

4. Metodologia e desenvolvimento dos ensaios

Usou-se nos ensaios um grupo gerador Perkins, modelo TAG 1006, que se encontrava parado desde o ano de 2005. Foi necessário colocar em funcionamento novamente o grupo gerador, no modo diesel puro e sem carga, e então se instalou um sistema de conversão Diesel-Gás, desenvolvido na própria universidade. Este sistema permitiu o controle eletrônico da vazão de gás natural junto com um sistema de compressão de gás natural. Já que os bicos injetores trabalham com uma pressão maior (3 bar) fornecida pela CEG para o LEV (1bar). Instalou-se também um sistema de restrição de ar eletrônico; os sistemas eletrônicos em conjunto foram avaliados verificando se o impacto das misturas ar-combustível sobre as emissões e desempenho do grupo gerador. Os testes de emissões de CO, NO₂ e HC foram baseados na norma NBR 14489 de acordo com uma pesquisa já feita no LEV (Egúsquiza, 2006).

Foi estabelecido um sistema dissipador de carga elétrica (Figura 15) e testado com o grupo gerador. O ensaio foi realizado com uma velocidade constante de 1800 RPM para uma frequência de 60 Hz de 220 V entre as linhas do trifásico. Primeiramente foi realizado no modo Diesel puro, e então, no modo Diesel-gás, variando entre 16%, 35%, 60%, 73%, 90% e 100% da carga máxima..

Para facilitar o entendimento do experimento os procedimentos do ensaio foram divididos em três fases, a primeira no modo Diesel puro, a segunda no modo Diesel-gás e o terceiro no modo Diesel-gás com restrição de fluxo de ar.

4.1. Modo Diesel Puro

O objetivo foi determinar as curvas características do grupo gerador em desempenho e emissões, e produzir outros dados, a fim de comparar com os ensaios no modo Diesel-gás.

Foi retirado o filtro de ar e, em seu lugar, usado um tambor com bocais calibrados para a medida do consumo de ar.

Foi retirada a conexão de união da entrada de diesel na bomba de alta pressão com o tanque de armazenamento próprio do grupo gerador, e fixado um novo tanque de armazenamento diretamente ligado ao medidor de vazão de diesel (coriolis), além disso,

foi necessário conectar o retorno de diesel na entrada da bomba de alta pressão, para que o medidor de vazão teste só o consumo líquido.

Foi colocada depois do silenciador, na saída dos gases de escape a sonda de medição de emissões.

Variando a carga elétrica para 1800 rpm constantes, foram adquiridos os seguintes dados:

- Amperagem em uma linha das três linhas do trifásico (A);
- Voltagem entre linhas do trifásico (V);
- Consumo de óleo diesel (kg/h);
- Temperatura na entrada do tambor de ar (°C);
- Temperatura na entrada do tambor de gás natural (°C);
- Temperatura da saída do compressor (°C);
- Temperatura de água na saída do *intercooler* (°C);
- Temperatura de água na entrada do *intercooler* (°C);
- Temperatura de entrada no coletor de admissão (°C);
- Temperatura no escapamento (°C);
- Pressão de entrada no tambor de ar (psia);
- Pressão na descarga do compressor (psia);
- Pressão diferencial no tambor de ar (inH₂O);
- Concentração do monóxido de carbono: CO (ppm);
- Concentração dos óxidos de nitrogênio: NO_x (ppm);
- Concentração dos dióxidos de nitrogênio: NO₂ (PPM);
- Concentração dos hidrocarbonetos não queimados HC (PPM).

As aquisições de dados foram feitas depois de alcançar a estabilidade em cada ponto de medição (carga elétrica x rotação). As medições das emissões foram obtidas através do equipamento portátil, marca Testo, e foram armazenadas e imprimidas pelo mesmo. Os demais parâmetros foram medidos e obtidos pelo sistema de aquisição da NACIONAL INSTRUMENTS em intervalos de um minuto. Os resultados obtidos representam um ponto do total dos ensaios.

