

ANÁLISES ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UM MOTOR DIESEL OPERANDO DE FORMA DUAL

Arthur Azevedo Ferreira, arthurferreira_1@hotmail.com¹
Bruno Ferreira da Silva, b_ferreira00@hotmail.com¹
Yoge Jerônimo Ramos da Costa, yoge@dem.ufcg.edu.br¹
Marcelo Bezerra Grilo, marcelogrilo@dem.ufcg.edu.br¹

¹Universidade Federal de Campina Grande (UFCG), Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica, Av. Aprígio Veloso, 882, Bairro Universitário, CEP: 58429-140

Resumo: *Considerando-se a necessidade do uso dos novos combustíveis de maneira mais racional, novas fontes de energia mais eficientes e menos poluentes que os processos de combustão atuais têm sido procuradas como opção de uso. Entre os combustíveis menos poluentes está o gás natural, cujo consumo tem apresentado um crescimento muito grande nos últimos anos. Mesmo considerando as novas tecnologias do sistema de injeção eletrônica de combustível, o uso do gás natural em motores a diesel está limitado a sistemas de baixa potência. Além disso, devido à complexidade da questão, novos estudos têm sido realizados para melhorar o desempenho do motor quando operando de forma dual (alimentado por uma mistura de diesel e gás natural). Nesse sentido, o objetivo deste trabalho é investigar teórica e experimentalmente as características de desempenho de um motor diesel comercial a ser operado com gás natural e diesel. A unidade experimental (sistema térmico) é composta por um motor diesel acoplado a um gerador elétrico. Esta unidade está equipada com sensores para medir temperatura, vazão de gás natural e de diesel, transdutores de pressão, analisador de gases e sistema de absorção de potência (banco de carga elétrico). Para a análise energética e exergética do motor operando em modo dual, um modelo matemático baseado em conceitos da termodinâmica foi desenvolvido. Os resultados teóricos e experimentais sobre o desempenho do motor serão apresentados e analisados. Neste trabalho, o motor a diesel funciona com potências de 50, 75, 100 e 125 kW e as taxas de substituição de 40%, 60% e 80%.*

Palavras-Chaves: *Motor Diesel, Motor dual, Energia, Exergia.*

1. INTRODUÇÃO

A população mundial tem uma grande preocupação sobre o impacto ambiental e / ou emissões de gases da combustão de combustíveis fósseis, principalmente aqueles relacionados com motor de combustão interna. O gás natural pela sua pureza é um combustível limpo, quando submetido a processos de combustão torna o processo limpo, a combustão é quase completa, não liberando para a atmosfera, subprodutos da combustão tais como óxidos de enxofre, monóxido de carbono e outros gases irritantes das vias respiratórias superiores. Diante destas qualidades apresentadas e principalmente pela característica de ser considerado um combustível ecológico, espera-se que num futuro próximo o crescimento da demanda por gás natural seja muito grande. Devido a esta característica importante do gás natural, este tem sido utilizado como combustível alternativo ao motor diesel, chamado como motor bicomcombustível. No motor bicomcombustível uma mistura de ar e gás natural é comprimida e incinerada por auto-ignição do diesel no final da fase de compressão. Segundo Mansour et al. (2001) a vantagem deste tipo de motor reside no fato de que ele usa a diferença de inflamabilidade dos dois combustíveis. Além disso, podemos citar os benefícios econômicos e ambientais potenciais da utilização do gás natural em motores diesel. O desempenho do motor bicomcombustível (gás-diesel) foi investigado por inúmeras pesquisas com resultados promissores (Mansour et al., 2001; Papagiannakis e Hountalas, 2004; Uma et al. 2004 Papagiannakis e Hountalas, 2003), mas poucas obras foram realizadas de análises de energia e exergia. Szargut (1988) define exergia como a quantidade de trabalho obtida quando alguma matéria é trazida a um estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes comum do ambiente natural, por meio de um processo reversível, envolvendo apenas a interação com esses componentes da natureza. A exergia é a energia que pode ser totalmente convertida em energia mecânica. Ela pode ser definida como o padrão mais adequado para avaliar a variação da qualidade da energia na análise de sistemas térmicos (Kotas, 1985). Quando a análise exergética é realizada, é possível identificar os pontos onde ocorrem perdas, ou seja, a destruição de exergia. Esta destruição de exergia é função da irreversibilidade do processo ou da degradação da qualidade dos recursos energéticos (Kotas, 1985). Assim a análise de exergia pode ser usada para indicar possíveis formas de melhoria de processos térmicos e químicos e, portanto, que áreas devem receber técnicas especiais. No entanto, a análise de exergia pode não indicar se a não melhora na prática é possível (Szargut et al., 1988). Neste sentido, o objetivo deste trabalho é descrever um procedimento teórico e experimental para análise do

desempenho energético e exergetico de um motor diesel operando de forma dual, quando o líquido é parcialmente substituído por gás natural no consumo de temperatura ambiente.

2. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

2.1 Descrições da composição do Gás Natural e Óleo Diesel usados neste experimento.

A composição química do gás natural e do diesel líquido usados neste experimento é apresentada na Tab. (1). Esses valores são representativos do tipo de combustível comercial que abastece a cidade de Campina Grande, Paraíba, Brasil.

