

## **ANALISE DA LIBERAÇÃO DE CALOR DURANTE A COMBUSTÃO DE MISTURAS BIODIESEL/DIESEL**

### **Guilherme Pianovski Júnior**

Centro Federal de Educação Tecnológica - CEFETPR – Departamento de Engenharia Mecânica  
Av Sete de Setembro 3165 – Curitiba, PR - 80230-901  
[guilherme@cefetpr.br](mailto:guilherme@cefetpr.br)

### **José Antonio Velásquez**

Pontifícia Universidade Católica do Paraná – PUCPR – Departamento de Engenharia Mecânica  
R. Imaculada Conceição 1155 – Curitiba, PR – 80215-901  
[velasqz@rla01.pucpr.br](mailto:velasqz@rla01.pucpr.br)

**Resumo.** *A partir de considerações econômicas e ambientais resulta evidente a necessidade de encontrar substitutos para os combustíveis derivados do petróleo e, particularmente, para o óleo diesel. Dentre os possíveis candidatos para tal substituição, os óleos vegetais transesterificados, que recebem a denominação genérica de biodiesel, se destacam pelo fato de ser combustíveis sustentáveis com baixo impacto ambiental. Neste trabalho estudam-se as características de liberação de calor durante a combustão de diversas misturas de biodiesel e óleo diesel. Para este estudo foi admitido que o fluido de trabalho do motor consiste de uma mistura homogênea de gases de combustão (considerados gases ideais) em equilíbrio químico, térmico e mecânico. Além disso, considera-se que o combustível injetado vaporiza e queima instantaneamente de acordo com o modelo de uma zona de combustão. Para avaliar a taxa de liberação de calor durante a combustão determinou-se experimentalmente a curva de evolução da pressão no cilindro de um motor diesel turboalimentado. Resultados da análise cromatográfica de amostras de biodiesel, obtido a partir de óleo de soja e de etanol, foram utilizados para deduzir fórmulas empíricas das misturas biodiesel/diesel. Os resultados do cálculo da taxa de liberação de calor durante a combustão são apresentados e discutidos, focalizando-se os fenômenos físicos que interferem no formato da curva que representa este parâmetro.*

**Palavras chave:** Motores diesel, Combustão, Taxa de liberação de calor, Biodiesel, Combustíveis alternativos.

### **1. Introdução**

Os motores de ignição por compressão encontram aplicação em todos os setores econômicos do mundo moderno. São motores que podem ser utilizados em ônibus e caminhões, em veículos leves, em geradores de energia elétrica, em navios de todos os portes, em equipamentos de mineração, etc. A principal razão para esta vasta diversidade de aplicações reside na sua elevada eficiência térmica que, por sua vez, é responsável pelo relativamente baixo consumo de combustível que caracteriza esses motores.

É possível ter uma noção do longo caminho percorrido durante o desenvolvimento e aperfeiçoamento dos motores diesel considerando-se o fato que em 1897, ao apresentar ao mundo o motor que desenvolvera, Rudolf Diesel obteve um índice de eficiência térmica de 26,2% (Hikosaka, 1997) com o seu motor de um único cilindro de 19,6 litros. Atualmente pode-se encontrar motores diesel automotivos com eficiência térmica de aproximadamente 42% (Zima, 1997), sendo que existe um projeto nos Estados Unidos para elevar este valor até 55% (Hikosaka, 1997).

### **2. Modelamento do processo de combustão**

A combustão da mistura ar-combustível dentro do cilindro do motor é o processo que mais influencia a eficiência, a potência desenvolvida e as emissões poluentes. A utilização de um modelo computacional para a análise do processo de combustão pode contribuir para uma sensível redução nos custos e no tempo necessário para o desenvolvimento de motores de combustão interna. Durante o projeto de um motor pode ser inconveniente e dispendioso a utilização somente de testes experimentais. No lugar de modificar fisicamente os vários aspectos de um motor, testar e analisar os resultados, o modelamento permite uma investigação rápida e eficiente dos efeitos da modificação de diferentes parâmetros no funcionamento do motor, como também prever as características do motor e a suas emissões poluentes.

Existem três abordagens para o modelamento da combustão que são, em ordem crescente de complexidade:

- Modelos Zero-dimensionais: Estes modelos utilizam um modelo empírico de taxa de liberação de calor, no qual a única variável independente é o tempo.
- Modelos Quase-dimensionais: Estes modelos utilizam um sub-modelo separado para a combustão turbulenta para calcular a taxa de liberação de calor.

- Modelos Multi-dimensionais: Estes modelos solucionam numericamente as equações de conservação da massa, da quantidade de movimento, da energia e das espécies químicas, seja em uma, duas ou três dimensões, permitindo prever a propagação da chama.

Todos estes modelos podem ser utilizados para estimar a eficiência, desempenho e emissões de um motor. Os modelos zero e quase-dimensionais são facilmente incorporados em modelos para análise completa de motores, mostrando-se úteis para estudos paramétricos rotineiros durante o desenvolvimento de um motor. Quando o estudo da geometria da câmara de combustão é importante, os modelos multi-dimensionais são mais apropriados. Entretanto, como a demanda por recursos computacionais é muito elevada nesses modelos, eles devem ser utilizados apenas para o modelamento da câmara de combustão e não para o modelamento completo do motor. Os modelos mais complexos ainda são objeto de pesquisa e refinamento e necessitam de sub-modelos para avaliar os efeitos da turbulência e da cinética química.

O modelo termodinâmico zero-dimensional é baseado na conservação da massa e na conservação da energia no cilindro do motor. Este tipo de modelo não se foca em detalhes do fluxo do fluido dentro do cilindro e correlaciona as mudanças termodinâmicas e químicas no fluido de trabalho ao longo dos processos de admissão, compressão, expansão e exaustão. Neste modelo admite-se que a composição e a temperatura dos gases são uniformes em todo o volume do cilindro, além de considerar-se que o combustível injetado se mistura e reage instantaneamente com os gases que se encontram no interior da câmara, desta forma, fenômenos tais como evaporação de gotículas de combustível, penetração de ar dentro do jato de combustível e reações pré-chama não são levados em conta.

