização exige geralmente seu pré-aquecimento, a fim de reduzir a viscosidade, favorecendo, desta forma, o bombeamento e pulverização.

A partir de 1986, os óleos combustíveis no Brasil passaram a ser divididos em dois grupos. O grupo "A" contém os óleos combustíveis com teor de enxofre superior a 1% e inferior a 5,5% e o grupo "B", os com teor de enxofre inferior ou

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

igual a 1%. Cada um destes grupos foi subdividido em 9 subgrupos, separados pela viscosidade, onde o nº 1 representa a mais baixa viscosidade neles encontrados e o nº 9, a mais alta.

Segundo Lora e Nascimento (2004), dos diversos tipos de óleos combustíveis disponíveis no mercado, o OC1A, OC1B, OC2A e OC2B representam 65% do mercado de óleos combustíveis no Brasil. Por este motivo, serão os utilizados na presente simulação termodinâmica. As características físico-quimicas mais relevantes destes combustíveis estão na tabela abaixo:

Tabela 08 – Características de alguns óleos combustíveis.
Fonte: Lora e Nascimento, 2004

Óleo Combustível (tipo)	**Viscosidade máxima (SSF @50^{0}C)**	**Enxofre (% peso)**	**PCI (kJ/kg)**
OCA1	600	2,20	40.488
OCA2	900	2,80	40.023
OCB1	600	0,80	41.221
OCB2	900	0,74	41.142

A troca de combustível em um motor a combustão tem impacto direto no comportamento deste. Os efeitos na eficiência, potência e consumo serão os investigados na presente dissertação.

3.1.1.1.

Efeitos na eficiência e potência em motores ciclo Diesel, ocasionados pela mudança de combustível

Neste ponto torna-se importante investigar quais os efeitos na eficiência e na potência em um motor quando passa a ser alimentado por outro combustível. O balanço de energia, aplicado a um motor a combustão interna, implica que a taxa de fornecimento de energia do combustível será transformada em outras formas, a saber: potência no eixo e taxas de perdas de calor pelo fluido de

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

arrefecimento, pelos gases de exaustão e por outros meios em geral (radiação, óleo lubrificante, etc.).

Ao se trocar apenas o combustível utilizado e se este, por exemplo, apresentar menor poder calorífico do que o original, espera-se que uma menor taxa de energia química seja fornecida ao motor, se mantido inalterado o sistema de injeção de combustível. Os balanços de massa e energia (primeira lei da termodinâmica) indicam que as potências de saída e as perdas também decresçam. Na realidade, outros fatores entram em jogo.

Taylor (1961) indica que, para o caso de motores que operam em um ciclo Diesel, a mudança do combustível utilizado geralmente não exige mudança na taxa de compressão, caso os números de cetanos forem próximos. Todas as comparações, entre óleo diesel e Biodiesel, são feitas supondo, obviamente, mesmas condições de pressão e temperatura à entrada do motor. Por estas razões, em testes de bancada onde se buscam analisar efeitos ocorridos a partir da mudança de combustível, estas grandezas permanecem constantes, assim como permanecerão nas simulações desta dissertação.

Testes deste tipo geralmente são feitos utilizando o mesmo conjunto moto-bomba para injeção de combustível, o qual, por ser um dispositivo de deslocamento positivo, fornece um volume deslocado constante por ciclo (ou por unidade de tempo) para todos os combustíveis, havendo variações apenas para o caso de diferença de densidade entre os fluidos (Taylor, 1961). Nestes casos, considerando que a taxa de fornecimento volumétrica permanece constante, mas se utilizando de diferentes combustíveis (conseqüentemente diferentes Poderes Caloríficos Inferiores – PCI), fica claro que a potência e o consumo específico serão diferentes para cada caso.

Testes onde se tem como resultado a variação na potência mecânica são úteis para motores, por exemplo, utilizados na indústria automotiva. Por exemplo quando se quer investigar o efeito da substituição de diesel mineral por outro combustível para uma frota de caminhões usados, fica, por razões óbvias, praticamente impossível de se modificar o sistema de bombeamento destes veículos para se modificar o sistema de injeção e com isso manter a potência mecânica constante. Geralmente o que se faz é verificar o quanto a potência vai variar com a mudança do combustível e então se chega a uma conclusão: se é possível conviver com esta mudança ou não, isto é, se afetará significativamente a dirigibilidade.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

Para fins estacionários, de motores instalados para geração de eletricidade, a variação na potência mecânica e, conseqüentemente, a variação na potência elétrica produzida nos geradores, não ocorre da mesma maneira. Usinas termoelétricas têm, geralmente, um contrato de venda de energia que fixa a quantidade de energia elétrica que a UTE vai fornecer ao sistema ou pode fornecer quando solicitada. Nestes casos justifica-se a modificação no sistema de bombeio de combustível para se manter a potência dos grupos moto-geradores constante.