Tabela 1. Composição básica do óleo diesel e gás natural utilizados

Combustível (fonte)	Composição Química (em volume)							
Diesel (Medeiros et al., 2002)				$C_{12}H_{26}$ 98.53 %	S 1.47 %			
Gás Natural (PBGAS, 2006)	CH_4 89.42%	C_2H_6 7.24%	C_3H_8 0.16%	C_4H_{10} 0.18%	N_2 1.27%	CO_2 1.66%	O_2 0.08%	

2.2 Aparato experimental e procedimentos

Através de um motor comercial (Cummins 6CTA), com uma potência mecânica da ordem de 188 kW a 1800 rpm, acoplado a um gerador elétrico Onan Gensat de 150 kW foram realizados os estudos deste trabalho. O sistema é monitorado com medidores de vazão de ar, gás e diesel, utilizando sensores de pressão e temperatura em vários pontos e uma sonda para análise de gás. Todos os dados experimentais das taxas de fluxo de massa, temperatura e pressão de ar, gás e diesel, e as emissões de gases de escape são recolhidos em tempo real através do sistema de aquisição de dados e utilização de software. A Fig. (1) apresenta o sistema eletro-mecânico. Detalhes sobre o aparato experimental e o procedimento podem ser encontrados em: Costa, et al; (de 2008) e Costa (2.004).



Figura 1. Sistema eletro-mecânico

3. MODELAMENTO MATEMÁTICO

Considere a Figura 2, que mostra um motor de forma esquemática. Na análise, considera-se que o combustível entra no motor, com uma taxa de fluxo de massa e é misturado com uma quantidade de ar. Tanto o ar como o combustível tem variações de energia cinética e potencial desprezíveis. O combustível entra no motor em temperatura e pressão T_c , P_c , enquanto o ar entra na temperatura e pressão T_a , P_a . A mistura queima completamente, e os produtos da combustão deixam o motor na temperatura e pressão T_p , P_p , com o fluxo de massa. O motor desenvolve uma potência de saída e transfere uma quantidade de calor para o ambiente. Todas as trocas de energia entre o óleo de lubrificação e a água de refrigeração com o corpo do motor e do ar com o turbo-compressor e refrigerador, estão contidos no volume de controle

que envolve o motor e, portanto, seus efeitos são constantes. O motor de combustão interna opera no estado de equilíbrio.

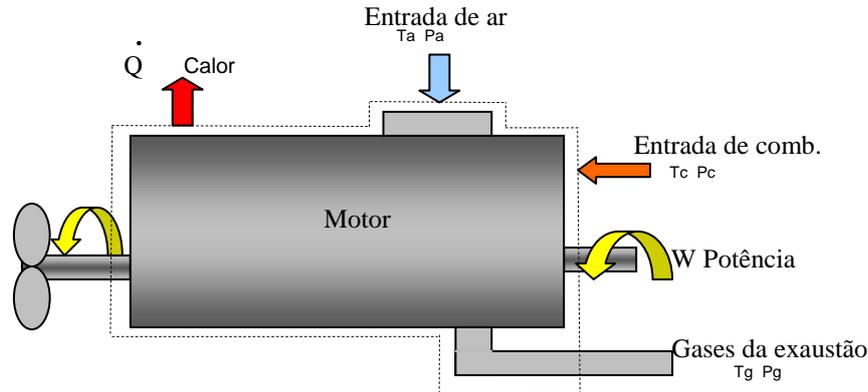


Figura 2. Esquema do motor diesel

3.1 Conservação da Massa

Para o caso estático, todas as propriedades não variam com o tempo. Neste caso, para um volume de controle apresentado na Figura 2, podemos escrever:

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \quad (1)$$

onde \dot{m}_e e \dot{m}_s representam a entrada e saída do fluxo de massa, respectivamente.

3.2 Conservação da Energia

A equação da primeira lei da termodinâmica é usada para determinar a transferência de calor envolvida na análise do motor. O balanço de energia no início do equilíbrio pode ser escrito como:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) = \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) + \dot{W}_{vc} \quad (2)$$

onde \dot{Q} , \dot{m} , h , $V^2/2$ e gZ são respectivamente: taxa de transferência de calor, a taxa de fluxo de massa, entalpia específica, energia cinética específica e energia potencial específica, e \dot{W} é a potência útil desenvolvida pelo motor. A equação (2) permite uma avaliação da taxa de transferência de calor que é perdida pelo motor para o ambiente. Efeitos de energia cinética e potencial são pequenos e, portanto, são negligenciadas. Portanto, a equação (2) pode ser escrita como segue:

$$\dot{Q} + \sum_e \dot{m}_e h_e = \sum_s \dot{m}_s h_s + \dot{W} \quad (3)$$

Em motores bicompostíveis, o gás natural, diesel e o ar queimam completamente dando como resultado produtos de combustão. Em termos da composição do diesel, gás natural, ar e dos produtos de combustão em base seca, a equação (3) pode ser escrita como:

$$\begin{aligned} \dot{Q} + \dot{n}_d (y_{C_{12}H_{26}} M_{C_{12}H_{26}} h_{C_{12}H_{26}} + y_s M_s h_s)_d + \dot{n}_g (y_{CH_4} M_{CH_4} h_{CH_4} + y_{C_2H_6} M_{C_2H_6} h_{C_2H_6} \\ + y_{C_3H_8} M_{C_3H_8} h_{C_3H_8} + y_{C_4H_{10}} M_{C_4H_{10}} h_{C_4H_{10}} + y_{N_2} M_{N_2} h_{N_2} + y_{CO_2} M_{CO_2} h_{CO_2} + y_{O_2} M_{O_2} h_{O_2})_g \\ + \dot{n}_{O_2} (M_{O_2} h_{O_2} + 3,76 M_{N_2} h_{N_2} + 7,655 M_{H_2O} h_{H_2O})_a = \dot{n}_p (y_{CO_2} M_{CO_2} h_{CO_2} \\ + y_{CO} M_{CO} h_{CO} + y_{N_2} M_{N_2} h_{N_2} + y_{NO} M_{NO} h_{NO} + y_{NO_2} M_{NO_2} h_{NO_2} + y_{SO_2} M_{SO_2} h_{SO_2} \\ + y_{CH_4} M_{CH_4} h_{CH_4} + y_{O_2} M_{O_2} h_{O_2})_p + (\dot{n}_{H_2O} M_{H_2O} h_{H_2O})_{H_2O} + \dot{W} \end{aligned} \quad (4)$$

onde: \dot{n}_d , \dot{n}_g , \dot{n}_{O_2} , \dot{n}_p , \dot{n}_{H_2O} são o fluxo molar de óleo diesel, gás natural, oxigênio, produtos da combustão e vapor de água, respectivamente. Na equação (5) w é a umidade absoluta do ar, e y_i e M_i são as frações molares e peso molecular

de cada componente i envolvidos no processo de combustão. As frações molares para o diesel e o gás natural são apresentados na Tabela 1. As frações molares dos produtos de combustão, com base seca, y_{CO_2} , y_{CO} , y_{NO} , y_{NO_2} , y_{CH_4} e y_{O_2} é medido com o analisador de gases. Os outros coeficientes da equação são obtidos a partir de um balanço estequiométrico para cada elemento químico envolvido no processo.

Na base molar a equação (4) pode ser escrita como segue:

$$\dot{Q} + \dot{n}_d \left(\sum_{i=1}^{\dot{i}} y_i \bar{h}_i \right)_d + \dot{n}_g \left(\sum_{j=1}^{\dot{j}} y_j \bar{h}_j \right)_g + \dot{n}_{O_2} [\bar{h}_{O_2} + 3,76\bar{h}_{N_2} + 7,655 w \bar{h}_{H_2O}] = \dot{n}_p \left(\sum_{k=1}^{\dot{k}} y_k \bar{h}_k \right)_{prodsecos} + \dot{n}_{H_2O} \bar{h}_{H_2O} + \dot{W} \quad (5)$$

A entalpia específica na base molar é calculada por:

$$\bar{h} = \bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h} \quad (6)$$

onde \bar{h}_f^0 é a entalpia de formação na base molar e a capacidade de calor específico na base molar $\Delta \bar{h} = \int_{T_{ref}}^T \bar{c}_p \Delta T$

sendo $\bar{c}_p = Mc_p$.

O segundo termo indica a mudança de entalpia da temperatura T_{ref} para a temperatura T .

A capacidade de calor específico molar e a formação de entalpia podem ser observadas, por exemplo, em Van Wyley e Sonntag, (1976); Incropera e DeWitt, (2002) e Naterer, (2003), Moran e Shapiro (2000); Kotas (1985); Szargut et al. (1988) e Li (1996). A eficiência térmica do motor é calculada pela seguinte expressão:

$$\eta_t = \dot{W} / PCI \quad (7)$$

onde PCI é o poder calorífico inferior da mistura. Assim, a eficiência energética do motor pode ser escrita de forma mais adequada como:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}}{\dot{n}_d \left[\sum_{i=1}^{\dot{k}} (y_i M_i PCI_i) \right]_d + \dot{n}_g \left[\sum_{j=1}^{\dot{r}} (y_j M_j PCI_j) \right]_g} \quad (8)$$

onde i e j denota os componentes do diesel e gás natural, respectivamente, e M é o peso molecular.

3.3 Eficiência Exergética

Em muitas aplicações, os meios de trabalhos consistem em uma mistura de gases ideais, por exemplo, o gás combustível, produtos de combustão, etc. Quando um combustível hidrocarboneto $C_a H_b$ ou outra substância é um componente de uma mistura de gases ideais, no estado padrão (T_0 , P_0), o combustível hidrocarboneto ou outra substância está no estado (T_0 , $y_i P_0$). Neste caso, a exergia química do combustível ou substância é dada por: (Li, 1996; Kotas, 1985).

$$\bar{x}_i^{qui}(T_0, y_i P_0) = \bar{x}_i(T_0, P_0) + \bar{R} T_0 \ln(\mu_i y_i) \quad \text{com } \mu_i = 1 \quad (9)$$

Na equação (9) \bar{x}_i é a fração molar do componente i na mistura do combustível de hidrocarboneto. Nesta equação, podemos considerar o coeficiente de atividade $\mu_i = 1$

Nas condições ambientais (estado padrão de referência), a exergia termodinâmica é nula. Assim, a exergia total do combustível é exatamente igual à exergia química. No caso estudado, a exergia é dado por:

$$\dot{X}_{\text{diesel ou gas}}^{\text{qui}} = \frac{\bar{X}_{\text{diesel ou gas}}^{\text{qui}}}{M_{\text{diesel ou gas}}} = \left(\frac{\sum_{i=1}^n y_i \bar{X}_i^{\text{qui}}}{M} \right)_{\text{diesel ou gas}} \quad (10)$$