Para a utilização do modelo zero-dimensional no estudo do processo de combustão através da determinação da taxa aparente de queima de combustível (ou taxa aparente de liberação de calor) é necessário obter os diagramas experimentais da pressão no interior do cilindro do motor.

A abordagem acima tem a vantagem de necessitar de menores recursos computacionais. Entretanto, esses modelos estão limitados à previsão do desempenho global do motor, não permitindo o estudo mais detalhado das emissões poluentes, que são marcadamente influenciadas pelos gradientes de temperatura e de concentração das espécies químicas no interior do cilindro.

O modelo descrito adiante considera os efeitos da velocidade finita de combustão, a transferência de calor instantânea para as paredes e a variação da composição química do fluido de trabalho. Embora o modelo não seja apropriado para o estudo de emissões, ele permite uma análise da eficiência do motor com boa precisão. Considerando que este trabalho visa analisar os aspectos relacionados com o desempenho e a eficiência do motor mediante a realização de estudos paramétricos, considerou-se que o modelo de uma zona de combustão é adequado devido a sua simplicidade e necessidades computacionais modestas. Em vista disto, os desenvolvimentos e as discussões subseqüentes serão feitos com este enfoque.

## 2.1. Propriedades do fluido de trabalho.

Os processos que o fluido de trabalho sofre foram simulados de acordo com o modelo de uma zona de combustão proposta por Krieger e Borman (1966). Assim, admite-se que a mistura gasosa que se encontra no cilindro é homogênea e se comporta como uma mistura de gases ideais, formada por ar e produtos de combustão em equilíbrio termodinâmico. Como consequência destas hipóteses, fenômenos como gradientes de pressão e de temperatura, composição em não equilíbrio, atomização e vaporização do combustível, atraso de ignição, etc. são desprezados. Deve-se mencionar que, desde o momento que o combustível entra na câmara de combustão, o fluido de trabalho é, de fato, heterogêneo, exibindo regiões onde somente combustível está presente (líquido ou vapor), regiões que contêm somente ar e gases residuais do último ciclo, regiões com mistura de vapores de combustível com gás residual em várias proporções, e regiões contendo somente produtos de combustão. Embora vários autores tenham mostrado que o tempo necessário para a vaporização do combustível é curto o suficiente para que a presença da fase líquida seja desprezível (Lipkea e DeJoode, 1987), é necessário considerar a distribuição espacial da relação ar-combustível dentro da câmara de combustão para avaliar com precisão a composição da mistura de gases resultante da combustão. Isto é de particular importância quando se quer estimar a quantidade de gases poluentes emitidos pelo motor, para o que se torna indispensável recorrer a modelos quase e multi-dimensionais. Entretanto, quando o objetivo do modelo é avaliar os índices de desempenho e eficiência do motor, e a dependência desses índices em relação às condições de operação e de algum parâmetro geométrico, como neste caso, a determinação da composição química do fluido de trabalho não é o fim, mas o meio para calcular as propriedades termodinâmicas.

Como suporte da hipótese da homogeneidade, Kumar et al. (1984) mencionaram que ela representa bem as condições observadas nos motores operando a alta velocidade, onde o grande turbilhamento no cilindro (*swirl*) assegura que os gases se misturem intensamente.

A hipótese da mistura dos gases ideais pode ser justificada baseando-se no trabalho de Zakarias (1967) onde ele usou uma forma modificada da equação de estado de Beattie-Bridgeman para calcular as propriedades dos produtos de combustão. Os resultados obtidos mostraram que para a faixa de pressão e temperatura em que operam os motores de combustão interna, o fator de compressibilidade é essencialmente unitário.

A hipótese de equilíbrio químico pode ser baseada no fato que, para a maioria das reações químicas envolvido no processo de combustão, as velocidades de reações são extremamente altas. Isto determina que o tempo requerido para alcançar o equilíbrio é de menor ordem de grandeza que o passo de tempo adotado na modelagem (da ordem de  $10^{-5}$  segundos). Os óxidos de nitrogênio e o monóxido de carbono, que são gases poluentes, são exceção a esta regra. De

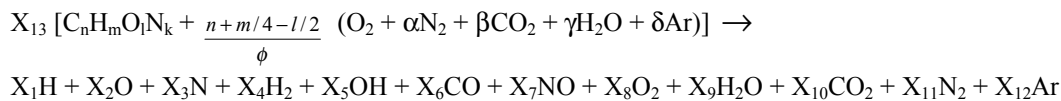
acordo com Spadaccini (1984), estes gases são formados rapidamente durante a parte da combustão onde a temperatura média da câmara de combustão está próxima do seu valor máximo, atingindo concentrações próximas às de equilíbrio. Depois, quando a temperatura no cilindro diminui, estas substâncias tendem a se decompor, reduzindo as suas concentrações. Se a hipótese de equilíbrio químico fosse válida, esta decomposição ocorreria mantendo-se as concentrações de equilíbrio. Entretanto, esta decomposição ocorre tão vagarosamente que, no final do processo de exaustão, as frações molares de NOx e CO exibem valores que são bem maiores do que aqueles que correspondem ao equilíbrio. Isto demonstra que as equações que governam a cinética das reações químicas devem ser consideradas no estudo da emissão dos gases poluentes (Spadaccini, 1984).