Taylor (1961) mostra que o aumento da eficiência, quando no caso de consumo volumétrico constante, está diretamente ligado à diminuição da massa específica do combustível, o que pode ser devido, entre outros fatores, à redução da razão ar-combustível e à melhoria da atomização do combustível na câmara de combustão. Por outro lado, conclui que, no caso onde a faixa de variação de eficiência térmica do motor é pequena para diferentes combustíveis (ver tabela 11), esta variação se dá praticamente pela mudança no poder calorífico do combustível.

Laforgia et al. (1994) realizaram testes em um motor diesel funcionando com diesel e com Biodiesel, a fim de comparar o comportamento do motor no que diz respeito à potência e eficiência global. Embora o autor não tenha apresentado, em seu trabalho, como foi calculado este parâmetro, os resultados podem ser resumidos nas tabelas abaixo:

Tabela 9 – Comparação entre Potências de um motor funcionando com diferentes combustíveis.

Fonte: reproduzido a partir de gráficos produzidos por Laforgia et al.(1994).

	Velocidade angular do motor (rpm)						
	2000	**2250**	**2500**	**2750**	**3000**	**3250**	**3500**
$Potência_{Biodiesel}$ (kW)	28	32	34	36	38	40	41
$Potência_{Diesel}$ (kW)	-	28	32	35	38	41	43
$\frac{Potência_{Biodiesel}}{Potência_{Diesel}}$	-	1,14	1,06	1,02	1,00	0,97	0,95

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

Tabela 10 - Comparação entre Eficiências de um motor funcionando com diferentes combustíveis.

Fonte: reproduzido a partir de gráficos produzidos por Laforgia et al. (1994).

	Velocidade angular do motor (rpm)						
	2000	**2250**	**2500**	**2750**	**3000**	**3250**	**3500**
Eficiência$_{Biodiesel}$ (%)	24	27	26	25	24	23	22
Eficiência $_{Diesel}$ (%)	-	24	24	23	24	23	22
$\frac{\text{Eficiência}_{Biodiesel}}{\text{Eficiência}_{Diesel}}$	-	1,13	1,08	1,08	1,00	1,00	1,00

Taylor (1961) alerta para o fato de que testes feitos mostram que, se o produto da razão ar-combustível (corrigindo o valor para cada combustível testado) pelo poder calorífico por unidade de massa do combustível permanecer constante, resultará em uma eficiência térmica constante. O que implica que o consumo específico de combustível é inversamente proporcional ao valor do seu poder calorífico, mas que a variação no consumo específico cresce mais lentamente com o aumento do peso específico.

Nos combustíveis estudados na presente dissertação, os combustíveis têm peso específico semelhante e, considerando os resultados de Laforgia et al. (1994), que mostram que a variação de eficiência térmica, quando substituído o óleo diesel pelo Biodiesel, é pequena, será considerado, então, que a variação no consumo dar-se-á exclusivamente pela variação do poder calorífico do combustível.

Uma observação importante sobre o consumo de combustível deve ser feita a respeito dos diferentes consumos a carga total e parcial. Adams (1949) mostra uma dependência linear do aumento do consumo com o aumento da porcentagem da potência mecânica para situação distante da condição de carga máxima, onde ocorre a formação de fumaça (Greene e Lucas, 1969) e uma dependência não mais linear.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

3.1.1.1.1.
Consumo específico e eficiência global

Para os grupos moto-geradores, é importante conhecer o consumo específico de combustível em relação aos kWh gerados.

A determinação do consumo de combustível em um motor é fundamental para que se conheça a eficiência com que transforma a energia química do combustível em trabalho útil. De posse dos valores de consumo de combustível e potência, pode-se calcular o consumo especifico de combustível, grandeza também conhecida como *Brake Specific Fuel Consumption* (B.S.F.C.), pela equação abaixo:

$$B.S.F.C. = \frac{\rho \times \dot{V}}{\dot{W}} \qquad (1)$$

onde ρ, $\dot{V}$ e $\dot{W}$ são respectivamente: a massa específica do combustível, o volume consumido e a potência elétrica gerada.

Testes realizados por Laforgia et al (2004) comparam a diferença de consumo específico em um motor diesel para diversos combustíveis. Os testes foram realizados em um motor de quatro cilindros de aproximadamente 43kW (@4200 rpm) que operou com óleo diesel e depois com Biodiesel. Os testes mostraram uma diminuição de aproximadamente 5% na potência (ver tabela 10), quando o motor operou com Biodiesel, em altas rotações. O autor atribuiu a queda ao menor poder calorífico e à maior densidade do Biodiesel em relação ao combustível convencional.

