

### 3. ANÁLISE TEÓRICA

O presente trabalho se propõe a comparar o comportamento de um motor flexível instalado em banco de provas, funcionando com etanol anidro e etanol hidratado em diferentes condições de operação. Para que esse comportamento seja estudado em detalhes faz-se necessário o uso da teoria envolvendo os motores de combustão interna do ciclo Otto, permitindo cálculo dos principais parâmetros geométricos, de desempenho, emissões e combustão.

#### 3.1. PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DO MOTOR

Uma maneira de se equacionar os movimentos de um motor de combustão interna é estabelecer relações entre as dimensões geométricas de seus componentes, tais como diâmetro e curso do pistão e taxa de compressão. A Figura 3.1 apresenta os parâmetros necessários para esse desenvolvimento matemático através de uma ilustração simplificada do conjunto pistão-biela-manivela, onde  $D$  é o diâmetro do cilindro,  $L$  o comprimento da biela,  $R$  o raio da manivela. A variável  $s(\theta)$  representa a distância entre o pino do pistão e o centro do eixo de manivelas, sendo calculada em função de  $\theta$ , que representa o ângulo do eixo de manivelas, considerando este em movimento no sentido horário em relação a um eixo imaginário normal ao plano da folha. O ângulo  $\theta$  vale  $0^\circ$  no ponto motor superior (*PMS*) e  $180^\circ$  no ponto morto inferior (*PMI*), sendo o curso do pistão,  $C$ , a distância entre o *PMS* e o *PMI*.

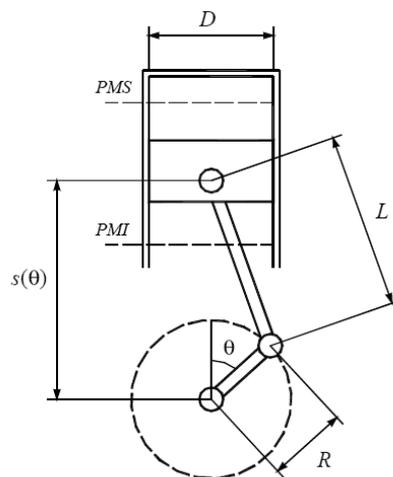


Figura 3.1 – Parâmetros geométricos do motor.

Outras dimensões geométricas do motor podem ser definidas a partir dos parâmetros básicos apresentados anteriormente:

Curso do pistão:

$$C = 2R \quad (3.1)$$

Área transversal do cilindro:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (3.2)$$

Volume deslocado pelo pistão:

$$V_d = \frac{V_t}{n}, \quad (3.3)$$

onde,

$V_t$  - cilindrada total;

$n$  - número de cilindros.

Taxa de compressão:

$$r = \frac{V_d + V_c}{V_c}, \quad (3.4)$$

onde,

$V_c$  - volume da câmara de combustão.

Volume da câmara de combustão ou volume morto:

$$V_c = \frac{V_d}{(r-1)} \quad (3.5)$$

Considerando a câmara de combustão com formato cilíndrico, pode-se determinar a área lateral de troca de calor da câmara de combustão,  $A_c$ :

$$A_c = \pi D \frac{2R}{(r-1)} \quad (3.6)$$

Área lateral do cilindro:

$$A_{cil} = \pi DC \quad (3.7)$$

Dessa forma, a área superficial total do cilindro,  $A_L$ , pode ser definida pela soma da área lateral do cilindro,  $A_{cil}$ , com a área lateral da câmara de combustão,  $A_c$ , e com duas vezes a área transversal do cilindro,  $A$ :

$$A_L = A_{cil} + A_c + 2A \quad (3.8)$$

$$A_L = \pi DC + 4V_c + 2A$$

Utilizando relações trigonométricas torna-se possível calcular a posição relativa do pistão em função do tempo (ou do ângulo do eixo de manivelas) ao longo do seu curso no cilindro,  $s(\theta)$ . A partir da posição relativa do pistão, determina-se a área superficial de troca de calor instantânea  $A(\theta)$  e o volume instantâneo  $V(\theta)$  (HEYWOOD, 1988). Esses resultados são fundamentais para o cálculo termodinâmicos que permitem uma análise mais detalhada do desempenho e do processo de combustão no motor.