Outro aspecto importante no cálculo das propriedades termodinâmicas é relacionar as substâncias que poderiam ser consideradas como componentes de produtos de combustão. A determinação da composição química do fluido de trabalho é necessária para o cálculo das propriedades termodinâmicas, mas não é o objetivo neste trabalho. Por outro lado, como as propriedades da mistura são mais afetadas pelas substâncias que estão presentes em maior concentração, é possível limitar o número de substâncias àquelas que aparecem com concentração significativa. A precisão dos resultados será maior se um grande número de substâncias forem consideradas. Neste trabalho, os produtos de combustão considerados na mistura serão:

1. H	4. H <sub>2</sub>	7. NO	10. CO <sub>2</sub>
2. O	5. OH	8. O <sub>2</sub>	11. N <sub>2</sub>
3. N	6. CO	9. H <sub>2</sub> O	12. Ar

As tabelas JANAF (Stull e Prophet, 1971) foram utilizadas como referência para o cálculo das propriedades de cada componente. A partir destes dados, Gallo (1991) ajustou dois polinômios de quinto grau para o calor específico molar a pressão constante para cada gás – o primeiro para a faixa de temperaturas de 200-1500K, e o segundo para a faixa 1500-6000 K. Estes polinômios são usados para calcular a entalpia molar absoluta ( $\bar{h}$ ), a entropia absoluta molar ( $\bar{s}$ ) e a energia livre de Gibbs molar ( $\bar{g}$ ) de cada gás.

Foi admitido que a combustão na presença do ar, de um combustível que contém em sua estrutura molecular, átomos de carbono, hidrogênio, oxigênio, e nitrogênio, é dada por:



onde

- n, m, l, k      número de átomos de C, H, O e N presentes no combustível;
- $\phi$               razão equivalente combustível-ar;
- X<sub>1</sub>...X<sub>12</sub>      fração molar dos produtos de combustão;
- X<sub>13</sub>             número de moles de combustível por moles de produtos;
- $\alpha, \beta, \gamma, \delta$    número de moles de N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O e Ar presentes no ar para cada mol de O<sub>2</sub>.

Conhecendo-se tanto as frações molares dos componentes da mistura de gases como as derivadas destas frações molares em relação a T, p e  $\phi$ , é possível calcular o peso molecular médio (M), a constante do gás (R), a entalpia específica (h), a entropia específica (s) e a energia interna específica (u) da mistura, bem como as derivadas destas propriedades em relação a T, p e  $\phi$  (Velásquez, 1993).

## 2.2. Modelamento termodinâmico

Considerando o volume de controle mostrado na Fig. (1) e admitindo-se que a entrada e saída de massa ocorrem somente através do bico injetor e das válvulas de admissão e escape, pode-se escrever a equação de balanço de energia na seguinte forma,

$$dU = dQ - dW + h_f dm_f + h_{ad} dm_{ad} + h_{ex} dm_{ex} \quad (1)$$

onde  $U$  é a energia interna dos gases no volume de controle,  $Q$  é o calor transferido para o interior deste volume de controle e  $W$  é o trabalho produzido pela superfície de controle.

Levando em conta que a única forma relevante de trabalho é o de compressão e expansão, esta equação pode ser reescrita assim;

$$m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} + h_f \frac{dm_f}{d\theta} + h_{ad} \frac{dm_{ad}}{d\theta} + h_{ex} \frac{dm_{ex}}{d\theta} \quad (2)$$

A partir da Eq. (2) e da equação de estado dos gases ideais  $pV=mRT$  é possível encontrar uma relação explícita para a taxa de variação da temperatura dos gases no cilindro. Para isto é necessário levar em conta que as propriedades do fluido de trabalho ficam determinadas especificando-se a temperatura, a pressão e a composição combustível-ar. Assim, pode-se escrever;

$$u = u(T, p, \phi)$$

$$R = R(T, p, \phi)$$

Derivando estas expressões em relação à  $\theta$ , obtém-se;

$$\frac{du}{d\theta} = \frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{d\theta} + \frac{\partial u}{\partial p} \frac{dp}{d\theta} + \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta}$$

$$\frac{dR}{d\theta} = \frac{\partial R}{\partial T} \frac{dT}{d\theta} + \frac{\partial R}{\partial p} \frac{dp}{d\theta} + \frac{\partial R}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta}$$
(3 e 4)

Derivando a equação de estado e explicitando  $dp/d\theta$ , resulta;

$$\frac{dp}{d\theta} = p \left( \frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} + \frac{1}{R} \frac{dR}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \right)$$
(5)

Combinando esta expressão com a Eq. (4) pode-se eliminar  $dR/d\theta$ . Assim, resulta;

$$\frac{dp}{d\theta} = p \left[ \frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} + \frac{dT}{d\theta} \left( \frac{1}{T} + \frac{\partial R}{\partial T} \frac{1}{R} \right) - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \right] \left( 1 - \frac{p}{R} \frac{\partial R}{\partial p} \right)^{-1}$$
(6)

A Eq. (3) pode ser usada para substituir a derivada  $dp/d\theta$  que aparece na equação acima, obtendo-se

$$\frac{du}{d\theta} = \frac{du}{dT} \frac{dT}{d\theta} + \frac{du}{d\phi} \frac{d\phi}{d\theta} + \frac{p}{\left( 1 - \frac{p}{R} \frac{\partial R}{\partial p} \right)} \left[ \frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{R} \left( \frac{\partial R}{\partial T} \frac{dT}{d\theta} + \frac{\partial R}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \right) \right]$$

