

# CÁLCULO DA TAXA DE LIBERAÇÃO DE CALOR DURANTE A COMBUSTÃO EM UM MOTOR DIESEL

**José Antonio Velásquez**

Dep. Engenharia Mecânica - CCET/PUCPR

Dep. Engenharia Industrial Mecânica - CEFET-PR

e-mail: velasqz@rla01.pucpr.br

## Resumo

Neste trabalho é apresentada uma metodologia de cálculo da taxa aparente de liberação de calor durante o processo de combustão em um motor diesel. No cálculo admite-se que a pressão e a temperatura são uniformes em todo o volume do cilindro e que o combustível injetado se mistura e reage instantaneamente com os gases (ideais) que se encontram na câmara de combustão (modelo de uma zona de combustão). A metodologia foi aplicada no estudo do processo de combustão de um motor diesel KAMAZ, para o qual as curvas de evolução da pressão no cilindro foram obtidas experimentalmente. Os resultados deste estudo são apresentados e discutidos.

**Palavras-chave:** Motor diesel, Combustão, Análise termodinâmica.

## 1. INTRODUÇÃO

Os processos que ocorrem nos cilindros dos motores diesel influenciam diretamente as características operacionais primárias do motor tais como potência, eficiência e a quantidade de gases poluentes emitidos, daí a importância de se dispor de informações confiáveis sobre estes processos. Os fenômenos envolvidos no ciclo de operação dos motores diesel são de extrema complexidade o que determina que qualquer tentativa de análise que objetive levar em conta todos os detalhes dos fenômenos envolvidos esteja fadada ao fracasso. Daí a necessidade de se utilizar modelos matemáticos.

A utilização de modelos para o estudo dos processos internos ao cilindro do motor, é contemporânea ao surgimento dos primeiros motores no final do século passado. Heywood (Heywood, 1980) atribui a Sir Dugal Clerk (1854–1932) o pioneirismo no uso dos ciclos padrão a ar para comparar eficiências de motores. Com o advento dos computadores digitais, os modelos termodinâmicos que incluem o tempo como uma variável explícita começaram a ser amplamente utilizados. Dentre este grupo de modelos podem ser iden-

tificadas duas categorias — os modelos de uma zona de combustão e os multizonais.

Nos modelos de uma zona de combustão admite-se que a composição, a pressão e a temperatura dos gases são uniformes em todo o volume do cilindro. Além disso, considera-se que o combustível injetado se mistura e reage instantaneamente com os gases (ideais) que se encontram na câmara de combustão (Oppenheim, 1997).

Os modelos multizonais (Desantes, 1989) utilizam sub-modelos fenomenológicos de penetração do ar dentro do jato de combustível juntamente com sub-modelos de combustão. Em cada zona, as propriedades do fluido de trabalho são consideradas espacialmente uniformes, mas variáveis em função do tempo. Os modelos multizonais representam uma tentativa de se levar em conta a influência da geometria da câmara de combustão sobre os índices de desempenho, eficiência e poluição. Estes modelos são particularmente apropriados para se determinar o conteúdo de poluentes nos gases emitidos pelo motor.

Objetivando o estudo dos aspectos relacionados com o desempenho e a eficiência do motor, mediante a realização de análises paramétricas, este trabalho focaliza a utilização do modelo zero dimensional para a determinação do calor liberado durante a combustão em motores diesel.

## 2. A TAXA DE QUEIMA DE COMBUSTÍVEL

A Primeira Lei da Termodinâmica estabelece que a variação da energia interna no volume de controle ( $dU$ ) é igual ao calor transferido para o interior deste volume ( $\delta Q$ ), descontado o trabalho produzido pela superfície de controle ( $\delta W$ ) e acrescido do fluxo líquido de entalpia de estagnação que atravessa esta superfície ( $\sum h_i dm_i$ ). Assim, admitindo-se que a entrada e saída de massa ocorrem somente através do bico injetor e das válvulas de admissão e escape, como mostrado na Figura 1, pode-se escrever