$$s(\theta) = R \cos \theta + \sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta} \quad (3.9)$$

$$A(\theta) = \pi D \left[ \frac{D}{2} + L + R - s(\theta) + \frac{2R}{(r-1)} \right] \quad (3.10)$$

$$V(\theta) = \frac{\pi D^2}{4} \left[ L + R - s(\theta) + \frac{2R}{(r-1)} \right] \quad (3.11)$$

### 3.2. PARÂMETROS DE DESEMPENHO

Os parâmetros de desempenho clássicos obtidos em ensaios de motores de combustão interna em bancos de prova são a potência, o torque, o consumo de combustível e as emissões de poluentes. Em geral, o torque é medido através de um dinamômetro de bancada, cujo eixo é instalado acoplado ao eixo do motor (HEYWOOD, 1988). O valor do torque  $T$  é obtido pelo produto da distância fixa  $b$  entre o centro do eixo do motor e a célula de carga do dinamômetro com a força  $F$  exercida por uma alavanca sobre a célula de carga.

$$T = Fb \quad (3.12)$$

A partir do valor do torque, pode-se determinar a potência:

$$P = 2\pi NT, \quad (3.13)$$

onde,

$N$  – rotação do motor.

Com a potência, calcula-se o trabalho por ciclo  $W_{por\ ciclo}$ :

$$W_{por\ ciclo} = \frac{Pn_R}{N}, \quad (3.14)$$

onde,

$n_R$  – é o número de revoluções do eixo de manivelas para cada ciclo por cilindro (um para os motores dois tempos e dois para os motores quatro tempos).

Dividindo-se o  $W_{por\ ciclo}$  pelo volume deslocado em um ciclo  $V_d$ , obtém-se a pressão média efetiva, que é a pressão hipotética constante que seria necessária no interior do cilindro, durante o curso de expansão, para desenvolver uma potência igual à potência no eixo.

$$PME = \frac{Pn_R}{V_d N} \quad (3.15)$$

Em testes de motores, o consumo é medido como um fluxo de massa por unidade de tempo. Sendo assim, pode-se definir o consumo específico de combustível  $CEC$ , que mede quão eficientemente o motor está utilizando a energia fornecida pelo combustível para produzir trabalho.

$$CEC = \frac{\dot{m}_{comb}}{P}, \quad (3.16)$$

onde,

$\dot{m}_{comb}$  - vazão mássica de combustível.

Uma maneira de quantificar o aproveitamento da energia química do combustível pelo motor de forma adimensional, podendo-se dessa forma comparar diferentes pontos de operação em diferentes motores ocorre através do cálculo do rendimento térmico  $\eta_T$ .

$$\eta_T = \frac{P}{\dot{m}_{comb} PCI}, \quad (3.17)$$

onde,

$PCI$  – poder calorífico inferior do combustível.

As vazões mássicas de combustível e de ar, em geral, são medidas em testes de motores. Dessa forma, estabelece-se a relação desses dois fluxos de massa ( $A/C$ ), conforme mostrado abaixo.

$$(A/C) = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}}, \quad (3.18)$$

onde,

$\dot{m}_{ar}$  - vazão mássica de ar.

Através da divisão da relação ar-combustível real no motor  $(A/C)_{real}$  pela relação ar-combustível estequiométrica  $(A/C)_{esteq}$ , que é a relação necessária para haver combustão completa da mistura, obtém-se o parâmetro  $\lambda$ . Tal parâmetro permite a avaliar se a mistura admitida pelo motor possui excesso de ar ( $\lambda > 1$ , mistura pobre) ou se há excesso de combustível ( $\lambda < 1$ , mistura rica).

$$\lambda = \frac{(A/C)_{real}}{(A/C)_{esteq}} \quad (3.19)$$

No presente trabalho, o parâmetro lambda foi medido e controlado por um sistema programável de injeção de combustível, conforme será mostrado no Capítulo 4. A vazão de ar para o motor foi calculada com base na medição de lambda.