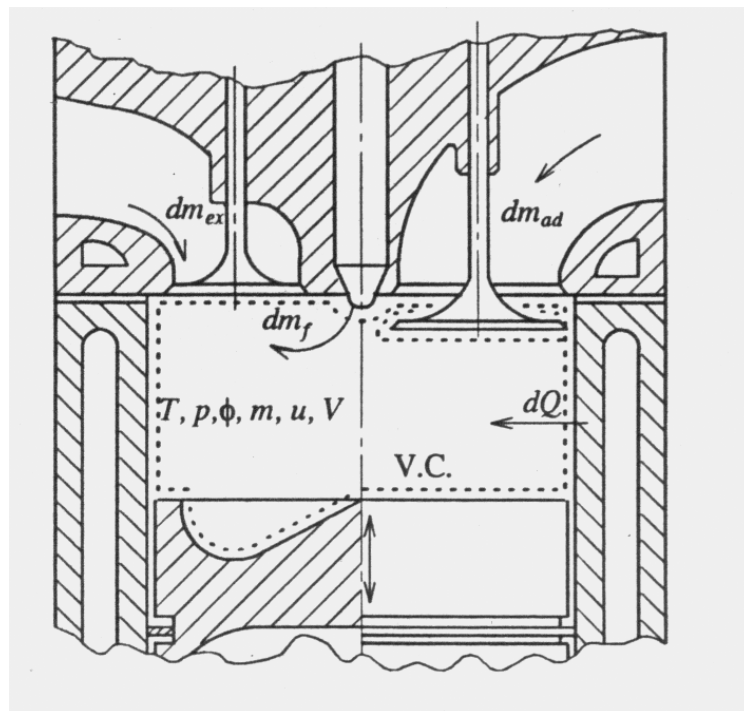


Figura 1. Volume de controle para análise dos processos que ocorrem no cilindro do motor

Voltando à Eq. (2) e trocando a derivada  $du/d\theta$  pela expressão anterior, tem-se

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\frac{dV}{d\theta} \left( \frac{A}{V} - \frac{p}{m} \right) - \frac{d\phi}{d\theta} \left( \frac{\partial u}{\partial \phi} + \frac{A}{R} \frac{\partial R}{\partial \phi} \right) + \frac{1}{m} \left( \frac{dQ}{d\theta} + \Sigma(h_i - u - A) \frac{dm_i}{d\theta} \right)}{\left( \frac{\partial u}{\partial T} + A \frac{1}{T} + A \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial T} \right)} \quad (7)$$

onde,

$$A = \frac{p \frac{\partial u}{\partial p}}{1 - \frac{p}{R} \frac{\partial R}{\partial p}}$$

$i = f, ad, ex$

As Eq. (6) e (7) permitem calcular a temperatura e a pressão no cilindro do motor, respectivamente. Uma vez que a derivada da temperatura é um dos parâmetros requeridos para se determinar a derivada da pressão em relação ao ângulo da manivela ( $dT/d\theta$  aparece na Eq. (6) do lado direito), estas equações devem ser resolvidas seqüencialmente: primeiro a Eq. (7) e só depois a Eq. (6). Para a solução destas equações, é necessário que tanto a taxa de transferência de calor como a taxa de variação da massa no cilindro  $dm/d\theta$  sejam conhecidas antecipadamente.

A transferência de calor através das paredes do cilindro é um fenômeno extremamente complexo, influenciado pela variação de temperatura e pressão do fluido de trabalho, e pelo fato do escoamento ser tridimensional, turbulento e transitório. Borman e Nishiwaki (1987) descreveram que o fluxo de calor numa determinada posição pode variar de 0 a 10 MW/m<sup>2</sup> em menos de 5 milissegundos, e que a diferença no fluxo de calor pode ser maior do que 5 MW/m<sup>2</sup> para dois pontos afastados entre si em apenas 1 cm. Devido a estas complexidades, para se determinar a taxa de transferência de calor, utilizam-se correlações empíricas disponíveis na literatura. Tais correlações permitem calcular o coeficiente de transferência de calor como uma função das propriedades do fluido e dos parâmetros que caracterizam as dimensões do motor, o escoamento do fluido no cilindro e de peculiaridades do processo de combustão.

Um grande número de correlações de transferência de calor pode ser encontrado na literatura, porém as correlações de Woschni (1967) e de Annand (1963) estão entre as mais utilizadas. Uma vez que as dimensões e os regimes de funcionamento dos motores podem variar em uma larga faixa de valores e dada a grande variedade de formatos de câmaras de combustão, as fórmulas propostas para cálculo do coeficiente de transferência de calor devem necessariamente ser ajustadas caso a caso para se conseguir reproduzir as condições de cada motor. Este ajuste deve basear-se em dados experimentais.

A taxa de variação da massa no interior do cilindro durante o intervalo quando as válvulas se encontram fechadas, é resultado da injeção de combustível ( $dm_f/d\theta$ ), uma vez que é admitido que não ocorrem vazamentos entre o cilindro e anéis. Entretanto, algumas considerações devem ser feitas para definir  $dm_f/d\theta$ . Em primeiro lugar deve ser lembrado que no modelo de uma zona de combustão (o qual é adotado neste trabalho) se admite que o combustível se mistura e queima instantaneamente logo após ser introduzido na câmara de combustão. Em segundo lugar, deve ser reconhecido que em um motor real, a velocidade de injeção de combustível é, na verdade, diferente da velocidade de queima de combustível. Por último, é preciso levar em conta que o objetivo da modelagem é descrever os estados termodinâmicos pelos quais o fluido de trabalho passa, sendo estes determinados, durante a combustão, principalmente pela velocidade com que a energia química contida no combustível é liberada, e não pela taxa de injeção de combustível. Estas considerações levam a concluir que o parâmetro  $dm_f/d\theta$  deve corresponder à taxa de queima de combustível (ou taxa de liberação de energia) e não a taxa de injeção de combustível. Esta taxa de liberação de energia durante a combustão pode ser estimada a partir de correlações empíricas disponíveis na literatura ou, no caso de um modelo para diagnose do processo de combustão, pode ser calculada.

Uma vez que no modelo de uma zona de combustão se admite que o fluido de trabalho é constituído de produtos de combustão, é necessário considerar que a taxa de equivalência combustível-ar  $\phi$  que aparece nas equações acima se refere a uma mistura combustível-ar capaz de produzir, para as condições de pressão e temperatura em que se encontram os gases no cilindro, a mesma massa e a mesma composição de gases de combustão. Esta mistura equivalente é formada por uma massa de ar  $m_a$  e uma massa  $m_c$  de combustível. Durante a solução das Eq. (6) e (7), a derivada  $d\phi/d\theta$  deve ser expressa em função da taxa de queima de combustível ( $dm_f/d\theta$ ). Para isto é preciso levar em conta que a relação de equivalência combustível-ar é definida pela seguinte expressão

$$\phi = \frac{1}{FA_s} \frac{m_c}{m_a} \quad (8)$$

onde,  $FA_s$  é a relação mássica estequiométrica combustível-ar;  $m_c$  é a massa de combustível na mistura equivalente e  $m_a$  é massa de ar na mistura equivalente.

