

7. Conclusões e Recomendações

Levantaram-se, no presente trabalho, dados empíricos necessários à estimativa do desempenho de motores Diesel, consumindo ou não gás natural. Um modelo simplificado para a queima bicomcombustível foi proposto. Este, em conjunto com os dados experimentais levantados, sugere a existência de uma relação bem definida entre os consumos de Diesel, gás natural e ar.

Quatro diferentes motores, todos operando sob variadas razões de substituição de Diesel por gás natural, foram testados em dinamômetro de bancada. Tais motores foram selecionados com o intuito de serem modelos representativos das diferentes configurações tipicamente encontradas em campo (faixa de rotação, uso ou não da turbo-alimentação e arrefecimento do ar de combustão). Paralelamente à tomada das medidas em laboratório também se procedeu, durante o período de execução da presente tese, a conversão de três geradores de energia elétrica para o modo Diesel / gás. Todos contavam com motores turbo-alimentados e arrefecimento do ar de combustão. Tinham porte (cilindrada e potência máxima) variando por uma ordem de grandeza (de 5,99 litros, 212 hp até 46 litros, 1.570 hp). De forma distinta das medidas tomadas em dinamômetro de bancada, as conversões destes geradores foram feitas em campo, com instrumentação insuficiente e com prazos apertados para a medida cuidadosa e metódica de todos os parâmetros de interesse. Os dados verificados nas conversões destes três geradores, quando considerados adequados, foram comparados aos obtidos em dinamômetro de bancada.

Se, durante a operação bicomcombustível, a mistura ar / gás não for rica o suficiente para a manutenção de frentes de chama, supõe-se que o gás queimará apenas nas vizinhanças das gotas de Diesel. Ao redor da névoa de óleo se estabelece uma região propícia ao desenvolvimento da combustão. O gás queimado seria, então, fundamentalmente aquele associado ao ar demandado pela combustão do Diesel.

A operação de motores bicomcombustível, com razão ar / gás natural rica o suficiente para sustentar frentes de chama, normalmente só se verifica sob torques elevados, normalmente já bem próximo da plena carga (torque da ordem do verificado a plena carga do modo Diesel). A operação Diesel / gás, com significativa redução do consumo de óleo, e misturas ar / gás extremamente pobres é possível. Nestas condições o gás que queima é apenas aquele associado ao oxigênio demandado pelo Diesel. A parcela do gás associado ao

excesso de ar, que não participa da combustão pela incapacidade da mistura ar / gás em manter frentes de chama, muito provavelmente deixa o motor junto aos gases de escape. O gás que queima próximo as gotículas de Diesel compete pelo oxigênio que poderia ser destinado à combustão do óleo. De outra forma, sem o calor e o ambiente mais rico das vizinhanças da névoa de Diesel, o gás não queimaria. Com o gás competindo pelo ar que poderia ser destinado à queima do Diesel, pode ser que esta ocorra mais lentamente. Esperar-se-iam modificações, entre a operação Diesel e a bicombustível, na curva de pressão indicada. O gás pode dificultar a queima do Diesel. Sem o derivado, no entanto, não haveria o processo de combustão.

Podem-se manter motores Diesel / gás operando em baixa carga com consumo extremamente elevado de gás. Não é incomum se verificar, nestas condições, que a vazão mássica de gás fornecida a um motor bicombustível pode chegar a ser aproximadamente o dobro daquela de óleo, quando observada, sob a mesma carga, no modo original Diesel. Não se pode deixar, mais uma vez, de frisar que o poder calorífico do gás natural é inclusive mais elevado do que o do óleo Diesel. Caso todo o gás efetivamente queimasse seria de se esperar aumento significativo na rejeição de calor do motor bicombustível. Como não se verificam evidências de rejeição de calor significativamente diferentes entre motores operando no modo Diesel ou Diesel / gás, acredita-se que parte do gás fornecido, a baixas cargas, simplesmente não queima.