Foi observado, em todas as rotações utilizadas nos testes, um aumento do consumo específico, conforme tabela abaixo:

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

Tabela 11 - Comparação entre B.F.S.C. de um motor funcionando com diferentes combustíveis.

Fonte: reproduzido a partir de gráficos elaborados por Laforgia et al. (1994).

	Velocidade angular do motor (rpm)						
	2000	**2250**	**2500**	**2750**	**3000**	**3250**	**3500**
B.F.S.C$_{Biodiesel}$ (g/kWh)	375	330	345	360	365	375	415
B.F.S.C$_{Diesel}$ (g/kWh)	-	325	330	335	325	330	350
r_c (1)	-	1,02	1,05	1,07	1,12	1,13	1,18

Nota (1): r_c é definida como sendo a razão do consumo específico do combustível analisado pelo consumo específico do combustível de referência, ou seja:

$$r_c = \frac{B.F.S.C_{comb.\ analisado}}{B.F.S.C_{comb.\ de\ ref.}} \qquad \textbf{(2)}$$

Estes resultados serão utilizados para comparação de resultados dos modelos desta dissertação.

3.2. Modelo Matemático

O modelo matemático desenvolvido nesta dissertação foi desenvolvido a partir do modelo físico simplificado apresentado na figura 17:

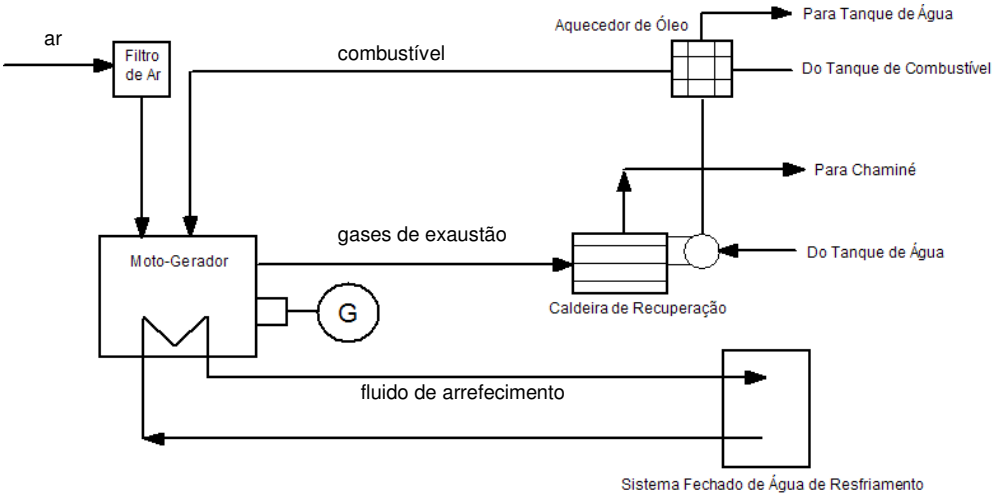

Figura 17: Modelo do grupo moto-gerador.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

O modelo proposto na figura 17 possui 6 equipamentos ou sistemas principais, a saber:

- Motor Diesel
- Gerador Elétrico
- Filtro de Ar
- Sistema Fechado de Água de Resfriamento – fornece água à temperatura ambiente ao radiador do motor, resfriando os fluidos de arrefecimento e lubrificação.
- Caldeira de Recuperação de Calor – dispositivo que gera vapor que será utilizado para pré-aquecimento do óleo combustível. A fonte quente deste equipamento é o gás de exaustão do motor.
- Aquecedor de Óleo – trocador de calor que recebe vapor da caldeira e pré-aquece o combustível que será utilizado no motor.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

3.2.1.

Balanço de energia do motor

Analisando o motor como o volume de controle, é sabido que a taxa de fornecimento de energia do combustível é convertida em potência mecânica de eixo. Igualmente, a parte restante daquela é perdida ao meio ambiente, seja pelo fluido de arrefecimento, pelos gases de exaustão ou por outras perdas de calor por radiação, lubrificação e etc. Portanto, o balanço de energia é dado por:

$$\dot{E}_{cb,e,m} = \dot{E}_{ei,s,m} + \dot{E}_{fa,s,m} + \dot{E}_{ex,s,m} + \dot{E}_{perdas,s,m} \quad (3)$$

onde os termos representam, em ordem de apresentação: taxa de fornecimento de energia pelo combustível, potência mecânica no eixo, taxa de calor retirada pelo fluido de arrefecimento, taxa de calor perdida pelos gases de exaustão e taxa de calor perdida por outros meios (radiação e lubrificação, entre outros).

