

3

Método de Modelagem e Procedimento de Cálculo

O presente trabalho se utiliza do método de modelagem zero dimensional para uma zona. Este modelo foi escolhido por oferecer o melhor custo benefício na geração dos dados. Nele se consegue obter um resultado satisfatório em um curto intervalo de tempo. Enfatiza-se que para este método não há necessidade de alto investimento computacional, em softwares por exemplo. Os resultados foram gerados em Excel, onde que para tal realização, algumas premissas foram adotadas.

A análise termodinâmica do processo de combustão através do modelo escolhido é muito útil. Isto se deve ao método simples para determinar o calor liberado e o trabalho útil gerado. Neste sentido, como já discutido anteriormente, a câmara de combustão pode ser considerada como um volume de controle, onde que a partir de algumas hipóteses podem-se gerar sistemas de controle para estudos específicos. Cita-se, por exemplo, a avaliação da fase aberta (admissão, compressão, combustão, expansão e exaustão) e fechada do ciclo (compressão, combustão e expansão). No presente trabalho será avaliada a fase fechada, composta pela compressão (após o fechamento da válvula(s) de admissão), combustão e expansão (até o instante de abertura da válvula(s) de escape). A definição correta do volume de controle e suas fronteiras são fundamentais para a avaliação da liberação de calor a partir de uma dada hipótese assumida (ver Figura 4).

A partir do volume de controle adotado, considerando o fluido de trabalho (ar, etanol e óleo Diesel) como um gás ideal, um conjunto de propriedades termodinâmicas é definido para um determinado estado. De fato o que ocorre é um processo de não equilíbrio no interior do cilindro, no entanto, esta teoria vai além do escopo do presente trabalho.

Em motor do ciclo Diesel, a distribuição de pressão no interior da câmara é espacialmente uniforme para um dado ângulo do virabrequim. Este fato é justificado pela combustão neste tipo motor ser tipicamente como ondas em

deflagração, onde o gradiente de pressão é considerado desprezível. Este critério é imprescindível para o cálculo do trabalho útil realizado que atravessa a fronteira do sistema (Krishnan, 2001).

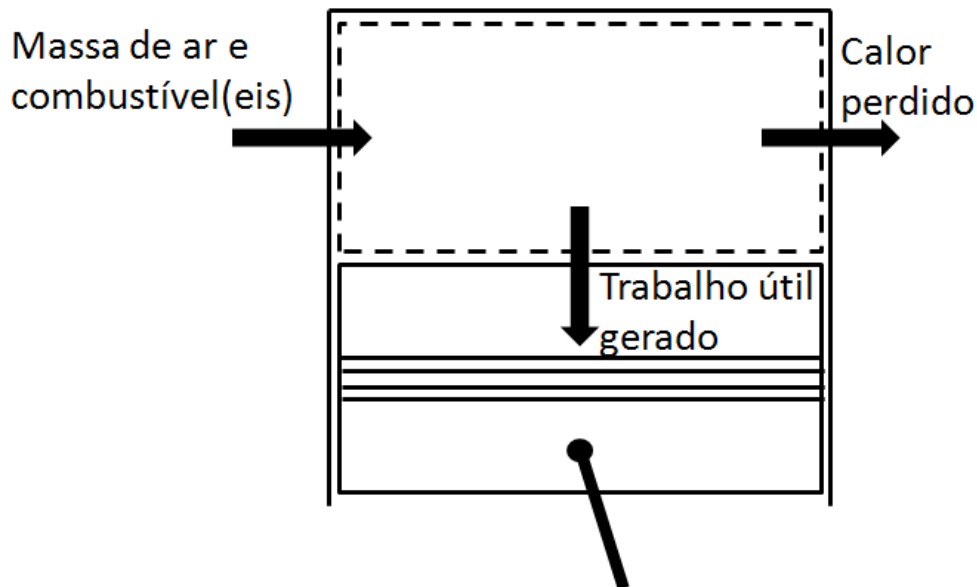


Figura 4: Volume de controle considerando válvulas fechadas

Massa (1992) destaca alguns fatores que geram dificuldades na modelagem, como:

- O processo de aquecimento e vaporização do combustível ao ser injetado;
- A não uniformidade da mistura de ar / combustível e gases residuais;
- Temperatura baixa nas folgas do cilindro (entre os anéis, pistão e cilindro).