Deve-se ressaltar que durante as atividades da presente tese nunca se restringiu o consumo de ar dos motores ensaiados. Eventualmente poder-se-ia controlar o consumo de ar de motores, operando no modo Diesel / gás, em carga parcial. Dada a substituição de Diesel por gás natural, tal restrição do consumo de ar muito provavelmente não teria impacto significativo sobre as emissões de particulados. Esperar-se-ia, da operação bicombustível com uma mistura ar / combustível (Diesel e gás) suficientemente rica, a completa combustão do energético alternativo. Inibindo-se a passagem do gás natural pelo motor, sem queima, se verificariam reduções nas emissões de hidrocarbonetos. Hoje se estuda no LEV/PUC–Rio o efeito do controle (restrição) do ar de combustão, tanto sobre o desempenho, quanto emissões de poluentes, de motores Diesel / gás. Aparentemente motores Diesel / gás, operando sempre com misturas ar / gás o suficientemente ricas (através da restrição do ar), emitem significativamente menos hidrocarbonetos sem, entretanto, apresentar perdas sensíveis sobre seu rendimento térmico ou desempenho. Fica a cargo de futuros

autores tanto melhor descrever a técnica, quanto quantificar as emissões e desempenho de motores bicompostível com controle do ar de combustão.

O torque de motores Diesel pode ser calculado usando a expressão 5, reescrita abaixo. São necessários, à sua avaliação, informação acerca da eficiência volumétrica, rendimento térmico indicado e torque de atrito.

$$T_E = \eta_T \eta_V f_D \frac{V \rho_{ar} PCI_D}{4\pi AD_E} - T_A \quad (5)$$

Sugere-se, na falta de dados específicos, usar a expressão 20 na estimativa de T_A em motores Diesel. Aqui a rotação, ω , é dada em rpm (diferente das demais expressões do presente trabalho, onde usa-se rd / s).

$$\frac{T_A}{V} = 14,41 - 6,845 \cdot 10^{-3} \omega + 3,645 \cdot 10^{-6} \omega^2 \quad (20)$$

Deve-se ressaltar que esta expressão correlaciona os dados experimentais com erros médio e máximo de, respectivamente, 6,9 e 26,9 %.

O atrito de grupos geradores, já contemplando os esforços necessários à marcha de toda a máquina (incluindo alternador elétrico e todos os acessórios) pode ser estimado como valendo $4,0 \pm 0,34$ kW / litro ($21,3 \pm 1,95$ Nm / litro). Esta informação foi levantada do ensaio de grupos geradores que operam a 1.800 rpm. Seu uso para geradores elétricos de 50 Hz, ou com alternadores com mais de quatro pólos (rotação diferente de 1.800 rpm), não é recomendada.

O rendimento térmico indicado pode ser estimado da expressão 22:

$$\eta_T = 0,4821 - 0,1197 f_D^{2,506} \quad (22)$$

Esta expressão, obtida dos testes no modo Diesel, reproduz os dados originais com erro médio de 3,9 % e máximo de 23,7 %. Admite-se aqui que pouco deva variar no caso do funcionamento bicompostível. Sugere-se, para futuros trabalhos, investigar o quão boa é esta hipótese. A medida da pressão indicada no cilindro de motores Diesel / gás, bem como a medida da composição química dos gases de escape pode ser interessante para tanto.

A eficiência volumétrica, da forma como definida no presente trabalho, carrega consigo informação referente à restrição, feita pelas válvulas (admissão

e descarga), ao enchimento dos cilindros. O efeito da turbo-alimentação, arrefecimento do ar de combustão e a presença de vapor d'água ou gás natural devem ser considerados ao se determinar a densidade dos gases no coletor de admissão. A expressão 23 fornece o valor para este parâmetro:

$$\eta_v = 0,874 \quad (23)$$

Este valor leva em conta todos os pontos experimentais (modos Diesel e Diesel / gás) com erro médio de 2,1 % e máximo de 7,9 %.

O modelo proposto para a combustão Diesel / gás, suposta ocorrendo sem propagação de chama, indica que a razão de equivalência média, em torno das gotas de Diesel, vale:

$$f_Q = \left[AD_E \left(\frac{1 - R_{DG}}{R_{DG}} \right) \frac{PCI_{gás}}{PCI_D} + AG_E \right] \frac{1}{AG} \quad (8)$$

onde,

$$R_{DG} = 1 - \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{D,O}} \quad (9)$$

A razão de equivalência f_Q parece ser forte função apenas de f_D , razão de equivalência referente ao funcionamento original Diesel. A expressão 21 dá a relação, obtida experimentalmente, entre ambas:

$$f_Q = 0,2685 + 0,1075 e^{f_D/0,4794} \quad (21)$$

Tal correlação reproduz os dados experimentais originais com erro médio de 6,8 %. Dela pode-se estimar, para um motor Diesel que opere com razão de equivalência f_D , qual seria o f_Q no funcionamento Diesel / gás. De posse de f_Q usam-se as expressões 8 e 9 para estimar a relação entre os consumos de ar, Diesel e gás natural. Com o resultado da expressão 21 pode-se também estimar quanto do gás fornecido a um motor efetivamente queima (expressão 6b).