.

3.2.1.1.

Taxa de fornecimento de energia pelo combustível ($\dot{E}_{cb,e,m}$)

A taxa de energia do combustível é dada pelo produto da vazão mássica do combustível, em kg/s, pelo valor do poder calorífico inferior do combustível (LHV), em kJ/kg, conforme a equação (4), abaixo:

$$\dot{E}_{cb,e,m} = \dot{m}_{cb,e,m}\ PCI_{cb,e,m} \quad (4)$$

3.2.1.2.

Potência mecânica no eixo ($\dot{E}_{ei,s,m}$)

A potência mecânica no eixo pode ser calculada da seguinte forma:

$$\dot{E}_{ei,s,m} = \alpha_{mec,s,m}\ \dot{E}_{cb,e,m} \quad (5)$$

onde $\dot{E}_{ei,s,m}$ é a demanda fixa de potência, em kW, do motor estudado. A grandeza $\alpha_{mec,s,m}$ é a razão entre a quantidade de energia que entra por unidade de tempo no motor com o combustível e a potência mecânica no eixo do motor. É conhecida como eficiência térmica do motor.

3.2.1.3.

Taxa de calor retirado pelo fluido de arrefecimento ($\dot{E}_{fa,s,m}$)

A taxa de calor retirado pelo fluido de arrefecimento é dada por:

$$\dot{E}_{fa,s,m} = \alpha_{fa,s,m}\ \dot{E}_{cb,e,m} \quad (6)$$

Assim como no item anterior, a grandeza $\alpha_{fa,s,m}$ representa o quanto da energia entregue pelo combustível ao volume de controle do motor, é retirada pelo fluido de arrefecimento.

Por outro lado, esta taxa de transferência de calor para o fluido de arrefecimento pode ser calculada pela equação abaixo:

$$\dot{E}_{fa,s,m} = \dot{m}_{fa,e,m}\ c_{p_{fa,e,m}} (T_{fa,s,m} - T_{fa,e,m}) \quad (7)$$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

onde $\dot{E}_{fa,s,m}$, $\dot{m}_{fa,e,m}$,$c_{p_{fa,e,m}}$ são, respectivamente, a taxa de calor retirado pelo fluido de arrefecimento, a vazão do fluido de arrefecimento e o calor específico do mesmo. As temperaturas de saída e entrada do motor do fluido de arrefecimento são dadas por $T_{fa,s,m}$ e $T_{fa,e,m}$, respectivamente.

3.2.1.4.

Cálculo da taxa de calor perdido pelos gases de exaustão ($\dot{E}_{ex,s,m}$)

Analogamente, a taxa de calor perdido pelos gases de exaustão pode ser calculada por:

$$\dot{E}_{ex,s,m} = \alpha_{ex,s,m} \ \dot{E}_{cb,e,m} \tag{8}$$

onde $\alpha_{ex,s,m}$ é a razão da energia total que entra no motor que é transformada em energia térmica perdida pelos gases de exaustão. Esta fração, aliada à temperatura aponta para a utilização dos gases de exaustão como fonte quente em uma caldeira de recuperação de calor.

A taxa de energia perdida pelos gases de exaustão pode ser calculada pela expressão abaixo (Greene e Lucas, 1969):

$$\dot{E}_{ex,s,m} = (\dot{m}_{ar,e,m} + \dot{m}_{cb,e,m})c_{p_{ex,s,m}}(T_{ex,s,m}) - \dot{m}_{ar,e,m}\, c_{p_{ar,e,m}}(T_{ar,e,m}) - \dot{m}_{cb,e,m}\, c_{p_{cb,e,m}}(T_{cb,e,m}) \tag{9}$$

Os mesmos autores (Greene & Lucas, 1969) sugerem também a expressão abaixo para o cálculo do calor específico dos gases de exaustão, como em função apenas da temperatura destes:

$$c_{p_{ex,s,m}} = 0{,}988 + 2{,}3.10^{-4}(T_{ex,s,m}) + 5{,}0.10^{-8}(T_{ex,s,m})^2 \ \ [kJ/kg.^0C] \tag{10}$$

onde $T_{ex,s,m}$ é dado em ^0C.

3.2.1.5.

Taxa de calor perdida no motor por radiação e outras formas ($\dot{E}_{perdas,s,m}$)

A taxa de calor perdida por radiação e outras formas é dada por:

$$\dot{E}_{perdas,s,m} = \alpha_{perdas,s,m} \ \dot{E}_{cb,e,m} \tag{11}$$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

onde $\alpha_{perdas,s,m}$ é a razão entre a taxa de perdas de calor por radiação, pelo lubrificante e de outras formas e a taxa de fornecimento de energia pelo combustível.