$$dU = \delta Q - \delta W + h_f dm_f + h_{ad} dm_{ad} + h_{ex} dm_{ex} \quad (1)$$

$$dU = m du + u dm \quad \delta W = p dV \quad dm = dm_f + dm_{ad} + dm_{ex}$$

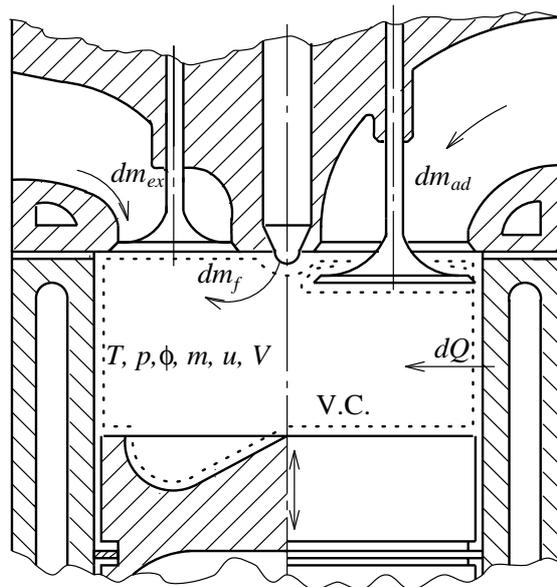


Figura 1: O volume de controle no cilindro do motor.

Por outro lado, as propriedades do fluido de trabalho ficam determinadas especificando-se a temperatura  $T$ , a pressão  $p$  e a composição combustível-ar. Assim,

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

onde  $\phi$  é a taxa de equivalência combustível-ar, definida como o quociente da relação combustível-ar presente no cilindro pela relação estequiométrica  $FA_s$ . Uma vez que no modelo de uma zona de combustão admite-se que o fluido de trabalho é constituído somente por produtos de combustão, o valor de  $\phi$  se refere a uma mistura capaz de produzir, sob as condições de pressão e temperatura dos gases no cilindro, a mesma massa e a mesma composição desses gases. Esta mistura equivalente é formada por uma massa  $m_a$  de ar e uma massa  $m_c$  de combustível. Assim, resulta

$$\phi = \frac{1}{FA_s} \frac{m_c}{m_a} \tag{2}$$

A partir da Eq. (1), da equação de estado dos gases ideais e das expressões para  $du/d\theta$  e  $dR/d\theta$ , pode-se obter as seguintes expressões

$$\frac{dp}{d\theta} = p \left( \left[ \frac{1}{T} + \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial T} \right] \frac{dT}{d\theta} + \frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \right) \left( 1 - \frac{p}{R} \frac{\partial R}{\partial p} \right)^{-1} \tag{3}$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\frac{dV}{d\theta} \left( \frac{X}{V} - \frac{p}{m} \right) - \frac{d\phi}{d\theta} \left( \frac{\partial u}{\partial \phi} + \frac{X}{R} \frac{\partial R}{\partial \phi} \right) + \frac{1}{m} \left[ \frac{dQ}{d\theta} + \sum (h_i - u - X) \frac{dm_i}{d\theta} \right]}{\frac{X}{R} \frac{\partial R}{\partial T}} \tag{4}$$

$$X = \frac{p \frac{\partial u}{\partial p}}{1 - \frac{p}{R} \frac{\partial R}{\partial p}} \qquad i = f, ad, ex$$

Durante a parte do ciclo quando as válvulas permanecem fechadas a variação de massa no cilindro decorre somente da injeção de combustível. Assim, para esse caso

$$dm = dm_c = dm_f \qquad dm_a = 0 \qquad \frac{d\phi}{d\theta} = \frac{1}{m_a FA_s} \frac{dm}{d\theta}$$

Com estas considerações, a partir das Eq. (3) e (4) obtém-se a seguinte expressão válida para o período quando as válvulas permanecem fechadas