Derivando a equação acima em relação a  $\theta$ , resulta

$$\frac{d\phi}{d\theta} = \phi \frac{1}{m_c} \frac{dm_c}{d\theta} - \phi \frac{1}{m_a} \frac{dm_a}{d\theta} \quad (9)$$

### 2.3. Cálculo da taxa de liberação de calor.

O modelo de uma zona de combustão pode ser aplicado na análise da evolução do processo de combustão de um motor real. Para isto, a taxa de queima de combustível deve ser calculada a partir do diagrama de pressão obtido experimentalmente. O cálculo se limita à parte do ciclo quando as válvulas estão fechadas, por isso pode-se escrever.

$$dm_{ad} = 0$$

$$dm_{ex} = 0$$

$$dm_a = 0$$

$$dm_c = dm_f$$

$$dm = dm_f$$

Levando-se em conta estas expressões e a definição da relação de equivalência  $\phi$ , a Eq. (9) resulta,

$$\frac{d\phi}{d\theta} = \frac{1}{m_a F A_s} \frac{dm}{d\theta}$$

Com esta relação, a Eq. (7) pode ser escrita na seguinte forma

$$\frac{dT}{d\theta} = \left[ \left( \frac{1}{p} - \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial p} \right) \frac{dp}{d\theta} + \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} - \frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} \left( 1 + m \frac{B}{R} \frac{\partial R}{\partial \phi} \right) \right] \left( \frac{1}{T} + \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial T} \right)^{-1} \quad (10)$$

onde

$$B = \frac{1}{m_a F A_s} = cte$$

De outro lado, a partir da Eq. (3) pode-se se eliminar a derivada  $du/d\theta$  da Eq. (2). Assim, resulta

$$m \frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{d\theta} + m \frac{\partial u}{\partial p} \frac{dp}{d\theta} + \left( mB \frac{\partial u}{\partial \phi} + u - h_f \right) \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} \quad (11)$$

Usando a Eq. (10) para substituir a derivada  $dT/d\theta$  na expressão acima e explicitando  $dm/d\theta$ , obtém-se

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{\frac{dQ}{d\theta} - \frac{dV}{d\theta} \left( \frac{mC}{V} + p \right) - \frac{dp}{d\theta} \left( \frac{mC}{p} - \frac{mC}{R} \frac{\partial R}{\partial p} + m \frac{\partial u}{\partial p} \right)}{-C - \frac{mCB}{R} \frac{\partial R}{\partial \phi} + mB \frac{\partial u}{\partial \phi} + u - h_f} \quad (12)$$

onde

$$C = \frac{\frac{\partial u}{\partial T}}{\frac{1}{T} + \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial T}}$$

A Eq. (12) permite determinar a velocidade com que se produz a queima de combustível quando a pressão no cilindro e a taxa de transferência de calor são especificadas.

### 3. Ensaio e resultados

Para a obtenção das curvas de pressão no interior do cilindro para óleo diesel e misturas de biodiesel em óleo diesel em várias proporções utilizou-se um motor diesel MWM 6.07T GMT400 de quatro tempos (nº de série 607010885), gentilmente doado pela MWM Motores Diesel LTDA. O motor possui injeção direta de combustível e é equipado com

bicos injetores Bosch com 5 furos (modelo n° 0 432 193 691). Este motor, quando novo, apresenta uma pressão de compressão mínima de 28 bar. A pressão de abertura dos bicos injetores é de 220 bar para o primeiro estágio e de 300 bar para o segundo estágio, sendo que a pressão máxima de trabalho é de 1000 bar.

O motor foi ensaiado no Laboratório de Termodinâmica Aplicada da PUCPR, utilizando-se um dinamômetro da marca ZOLLNER, modelo ALFA 160. O motor foi ensaiado em uma ampla faixa de velocidades e aplicando-se diferentes níveis de carga. Assim, para os níveis de carga correspondentes a 60% e 100% do acionamento total da bomba injetora, foram efetuadas medições nas rotações de 900, 1000, 1300, 1400, 1700, 2000, 2300, 2600, 2900, 3200, 3500 e 3800 rpm. Os ensaios foram repetidos para o óleo diesel puro e para misturas de óleo diesel com biodiesel, contendo 10%, 20% e 30%, em volume, de biodiesel.

Para o monitoramento do funcionamento do motor e para a obtenção dos dados necessários para a análise de desempenho, diversos sensores e transdutores foram instalados no motor. Dentre eles, destacam-se pelo grau de importância, o transdutor da pressão no interior da câmara de combustão e o transdutor da posição do eixo virabrequim, mostrados na Fig. (3).

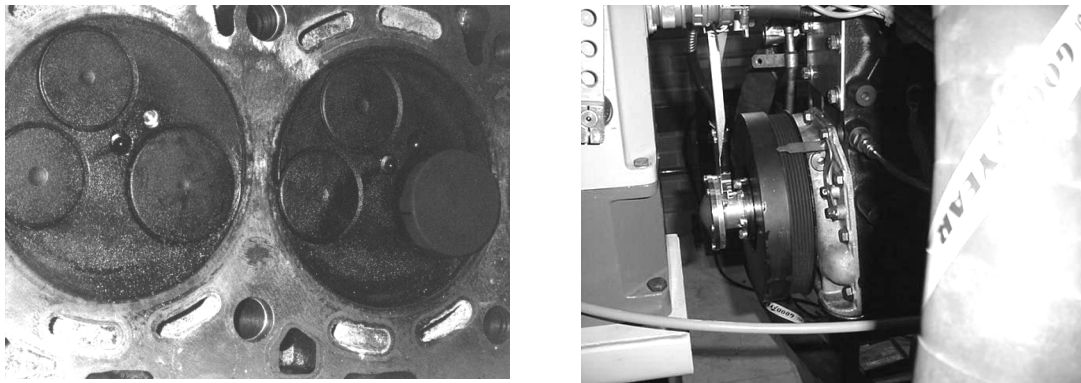


Figura 3. Vista do sensor de pressão montado na câmara de combustão e do sensor de posição do virabrequim.