Para medir a efetividade da admissão de ar de um motor considerando o escoamento desse fluido pelo sistema de alimentação, calcula-se o rendimento volumétrico  $\eta_v$ , que estabelece a relação entre a massa de ar admitida pelo motor e a massa de ar teórica para o volume deslocado  $V_d$ .

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_{ar}}{\rho_{ar} V_d N}, \quad (3.20)$$

onde,

$\rho_{ar}$  - massa específica do ar nas condições de admissão no motor.

Para obter a massa específica do ar nas condições de admissão do motor em base seca, isto é, descontando-se a umidade (vapor d'água), são necessárias as seguintes correções:

$$w = \frac{0,622 \frac{U_r}{100} P_{sat}}{P_{ar} - \left( \frac{U_r}{100} P_{sat} \right)}, \quad (3.21)$$

$$R_{ar} = \frac{R_{a,s} + R_{vapor} w}{1 + w}, \quad (3.22)$$

$$\rho_{ar} = \frac{P_{ar}}{R_{ar} (273,15 + T_{amb})}, \quad (3.23)$$

onde,

$w$  – fator de correção de  $R$ ;

$U_r$  – umidade relativa ar;

$P_{sat}$  – pressão saturação vapor d'água;

$R$  – constante de gás perfeito do ar;

$T_{amb}$  – temperatura ambiente.

Partindo-se dos resultados de medição, em volume, dos principais gases poluentes, tipicamente os hidrocarbonetos não queimados (THC), monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio ( $NO_x$ ) e dióxido de carbono ( $CO_2$ ) pode-se obter as emissões normalizadas destes poluentes dividindo-se a sua vazão mássica pela potência indicada, conhecidas como emissões específicas  $s(P)$ . Para tanto, deve-se primeiro transformar a concentração de cada poluente  $P$  de base seca  $P_s$  em base úmida  $P_u$ .

$$P_u = P_s F_1, \quad (3.24)$$

$$F_1 = 1 - 1,85 \left( \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{ar,s}} \right), \quad (3.25)$$

$$\dot{m}_{ar,s} = \frac{\dot{m}_{ar,u}}{(1 + w)}, \quad (3.26)$$

onde,

$\dot{m}_{ar,s}$  - vazão mássica de ar em base seca;

$\dot{m}_{ar,u}$  - vazão mássica de ar em base úmida.

Então, a vazão mássica de cada poluente  $\dot{m}_p$  é determinada através das equações abaixo:

$$\dot{m}_{THC} = 0,000478 THC_u \dot{m}_{escape,u} \quad (3.27)$$

$$\dot{m}_{CO} = 0,000966 CO_u \dot{m}_{escape,u} \quad (3.28)$$

$$\dot{m}_{NO_x} = 0,001587 NO_x_u \dot{m}_{escape,u} \quad (3.29)$$

A vazão total pelo escape pode ser determinada pela soma das vazões de ar e combustível na admissão do motor.

$$\dot{m}_{escape,u} = \dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_{comb} \quad (3.30)$$

onde,

$\dot{m}_{escape,u}$  - vazão mássica dos gases de escape em base úmida.

$$s(P) = \frac{\dot{m}_{poluente}}{P} \quad (3.31)$$

No entanto, no presente trabalho serão utilizadas as emissões em concentração volumétrica (%vol ou ppm), medidas diretamente em equipamento específico para esse fim, que será apresentado no Capítulo 4.

Um parâmetro que exerce forte influência nas emissões de poluentes de um motor de combustão interna do ciclo Otto é a variação de lambda. A Figura 3.2 apresenta o comportamento geral das emissões dos principais gases poluentes com a razão de equivalência (HEYWOOD, 1988), que corresponde ao inverso de lambda.