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{\frac{dQ}{d\theta} - \left( p + \frac{Zm}{V} \right) \frac{dV}{d\theta} - \left( \frac{Zm}{p} - \frac{Zm}{R} \frac{\partial R}{\partial p} + m \frac{\partial u}{\partial p} \right) \frac{dp}{d\theta}}{Y m \frac{\partial u}{\partial \phi} + u - h_f - Z - \frac{ZmY}{R} \frac{\partial R}{\partial \phi}} \tag{5}$$

$$Y = \frac{1}{m_a FA_s} = cte \qquad Z = \frac{\frac{\partial u}{\partial T}}{\frac{1}{T} + \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial T}}$$

Pelas hipóteses do modelo de uma zona de combustão a Eq. (5) expressa a taxa com que se produz a queima de combustível. Para se obter esta taxa é necessário que a curva de evolução da pressão no cilindro e a taxa de transferência de calor sejam especificadas.

### 3. A TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO CILINDRO

A transferência de calor às paredes do cilindro é um fenômeno complexo, de natureza não estacionária e com características tridimensionais. Isto justifica a prática comumente adotada de utilizar correlações simples, obtidas a partir de dados experimentais, para avaliar a taxa de transferência de calor. A literatura é farta quanto ao número de correlações disponíveis. Dentre tais correlações, aquelas propostas por Annand e por Woschni são as mais frequentemente citadas.

Annand (Annand, 1963) revisou boa parte das correlações existentes até então para o coeficiente pelicular e mostrou que a maioria delas ou são dimensionalmente incorretas ou apresentam termos provenientes de deduções errôneas. Esse autor analisou estatisticamente um grande número de dados experimentais da temperatura das paredes que confinam o gás e propôs a seguinte correlação para o fluxo de calor instantâneo

$$\frac{q}{A} = a \frac{\kappa}{D_c} (Re)^b (T_w - T) + c (T_w^4 - T^4) \quad (6)$$

onde  $q$  é a taxa de transferência de calor;  $A$  é a área de transferência de calor;  $\kappa$  é a condutibilidade térmica do fluido;  $D_c$  é o diâmetro do cilindro;  $T$  é a temperatura do fluido;  $T_w$  é a temperatura da parede e  $a, b, c$  são constantes de ajuste.

Woschni (Woschni, 1967) realizou uma série de experimentos tanto em bombas de volume constante como em motores diesel. Esse autor concluiu que os dados experimentais de temperatura local das paredes não são apropriados para se determinar o coeficiente pelicular médio no cilindro do motor, uma vez que esses dados são extremamente dispersos. Baseando-se em resultados de balanços térmicos, Woschni obteve a seguinte correlação para o coeficiente de transferência de calor ( $h$  [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ])

$$h = 820 D_c^{-0.2} p^{0.8} \Psi^{0.8} T^{-0.53} \quad (7)$$

onde  $p$  é a pressão no cilindro, [MPa];  $\Psi$  é a velocidade característica, [m/s];  $D_c$  é o diâmetro do cilindro, [m] e  $T$  é a temperatura do fluido, [K].

### 4. AS PROPRIEDADES DO FLUIDO DE TRABALHO

As propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho e as derivadas destas propriedades em relação à temperatura, pressão e relação de equivalência combustível-ar, foram determinadas utilizando-se uma versão modificada das rotinas PER e EQMD propostas por Olikara e Borman (Olikara, 1975). As modificações feitas em estas rotinas permitiram levar em conta que, além de oxigênio e nitrogênio, o dióxido de carbono, o vapor d'água e o argônio também podem estar presentes na composição do ar utilizado na combustão. Adicionalmente, o cálculo da entropia dos componentes e da mistura de gases queimados foi incluída nestas rotinas. Assim, a equação de combustão considerada para o cálculo das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho é a seguinte

$$\begin{aligned} x_{13} \left[ C_n H_m O_l N_k + \frac{n + m/4 - l/2}{\phi} (O_2 + \alpha N_2 + \beta CO_2 + \gamma H_2O + \delta Ar) \right] \\ \rightarrow x_1 H + x_2 O + x_3 N + x_4 H_2 + x_5 OH + x_6 CO + x_7 NO + \\ + x_8 O_2 + x_9 H_2O + x_{10} CO_2 + x_{11} N_2 + x_{12} Ar \end{aligned} \quad (8)$$