Para a determinação da exergia química dos gases de escape, usamos as equações 9 e 10, e a fração molar dos componentes obtidos experimentalmente.

$$\dot{X}_{\text{qui}} = \dot{n}_p \sum_{i=1}^i y_i \bar{X}_i + \dot{n}_{\text{H}_2\text{O}} \bar{X}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{qui}} \quad (11)$$

A eficiência exergética do motor é determinada com a ajuda de um balanço de exergia. No estado estacionário a taxa de exergia que entra no motor é igual à taxa na qual exergia existe mais a taxa de exergia que é destruída dentro do motor. Neste estado, o ar usado para a combustão entra em condições ambientais e, conseqüentemente, com um valor zero de exergia, apenas fornece exergia do combustível para o motor. A exergia existe no motor acompanhando o calor, o trabalho e os produtos da combustão. Se a potência desenvolvida é considerada como sendo o produto do motor, a transferência de calor e gases produzidos na saída são vistos como perdas, uma expressão para a eficiência exergética ε , que mede a quantidade de exergia na entrada do motor que é convertida em produtos, é da forma:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{\text{vc}}}{\dot{X}_c} \quad (12)$$

onde \dot{X}_c denota a taxa que a exergia entra com o combustível. Estes parâmetros são dados por:

$$\dot{X}_c = \dot{n}_d \left(\sum_{i=1}^i y_i \bar{X}_i \right)_d + \dot{n}_g \left(\sum_{j=1}^j y_j \bar{X}_j \right)_g \quad (13)$$

Para obter os gases de escape, o calor, trabalho e exergia destruídos, usamos a seguinte equação:

$$\dot{X}_{\text{temica}} = \dot{n}_p \sum_{k=1}^k y_k M_k [(h_k - h_{k0}) - T_0 (s_k - s_{k0})] + \dot{n}_{\text{H}_2\text{O}} [(h_{\text{H}_2\text{O}} - h_{\text{H}_2\text{O}0}) - T_0 (s_{\text{H}_2\text{O}} - s_{\text{H}_2\text{O}0})] \quad (14)$$

$$\dot{X}_{\text{gas}} = \dot{X}_{\text{temica}} + \dot{X}_{\text{qui}} \quad (15)$$

$$\dot{X}_{\text{calor}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right) \dot{Q} \quad (16)$$

$$\dot{X}_{\text{trabalho}} = \dot{W} \quad (17)$$

$$\dot{X}_{\text{destruida}} = \dot{X}_{\text{total}} - \dot{X}_{\text{gas}} - \dot{X}_{\text{trabalho}} - \dot{X}_{\text{calor}} \quad (18)$$

Na equação (13) a entropia foi obtida na pressão parcial de cada componente na mistura. Nós consideramos $T_m = 313,15$ K. (Temperatura da fronteira do sistema em que há transferência de calor).

4. RESULTADOS

4.1 Taxa de substituição e emissões de gases de escape.

As experiências analisadas neste estudo foram aquelas relacionados a maior taxa de substituição para cada potência. Estes valores foram então usados para avaliar o desempenho do motor. Os valores médios da taxa de substituição foi 83,78%. A taxa de substituição foi calculada da seguinte forma (Uma et al., 2004):

$$\text{Taxa de substituição (\%)} = \left(\dot{m}_d - \dot{m}_{\text{dg}} \right) / \dot{m}_d \times 100 \quad (19)$$

onde \dot{m}_d é a taxa de fluxo de massa do combustível quando o motor é operado com 100% diesel, e \dot{m}_{dg} é a taxa de fluxo de massa de combustível quando o motor opera em uma forma dual (gás e diesel). Informações sobre emissões de escape podem ser encontradas em Costa et al. (2008). A Figura 3 apresenta a taxa de substituição em função da potência.

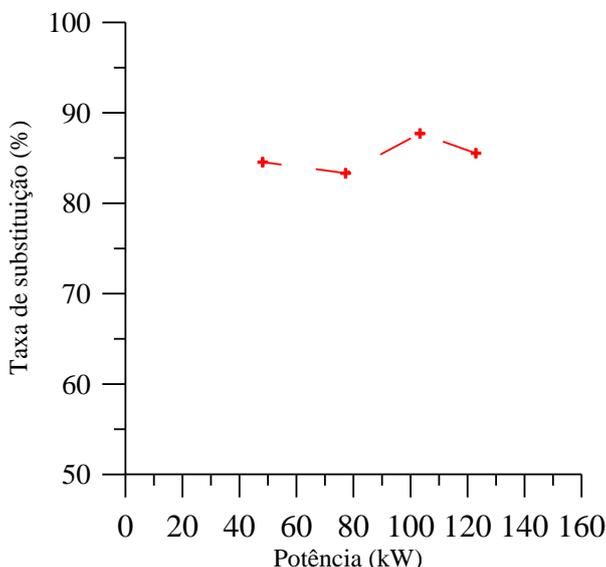


Figura 3 – Taxa de substituição em função da carga aplicada no motor.