4.2. Modo Diesel – Gás

Um dos objetivos do presente trabalho foi reproduzir o desempenho do grupo gerador empregando bi-combustível, utilizando diferentes taxas de substituição até o nível máximo de substituição. Depois de obtidos os dados, estes seriam comparados com os dados no modo diesel puro.

Foi necessário fazer uma montagem do controle eletrônico de injeção de gás natural, focando no melhor funcionamento do sistema. Sendo assim, foi preciso utilizar um sistema secundário de compressão de gás natural, que conta com três compressores, acessórios de conexões e segurança, e dois tanques de armazenamento. O sistema de compressão gera uma pressão de 3 bar, sofrendo uma pequena queda durante o trajeto percorrido pelo gás até a entrada do tambor. Em seguida, passa por um filtro que ajuda na conservação dos bicos injetores, garantindo assim a qualidade do gás natural. A função dos bicos é regular a vazão, variando o tempo de abertura em um ciclo, determinando, portanto, o *duty cycle*. Fazendo alguns outros ajustes e verificações no grupo gerador, foi possível dar início aos ensaios.

Começou-se variando o tempo de abertura dos bicos injetores (*duty cycle*), com uma pressão constante na entrada dos bicos e do tambor de gás de 2,7 bar. O procedimento consistiu em fixar a rotação x carga elétrica e então injetar gás natural, começando com um tempo de abertura baixo (aproximadamente 10% de *duty cycle*). Na tela do computador foi adaptada a medição em tempo real da taxa de substituição, com o objetivo de avaliar as seguintes porcentagens de taxa de substituição: 10%, 20%, 40%, 60% e 80%. Com 80% de taxa de substituição, e trabalhando em altas cargas, foi possível observar o fenômeno de detonação de forma audível (batida de pino).

A injeção de óleo Diesel foi controlada pelo governador eletrônico, que é responsável por atuar diretamente sobre a haste de acionamento da bomba injetora de diesel, mesmo no momento em que o gás natural é injetado, naturalmente o motor do grupo gerador tem a tendência de aumentar a rotação. Sendo assim, o sensor do governador, situado no eixo de comunicação do motor (*pick up*) com o gerador, mede o aumento de rotação. A unidade de controle do governador atua na retração da haste de acionamento da bomba injetora até chegar ao equilíbrio novamente. Além das medidas feitas no modo diesel puro, no modo Diesel-gás foram registradas as seguintes medidas:

- Temperatura do tambor de medição de gás natural (°C);
- Pressão diferencial no tambor de gás natural (inH₂O);
- Pressão absoluta do gás natural (psia).

As medições de poluentes foram registradas e imprimidas pelo Testo, nos mesmos pontos de medição da potência elétrica do modo diesel puro.

4.3. Diesel – gás com restrição de ar

Para chegar ao principal objetivo do presente trabalho, que é a redução de emissões, se optou pelo uso do método da restrição parcial de ar de admissão. Assim, tentou-se enriquecer a mistura ar-gás, até encontrar um nível de restrição, onde pudesse atender na redução dos níveis de emissões, mantendo, portanto, o desempenho do motor de forma estável.

Para restringir o ar no coletor de admissão, utilizou-se uma válvula borboleta, de controle eletrônico, instalada entre a saída do *intercooler* e a entrada ao coletor de admissão (Figura 7).

Mantendo-se constante a carga elétrica x rotação, com uma taxa de substituição constante, iniciou-se o processo de fechamento parcial da válvula borboleta, até observar um funcionamento anormal do motor. Em termos de porcentagem, em uma faixa de 0 até 100% de restrição, sendo 0 a operação do motor com a válvula borboleta completamente aberta, e 100% a válvula completamente fechada, foi possível chegar a um limite de 60% de restrição em cargas parciais e 50% em cargas elevadas, sendo esta última limitada pela falha de combustão com fortes ruídos, queda de rotação e excesso de fumaça preta. Em altas cargas, a restrição de ar é dificultosa pelo fato das condições de temperatura e pressão serem elevadas em relação ao que o motor espera, porém, é possível realizar uma operação normal, diminuindo a taxa de substituição.