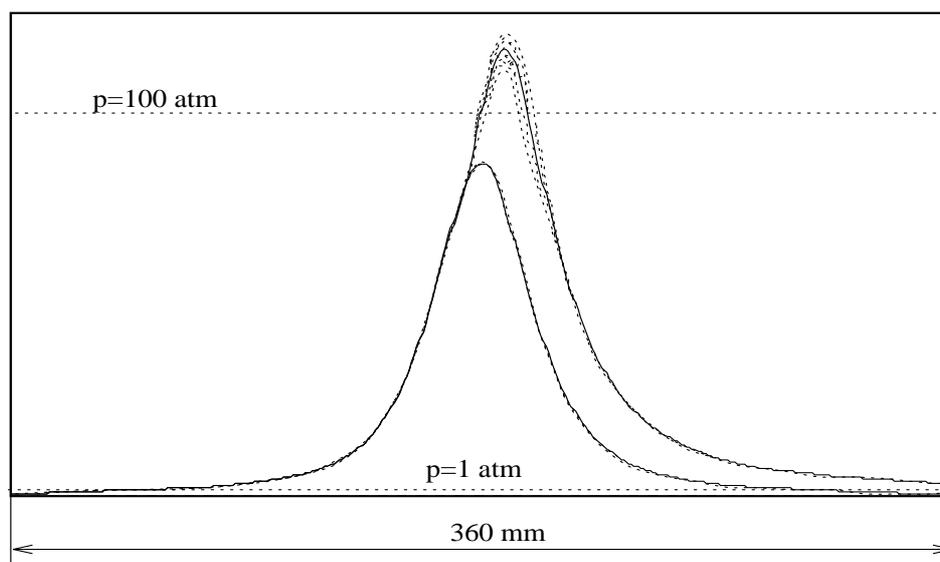
**Tabela 1:** Dados e condições de ensaio.

		Ensaio	1	2	2
Taxa de compressão	16	Rotação [rpm]	1200	1800	2400
Comprim. da biela [m]	0.225	Pressão final adm. [bar]	1.2	1.64	1.92
Diâm. do cilindro [m]	0.120	Temp. final da adm. [K]	316	330	344
Curso do pistão [m]	0.120	Rel. equiv. final adm.	0.015	0.014	0.013
Diâm. da câmara [m]	0.066	Consumo combust. [kg/h]	2.80	4.82	5.83
Diâm. válv. adm. [m]	0.055	Consumo ar [kg/h]	62.93	124.13	184.37
Diâm. válv. esc. [m]	0.049	Âng. início da injeção	-14	-18	-20
Âng. final da admissão	-132	Temp. do cabeçote [K]	485	513	533
Âng. início da exaustão	114	Temp. do pistão [K]	563	589	620
Pressão ambiente [bar]	1.013	Temp. da camisa [K]	542	566	588
Temp. ambiente [K]	298	Temp. válv. adm. [K]	555	637	687
Combustível: $C_{14.4}H_{24.9}$		Temp. válv. esc. [K]	806	908	981

