

3. Equacionamento do desempenho e modelo da queima Diesel / gás

O presente capítulo inicia-se com o equacionamento básico do desempenho de motores. A influência de alguns parâmetros, caso dos geométricos, em parte responsáveis pelas distintas características de torque e potência de diferentes motores, torna-se logo clara. Já outros, caso, por exemplo, do atrito interno, rendimento térmico e eficiência volumétrica, requerem informação empírica para sua determinação. Tais parâmetros experimentais, obtidos dos ensaios realizados, são apresentados no capítulo 6.

Também faz parte do presente capítulo, uma modelagem simples do processo de combustão em motores Diesel / gás. Desta, assim como no caso do equacionamento do desempenho de motores, também surge fator que necessita ser correlacionado empiricamente. Tal parâmetro tem relação com o processo de combustão e será abordado no item 3.2. No capítulo seis se analisa tal fator, a maneira como varia de motor para motor e em diferentes rotações ou cargas.

Procuraram-se correlacionar tais parâmetros empíricos de forma a reproduzir não apenas os resultados obtidos dos motores ensaiados, seja operando no modo original Diesel, seja no bicombusível. Acredita-se que as correlações propostas permitirão, na falta de dados prévios, estimar o desempenho de diferentes motores, seja operando no modo Diesel, seja no Diesel / gás natural.

3.1. Equacionamento do desempenho de motores

A potência indicada, P , desenvolvida por um motor Diesel é dada por:

$$P = \eta_T \dot{m}_{D,O} PCI_D \quad (1)$$

onde $\dot{m}_{D,O}$ é a vazão de Diesel queimada, PCI_D o poder calorífico inferior do derivado e η_T o rendimento térmico da máquina motriz. Optou-se por associar η_T (razão entre a potência e calor liberado na queima), à potência indicada. Como será visto mais adiante, convencionou-se usar o consumo específico, em lugar do rendimento térmico, sempre que for conveniente tratar das vazões de combustíveis (Diesel e gás) fornecidas aos motores e potência de eixo.

A vazão de ar seco em motores quatro tempos, \dot{m}_{ar} , é expressa por:

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\eta_v \nabla \omega \rho_{ar}}{4\pi} \quad (2)$$

onde η_v é o rendimento volumétrico do mecanismo, ∇ a cilindrada do motor, ω sua rotação e ρ_{ar} a densidade determinada à pressão parcial do ar seco na mistura de gases presente no coletor de admissão. Com esta definição, η_v traz consigo informação relativa apenas à facilidade com que os gases fluem para e dos cilindros. O efeito da turbo-alimentação, arrefecimento do ar de combustão ou a presença de vapor d'água são considerados ao se determinar ρ_{ar} .

A razão de equivalência Diesel, f_D , razão entre a vazão de ar que seria necessária à queima estequiométrica do combustível e o ar efetivamente consumido pelo motor é dada por:

$$f_D = \frac{AD_E}{AD} \quad (3)$$

onde AD_E é a razão ar / Diesel estequiométrica e AD a razão entre as vazões de ar seco e combustível com que o motor efetivamente opera. Obtém-se, substituindo 2 e 3 em 1:

$$P = \eta_T \eta_v f_D \frac{\nabla \omega \rho_{ar}}{4\pi} \frac{PCI_D}{AD_E} \quad (4)$$

Sendo o rendimento térmico um parâmetro associado ao ciclo do motor, e não às suas características de atrito interno, desmembra-se o torque indicado em duas parcelas. Um é inerente a atritos internos, T_A , e o outro relativo ao torque útil disponível no eixo, T_E .

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

Nota-se que, de forma a estimar o torque de um dado motor, que é necessário conhecer, além da geometria do motor (∇) e propriedades do combustível, também η_T , η_v e T_A . Pode-se recorrer a dados experimentais de

modo a estimar seus valores. A pressão e a temperatura no coletor de admissão, fatores com influência sobre ρ_{ar} , são estabelecidas por elementos como, por exemplo, o conjunto turbo-compressor.

O equacionamento acima é relativo, a princípio, apenas ao funcionamento original Diesel. A operação bicomcombustível necessita ser tratada de forma distinta. É interessante avançar um pouco mais antes de se considerar o efeito da presença do gás natural junto ao ar de combustão.