A Fig. (4a) mostra alguns dos diagramas de pressão no interior da câmara de combustão obtidos durante os ensaios do motor. As curvas mostradas nesta figura correspondem ao caso de operação do motor com diferentes velocidades de giro do eixo virabrequim, sendo alimentado com óleo diesel puro e com a posição da cremalheira correspondente a 60% da carga máxima.

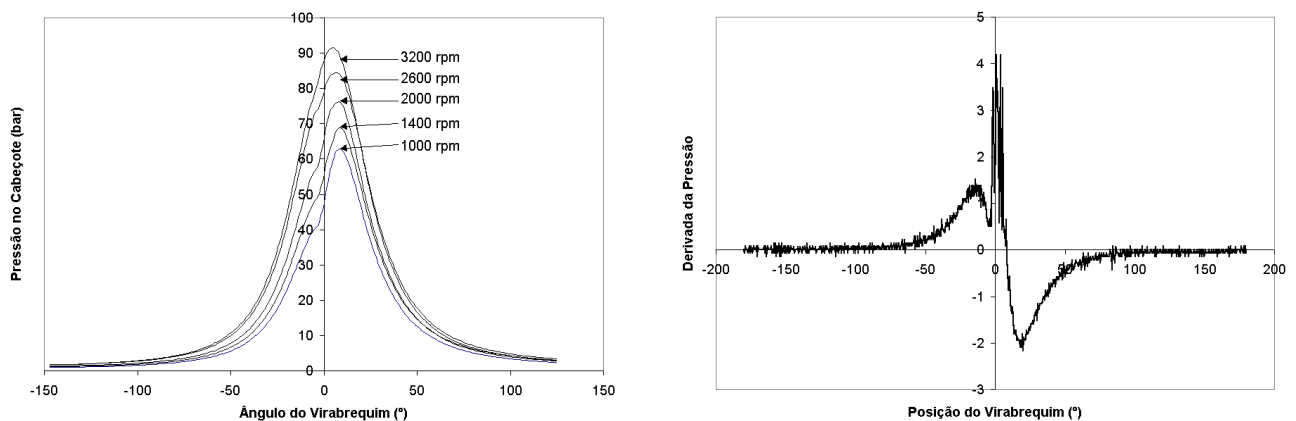


Figura 4. (a) Diagramas de pressão. (b) Derivada da pressão (não ajustada).

Observou-se que os dados de pressão obtidos experimentalmente apresentavam alguma dispersão. A causa desta dispersão pode estar nas pulsações inerentes ao processo de combustão e, também, na natureza aleatória dos erros de medição. Para se obter uma curva média representativa da evolução da pressão, os dados de pressão obtidos experimentalmente foram ajustados usando o procedimento descrito a seguir. Inicialmente, determinou-se numericamente a derivada da curva de pressão, obtendo-se assim os pontos mostrados na Fig. (4b).

Em seguida, usando o método de mínimos quadrados, a derivada da curva de pressão foi ajustada por splines cúbicas, resultando a curva mostrada na Fig. (5a). Por último, utilizou-se um procedimento numérico para integrar esta curva ajustada, obtendo-se a curva de pressão média instantânea na câmara de combustão.

Como já foi mencionado, a análise do processo de combustão se baseia no cálculo da taxa aparente de liberação da energia contida no combustível, a qual pode ser expressa em termos da massa de combustível cujo conteúdo energético é equivalente à energia liberada. Nesse caso fala-se em taxa aparente de queima de combustível. Para o cálculo da taxa aparente de queima de combustível utilizou-se o modelo de Annand (1963) de transferência de calor. Para poder usar este modelo foram estimadas as temperaturas das superfícies que formam as paredes do cilindro, baseando-se em dados referentes a outros motores, publicados por McAulay et al, (1965).

A partir da taxa aparente de queima de combustível e conhecendo-se a massa de combustível injetada por ciclo (determinada a partir das medições de consumo de combustível e da velocidade de giro do virabrequim), é possível obter a taxa de variação da fração queimada de combustível, um parâmetro adimensional definido da seguinte maneira,

$$\frac{dx}{d\theta} = \frac{1}{m_f} \frac{dm_f}{d\theta}$$

Este parâmetro é mostrado na Fig. (5b) para os casos quando o motor funciona com óleo diesel puro, a plena carga e com as velocidades de giro do virabrequim de 3200, 3500 e 3800 rpm. É evidente que antes do início da combustão, a taxa de variação da fração de combustível queimado deveria ser nula. Entretanto, na Fig. (5b) observa-se que este parâmetro apenas oscila em torno do valor zero. Este resultado deve ser atribuído, principalmente, aos erros induzidos pela forma como foi obtida a curva média de pressão, e também ao fato de se admitir que a derivada desta curva pode ser adequadamente representada por *splines* cúbicas. Além disso, os erros da medição da pressão, as imprecisões do modelo adotado para quantificar a transferência de calor e a possível ocorrência de vazamento de gases do cilindro, devem também ser levados em conta para explicar este fato.

Quando se inicia a injeção de combustível (e isto ocorre quando o ângulo de giro da manivela está entre -20 e -15 graus), observa-se na Fig. (5b) que a curva da taxa de variação da fração queimada de combustível se torna negativa por um curto período de tempo e logo depois cresce de forma pronunciada, mostrando que a combustão já começou. Os valores negativos que antecedem à ignição resultam devido à evaporação do combustível injetado durante o período de atraso da ignição e, também, devem-se à presença de reações endotérmicas que antecedem o surgimento dos focos de combustão (Jóvaj, 1982). Estes fenômenos provocam a diminuição do calor sensível dos gases que se encontram no cilindro, o que é interpretado pelo modelo computacional como uma diminuição da energia do sistema (liberação negativa de energia).