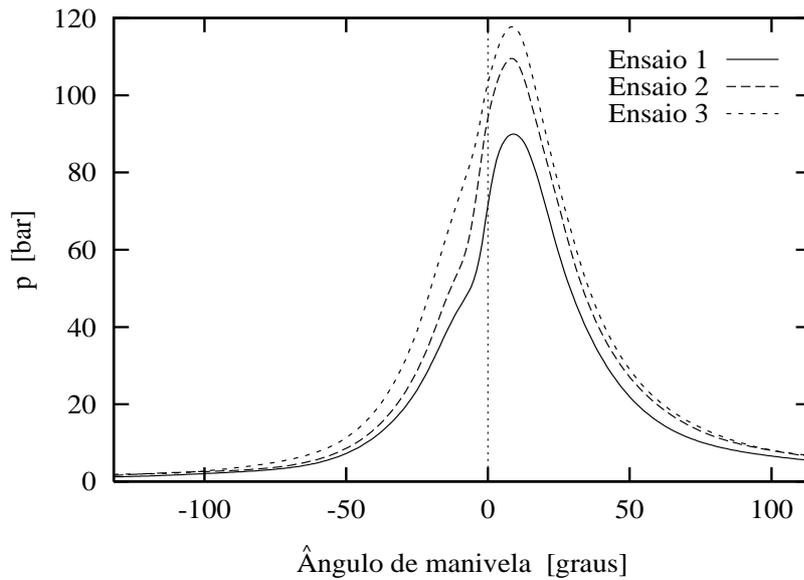
- $n, m, l, k$  – número de átomos de  $C, H, O$  e  $N$  na molécula de combustível;  
 $x_1, \dots, x_{12}$  – frações molares dos componentes dos produtos da combustão;  
 $x_{13}$  – mols de combustível, necessários para produzir um mol de produtos;  
 $\alpha, \beta, \gamma, \delta$  – número de mols de  $N_2, CO_2, H_2O$  e  $Ar$ , no ar por mol de  $O_2$ .

## 5. APLICAÇÃO AO CASO DO MOTOR KAMAZ

O modelo descrito foi utilizado para analisar o processo de combustão de um motor diesel monocilíndrico de injeção direta equipado com um dos cabeçotes individuais do motor KAMAZ. O motor foi ensaiado em diferentes condições de operação, mantendo-se em cada caso o ângulo ótimo de avanço da injeção. Os diagramas de pressão no cilindro foram obtidos com o auxílio de um transdutor de pressão pneumático tipo e um sistema de registro gráfico. A Tabela 1 mostra os dados utilizados na modelagem.



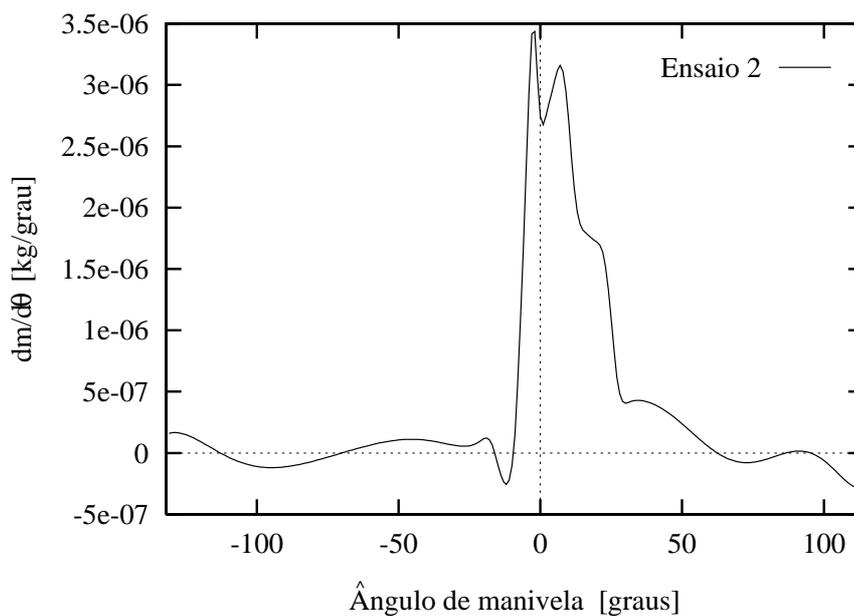
**Figura 2:** Diagrama de pressão obtido experimentalmente.