Foi registrado o desempenho do grupo gerador no modo diesel com restrição de ar, onde se observou que, quando o ar foi reduzido, o governador sofreu uma queda na rotação, refletindo diretamente no aumento da injeção de diesel. Registraram-se os acréscimos do consumo de diesel com a restrição parcial de ar.

Para melhor compreensão e baseando-se no real consumo de diesel de um grupo gerador, aplica-se nele uma restrição de ar na admissão. As medidas de taxa de

substituição são calculadas em termos de consumo de diesel real com restrição de ar, e não em termos de consumo de diesel no modo original e sem restrição de ar. O objetivo seria manter uma taxa de substituição zero, evitando assim, obter taxas de substituição negativas nos resultados.

Para cada ponto de registro de carga elétrica x rotação fixos, e tendo ainda as medidas no modo Diesel-gás, foram capturados, em porcentagem, a restrição de ar desempenhado pela borboleta propriamente. As aquisições de dados foram as mesmas das fases anteriores.

4.4. Redução de Dados

4.4.1. Potência elétrica Observada (P_{el})

A potência elétrica gerada num sistema trifásico com uma carga resistiva é:

$$P_{el} = V \times I \times \sqrt{3} \quad (12)$$

Onde:

P_{el} = Potência elétrica (kW);

V = Voltagem (voltio);

I = Amperagem (ampère).

$$P = P_{el} \times \eta_G \quad (13)$$

Onde:

P = Potência ao eixo (kW);

P_{el} = Potência elétrica (kW);

η_G = Eficiência do grupo gerador (-) - 0,9.

4.4.2. Vazão Mássica de ar (\dot{m}_{ar}):

As propriedades foram avaliadas, levando em consideração a pressão, temperatura e umidade, sendo utilizada a seguinte expressão:

$$\dot{m}_{ar_u} = \frac{3600 \times \rho_{ar} \times \dot{V}_{bocal} \times N_{bocal} \times d^2 \times \pi}{4} \quad (14)$$

Onde:

\dot{m}_{ar_u} = Vazão mássica de ar úmido (kg/h);

ρ_{ar} = Massa específica do ar ambiente (kg/m³);

\dot{V}_{bocal} = Velocidade no bocal de medição de ar (m/s);

N_{bocal} = Número de bocais;

d = Diâmetro do orifício do bocal de medição de ar (m).

- Massa específica do ar ambiente (ρ_{ar})

$$\rho_{ar} = \frac{P_{ar}}{R_{ar} \times (273,15 + T_{amb})} \quad (15)$$

Onde:

ρ_{ar} = Massa específica do ar ambiente (kg/m³);

P_{ar} = Pressão Barométrica (kPa);

R_{ar} = Constante do ar ambiente (kJ/KgK);

T_{amb} = Temperatura ambiente (°C).

- Constante do ar ambiente (R_{ar})

$$R_{ar} = \frac{R_{ar_s} + R_{vapor} \times w}{1 + w} \quad (16)$$

Onde:

R_{ar} = Constante do ar ambiente (kJ/kgK);

R_{ar_s} = Constante do ar seco - 0,287 kJ/kgK;

R_{vapor} = Constante do ar seco - 0,46152 kJ/kgK;

w = Razão de umidade (-).

- Razão de umidade (w)

$$w = \frac{0,622 \times U_r \times P_{sat}}{P_{ar} - (U_r \times P_{sat})} \quad (17)$$

Onde:

w = Razão de umidade (-);

U_r = Umidade relativa (-);

P_{sat} = Pressão de saturação do vapor de água (kPa);

P_{ar} = Pressão Barométrica (kPa).

Para determinar a pressão do vapor d'água em condições de saturação, utilizamos a seguinte equação (Jones, 1983):

$$P_{sat} = 100 \times 10^{(28,59051 - 8,2 \log T_{amb} + 0,0024804 \times T_{amb} - 3142,31 / T_{amb})} \quad (18)$$

Onde:

P_{sat} = Pressão de saturação do vapor de água (kPa);

T_{amb} = Temperatura ambiente (°C).