$$\dot{m}_{gás,q} = \frac{AD_E}{f_Q AG - AG_E} \dot{m}_D \quad (6b)$$

Não é incomum, em motores operando a, por exemplo, cerca de $\frac{1}{4}$ de carga, que aproximadamente 20 – 30 % do total da vazão de gás fornecida simplesmente passe ao coletor de escape sem reagir. Já o Diesel é, fundamentalmente, sempre todo consumido. Isso mesmo em motores operando no modo Diesel original, com altos valores de f_D , e já com significativa emissão de fumaça.

A queima incompleta de Diesel e associada formação de particulados em motores a alta carga tipicamente envolve vazões mássicas de particulados e Diesel bastante distintas. Como no presente trabalho não se aprofundou nas emissões de motores resta citar valores típicos de modo a sustentar a afirmação. O limite da legislação para emissões de particulados, em motores Diesel, vale 0,15 g / kW.h (NBR14489, 2000 / EURO II). Já o consumo específico de motores Diesel, ponderado conforme o procedimento de teste normalizado, tipicamente é da ordem de 360 – 370 g / kW.h. Nota-se que, diferente do caso do gás natural na operação bicomcombustível, as emissões de particulados em motores Diesel correspondem a uma pequena fração do consumo do derivado ($\sim 0,04$ %). A quantidade de Diesel que é parcialmente queimada, por inclusive ser inferior à incerteza típica dos medidores de vazão normalmente usados em testes de motores, não tem peso significativo no balanço energético da máquina térmica.

No presente trabalho não se define bem os limites onde é possível manter o funcionamento estável de motores no modo bicomcombustível. Sugere-se usar a Fig. 41 como guia para tal. Possivelmente, aprofundando-se a análise apresentada no capítulo 3, pode-se propor uma expressão para a fronteira onde ocorre a falha de combustão. Nesta não existiria Diesel suficiente para, junto consigo, queimar gás em quantidade necessária à manutenção do calor liberado, i.e., também do torque. A falha de combustão não parece necessariamente estar associada à fatores tecnológicos (funcionamento errático de bombas injetoras) sugerido, no passado, por alguns autores.

Para AG inferior a, aproximadamente, 30 a combustão do gás parece ocorrer em frentes de chama. Fica-se, nesta situação, sujeito a detonação. A correta medida e correlação deste fenômeno não podem ser feitas apenas com base nas impressões do operador do dinamômetro. Deve-se recorrer à instrumentação adequada para tal, não empregada no presente trabalho. A indiferença à combustão da mistura ar / gás pobre, com AG superior a 30, mesmo quando exposta a um ambiente onde o Diesel queima, parece justificar sua resistência à detonação. Acima deste valor nunca se observou a auto-ignição, não importando a taxa de compressão, rotação, pressão no coletor de

admissão (aspirados x turbo-alimentados) ou temperatura da mistura no início da compressão (presença ou não de inter-resfriamento do ar de combustão). Em misturas ar / gás mais ricas que a de tal limite, a ocorrência da detonação parece ficar sujeita, como era de se esperar, aos parâmetros mencionados. Também se sugere, para trabalhos futuros, a investigação mais detalhada da detonação em motores Diesel / gás. Parte da instrumentação sugerida para a medida do rendimento térmico indicado (medida da pressão na câmara de combustão) também poder ser empregada na quantificação da detonação.

Por fim não se pode deixar de recomendar a investigação do efeito do avanço da injeção de Diesel no desempenho e emissões de motores bicomustível. Resultados (não apresentados) da operação Diesel / gás dos grupos geradores de grande porte, convertidos para a operação bicomustível, nem sempre concordam com discutidos. O Cummins NTA855G3, por exemplo, conta com um sistema hidráulico / pneumático que ajusta o avanço da injeção do Diesel conforme a pressão no coletor de admissão (carga). Aparentemente a redução da vazão de Diesel nesta máquina, pela introdução do gás natural, também tem reflexos no avanço e forte impacto no desempenho do motor quando operando no modo bicomustível.