3.2. Modelo da combustão Diesel / gás

Da observação empírica do consumo de combustíveis (óleo Diesel e gás natural), nos diversos motores ensaiados ao longo do presente trabalho, resultou a impressão, descrita no capítulo 2, de que parte do gás simplesmente não queima. Tal situação parece ser mais severa durante o funcionamento a baixa carga onde, pela ausência de controle do consumo de ar em motores Diesel, se constata operação com misturas extremamente pobres de gás natural.

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

A Figura 3 pretende representar a combustão bicomcombustível, assim como imaginada. Admitindo que o cilindro do lado esquerdo da figura represente a combustão Diesel, se vêem gotas de combustível cercadas, cada uma, por sua vizinhança de ar. O ar que efetivamente participa da combustão, uma fração de toda a carga do cilindro, seria o disponível ao redor das gotas de combustível.

Pode-se pensar no cilindro do centro da figura como representando o funcionamento bicomcombustível com uma baixa razão de substituição Diesel / gás. Nesta situação existiria uma mistura extremamente pobre de ar e gás disponível no interior do cilindro. O Diesel, ao demandar ar para sua queima, acaba também envolvendo algum gás na combustão. Tal gás, queimado por estar nas vizinhanças das gotas de Diesel, requer e compete pelo oxigênio ali disponível. Será apresentado, no capítulo 6, que as células de combustão representadas ocorrem, muito provavelmente, por uma vizinhança que engloba misturas de ar e combustível (Diesel e gás natural) com razão de equivalência média, f_Q , razoavelmente bem definida.

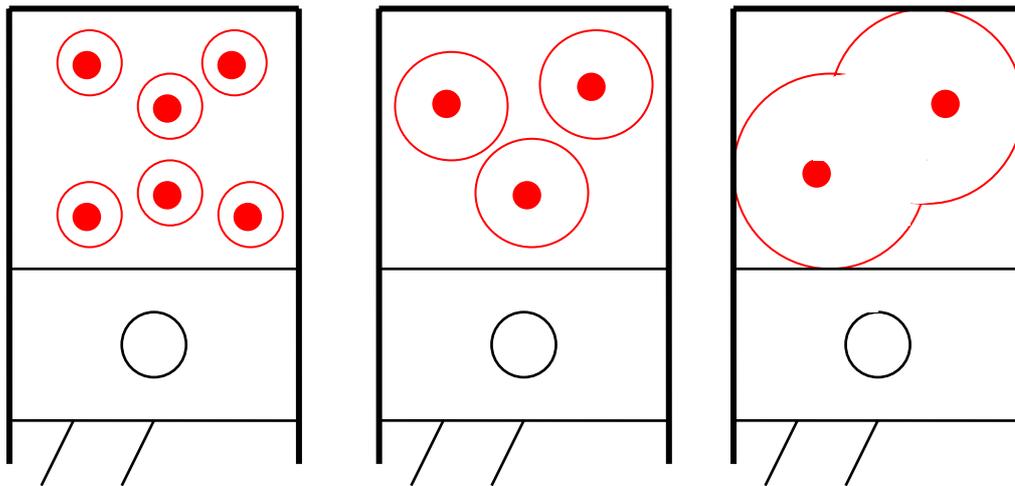


Figura 3: Representações da combustão Diesel / gás (sem frentes de chama).
Operação a 0, 50 e 67% de razão de substituição (da esquerda para direita).

No lado direito da figura acima se esboça, finalmente, o esquema de como se imagina a combustão em uma condição de elevada razão de substituição. Aqui a mistura ar / gás natural, embora ainda pobre e distante da estequiométrica, é mais rica que a no cilindro representado no centro da figura. Ainda assim não é rica o suficiente para permitir a propagação de frentes de chama na mistura ar / gás. Todo o processo de combustão do gás permaneceria, então, ainda atrelado à queima do Diesel. Fazendo-se a hipótese de que o calor liberado nas três situações seja o mesmo têm-se, admitindo preservação do rendimento térmico (razão entre potência indicada e calor liberado na queima), a condição necessária à manutenção do torque do motor. A progressiva menor quantidade de Diesel (da esquerda para a direita) envolvida na combustão deve ser compensada pela queima de uma crescente massa de gás natural.