- Velocidade no bocal de medição de ar (m/s) (Fox, 1985):

$$\dot{V}_{bocal} = \frac{Cd_{ar} \times \sqrt{2\Delta P_{ar}}}{\rho_{ar}} \quad (19)$$

Onde:

\dot{V}_{bocal} = Velocidade no bocal de medição de ar (m/s);

Cd_{ar} = Coeficiente de descarga do bocal de ar (-);

ΔP_{ar} = Pressão diferencial no tmbor de ar (Pa);

ρ_{ar} = Massa específica do ar ambiente (kg/m³).

- Coeficiente de descarga do bocal (Cd_{ar}) (Bean, 1971):

$$Cd_{ar} = 0,9775 - 0,000653 \times (10^6 / Re_{ar})^a \quad (20)$$

Onde:

Cd_{ar} = Coeficiente de descarga do bocal de ar (-);

$a = 1/2 \rightarrow Re_{ar} < 10^6$

Re_{ar} = Número de Reynolds na garganta do bocal de medição de ar (-).

- Numero de Reynolds na garganta de medição do bocal de ar (Re_{ar})

$$Re_{ar} = \frac{4 \times \dot{m}_{ar_t}}{\mu_{ar} \times d \times \pi} \quad (\text{Bean, 1971}) \quad (21)$$

Onde:

Re_{ar} = Número de Reynolds na garganta do bocal de medição de ar (-);

\dot{m}_{ar_t} = Vazão de ar teórico (kg/h);

μ_{ar} = Viscosidade dinâmica do ar (N.s/m²);

d = Diâmetro do orifício do bocal de medição de ar (m).

- Vazão mássica teórica de ar (\dot{m}_{ar_t})

$$\dot{m}_{ar_t} = \frac{\pi \times d^2 \times N_{bocal} \times \sqrt{\rho_{ar} \times 2\Delta P_{ar}}}{4} \quad (22)$$

Onde:

\dot{m}_{ar_t} = Vazão de ar teórico (kg/h);

d = Diâmetro do orifício do bocal de medição de ar (m);

N_{bocal} = Número de bocais;

ρ_{ar} = Massa específica do ar ambiente (kg/m³);

ΔP_{ar} = Pressão diferencial no tambor de ar (Pa).

Para o cálculo da viscosidade, foi utilizada a correlação de Sutherland (Fox, 1985)

$$\mu_{ar} = \frac{b \times T_{amb}^{3/2}}{S + T_{amb}} \quad (23)$$

Onde:

μ_{ar} = Viscosidade dinâmica do ar (N.s/m²);

b = Constante de correlação para o ar (kg/m.s.K^{1/2}) - $1,458 \times 10^{-6}$;

S = Constante de correlação para o ar (K) - 110,4;

T_{amb} = Temperatura ambiente (°C).

- Vazão mássica de ar seco (\dot{m}_{ar_s})

$$\dot{m}_{ar_s} = \frac{\dot{m}_{ar_u}}{1 + w} \quad (24)$$

Onde:

\dot{m}_{ar_s} = Vazão de ar seco (kg/h);

\dot{m}_{ar_u} = Vazão de ar úmido (kg/h);

w = razão de umidade (-).

4.4.3. Vazão Mássica de Gás Natural (\dot{m}_g)

$$\dot{m}_g = \frac{3600 \times \rho_g \times \dot{V}_{bocal_g} \times N_{bocal} \times \pi \times d_g^2}{4} \quad (25)$$

Onde:

\dot{m}_g = Vazão de gás natural (kg/h);

ρ_g = Massa específica do ar ambiente (kg/m³);

\dot{V}_{bocal_g} = Velocidade no bocal de medição de gás (m/s);

N_{bocal} = Número de bocais;

d_g = Diâmetro do orifício do bocal de medição de gás (m).

- Massa específica do gás natural (ρ_g) (Wyllen, 1995)

$$\rho_g = \frac{P_g}{R_g \times (273,15 + T_g)} \quad (26)$$

Onde:

ρ_g = Massa específica do ar ambiente (kg/m³);

P_g = Pressão no tambor de gás (kPa);

R_g = Constante do gás (kJ/kgK) - 0,4713;

T_g = Temperatura do gás (°C).