Ao se adotar a Primeira Lei da Termodinâmica para Volume de Controle, admitindo o fluido de trabalho como gás ideal para um motor de ignição por compressão, Heywood (1988) cita:

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \dot{m}_f h_f = \frac{dU}{dt} \quad (6)$$

Na partir da equação acima, tem-se que:

- $\frac{dQ}{dt}$: refere-se à diferença entre a taxa de calor liberado pela combustão e a taxa de calor perdido para as paredes do cilindro ($dQ_{ch}/dt - dQ_{ht}/dt$);
- $p \frac{dV}{dt}$: potência realizada, ou seja, a taxa de trabalho;
- $\dot{m}_f h_f$: taxa de entalpia associada à injeção de combustível;
- $\frac{dU}{dt}$: refere-se à taxa de energia interna.

Admitindo que a entalpia h_f seja próxima de zero, a equação acima é modificada para:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \frac{dU}{dt} \quad (7)$$

O primeiro termo é denominado como taxa de calor aparente. Assumindo então gás ideal, tem-se que:

$$pV = mRT \quad (8)$$

$$\frac{dU}{dt} = mc_v \frac{dT}{dt} \quad (9)$$

A partir da diferenciação da equação (8), adotando a massa e a constante R como sendo constantes, obtém-se a expressão:

$$pdV + Vdp = mRdT \quad (10)$$

E dividindo a equação (10) pela equação (8) e isolando o termo “dT” tem-se:

$$dT = T \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} \right) \quad (11)$$

Pela equação (10), adotando $m=pV/RT$, substitui-se nas equações (9) e (11) chegando a seguinte expressão:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{pV}{RT} c_v \left(\frac{dP}{p} + \frac{dV}{V} \right) \frac{T}{dt} \quad (12)$$

Tendo $c_v = R / (\gamma - 1)$, substitui-se na equação (12), para aplicação posterior na equação 7, encontrando a expressão de Heywood (1988).

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{dt} \quad (13)$$

A equação 13 será utilizada para calcular a taxa de calor liberado no modo Diesel e no modo Diesel / Etanol. São hipóteses adicionais para aplicação dessa equação no modo bicomcombustível:

- Mistura homogênea dos gases no interior da câmara;
- Sabendo que γ varia com a temperatura, admite-se para cálculo a expressão conforme segue:

$$\gamma = \left(1 - \frac{R}{C_p} \right)^{-1} \quad (14)$$

De acordo com Crowell (1989), o valor de C_p/R pode ser calculado como:

$$\frac{C_p}{R} = A_0 + A_1 T_i + A_2 T_i^2 + A_3 T_i^3 + A_4 T_i^4, \quad (15)$$

onde tem-se que:

- $C_p(J/kgK)$: calor específico do gás a pressão constante;
- A_0 : 3,04473;
- A_1 : $1,33805 \times 10^{-3}$;
- A_2 : $-4,88256 \times 10^{-7}$;
- A_3 : $8,55475 \times 10^{-11}$;
- A_4 : $-5,70132 \times 10^{-15}$.

3.1. Temperatura no Interior do Cilindro

Conforme descrito anteriormente, este trabalho avalia a fase fechada do ciclo do motor. A partir deste método assumindo gás ideal nesta fase do ciclo, parte-se da premissa, massa constante (não há fluxo de massa).

No início da compressão, instante de fechamento da válvula de admissão, se adotou a temperatura no interior da câmara de combustão como sendo a mesma temperatura do coletor de admissão. Salienta-se que no presente trabalho, apesar de haver etanol no processo de compressão, o ar foi adotado como único gás para simplificação de modelagem.