4.2 Eficiência de combustão em função da carga aplicada

A eficiência da combustão mostrada na Figura 4 é calculada pelo analisador de gases como se segue:

$$\eta_{\text{comb}} = 100\% - \text{DFGL} \tag{20}$$

onde $\text{DFGL} = 20.9 \times K_{1n} \times T_{\text{net}} / [K_2 \times (20.9 - \%O_2)]$, sendo $K_{1n} = 0.515$ e $K_2 = 15.51$ constantes do analisador quando diesel puro é usado como combustível e $K_{1n} = 0,393$ e $K_2 = 11,89$ no uso do gás natural. No presente trabalho utilizou-se a constante do gás natural para o funcionamento do motor de forma dual. Nesta figura 4, pode-se ver que, para baixas potências a eficiência de combustão é menor (forma dual), quando comparado ao diesel puro. Essa eficiência aumenta com a carga aplicada, apresentando valores de cerca de 66% na potência de 125 kW. Este comportamento da combustão confirma os resultados das emissões obtidas durante os ensaios.

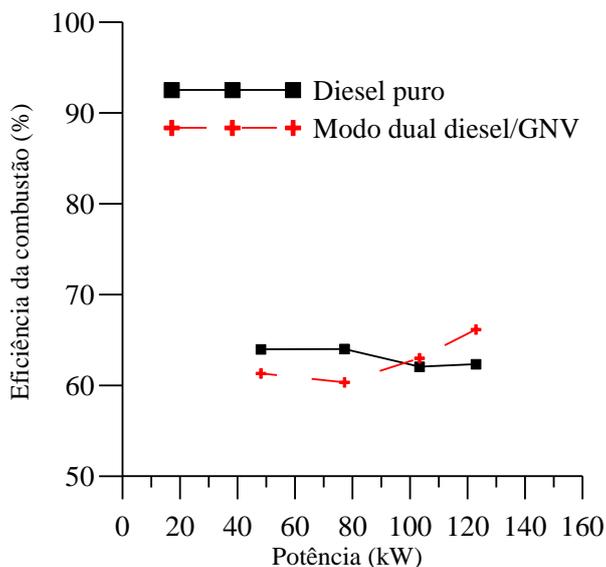


Figura 4 – Eficiência da combustão em função da potência.

4.3 Análise Energética

A Figura 5 mostra a eficiência térmica do motor em condições de trabalho semelhantes, mudando apenas o combustível fornecido ao motor. Na operação com diesel puro, pode-se ver que a eficiência do motor muda de 27% (45 kW) a 35% (120 kW). Quando o motor é operado com a mistura de diesel / gás, há um aumento na eficiência do motor. Em cargas mais elevadas, a eficiência do motor com a mistura diesel / gás é mais elevada, atingindo valores de 53%. Para potências mais baixas, a eficiência diminui para a condição de operação dual.

Os dados publicados por Braga et al. (2006) mostra que o rendimento térmico de um motor de 135 KVA operando com diesel puro, apresentou valor de 22% para cargas menores que 50 kW e atinge o valor máximo de 34% para carga de 100 kW. Henham e Makkas (1998) relatam a eficiência térmica de 28,2% quando o motor funciona a 2000 rpm e 40 Nm de torque. Essas diferenças estão relacionadas com a forma de calcular esse parâmetro. Pode-se observar que em potência superior a 100 kW operando em modo dual, a eficiência da combustão do diesel puro superior. Este aumento da eficiência ocorre devido a facilidade que este combustível tem de ser misturado com o ar, levando a uma melhor combustão.

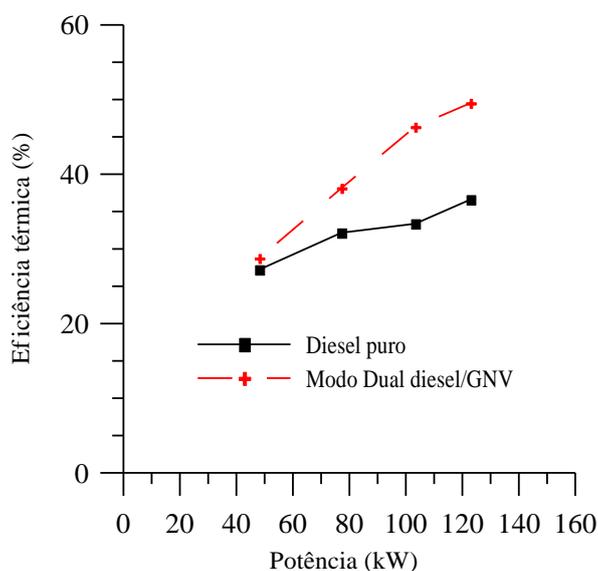


Figura 5 – Eficiência Térmica em função da potência.

A Figura 6 mostra o calor transferido do motor para o ambiente por unidade de tempo. Pode-se ver que o sistema funcionando em modo dual, proporciona uma menor perda de calor. O calor transferido para o ambiente é de cerca de 40 kW, para uma potência de 125 kW.