- Velocidade no bocal de medição do gás natural (\dot{V}_{bocal_g})

$$\dot{V}_{bocal_g} = \frac{Cd_g \times \sqrt{2\Delta P_g}}{\rho_g} \quad (27)$$

Onde:

\dot{V}_{bocal_g} = Velocidade no bocal de medição de gás (m/s);

Cd_g = Coeficiente de descarga do bocal de gás (-);

ΔP_g = Pressão diferencial no tmbor de gás (Pa);

ρ_g = Massa específica do gás (kg/m³).

- Coeficiente de descarga do bocal de gás (Cd_g) (Bean, 1971)

$$Cd_g = 0,9975 - 0,00653 \times (10^6 / Re_g)^a \quad (28)$$

Onde:

Cd_g = Coeficiente de descarga do bocal de gás (-);

$a = 1/2 \rightarrow Re_{ar} < 10^6$

Re_g = Número de Reynolds na garganta do bocal de medição de gás (-).

- Número de Reynolds na garganta do bocal de medição de gás (Re_g)

$$Re_g = \frac{4 \times \dot{m}_{g_t}}{\mu_g \times d_g \times \pi} \quad (\text{FOX, 1985}) \quad (29)$$

Onde:

Re_g = Número de Reynolds na garganta do bocal de medição de gás (-);

\dot{m}_{g_t} = Vazão de gás teórico (Kg/h);

μ_g = Viscosidade dinâmica do gás (N.s/m²);

d_g = Diâmetro do orifício do bocal de medição de gás (m).

- Vazão mássica teórica de gás (\dot{m}_{g_t})

$$\dot{m}_{g_t} = \frac{\pi \times d_g^2 \times N_{bocal} \times \sqrt{\rho_g \times 2\Delta P_g}}{4} \quad (30)$$

Onde:

\dot{m}_{g_t} = Vazão de gás teórico (kg/h);

d = Diâmetro do orifício do bocal de medição de gás (m);

N_{bocal} = Número de bocais;

ρ_g = Massa específica do gás (kg/m³);

ΔP_g = Pressão diferencial no tambor de gás (Pa).

Para o cálculo da viscosidade gás natural, foi utilizada a correlação de Sutherland, dito anteriormente. Portanto, mesmo que o gás utilizado nos testes tenha uma porcentagem de 90% de composição de metano, assumimos uma variação da viscosidade do gás natural similar ao do metano. (Fox, 1985).

$$\mu_g = \frac{b \times T_g^{3/2}}{S + T_g} \quad (31)$$

Onde:

μ_g = Viscosidade dinâmica do gás (N.s/m²);

b = Constante de correlação para o gás - $1,585 \times 10^{-6}$ kg/m.s.K^{1/2};

S = Constante de correlação para o gás - 442,5 K;

T_g = Temperatura do gás (°C).

4.4.4. Consumo Específico de Combustível (cec)

A seguinte equação é escrita a partir da razão entre a vazão de combustível e a potência disponível no eixo do motor (Taylor, 1985)

$$cec_D = \frac{\dot{m}_D}{P} \text{ (g / kWh)} \quad (32)$$

$$cec_D = \frac{\dot{m}_D}{P} \times 0,745(g / cvh) \quad (33)$$

Para fazer uso de forma direta da correlação anterior, no modo Diesel-gás, usa-se o conceito de vazão mássica equivalente de diesel, e a vazão corrigida, pela razão entre os poderes caloríficos inferiores do diesel pelo do gás.