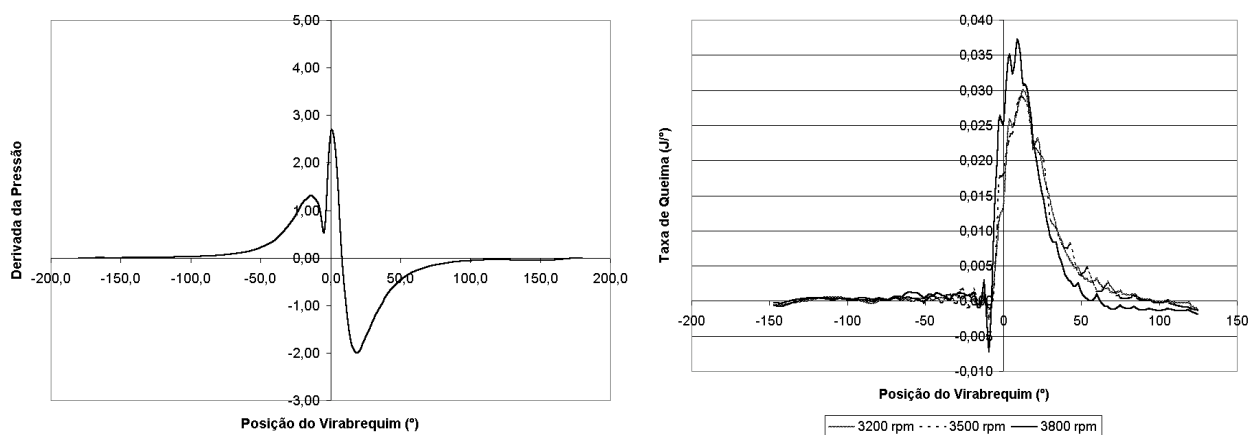


Figura 5. (a) Derivada da pressão ajustada. (b) Fração queimada de combustível para diesel puro a plena carga

A Fig. (6a) mostra as curvas de taxa de variação da fração de combustível queimado para os casos quando o motor se encontra a 1700 rpm, com 60% de carga e operando tanto com óleo diesel puro como com as misturas B10 e B20. Nesta figura, a curva que representa a operação com óleo diesel puro apresenta claramente dois picos – o primeiro que caracteriza a fase de combustão pré-misturada e o que caracteriza a fase de combustão difusiva. Observa-se também nesta figura que nos casos das misturas biodiesel – óleo diesel, a fase de combustão pré-misturada resulta bastante atenuada, em comparação com o caso de diesel puro. A causa disto pode estar no fato que as misturas que contém biodiesel apresentam maior número de cetano, o que causa a diminuição do período de atraso da combustão e, conseqüentemente, a redução da fração de combustível que queima na fase pré-misturada da combustão. Como conseqüência disto, o motor passa a funcionar com menores taxas de crescimento da pressão no cilindro, com menores níveis de ruído e com menores níveis de vibrações.



Ainda na Fig. (6a) observa-se que a curva que representa a taxa de variação da fração de combustível queimado no caso de funcionamento do motor com a mistura B20 apresenta uma queima adicional na região quando o ângulo de manivela está entre 43 e 65 graus (o que não é observado nas outras curvas). Este comportamento anômalo da curva pode ser atribuído à ocorrência de uma injeção secundária (tardia) de combustível, provocada pelo fenômeno de propagação de ondas de pressão nos dutos de alta pressão do sistema de alimentação de combustível. Isto pode ser verificado na curva de evolução da temperatura na câmara de combustão, representada na Fig. (6b).

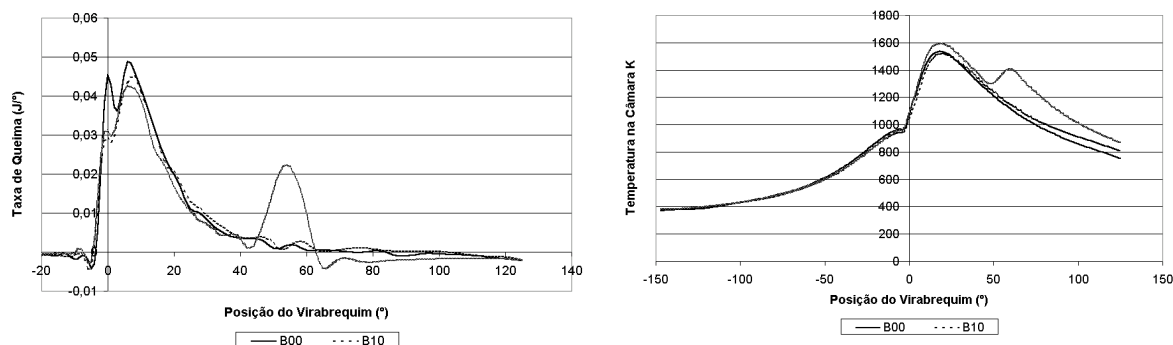


Figura 6 (a) Taxa de variação da fração de combustível queimado. (b) Temperatura na câmara de combustão

É importante mencionar que a densidade e a compressibilidade do combustível exercem marcada influência para a ocorrência destas injeções adicionais nos motores diesel. Com a utilização da mistura B20, as alterações das características do combustível podem ter tornado-se significativas, a ponto de afetar desta maneira o processo de combustão. Se for assim, esta injeção secundária de combustível que ocorre a baixa pressão e provoca uma pulverização insuficiente do combustível poderia causar, com a utilização prolongada, a formação de resíduos de carbono e o entupimento dos bicos injetores. Deve-se levar em conta que alguns trabalhos relatam ocorrências como essa (Graboski e McCormick, 1998; Ministério da Indústria e Comércio, 1985). De qualquer forma, torna-se necessário investigar se a regulagem de um sistema de alimentação de combustível inicialmente projetado para funcionar com óleo diesel deveria ser alterada para permitir o funcionamento mais adequado do motor quando se utilizam misturas de óleo diesel com biodiesel.