Deste modo, a temperatura na câmara para fase do ciclo fechado foi considerada através da formulação indicada abaixo.

$$T(\theta) = \frac{P(\theta)V(\theta)T_{ca}}{P_{ca}V} \quad (16)$$

Os termos da expressão acima dizem respeito a:

- T : temperatura em uma determinada posição do ângulo do virabrequim: [K].
- P e V : pressão e o volume, respectivamente, em determinado ângulo do eixo de manivelas: [Pa] e [m³].
- T_{ca} e P_{ca} : temperatura e pressão no coletor de admissão, respectivamente: [K] e [Pa].
- V : volume no instante de fechamento da válvula de admissão: [m³].

3.2. Transferência de Calor pelas Paredes do Cilindro

Para este procedimento, o presente trabalho se utilizará da Lei de Resfriamento de Newton, onde é necessário o cálculo do coeficiente de transferência de calor convectivo (h), como também, a temperatura média da parede (T). Neste trabalho foram adotadas as trocas de calor por convecção e radiação. Heywood (1988) cita que a perda de calor pelas paredes do cilindro em motores do ciclo Diesel contribui em cerca de 20 a 35% da perda de calor total.

$$\frac{dQ_{convecção}}{dt} = h(\theta)A(\theta)(T(\theta) - T_w) \quad , \quad (17)$$

$$\frac{dQ_{radiação}}{dt} = \beta \sigma A(\theta)(T(\theta)^4 - T_w^4) \quad , \quad (18)$$

onde tem-se que:

- $h(\theta)$: coeficiente global de troca de calor: [W/m²K].
- $A(\theta)$: área do cilindro de troca de calor: [m²].
- $T(\theta)$: temperatura no interior do cilindro: [K].
- T_w : média da parede do cilindro; e esta temperatura será adotada como sendo 100 °C, conforme mencionado por Melo (2007), após diversos ensaios em um motor operando com etanol hidratado; constatou temperaturas variando entre 95 e 109 °C: [K].

- β : emissividade: Stone (1999) sugere utilizar para motores Diesel o valor de 0,576;
- σ : constante de Stefan-Boltzmann, $5,6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$.

A soma das equações (17) e (18) representam a taxa de variação de calor, que referenciado para este trabalho será energia perdida pelas paredes do cilindro.

Heywood (1988) destaca que a relação da variação do ângulo do virabrequim (graus) com o tempo (segundos) é por:

$$\Delta t = \frac{\Delta \theta}{6N} \quad (19)$$

N é a rotação em minutos. Adequando a equação (19) com a soma das equações (17) e (18) tem-se:

$$\frac{dQ_{parede}}{d\theta} = \frac{h(\theta)A(\theta)(T(\theta) - T_w)}{6N} + \frac{\beta\sigma A(\theta)(T(\theta)^4 - T_w^4)}{6N} \quad (20)$$

A equação acima representa o calor instantâneo perdido pelas paredes do cilindro. Para o cálculo do coeficiente global de troca de calor, h ($\text{W/m}^2\text{K}$), foi calculado pelo modelo proposto por Woschni (1967).

$$h(\text{W} / \text{m}^2 \text{K}) = 3,26 B^{-0,2} (m) p(\text{kPa})^{0,8} T(\text{K})^{-0,55} v_g^{0,8} (m / s) , \quad (21)$$

Este modelo é próprio para motores Diesel de injeção direta, onde a velocidade do gás e a velocidade do pistão são consideradas, como:

$$v_g (m / s) = 2,28 v_p (m / s) + 0,00324 (p - p_0) V_d \frac{T_{ca}}{p_{ca} V} , \quad (22)$$

$$v_p(m/s) = \frac{2LN}{60}, \quad (23)$$

onde os termos acima são destacados por:

- p_0 : pressão do motor, sem a ocorrência da combustão;
- p : pressão do motor, com a ocorrência da combustão;
- v_p : velocidade do pistão;
- v_g : velocidade dos gases no interior do cilindro;
- T_{ca} : temperatura do coletor de admissão, no momento de fechamento da válvula;
- p_{ca} : pressão do coletor de admissão, no momento de fechamento da válvula;
- V_d : volume de gás deslocado;
- V : volume do gás no momento de fechamento da válvula.