Tem-se no numerador um termo de energia equivalente, caso o motor consumisse somente óleo diesel.

$$cec_{dual} = \frac{\dot{m}_D + \frac{pci_g}{pci_D} \dot{m}_g}{P} (g / kWh) \quad (34)$$

$$cec_{dual} = \frac{\dot{m}_D + \frac{pci_g}{pci_D} \dot{m}_g}{P} \times 0,745(g / kWh) \quad (35)$$

Onde:

cec_D = Consumo específico de diesel;

cec_{dual} = Consumo específico de gás;

\dot{m}_D = Vazão de diesel (g/h);

\dot{m}_g = Vazão de gás (g/h);

P = Pôtença ao eixo (KW);

pci_D = Poder calorífico inferior do gás - 42.450 kJ/kg;

pci_g = Poder calorífico inferior do diesel - 48.697 kJ/kg.

4.4.5. Rendimento Térmico (η_t)

- Diesel (Taylor, 1985)

$$\eta_{t-D} = \frac{P}{\dot{m}_D pci_D} = \frac{1}{cec \times pci_D} \quad (36)$$

- Diesel-Gás

Tendo em conta o conceito de vazão equivalente de diesel, podemos obter a seguinte equação:

$$\eta_{t_dual} = \frac{P}{\left(\dot{m}_D + \frac{pci_g}{pci_D} \dot{m}_g \right) pci_D} = \frac{P}{\dot{m}_D pci_D + \dot{m}_g pci_g} \quad (37)$$

Onde:

η_{t_D} = Rendimento térmico no modo diesel (%);

η_{t_dual} = Rendimento térmico no modo diesel-gás (%);

P = Pôtença ao eixo (kW);

\dot{m}_D = Vazão de diesel (g/s);

\dot{m}_g = Vazão de gás (g/s)

pci_D = Poder calorífico inferior do gás - 42.450 kJ/kg;

pci_g = Poder calorífico inferior do diesel - 48.697 kJ/kg;

4.4.6. Eficiência Volumétrica (η_V)

A razão entre a vazão mássica de ar verificada é aquela em que, supondo um motor quatro tempos, onde seus cilindros foram completamente preenchidos de ar a pressão atmosférica, temos que:

$$\eta_V = \frac{2\dot{m}_{ar}}{\rho_{ar} V_d n} \quad (38)$$

Para um motor operando no modo Diesel-gás, deve-se levar em consideração a massa de gás que flui para os cilindros.

$$\eta_{V_dual} = \frac{2(\dot{m}_{ar} + \dot{m}_g)}{\rho_m V_d n} \quad (39)$$

Onde:

η_V = Eficiência volumétrica no modo diesel (%);

η_{V_dual} = Eficiência volumétrica no modo diesel-gás (%);

\dot{m}_{ar} = Vazão de ar (kg/s);

\dot{m}_g = Vazão de gás (kg/s);

ρ_{ar} = Massa específica do ar ambiente (kg/m³);

ρ_m = Massa específica da mistura ar-gás (kg/m³);

V_d = Cilindrada total do motor (m³);

n = Velocidade angular média (rps).

- Constante da mistura (R_m)

$$R_m = \frac{R_{ar} \times \dot{m}_{ar} + R_g \times \dot{m}_g}{\dot{m}_g + \dot{m}_{ar}} \quad (40)$$

- Densidade da mistura (ρ_m)

$$\rho_m = \frac{P_A}{R_m \times (273,15 + T_A)} \quad (41)$$

Onde:

R_m = Constante da mistura ar-gás (kJ/kgK);

R_{ar} = Constante do ar ambiente - 0,287 kJ/kgK;

R_g = Constante do gás - 0,471 kJ/kgK;

\dot{m}_{ar} = Vazão de ar (kg/s);

\dot{m}_g = Vazão de gás (kg/s);

ρ_m = Massa específica da mistura ar-gás (kg/m³);

P_A = Pressão absoluta no coletor de admissão (kPa);

T_A = Temperatura no coletor de admissão (°C).

4.4.7. Razão Ar-Combustível (AC)

A razão entre as vazões de ar seco e combustível fornecidas ao motor, indica o quão rica ou pobre é a mistura do combustível.