#### 4. Conclusões

O trabalho descreve em detalhes o procedimento utilizado para a obtenção das curvas de liberação de calor durante a combustão. Essas curvas foram calculadas para misturas compostas por óleo diesel e biodiesel, contendo 10%, 20% e 30%, em volume, de biodiesel (B10, B20 e B30, respectivamente). Foi observado que devido ao maior número de cetano do biodiesel, as misturas de biodiesel e óleo diesel apresentaram uma redução da fração de combustível que queima na fase pré-misturada da combustão. Isto permite inferir que a operação do motor com essas misturas deverá ser caracterizada por uma redução nos níveis de ruído, das vibrações e do desgaste. Além disso, as curvas de liberação de calor calculadas para o caso da mistura B20 mostraram a ocorrência de injeções secundárias e gotejamentos no bico injetor. Este fenômeno, que já foi observado em outros estudos, pode causar, com a utilização prolongada, a formação de resíduos de carbono e o entupimento dos bicos injetores.

Para estudos futuros sugere-se investigar possíveis modificações do sistema de injeção de combustível, de forma a evitar a ocorrência destas injeções extemporâneas.

#### 5. Referências

- Annand, W. J. D., 1963, "Heat Transfer in Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 177(36):973-990.
- Borman, G. L., Nishiwaki, K., 1987, "Internal Combustion Engine Heat Transfer", Progress in Energy and Combustion Science 13:1-46.
- Gallo, W. L. R., 1991, "Análise Exergética de Motores a Gasolina e a Álcool", Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica Da Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, Campinas – SP.
- Graboski, M. S., McCormick, R. L., 1998, "Combustion of Fat and Vegetable Oil Derived Fuels in Diesel Engines", Prog. Energy Combust. Sci. Vol. 24.
- Hikosaka, N., 1997, "A View of the Future of Automotive Diesel Engines", Society of Automotive Engineers, Inc., 972682.
- Jóvjaj, M. S., 1982, "Motores de Automóvil", Editora Mir, Moscou.

- Krieger, R. B., Borman, G. L., 1966, "The Computational of Apparent Heat Release for Internal Combustion Engine", ASME, 66WA/DGP4.
- Kumar, K., Gaur R. R., Garg, R. D., Babu M. K. G., 1984, "A Thermodynamic Simulation Model for a Four Stroke Medium Speed Diesel Engine", Society of Automotive Engineers, Inc., 840516.
- Lipkea, W. H., DeJoode A. D., 1987, "A Model of a Direct Injection Diesel Combustion System for Use in Cycle Simulation and Optimization Studies", Society of Automotive Engineers, Inc., 870573:4600-4613.
- McAulay, K. J., Wu, T., Chen, S. K., Borman, G. L., Myers, P. S., Uyehara, O. A., 1965, "Development and Evaluation of the Simulation of the Compression Ignition Engine", Society of Automotive Engineers, Inc., 650551.
- Ministério da Indústria e Comércio, 1985, "Produção de Combustíveis Líquidos a Partir de Óleos Vegetais".
- Spadaccini, L. J.; Chinitz, W., 1984, "An Investigation of Nonequilibrium Effects in an Internal Combustion Engine", Transactions of the ASME: Journal of Engineering for Power, pages 98-118.
- Stull, D. R., Prophet H., 1971, "JANAF Thermochemical Tables", National Bureau of Standards, Washington DC.
- Woschni, G., 1967, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine", Society of Automotive Engineers, Inc., 670931:3065-3082.
- Zacharias, F., 1967, "Analytical Representation of the Thermodynamic Properties of Combustion Gases", Society of Automotive Engineers, Inc., 670930.
- Zima, P., 1997, "Diesel Engines: One Option to Power Future Personal Transportation Vehicles", Society of Automotive Engineers, Inc., 972683.

## HEAT RELEASE ANALYSIS OF BIODIESEL/DIESEL BLENDS COMBUSTION

### Guilherme Pianovski Júnior

Centro Federal de Educação Tecnológica - CEFETPR – Departamento de Engenharia Mecânica  
 Av Sete de Setembro 3165 – Curitiba, PR - 80230-901  
[guilherme@cefetpr.br](mailto:guilherme@cefetpr.br)

### José Antonio Velásquez

Pontifícia Universidade Católica do Paraná – PUCPR – Departamento de Engenharia Mecânica  
 R. Imaculada Conceição 1155 – Curitiba, PR – 80215-901  
[velasqz@rla01.pucpr.br](mailto:velasqz@rla01.pucpr.br)

**Abstract.** *It becomes evident from economical and environmental reason the need for developing substitutes to petroleum derived fuels, in particular, to diesel fuel. Because they are sustainable and bionomic, esters of vegetable oil (biodiesel) are distinguished among the possible alternatives for this substitution. Combustion characteristics of several blends of biodiesel and diesel fuel were studied in this work. This study was carried out admitting that a homogeneous mixture of combustion gases in equilibrium (ideal gases) forms the engine working fluid. Additionally, it was considered that injected into combustion chamber fuel vaporizes and burns out instantaneously, according to single zone combustion model. Experimentally obtained indicating pressure diagrams were used to evaluate combustion heat release rate of a turbocharged diesel engine. For this evaluation, chromatographic data of a sample of biodiesel, produced from soybean oil and hydrated ethanol, were used in order to obtain empirical formulae of studied blends of biodiesel and diesel fuel. Calculated combustion heat release rate curves are presented and analyzed, emphasizing the physical phenomena that influence these curves.*

**Keywords.** *Diesel engines, Combustion, Heat release rate, Biodiesel, Alternative fuels.*