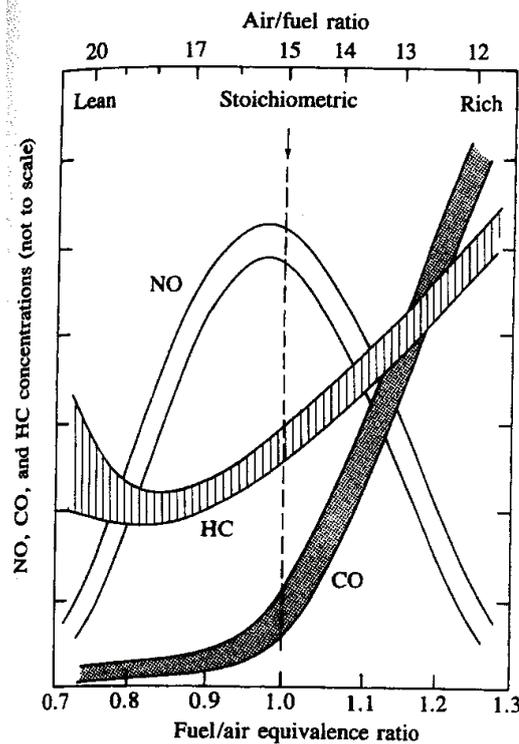


Figura 3.2 – Comportamento dos principais gases poluentes em função da razão de equivalência.

Observa-se que os valores de THC e CO tendem a crescer rapidamente a partir de valores de lambda em torno de 0,9, enquanto o NOx apresenta maior formação em torno de lambda igual a um. No entanto, o NOx é fortemente influenciado pela

temperatura da combustão, que pode ser influenciada por outros parâmetros do motor, como por exemplo o avanço de ignição (HEYWOOD, 1988).

### 3.3. PARÂMETROS DE COMBUSTÃO

A base para a obtenção dos parâmetros de combustão está na medição de pressão no cilindro do motor ao longo do ciclo de operação. A sua variação de acordo com o ângulo do eixo de manivelas está relacionada à variação do volume do cilindro, combustão, transferência de calor para as paredes do cilindro, entre outros. Os dois primeiros fatores são preponderantes sobre os demais, para os quais se pode utilizar modelos com níveis adequados de aproximação, de modo a obter-se uma formulação termodinâmica apropriada.

Primeiro, deve-se determinar a quantidade de energia fornecida pelo combustível (HEYWOOD, 1988).

$$Q_{total} = \eta_c Q_c = \eta_c m_{comb} PCI, \quad (3.32)$$

onde,

$m_{comb}$  - massa de combustível.

A eficiência da combustão  $\eta_c$  para motores a gasolina pode ser expressa em função de lambda e calculada pela Equação 3.33 (ALLA, 2002), adotando-se  $\eta_{max}$  de 90%, valor típico obtido para motores a gasolina (HEYWOOD, 1988). Esses parâmetros foram utilizados no presente trabalho para determinar a energia fornecida para o etanol anidro e o etanol hidratado.

$$\eta_c = \eta_{max} (-1,6082 + 4,6509\lambda - 2,0764\lambda^2) \quad (3.33)$$

A massa de combustível  $m_{comb}$  pode ser calculada integrando-se a Equação 3.34 entre  $0^\circ$  ( $PMS$ ) e  $180^\circ$  ( $PMI$ ).

$$\dot{m}_{comb} = \frac{dm_{comb}}{d\theta} \quad (3.34)$$

Com o objetivo de contabilizar a transferência de calor dos gases contidos no cilindro para as suas paredes, deve-se introduzir o termo de perdas convectivas  $Q_p$ , tornando possível o cálculo do calor aparente  $Q_a$ , isto é, transferido aos gases no interior do cilindro.

$$Q_{total}(\theta) = Q_a(\theta)x + f_{cor} Q_p(\theta), \quad (3.35)$$

onde,

$f_{cor}$  - fator de correção do modelo de cálculo das perdas convectivas pelas paredes do cilindro (SHUDO *et al.*, 2002).

O calor liberado em função do ângulo do eixo de manivelas ( $\theta$ ) pode ser expresso pela Equação 3.36 (SHUDO *et al.*, 2002, SANTOS JR, 2004).

$$Q_{total}(\theta) = Q_{total} x(\theta), \quad (3.36)$$

onde,

$x(\theta)$  - fração de massa de combustível queimada.