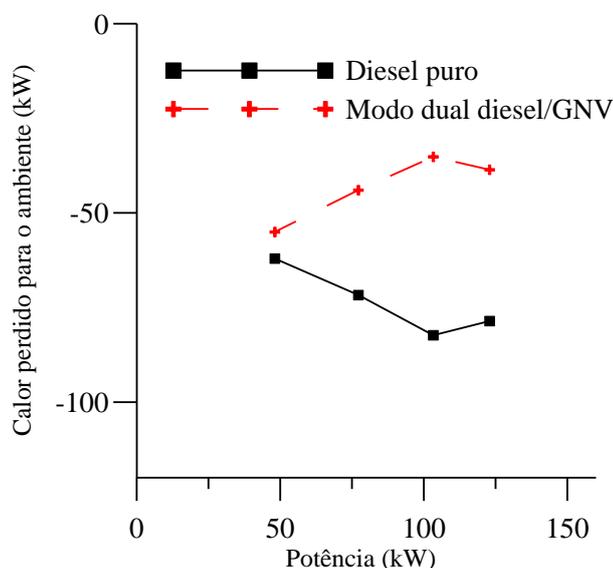


Figura 6 – Perda de calor para o ambiente em função da potência

4.4 Análise Exergética

As Figuras 7-10 apresentadas mostram o calor transferido para o ambiente, a eficiência exergética, a exergia total, a exergia destruída, a exergia do calor e da exergia dos produtos da combustão, todos expressos em termos da potência. Os dados necessários para os cálculos de fração molar dos gases de escape, potência, fluxo de massa de gás e diesel foram medidos.

A Figura 7 ilustra a eficiência exergética como uma função da potência. Pode ser visto que há um aumento na eficiência com o aumento na carga, operando nos dois modos.

A exergia total para o funcionamento do motor a diesel na dupla condição é apresentado na Figura 8. Verifica-se que exergia total para a condição de diesel puro é maior para potências de 50 kW, atingindo valor de 360 kW para a potência de 125 kW. No modo dual, a exergia total é menor para potências de até 50 kW e crescente até o valor de 260 kW para a potência de 125 kW.

A Figura 9 mostra o comportamento de exergia destruída para o diesel e na condição de modo dual. Para o caso diesel puro, foi observado que há uma grande destruição de exergia, chegando a valores de 170 kW a 120 kW de potência. Para a condição dual verifica-se que na potência de 50 kW, os valores são de aproximadamente 100 kW, variando pouco até o valor de aproximadamente 98 kW para a potência do motor de 125 kW.

A exergia do calor transferido para o ambiente como uma função da potência é mostrada na Figura 10, onde pode-se ver que a exergia do diesel puro chega a 14 kW na potência de 100 kW e 2 kW na potência de 50 kW. Para a operação em modo dual, há uma aumento de exergia para aproximadamente 5 kW na potência de 50 kW do motor para cerca de 7 kW na potência de 125 kW do motor. Estes resultados mostram que a exergia de calor representa uma pequena parte da exergia total ($\% \approx 7$).

A Figura 11 mostra o comportamento da exergia dos produtos da combustão de diesel puro e de modo dual. Pode-se verificar que existe o acréscimo de exergia para todas as condições de operação (modo diesel e dual). Para o diesel puro, a mudança de exergia de 21 kW, a potência de 50 kW para 55 kW, a potência de 125 kW. Para a operação em modo dual, pode-se ver que a exergia começa com valores de 25 kW na potência de 50 kW, atingindo valores de 37 kW a 100 kW de potência do motor e diminuindo para valores de 35 kW na potência do motor de 125 kW. É importante notar que na potência do motor de 100 kW, há um potencial considerável exergético, que pode proporcionar uma condição de uso de exergia em sistema de co-geração e produção de calor e frio.

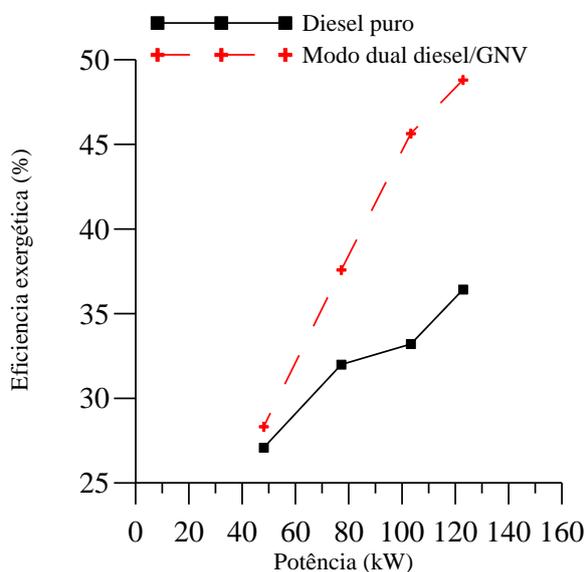


Figura 7 – Eficiência exergética em função da potência.

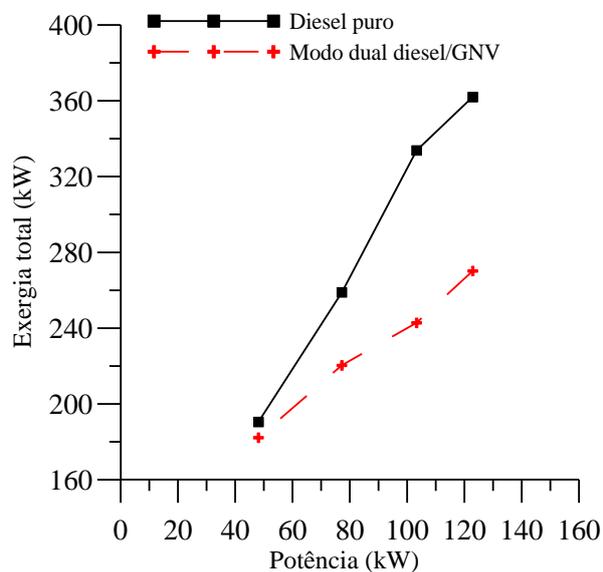


Figura 8 – Exergia total em função da potência.