**Figura 3:** As curvas de pressão ajustadas.

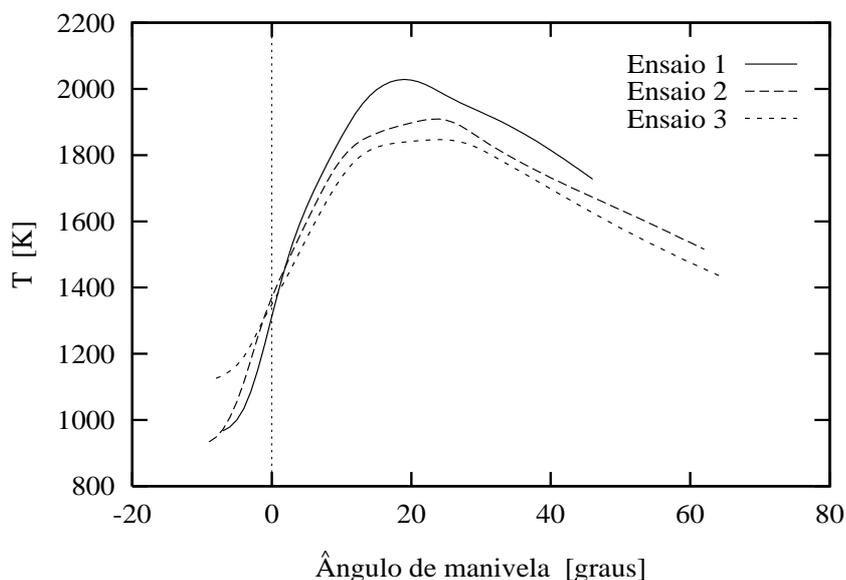
A Figura 2 mostra um exemplo do gráfico obtido em cada ensaio, onde aparecem as curvas de pressão com e sem combustão. Para se obter a curva de pressão sem combustão, o fornecimento de combustível ao motor era interrompido e o dinamômetro (de corrente contínua) passava a funcionar em regime de motor, mantendo a frequência de rotação. Observa-se que na região do pico de pressão os dados são bastante dispersos. Assim, para se obter uma curva representativa da pressão no cilindro, foi traçada uma linha passando no meio do campo ocupado pelos pontos registrados (mostrada com traço contínuo na Figura 2) e esta curva foi ajustada com polinômios obtidos pelo método de mínimos quadrados. Na Figura 3 são mostradas as curvas de pressão ajustadas, para os três casos analisados.