Conforme documentado na literatura e, também verificado ao longo do presente trabalho, motores operando a carga elevada, no modo bicomcombustível Diesel / gás, apresentam consumo específico de combustível similar ao verificado no funcionamento original Diesel. Na operação a alta carga envolve-se na queima quase que a totalidade da carga dos cilindros e, portanto, a parcela do gás que passa pela máquina sem participar da combustão é mínima. Durante a operação a baixas cargas, quando o consumo específico Diesel / gás é extremamente elevado, não existem evidências de diferença significativa entre o calor rejeitado no modo Diesel e o bicomcombustível. Estas constatações sugerem

que o rendimento térmico indicado do funcionamento bicomcombustível deve ser similar ao da operação original Diesel.

O rendimento térmico resulta da taxa de liberação de calor ao longo do processo de combustão. Este calor, em última análise, é o responsável pela história de pressão indicada no cilindro e associados torque e potência. A parte da carga do cilindro não diretamente relacionada com o processo de combustão pode, talvez, ser pensada apenas como fluido de trabalho, contendo gases inertes (nitrogênio) ou mesmo combustível não reagido. Concorda-se com o fato de que a simples passagem de parte do gás combustível pelos cilindros, sem queimar, possa ser entendida como razão de perda de desempenho e fonte de emissões de poluentes. Agrupar em um único parâmetro (rendimento térmico) dois fenômenos distintos parece não ser de todo conveniente. Um dos fenômenos diz respeito à fração do gás natural que, em não participando das reações químicas, simplesmente passa para o coletor de escape. Já o segundo seria relacionado ao impacto da presença do gás natural sobre a quantidade e taxa de liberação de calor durante a combustão Diesel / gás. Este segundo fator, por ser diretamente relacionado à história de pressão e, portanto, geração de trabalho, acredita-se que deva ser o associado ao rendimento térmico.

A equação 6, abaixo, fornece expressão para a razão de equivalência média nas regiões vizinhas às gotas de Diesel, f_Q , onde ocorre a queima bicomcombustível:

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

onde o termo $\dot{m}_{gás,q}$ é a vazão mássica de gás natural que, por “estar” nas vizinhanças das gotas de Diesel, é queimado. Os termos AG_E e AG se referem, respectivamente, às razões ar / gás estequiométrica e a efetivamente admitida nos cilindros. O numerador indica, portanto, a quantidade de ar exigida para a queima estequiométrica de ambos os combustíveis. Já o denominador associa o ar envolvido na combustão apenas àquele associado ao gás queimado. Nota-se que a vazão de gás queimada é igual a ou menor que a vazão de gás fornecida a um dado motor ($\dot{m}_{gás,q} \leq \dot{m}_{gás}$). Manipulando (6) tem-se:

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

Conforme argumentado acima pensa-se no rendimento térmico como razoavelmente indiferente à razão de substituição. Com esta hipótese tem-se que, para a manutenção do torque de um motor onde variam-se os consumos de Diesel e gás natural, o calor liberado na combustão deve ser mantido constante:

$$\dot{m}_{D,O} PCI_D = \dot{m}_D PCI_D + \dot{m}_{gás,q} PCI_{gás} \quad (7)$$

Substituindo 6b em 7 e, após poucas manipulações, chega-se a:

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

onde,

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

ou seja, a equação 9 fornece expressão para a razão de substituição Diesel / gás, função do consumo original de Diesel, $\dot{m}_{D,O}$, e do consumo deste mesmo energético (\dot{m}_D), após a introdução do gás natural em um dado motor. Já a expressão 8 permite estimar f_Q , com base nas medidas de consumo de combustíveis, ar e propriedades do Diesel e gás natural (mantido o par torque e rotação constante, onde se verifica um único valor de $\dot{m}_{D,O}$).

Nos ensaios de motores a cargas elevadas é possível a operação com misturas ar / gás natural ricas o suficiente para permitir a formação e propagação de frentes de chama. É de se esperar que, nestas condições, f_Q se aproxime de f_G , razão de equivalência baseada nos consumos globais de ar, Diesel e gás:

$$f_G = \frac{\dot{m}_D AD_E + \dot{m}_{gás} AG_E}{\dot{m}_{ar}} \quad (10)$$

No capítulo 6 se quantifica e compara o comportamento de f_Q e f_G , verificado experimentalmente, nos ensaios dos diferentes motores. O impacto de f_D , AG e demais parâmetros que possivelmente poderiam ter influência sobre f_Q também são explorados.

Sendo f_Q forte função apenas de f_D , como efetivamente foi constatado e será apresentado, pode-se, sabendo (ou estimando) f_D com que um motor Diesel que nunca foi testado opera, prever o desempenho que teria na operação bicomustível Diesel / gás natural.