Com isso, tem-se que:

$$\sum \alpha_i = 1 \qquad (12)$$

i.e.

$$\alpha_{mec,s,m} + \alpha_{ex,s,m} + \alpha_{fa,s,m} + \alpha_{perdas,s,m} = 1$$

3.2.1.6.

Balanço de energia da caldeira de recuperação de calor

Aplica-se a primeira lei da termodinâmica para o volume de controle da caldeira de recuperação de calor (ver figura 17) sob as seguintes hipóteses e constatações:

- Regime Permanente
- Variação de energia cinética desprezível
- Variação de energia potencial desprezível
- Trabalho nulo
- Trocador de calor adiabático

Parte do calor levado para dentro da caldeira pelos gases de exaustão, será absorvido pelo fluido a ser vaporizado. Parte desta energia será perdida para o ambiente. O vapor gerado na caldeira será utilizado para aquecimento do combustível que entra no motor.

Assim, o balanço de energia da caldeira pode ser escrito por:

$$\dot{E}_{ex,s,m}\, c_{p_{ex,s,m}} (T_{ex,e,c} - T_{ex,s,c}) = \dot{m}_{ag,e,c} (h_{ag,s,c} - h_{ag,e,c}) + \dot{Q}_c \qquad (13)$$

E o balanço de massa por:

$$\dot{m}_{ex,s,m} = \dot{m}_{ar,e,m} + \dot{m}_{cb,e,m} \qquad (14)$$

onde a vazão mássica dos gases de exaustão ($\dot{m}_{ex,s,m}$) é a soma da vazão mássica do combustível ($\dot{m}_{cb,e,m}$) e do ar ($\dot{m}_{ar,e,m}$) que entram no motor.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

3.2.1.7.

Balanço de energia no aquecedor de combustível

Assim como foi feito para a caldeira, para o caso do aquecedor de óleo (ver figura 17) pode-se aplicar a primeira lei da termodinâmica para o volume de controle com as mesmas hipóteses (regime permanente, variações desprezíveis de energia cinética e potencial, trabalho nulo e trocador adiabático). Da energia carregada para dentro do aquecedor de óleo, parte será absorvida pelo combustível e parte será perdida para o ambiente.

O balanço de energia resulta em:

$$\dot{m}_{ag,e,a}\,(h_{ag,e,a}-h_{ag,s,a})=\dot{m}_{cb,e,a}\,c_{p_{cb,e,m}}\,(T_{cb,s,a}-T_{cb,e,a})+\dot{Q}_a \qquad (15)$$

O balanço de massa é dado por:

$$\dot{m}_{ag,e,a}=\dot{m}_{ag,e,c} \qquad (16)$$

$$\dot{m}_{cb,e,a}=\dot{m}_{cb,e,m} \qquad (17)$$

3.2.2. Valores constantes atribuídos

a) Taxa de Energia perdida pelos gases de exaustão

A vazão, assim como a temperatura de exaustão, foram estimadas pelo fabricante do motor analisado, como segue:

$$\dot{m}_{ar,e,m}= 30\ [kg/s]$$

Supõe-se que a eficiência volumétrica não mudará com o combustível e, conseqüentemente também a razão de ar.

Não foi encontrado na literatura, resultados de testes de motor operando com óleo combustível e também com Biodiesel, no que diz respeito a temperatura dos gases de exaustão. Poderiam acontecer três casos: aumento, diminuição ou manutenção da temperatura dos gases de exaustão, este último pouco provável.

A estimativa da temperatura dos gases de exaustão para cada caso está no Apêndice III do presente trabalho. Os valores encontrados foram os reproduzidos na tabela 12.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

Tabela 12 - Temperatura estimada dos gases de exaustão para diferentes combustíveis

Combustível	Temperatura estimada dos gases de exaustão (°C)
OCA1	317,0
OCA2	324,9
OCB1	304,9
OCB2	306,2
Biodiesel de Canola, Rota metílica	375,4
Biodiesel de Soja, Rota metílica	373,9
Biodiesel de Girassol, Rota metílica	352,7
Biodiesel de Dendê, Rota etílica	341,7
Biodiesel de Mamona, Rota etílica	332,2