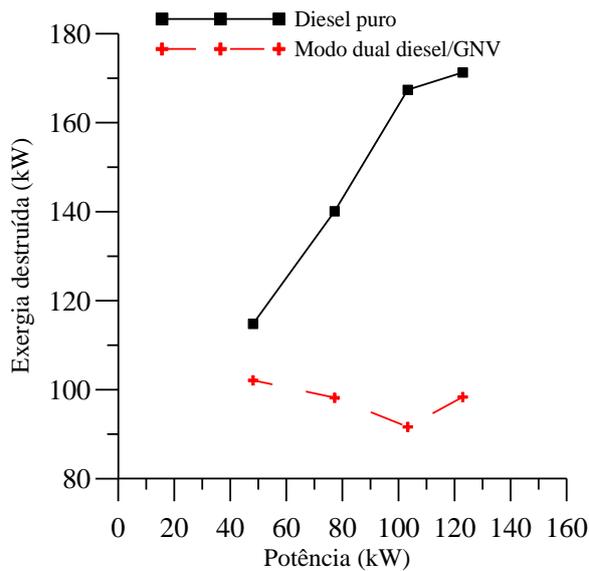


Figura 9. Destruição de exergia para o diesel puro e em modo dual em função da potência.

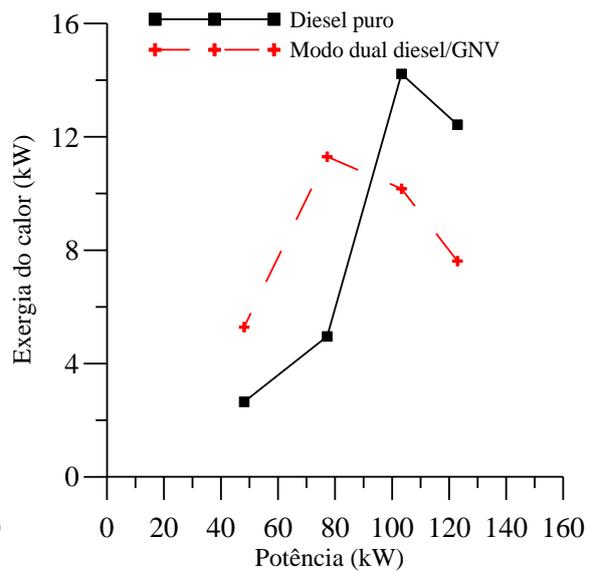


Figura 10. Exergia do calor para o ambiente em função da potencia

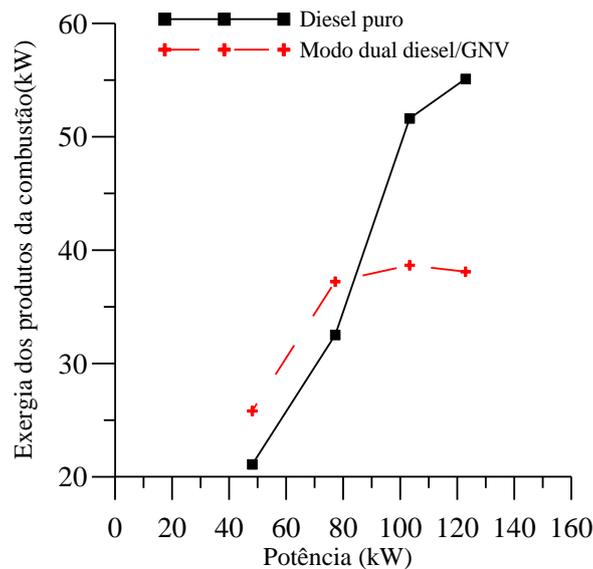


Figura 11 – Exergia dos produtos da combustão em função da potência.

5. CONCLUSÕES

As seguintes conclusões podem ser citadas:

- A viabilidade da utilização de motores diesel para operar de forma dual com o gás natural foi verificada e comprovada.
- O motor funciona de forma satisfatória e foi possível alcançar taxas de substituição superiores 80%, sem apresentar qualquer anormalidade, tais como detonação.
- O modelo matemático prevê o processo satisfatório, em comparação com os valores experimentais e da literatura.
- A eficiência exérgica variou de 26,6 a 36,4% no modo diesel puro e 27 a 48,38% em modo dual, em que a potência do motor varia de 50 kW a 125 kW. Valores considerados baixos, indicando a necessidade de estudos sobre a energia desperdiçada para o ambiente na forma de calor e gases de escape.
- Para o motor operando com diesel puro, a exergia total apresentou valores variando de 185 kW a 365 kW, com a potência do motor variando de 50 a 125 kW. Quando operado em modo dual, a exergia total apresentou valores de 181,0 a 270,3 kW.

- f) A exergia destruída variou de 100,4 a 98,6 kW, a exergia do gás de escape variou de 25 a 36,4 kW, enquanto que o calor desperdiçado para o ambiente apresentou valores de 5 a 8 kW, respectivamente, para potências de 50-125 kW, quando operado em modo dual.
- g) A exergia destruída variou de 115 a 170 kW, a exergia dos gases de escape variou de 21 a 55 kW, enquanto que o calor ambiente para apresenta valores de 2,8 a 12,6 kW, respectivamente, para potências de 50 a 125 kW, quando operado no diesel puro.

6. AGRADECIMENTOS

Este trabalho é apoiado pela GEBRA, Brasympe, Aneel e CNPq.

7. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BRAGA, S. L.; BRAGA, C. V. M.; PEREIRA, R. "Use of natural gas in diesel engines - Experience in LEV / PUC-Rio. 2006.
- COSTA, Y. J. R.; LIMA, A. G. B.; GRILO, M. B.; BEZERRA FILHO, C. R.; LIMA, A. M. N. "Exhaust emissions characteristics: An experimental study on diesel engine operated with mixtures of diesel and natural gas". Brazilian Journal of Petroleum and Gas. v. 2, n. 1, p. 36-44, 2008.
- COSTA, Y. J. R. Energetic and exergetic analyzes of internal combustion engine operating with diesel and natural gas mixture. 182p., Ph.D. Thesis. Doctorate in Process Engineering, Center of Sciences and Technology, Federal University of Campina Grande, 2007. (in Portuguese)
- HENHAM, A.; MAKKAR, M. K. "Combustion of simulated biogas in a dual-fuel diesel engine", Energy Conversion and Management; v. 39, n. 16-18, pp 2001-2009.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D.P.; Fundamentals of heat and mass transfer. New York: Publisher John Wiley & Sons, 2002.
- Li, K. W., Applied thermodynamics: Availability method and energy conversion. Washington, DC. Publishing Taylor & Francis. ISBN 1-56032-349-3. 1996.
- MORAN, M. S.; SHAPIRO, H. N. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. New York: Publisher LTC, 2000.
- MANSUR C.; Bounif A.; Aris A. Gaillard F.; " Gas-diesel (dual-fuel) modeling in diesel engine environment" Int. J. Therm. Sci. 40; pp. 409-424; 2001.
- MEDEIROS, M. A. O.; ARAÚJO, A. S.; FERNANDES, N. S., "Comparative study of the physicochemical properties of diesel fuel in the states of Paraíba and Rio Grande do Norte". In: 2^o Brazilian Congress de P & D Oil and Gás. Rio de Janeiro, 2003.
- NATERER G. F. Heat transfer in single and multiphase system. New York: Publishing CRC, 2003.
- NWAFOR, O. M. I. "Effect of choice of pilot fuel the performance of natural gas in diesel engines" ; Renewable Energy; 21; pp. 495 -504; 2000.
- OBERT, E. F.; Internal combustion engines; Porto Alegre: Publisher Globo, 1971.
- PAPAGIANNAKIS, R. G.; HOUNTALAS, D. T., "Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a dual fuel diesel engine"; Applied Thermal Engineering; 23; pp. 353 – 365, 2003.
- PAPAGIANNAKIS, R. G.; HOUNTALAS, D. T., "Combustion and exhaust emission characteristic of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas"; Energy Conversion & Management; 45; pp. 2971 – 2987, 2004.
- PBGAS. Report of the properties of natural gas distributed in state of Paraíba, 2006. < <http://www.pbgas.pb.gov.br> >.
- UMA, R.; KANDPAL ,T.C.; KISHOREA, V.V.N., "Emission characteristics of an electricity generation system in diesel alone and dual fuel modes", Biomass and Bioenergy v.27, pp. 195-203 -2004.
- KOTAS, T. J., "The exergy method of thermal plant analysis". London: Butterworths, 1985.
- SZARGUT, "Analysis of exergetic processes", São Paulo – Brazil, 1980.
- VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E. Fundamentals classical thermodynamics: São Paulo: 2^a edition, Jonh Wiley & Sons, 1976.
- SZARGUT J.; MORRIS D. R.; STEWARD F. R.; Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes; New York; Hemisphere publishing corporation; 1988.



VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA
VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING
18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil
August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil

ENERGETIC AND EXERGETIC ANALISES OF A DIESEL ENGINE OPERATING IN A DUAL FORM

Arthur Azevedo Ferreira, arthurferreira_1@hotmail.com¹

Bruno Ferreira da Silva, b_ferreira00@hotmail.com¹

Yoge Jerônimo Ramos da Costa, yoge@dem.ufcg.edu.br¹

Marcelo Bezerra Grilo, marcelogrilo@dem.ufcg.edu.br¹

¹Federal University of Campina Grande (UFCG), Mechanical Engineering Department, Av. Aprígio Veloso, 882, Bairro Universitário, CEP: 58429-140

Abstract: Considering the need for the use of new fuels more rational way, new energy sources and more efficient and less polluting combustion processes have been sought to be used. Among the cleaner fuel is natural gas less polluting, whose consumption has been growing very large in recent years. Even considering the new technologies of the system of electronic fuel injection, the use of natural gas in diesel engines is limited to low power systems. Moreover, due to the complexity of the issue, new studies have been done to improve engine performance when operating in dual form (powered by a mixture of diesel and natural gas). Accordingly, the objective is to investigate theoretically and experimentally the performance characteristics of a diesel engine business to be operated with natural gas and diesel. The experimental unit (thermal system) is composed of a diesel engine mated to an electric generator. This unit is equipped with sensors to measure temperature, flow of natural gas and diesel, pressure transducers, and gas analyzer system to absorb power (electric load bank). For the energy and exergy analysis of engine operating in dual mode, a mathematical model based on concepts of thermodynamics was developed. The theoretical and experimental results on the engine performance will be presented and analyzed. In this work, the diesel engine works with powers of 50, 75, 100 and 125 kW and replacement rates of 40%, 60% and 80%.

Keywords: *Diesel Engine, Dual Engine, Energy, Exergy.*