3.3. Pressão sem Combustão

Para o cálculo da pressão do motor sem a ocorrência da combustão se admitiu o ciclo do motor como processo politrópico. Este processo é utilizado para compressão e expansão de gases ideais.

$$pV^n = C \quad (24)$$

Deste modo, dois pontos foram assumidos. Um deles foi para o início da compressão (fechamento da válvula de admissão), e outro ponto foi para o *PMS* (ponto morto superior), ou seja, ângulo do virabrequim a 0° , ou também, 360° . Heywood (1988) destaca que o coeficiente politrópico n para a combustão em motores de ignição por compressão é de 1,35 (adotado neste trabalho). A partir do critério adotado, tem-se uma pressão sem ocorrência da combustão, como:

$$p_0 = \left(\frac{p_{ca} V}{V_{pms}} \right)^n, \quad (25)$$

onde:

- p_0 : é a pressão do motor, sem a ocorrência da combustão;
- p_{ca} : pressão do coletor de admissão, no momento de fechamento da válvula (início da compressão);
- V : volume do gás, no momento de fechamento da válvula;
- V_{pms} : volume do gás, com o pistão no *PMS*.

3.4. Procedimento de Cálculo

Neste tópico será discutido o procedimento adotado para geração dos resultados.

Como mencionado anteriormente, as condições de análise foram feitas com 1800 rpm. O motor foi operado no modo original (Diesel puro) e no modo bicom bustível Diesel / etanol (70 e 93° INPM). O teste foi feito para plena carga, como também, 10, 25, 50 e 75% desta. Em cada condição de carga foi aplicada uma substituição gradual de óleo Diesel por etanol conseguindo em média cinco pontos (taxas de substituição) por carga. O fator limitante foi a operação anormal do motor (detonação) em altas cargas e falha da combustão (*misfire*) em baixas cargas. Este fenômeno se caracteriza pela audição do som característico de mau funcionamento e a oscilação da curva de pressão visualizada pelo software INDICOM.

A obtenção da máxima taxa de substituição foi possível através de um controlador eletrônico de pulso elétrico de injeção de etanol. Neste equipamento à medida que se aumentava a vazão de álcool através do controlador eletrônico, o atuador eletrônico do dinamômetro ajusta o débito de óleo Diesel, a fim de manter o par torque por rotação constante. O par se manteve constante, pois com a injeção de etanol pelo coletor de admissão, o motor tem tendência de aumentar a rotação e torque devido à maior energia disponível para combustão. Assim, o

dinamômetro entende a variação atuante no sistema, e retrai a haste, isto é, reduz a vazão de Óleo Diesel.

A partir deste procedimento foi possível obter a curva de pressão por ângulo do virabrequim no interior da câmara de combustão em cada condição de operação.

3.4.1. Tratamento dos Dados

Em cada taxa de substituição foi determinada a curva de pressão no interior do cilindro. O software INDICOM capturou 100 ciclos (curvas) para cada caso (taxa de substituição). A seleção da curva ótima foi feita da seguinte maneira:

- Para cada curva, o software fornece a pressão máxima obtida na combustão. Assim, pelo resultado da média aritmética dessas 100 pressões máximas, opta-se pelo valor de pressão máxima mais próxima deste resultado, representando então, a curva mais adequada para estudo;
- A partir da seleção da curva, se inicia a análise de taxa de liberação de calor pelo modelo zero dimensional proposto acima (equação 13). Para tal procedimento há necessidade da execução das seguintes atividades;
- Por fim, os dados foram avaliados através do coeficiente de variação (CoV) da pressão máxima obtida para cada 100 ciclos. Uma variação acima de 10% indicaria que os pontos estão instáveis, conforme Heywood (1988).