- Diesel e gás natural

$$AC_D = \frac{\dot{m}_{ar_s}}{\dot{m}_D} \quad (42)$$

$$AC_g = \frac{\dot{m}_{ar_s}}{\dot{m}_g} \quad (43)$$

Onde:

AC_D = Razão ar / diesel (kg/kg);

AC_g = Razão gás / diesel (kg/kg);

\dot{m}_{ar_s} = Vazão de ar seco (kg/h);

\dot{m}_D = Vazão de diesel (kg/h);

\dot{m}_g = Vazão de gás (kg/h).

4.4.8. Razão de Equivalência Total (RE_T)

É a relação estequiométrica entre a razão ar-combustível e a razão ar/combustível real em uma determinada condição do motor.

$$RE_T = \frac{AC_g \times (AC_D)_e + AC_D \times (AC_g)_e}{AC_D \times AC_g} \quad (44)$$

$$RE_T = \frac{14,99 \times \dot{m}_D + 16,99 \times \dot{m}_g}{\dot{m}_{ar_s}} \quad (45)$$

Onde:

RE_T = Razão de equivalencia total (kg/kg);

AC_g = Razão ar / gás (kg/kg);

AC_D = Razão ar / diesel (kg/kg);

$(AC_g)_e$ = Razão ar / gás estequiométrica 16,99 (kg/kg);

$(AC_D)_e$ = Razão ar / diesel estequiométrica 14,99 (kg/kg);

\dot{m}_D = Vazão de diesel (kg/h);

\dot{m}_g = Vazão de gás (kg/h);

\dot{m}_{ar_s} = Vazão de ar seco (kg/h).

4.4.9. Taxa de Substituição (TS)

É a quantidade mássica de diesel que foi substituído pelo gás natural

$$TS = 100 \times \left(1 - \frac{\dot{m}_{D-g}}{\dot{m}_D} \right) \quad (46)$$

Onde:

TS = Taxa de substituição (%);

\dot{m}_{D-g} = Vazão de diesel no modo diesel - gás (kg/h);

\dot{m}_D = Vazão de diesel (kg/h).

4.4.10. Emissões Específicas

A determinação das emissões específicas foi realizada de acordo com as normas da Associação Brasileira de Normas Técnicas (NBR 14489). Esta norma contempla em seu escopo a operação em modo Diesel e não em modo bicomcombustível, e foi a que melhor se adaptou às necessidades, além de ter sido utilizada em pesquisas anteriores de emissões (Egúsqiza, 2006).

Foram medidos os níveis de NO_x , NO_2 , HC e O_2 em concentrações de partes por milhão (PPM). As medidas das emissões específicas [g/kWh] são definidas como a vazão mássica do poluente por unidade de potência líquida (Heywood, 1988).

$$\begin{aligned}
 (CO)_s &= \frac{\dot{m}_{CO_2}}{P} \\
 (NO_2)_s &= \frac{\dot{m}_{NO_2}}{P} \\
 (NO_x)_s &= \frac{\dot{m}_{NO_x}}{P} \\
 (HC)_s &= \frac{\dot{m}_{HC}}{P}
 \end{aligned}
 \tag{47}$$

Onde:

$(CO)_s$ = emissão específica de CO (g/kWh);

$(NO_2)_s$ = emissão específica de NO_2 (g/kWh);

$(NO_x)_s$ = emissão específica de NO_x (g/kWh);

$(HC)_s$ = emissão específica de HC (g/kWh);

\dot{m}_{CO_2} = vazão mássica de CO (g/h);

\dot{m}_{NO_2} = vazão mássica de NO_2 (g/h);

\dot{m}_{NO_x} = vazão mássica de NO_x (g/h);

\dot{m}_{HC} = vazão mássica de HC (g/h);

P = Potência ao eixo (KW).

- Vazão mássica do gás de escape (kg/h)

O cálculo da vazão de gases de escape pode ser determinado a partir da medição indireta, obtida pelas medições mássicas de ar de admissão e do combustível.

$$\dot{m}_{esc_u} = \dot{m}_{ar_u} + \dot{m}_c
 \tag{48}$$

Onde

\dot{m}_{esc_u} = vazão dos gases de escape em base úmida (kg/h);

\dot{m}_{ar_u} = vazão do ar úmido (kg/h);

\dot{m}_c = vazão de combustível (kg/h).