Na impossibilidade de se encontrar o calor específico do Biodiesel, $c_{p_{cb,e,m}}$, na literatura, foi atribuído o valor médio de 2,075 [kJ/kg.^{0}C], considerando que para diversos tipos de óleo combustível, tais como óleo leve, médio e pesado, este valor varia de 1,95 e 2,20 [kJ/kg.^{0}C]. Logo:

$$c_{p_{cb,e,m}} = \frac{1,95 + 2,20}{2} = 2,075 \ \text{[kJ/kg.}^0\text{C]}$$

Para o ar, foi fixado o valor de 1,00 [kJ/kg.^{0}C]:

$$c_{p_{ar,e,m}} = 1,00 \ \text{[kJ/kg.}^0\text{C]}$$

A temperatura de entrada do combustível no motor é especificada pelo fabricante:

$T_{cb,e,m}$=90 [^{0}C]

b) Balanço de energia na caldeira de recuperação de calor

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

A temperatura de saída da caldeira foi estimada e fixada em torno de 200^0C, para evitar condensação de ácidos que provocam corrosão nos elementos do sistema de exaustão. É necessário, então, que esta temperatura seja maior que a temperatura do ponto de orvalho dos elementos que possam se combinar com vapor dágua (por exemplo enxofre), formando ácidos. Por hipótese, o escoamento dos gases que saem da motor e entram na caldeira de recuperação de calor, é isotérmico, logo:

$$T_{ex,s,c}=200\ [^0C]$$

$$T_{ex,e,c}=T_{ex,s,m} \qquad (18)$$

As perdas na caldeira de recuperação de calor foram, por hipótese, limitadas a uma eficiência mínima de 80%.

c) Balanço de energia no aquecedor de óleo

Por hipótese foi admitida, para o combustível, uma temperatura de entrada no motor igual a 50^0C:

$$T_{cb,e,a}=50\ [^0C]$$

O escoamento de combustível pode ser considerado isotérmico desde a saída deste do aquecedor até a entrada no motor.

$$T_{cb,s,a}=T_{cb,e,m} \qquad (19)$$

As perdas no aquecedor de óleo foram, por hipótese, limitadas a uma eficiência mínima de 80%.

O processo no aquecedor de óleo pelo lado da água é considerado isobárico. Então:

$$P_{ag,s,a}= P_{ag,e,a}=7\ [bar]$$

3.2.3. Equações de Propriedade

As equações de propriedade dos fluidos foram calculadas em função de propriedades termodinâmicas, conforme abaixo:

$$c_{p_{fa,e,m}} = c_p\ (T_{fa,e,m},\ P_{fa,e,m}) \qquad [kJ/kg.ºC] \qquad (20)$$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

$h_{ag,e,c}=h$ (fluido, $T_{ag,e,c}$,$P_{ag,e,c}$) [kJ/kg] (21)

$h_{ag,s,c}= h_{ag,e,a} = h$ (fluido, $T_{ag,s,c}$, $P_{ag,s,c}$) [kJ/kg] (22)

$h_{ag,s,a}= h$ (fluido, $T_{ag,s,a}$, $P_{ag,s,a}$) [kJ/kg] (23)

$T_{ag,s,a} = T_{sat}$ (fluido, $P_{ag,s,a}$) [ºC] (24)

No presente trabalho foram utilizadas as funções da biblioteca do programa Engineering Equation Solver.

3.3. Solução – EES

Para se resolver o sistema de equações que compõe o modelo matemático foi utilizado o programa Engineering Equation Solver (EES V7.258-3D), programa desenvolvido por professores da Universidade de Wisconsin, EUA. Além das equações dos balanços de massa e energia, das equações de propriedades, das hipóteses, e das equações relativas aos dados de entrada, é necessário atribuir a condição de contorno do problema. Os dados de entrada são, então:

3.3.1.
Variáveis conhecidas – Dados de entrada

a) Taxa de Energia retirada pelo Fluido de Arrefecimento

No balanço de massa e energia do radiador do moto-gerador, define-se geralmente as temperaturas de entrada e saída do fluido de arrefecimento, assim como a vazão do mesmo. Para o modelo, foram estimadas as seguintes grandezas:

$P_{fa,e,m}=4$ [bar]

$T_{fa,s,m}=91$ [^{0}C]

$T_{fa,e,m}=75$ [^{0}C]

$\dot{m}_{fa,s,m}=52{,}78$ [kg/s]

b) Para o sistema de referência será utilizado o óleo combustível OCA1 cujo valor do poder calorífico inferior é dado por (Lora, 2005):

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

$PCI_{cb,e,m}$=40.488 [kJ/kg]

c) A potência demandada do grupo moto-gerador é:

$\dot{E}_{ei,s,m}$ =17.076 [kW])

d) As grandezas relacionadas à água que é fornecida à caldeira de recuperação de calor são:

$\dot{m}_{ag,e,c}$ = 0,917 [kg/s]

$T_{ag,e,c}$=115 [^{0}C]

$T_{ag,s,c} = T_{sat}$ (@ P_{sat}) [^{0}C]

$P_{ag,e,c} = P_{ag,s,c}$ =7 [bar]

3.3.2. Equações do sistema

O sistema de equações algébricas, a ser resolvido pelo código computacional, é composto pelas 14 seguintes equações: (3), (4), (5), (6), (7), (8) , (9), (10), (11), (13), (14), (15), (16), (17).