A Figura 4 mostra a taxa aparente de queima de combustível para o Ensaio 2. É

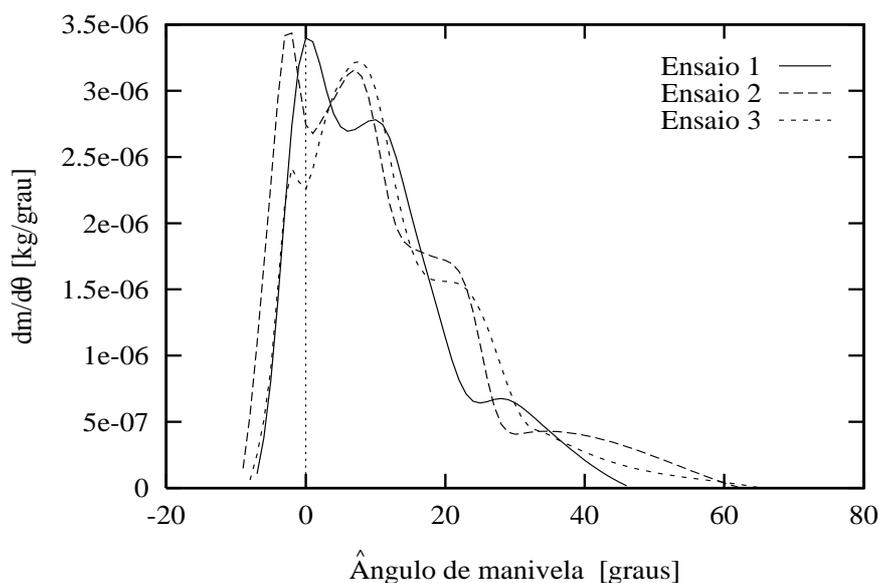


**Figura 4:** A taxa de queima de combustível — Ensaio 2.

de se esperar que antes do início da combustão, a taxa de queima de combustível seja nula. No entanto, na Figura 4 observa-se que este parâmetro apenas oscila em torno de zero. Isto pode ser atribuído aos erros induzidos pela forma como foi obtida a curva média de pressão, incluindo-se aqui o fato de ter-se admitido que esta curva segue um formato polinomial. Além disso, os erros de medição da pressão, as imprecisões do modelo de transferência de calor e eventuais vazamentos de gases do cilindro, devem também influenciar este resultado. Quando se inicia a injeção de combustível (-18 graus do ângulo de manivela), observa-se que a curva da taxa de queima de combustível se torna negativa. Isto é resultado da evaporação do combustível injetado durante o período de atraso da ignição e também da presença de reações endotérmicas anteriores ao surgimento dos focos de combustão. Estes fenômenos levam a uma diminuição da temperatura dos gases no cilindro, o que é interpretado como uma liberação negativa de energia. No intervalo em



**Figura 5:** A temperatura dos gases durante a combustão.



**Figura 6:** A taxa de queima de combustível — Ensaios 1, 2 e 3.

que ocorre o processo de combustão (entre -9 e 62 graus do ângulo de manivela), podem ser claramente distinguidas as fases pré-misturada e difusiva da combustão. A primeira destas fases corresponde ao primeiro máximo da curva e dura (neste caso) até o instante que o pistão atinge o ponto morto superior. A partir desse momento se inicia a fase difusiva, na qual ocorre a maior parte da combustão. As oscilações em torno do valor zero e os valores negativos observados após o final da combustão ocorrem pelos mesmos motivos que causam essas incoerências antes da combustão.

As Figuras 5 e 6 mostram respectivamente a temperatura e a taxa de queima de combustível para os três casos. A curva da taxa de queima de combustível foi integrada no domínio onde ela exibe valores positivos, verificando-se que a massa de combustível queimado neste intervalo corresponde a 95.0, 98.6 e 98.6%, respectivamente, da massa de combustível injetada por ciclo.

## 6. CONCLUSÕES

Uma metodologia para o cálculo da taxa de liberação de calor durante a combustão foi apresentada. A metodologia está baseada no modelo de uma zona de combustão e requer que a curva de evolução da pressão seja determinada a partir de ensaios experimentais. O modelo foi aplicado para analisar o processo de combustão do motor diesel KAMAZ. Nas partes do ciclo anterior e posterior ao processo de combustão as curvas de liberação de calor, obtidas seguindo esta metodologia, apresentam pequenas distorções em relação ao formato esperado. Isto ocorre em virtude do modelo de transferência de calor adotado e do ajuste polinomial dos dados de pressão. Entretanto, a quantidade de combustível injetado por ciclo é prescrita com boa precisão. Isto evidencia a coerência física do modelo.

## 7. 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. and Nishiwaki K., 1987, "Internal Combustion Engine Heat Transfer". Progress in Energy and Combustion Science, 13:1-46.
- Desantes J. M., Lapuerta M., and Tinaut F., 1989, "Combustion Dans les Moteur Diesel Rapides a Injection Directe: Modele Base Sur l'Interaction entre le Jet et le Mouvement de l'Air Dans le Cylindre". Entropie, (148):51-61.
- Heywood J. B., 1980, "Engine Combustion Modeling — an Overview". In Mattavi J. S. and Amann C. A., editors, Combustion Modelling in Reciprocating Engines, pages 1-38, New York NY. Plenum Press.
- Olikara C. and Borman G. L.. 1975, "A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with some Applications to I. C. Engines". SAE paper, (750468).
- Oppenheim A. K., Barton J. E., Kuhl A. L., Johnson W. P., 1997, "Refinement of Heat Release Analysis". SAE paper, (970538).
- Woschni G., 1967, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. SAE Transactions, (670931):3065-3082.