O Texto (Figura 13) utilizado mede as concentrações de emissões em base seca (sem presença de umidade). Se faz necessário aplicar as seguintes correlações para a transformação em base úmida:

$$\begin{aligned}
 CO_{C_u} &= CO_{C_s} \times F_1 \\
 NO_{xC_u} &= NO_{xC_s} \times F_1 \\
 NO_{2C_u} &= NO_{2C_s} \times F_1 \\
 HC_{C_u} &= HC_{C_s} \times F_1
 \end{aligned}
 \tag{49}$$

Onde:

CO_{C_u} = concentração de CO em base úmida (ppm);

NO_{xC_u} = concentração de NO_x em base úmida (ppm);

NO_{2C_u} = concentração de NO_2 em base úmida (ppm);

HC_{C_u} = concentração de HC em base úmida (ppm);

CO_{C_s} = concentração de CO em base seca (ppm);

NO_{xC_s} = concentração de NO_x em base seca (ppm);

NO_{2C_s} = concentração de NO_2 em base seca (ppm);

HC_{C_s} = concentração de HC em base seca (ppm);

F_1 = fator de conversão de base seca para úmida (-).

- Fator de conversão de base seca para base úmida (-)

Modo Diesel.

$$F_1 = 1 - 1,85 \left(\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{ar_s}} \right)
 \tag{50}$$

Onde:

1,85= relação atômica hidrogênio/carbono do Diesel (-).

F_1 = fator de conversão de base seca para úmida (-);

\dot{m}_c = vazão de combustível (kg/h);

\dot{m}_{ar_s} = vazão e ar seco (kg/h).

Modo Diesel-gás.

$$F_1 = 1 - (\text{relação H/C do combustível}) \times \left(\frac{\dot{m}_D + \dot{m}_g}{\dot{m}_{ar_s}} \right) \quad (51)$$

Onde, conforme a análise do gás natural fornecido pela CEG: (C_{1,0893}H_{4,1568}), se têm uma relação atômica hidrogênio/carbono = 3,82, e por este motivo, a melhor representação seria utilizando uma média ponderada em função dos consumos dos combustíveis

$$F_1 = 1 - 1,85 \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar_s}} \right) - 3,82 \left(\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_{ar_s}} \right) \quad (52)$$

Onde:

\dot{m}_D = vazão de diesel (kg/h);

\dot{m}_{ar_s} = vazão de ar seco (kg/h);

\dot{m}_g = vazão de gás (kg/h);

F_1 = fator de conversão de base seca para úmida (-);

1,85 = relação atômica hidrogênio/carbono do Diesel (-);

3,82 = relação atômica hidrogênio/carbono do gás (-).

- Vazão mássica das emissões (g/h) (NBR 14489)

As vazões mássicas das emissões são obtidas através da vazão do gás de escape.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{CO} &= 0,000966 \times CO_{C_u} \times \dot{m}_{esc_u} \\ \dot{m}_{NO_x} &= 0,001587 \times NO_{xC_u} \times \dot{m}_{esc_u} \\ \dot{m}_{NO_2} &= 0,001587 \times NO_{2C_u} \times \dot{m}_{esc_u} \\ \dot{m}_{HC} &= 0,000478 \times HC_{C_u} \times \dot{m}_{esc_u} \end{aligned} \quad (53)$$

Onde:

\dot{m}_{CO} = vazão mássica do CO (g/h);

\dot{m}_{NO_x} = vazão mássica do NO_x (g/h);

\dot{m}_{NO_2} = vazão mássica do NO_2 (g/h);

\dot{m}_{HC} = vazão mássica do HC (g/h);

CO_{C_u} = concentração de CO em base úmida (ppm);

NO_{xC_u} = concentração de NO_x em base úmida (ppm);

NO_{2C_u} = concentração de NO_2 em base úmida (ppm);

HC_{C_u} = concentração de HC em base úmida (ppm);

\dot{m}_{esc_u} = vazão dos gases de escape em base úmida (g/h).