3.4. Atrito em motores Diesel

A partir da linha de Willan (Greene e Lucas, 1969) é possível determinar, no ponto de torque nulo qual é o consumo de combustível necessário para se vencer o atrito em motores que operam segundo o ciclo diesel. Extrapolando a mesma linha para o ponto de consumo de combustível nulo, é possível, também, determinar o torque necessário para se vencer estes atritos. Esta informação permite determinar a potência de atrito do motor para dada velocidade angular.

Pereira (2006) testou quatro diferentes motores (MWM 4.07 TCA, MWM 4.10 TCA, MWM 229-6 e MWM TD229-EC6), convertidos para operar no modo Diesel/gás natural e três moto-geradores (Perkins 1006TAG, Cummins NTA855G3 e Perkins 4012TAG2), com o objetivo, entre outros, de determinar o torque e a potência de atrito.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

Pereira (2006) cita que o torque de atrito é um dos parâmetros necessários à estimativa de desempenho de motores e que o resultado de sua pesquisa permite estimar o atrito em motores diferentes daqueles por ele testado.

Os torques de atrito para o presente estudo foram estimados pelas curvas levantadas por Pereira (2006) para cada motor para diferentes velocidades angulares. No caso dos grupos moto-gerdores, regulados para operar a 1800 rpm (condição para geração de eletricidade em 60hz em alternadores de 4 pólos) o autor chama a atenção para o fato de, por possuírem potências muito distintas (o maior tem aproximadamente 1MW e o menor aproximadamente 100 kW), obviamente para as potências de atrito foram, também, encontrados valores distintos, conforme números abaixo:

- $P_{\text{otência de atrito}}$ (Perkins 1006TAG) = 26 kW
- $P_{\text{otência de atrito}}$ (Cummins NTA855G3) = 58 kW
- $P_{\text{otência de atrito}}$ (Perkins 4012TAG2) = 167 kW

Dividindo estes resultados pela cilindrada dos correspondentes equipamentos, chegou ao interessante resultado de 4,0 $\pm$ 0,34 kW/litro (Pereira, 2006).

A partir desta constatação e considerando a cilindrada do grupo moto-gerador em estudo como sendo se 1.735 litros, chega-se à conclusão que a potência de atrito pode ser estimada em :

$P_{\text{otência de atrito}}$ (Wärtsilä 18V46) = 6.940 kW $\pm$ 589,9 kW

Por outro lado, Pereira (2006) apresentou uma correlação que ajusta os pontos experimentais dos torques de atrito obtidos em bancada e a cilindrada dos correspondentes motores. Tal relação, com erro médio de 6,9% e máximo de 26,9%, é apresentada abaixo. Nela, a velocidade angular (ω) é dada em rpm:

$$\frac{T_A}{\forall} = 14,41 - 6,845.10^{-3}\omega + 3,645.10^{-6}\omega^2 \qquad (25)$$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

Sabendo-se que a rotação deste grupo moto-gerador é igual a 514 rpm, pode-se calcular a potência de atrito pela equação (26):

$$P_A = \forall(\frac{T_A}{\forall})\omega \qquad (26)$$

Pela correlação de Pereira (2006) a potência de atrito prevista é igual a 6.093 kW[7]. O autor cita que os torques de atrito e, conseqüentemente, as potências de atrito são consideravelmente maiores nos grupos moto-geradores, quando comparado com os motores testados em bancada, uma vez que no caso dos moto-geradores há ocorrência de torque de atrito nos geradores, alternadores e outros acessórios. Além do mais, o autor cita que, quanto maior for o grupo moto-gerador, menor é seu torque de atrito por unidade de cilindrada, o que deve ser significativo ao se comparar os grupos testados e o calculado nesta dissertação.

3.5. Número de Cetano

Outro parâmetro estudado no presente trabalho é o número de cetano do Biodiesel. O número de cetano está intimamente ligado à qualidade da ignição e, conseqüentemente, ao tempo de ignição. O tempo de ignição, ou atraso de ignição (*ignition delay*), é definido por Heywood (1989) como sendo o intervalo entre o início da injeção do combustível e o início da combustão. Uma vez que as características de ignição do combustível, qualificado pelo número de cetano, afetam diretamente o tempo de ignição, determiná-las torna-se importante a fim de se poder quantificar a eficiência térmica, emissão de fumaça, falha na combustão, emissão sonora, facilidade de partida, auto-ignição, entre outros fatores (Heywood, 1989).