Primeira Atividade (ajuste das pressões no cilindro para pressão absoluta)

Ajustam-se as pressões da curva selecionada. Esta adequação será referenciada para a pressão absoluta no interior do cilindro. Isto é devido à modelagem termodinâmica, onde a pressão absoluta é considerada. Assim, o ajuste é elaborado pela diferença entre a pressão medida pelo transdutor piezoelétrico no cilindro 4 (no instante de fechamento da válvula de admissão) e a

pressão média no coletor de admissão (pressão absoluta) em cada ângulo do virabrequim.

Optou-se pelo instante de fechamento da válvula de admissão, pois neste momento do ciclo o pistão encontra-se praticamente sem movimento.

Segunda Atividade (suavização dos pontos de pressão)

Visto a grande oscilação de pressão no decorrer do ciclo, medida pelo transdutor de pressão, houve a necessidade da suavização dos pontos, com o objetivo de gerar a curva da taxa de liberação de calor. Esta atividade é fundamental para o cumprimento do objetivo.

Taylor (2004) em seu relatório observou que em altas frequências de amostragem deve-se ter maior atenção para geração dos dados de filtragem. A adequação que Taylor (2004) explicita é a suavização com a média aritmética dos pontos vizinhos para nivelamento dos dados de acordo com a necessidade do estudo. Esta suavização consiste do método como um filtro de média móvel. Isto significa que a suavização dos dados se dá pela substituição de cada ponto pela média dos pontos vizinhos definidos de acordo com a necessidade. Krishnan (2001) em seu trabalho utilizou o mesmo método e justificou sua importância, visto a necessidade de eliminação de variação de pressão de ciclo a ciclo do motor, para posterior realização dos cálculos como: pressão média efetiva, taxa de liberação de calor, temperatura no interior do cilindro, entre outros parâmetros.

No presente trabalho, o método escolhido para suavização da variação da pressão no interior do cilindro foi o *Smooth Spline*, que faz parte do pacote de ferramentas do Matlab. Este método em comparação com o citado anteriormente apresentou uma suavização mais adequada e mais próxima das curvas obtidas nos ensaios experimentais.

Terceira Atividade (derivar equação 13)

E por fim, o intuito desta atividade é a derivar a equação 13, modelo zero dimensional proposto. O método escolhido para derivação foi o polinômio de Taylor para diferença finita centrada de primeira ordem.

Através dos dados obtidos experimentalmente, tem-se os valores da pressão em função do ângulo do virabrequim, como também, o volume da câmara para um determinado ponto.

Assumindo estes conhecidos, define-se então um intervalo h , para posterior utilização no polinômio, expresso conforme abaixo.

$$h = x_i - x_{i-1} = x_{i+1} - x_i \quad (26)$$

No presente trabalho não será realizada a demonstração para obtenção da formulação. Segue abaixo o polinômio em questão utilizado no presente trabalho.

$$f'(x_i) = \frac{f(x_{i+1}) - f(x_{i-1}))}{2h} - \frac{h^2}{6} f'''(\xi) \quad (27)$$

O termo relativo ao erro, $\frac{h^2}{6} f'''(\xi)$ foi desprezado. Com isso a formulação final é descrita conforme segue.

$$f'(x_i) = \frac{f(x_{i+1}) - f(x_{i-1}))}{2h} , \quad (28)$$

onde foi adotado para o estado:

- $f(x_i + 1) \rightarrow p(x_i + 1)$;
- $f(x_i - 1) \rightarrow p(x_i - 1)$;
- $h \rightarrow \theta(x_{i+1}) - \theta(x_i)$.

O termo relativo à p é a pressão em um determinado ângulo do virabrequim (θ).