O autor cita que, para combustíveis de baixo número de cetano, com alto atraso na ignição, todo o combustível é injetado antes de se iniciar a combustão, o que propicia elevada taxa de queima, favorecendo a auto-ignição e, conseqüentemente, ocorrência de ruído no motor, conhecido como "batida" (*diesel knock)*. Em casos extremos, a ignição ocorre durante o processo de expansão, resultando em combustão incompleta com conseqüente redução de potência.

[7] A correlação empirica é válida para a faixa de potência de 0,1 MW até 1,0 MW. No presente trabalho, a correlação foi extrapolada para a potência do grupo moto-gerador 18V46 da Wärtsilä, aproximadamente 17 MW.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

Para altos números de cetano, a combustão inicia antes de acontecer uma boa mistura ar/combustível, resultando em combustão incompleta e conseqüente emissão de fumaça.

Levando-se em conta o Biodiesel com maior número de cetano entre os apresentados na tabela 13 (Biodiesel de óleo de canola, rota etílica) e considerando o óleo diesel com número de cetano igual a 40 (ASTM, 2005), a utilização deste Biodiesel levaria a um incremento de aproximadamente 43% em emissão de fumaça quando comparado com a emissão proveniente da queima de óleo diesel. Reporta-se entretanto uma diminuição de emissão de fumaça, como pode ser visto na figura 10 deste trabalho. Patterson (1974) cita que existem outros fatores, como a volatilidade do combustível, que também afetam o nível de emissões de fumaça.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

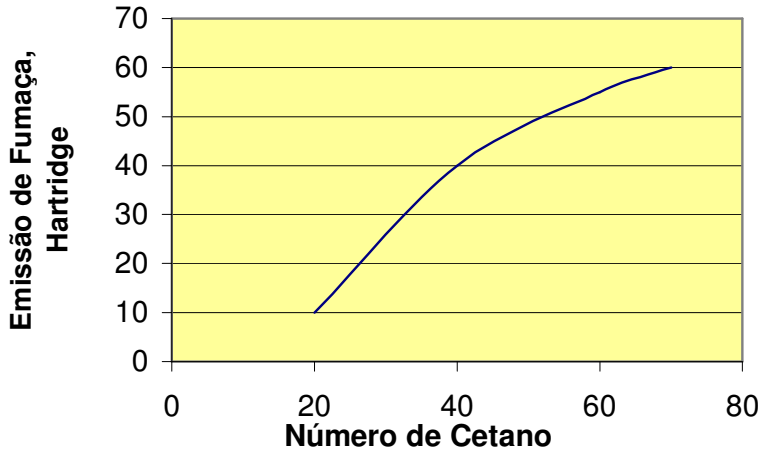

Figura 18: Efeito do número de cetano na emissão de fumaça em motor Diesel.
Fonte: Reproduzido a partir de dados de Patterson, 1974

Heywood (1989) sugere que combustíveis a serem utilizados em motores diesel, tenham número de cetano dentro da faixa de 40 a 55. As normas ASTM D6751 (ASTM, 2002), EN 14214 (DIN, 2003) e ANP 42 (ANP, 2004) exigem respectivamente número de cetano para o Biodiesel de 47, 51 e 45, enquanto que a norma ASTM D975 exige um mínimo de 40 para o óleo diesel.

A tabela 13 apresenta o número de cetano para diferentes tipos de Biodiesel (Knothe, 2005).

Tabela 13 - Apresentação do número de cetano para diferentes tipos de Biodiesel.

Fonte: Knothe, 2005.

Biodiesel (matéria prima/rota)	**Número de Cetano**
Óleo de soja / rota metílica	49,6
Óleo de girassol / rota metílica	54 – 58
Óleo de dendê / rota etílica	56,2
Óleo de canola / rota metílica	47,9 – 56
Óleo de canola / rota etílica	67,4

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0210215/CA

Knothe (2005) cita que, para óleo diesel, existe uma relação direta do aumento do número de cetano e redução das emissões de NO_x. Pela condição do Biodiesel ter maior número de cetano, quando comparados com o óleo diesel, eles foram inicialmente considerados como aditivo para se elevar o número de cetano do óleo diesel. Por outras razões, já apresentadas nos capítulos anteriores, verificou-se um aumento de emissão de NO_x quando da utilização de Biodiesel em mistura. Conclui-se, então, que a relação entre o número de cetano e emissões de NO_x é afetada por outros fatores como tecnologia do motor e composição química do combustível.