Combinando as Equações 3.35 e 3.36, obtém-se

$$x(\theta) = \frac{Q_a(\theta) + f_{cor} Q_p(\theta)}{Q_{total}(\theta)} \quad (3.37)$$

Diferenciando a Equação 3.37, chega-se a uma expressão final para o cálculo do calor aparente.

$$\frac{dQ_a}{d\theta} = Q_{total} \frac{dx}{d\theta} - f_{cor} \frac{dQ_p}{d\theta} \quad (3.38)$$

Utilizando os dados de pressão e de volume no cilindro ao longo do ciclo de operação, pode-se calcular o trabalho  $W$  entregue pelos gases ao pistão através da integral da pressão  $p$  em cada variação do volume  $dV$  ao longo dos ciclos de compressão e expansão, obtendo-se a área interna da do diagrama  $p$ - $V$  resultante.

$$W = \oint p dV \quad (3.39)$$

Segundo HEYWOOD (1988), a compressão dos gases não queimados e a expansão dos gases queimados seguintes ao fim da combustão podem ser aproximadas para um processo adiabático isentrópico, no qual a razão de calores específicos  $\gamma$  pode ser utilizada como o coeficiente politrópico ( $pV^\gamma = constante$ ).

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v}, \quad (3.40)$$

onde,

$c_p$  – calor específico a pressão constante;

$c_v$  – calor específico a volume constante.

Dessa forma, o autor propõe o cálculo do calor aparente  $Q_a$  pela Equação 3.41, considerando  $\gamma$  variando linearmente com a temperatura ao longo dos processos de compressão e expansão. No entanto, menciona que o uso de  $\gamma$  constante com valor igual a 1,3 também representa uma boa aproximação dos resultados. Sendo assim, a relação de calores específicos  $\gamma$  foi considerada constante e igual 1,3 no presente trabalho.

$$\frac{dQ_a}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (3.41)$$

A transferência de calor dos gases no interior do cilindro para as suas paredes pode ser calculada a partir da Equação 3.42 (SHUDO *et al.*, 2002):

$$f_{cor} \frac{dQ_p}{d\theta} = \frac{hA_L(T(\theta) - T_p)}{N}, \quad (3.42)$$

onde,

$h$  – coeficiente de transferência de calor por convecção;

$T(\theta)$  – temperatura dos gases no interior do cilindro em função do ângulo do eixo de manivelas;

$T_p$  – temperatura da parede do cilindro, assumida nesse trabalho como constante e igual a 100°C. Esse valor foi adotado, com base nas temperaturas medidas por Melo (2007), que variaram entre 95°C e 109°C em ensaios sob diversas condições de operação com etanol hidratado em motor flexível.

O coeficiente transferência de calor  $h$  foi calculado pela Equação 3.43 proposta por Woschni (1967).

$$h(W / m^2 K) = 3,26D(m)^{-0,2} p(kPa)^{0,8} T(K)^{-0,55} v_g(m/s)^{0,8}, \quad (3.43)$$

$$v_g = 2,28v_p + 0,00324(p - p_0)V_d \frac{T_1}{p_1V_1}, \quad (3.44)$$

$$v_p = 2CN, \quad (3.45)$$

onde,

$v_g$  – velocidade dos gases no cilindro;

$v_p$  – velocidade do pistão;

$p_0$  – pressão no interior da câmara na compressão sem a ocorrência de combustão;

$T_1$  – temperatura no ângulo de fechamento da válvula de admissão;

$p_I$  – pressão no ângulo de fechamento da válvula de admissão;

$V_I$  – volume no ângulo de fechamento da válvula de admissão.

SHUDO *et al.* (2002), verificaram a necessidade de se utilizar fatores de correção para estimar a perda de calor pelas paredes do cilindro ao longo dos tempos de compressão e expansão, quando esta é calculada pela equação proposta por WOSCHNI, (1967). Esses fatores dependem de diversos parâmetros, dentre os quais o autor destacou o combustível, o fator lambda e o avanço de ignição. As correções devem ser feitas com base em dados experimentais, de forma que no ângulo de abertura da válvula de escape durante a expansão, a Equação 3.37 seja igual a um.

Com os resultados de  $Q_{total}$ ,  $Q_a$ , e  $Q_p$ , é possível obter a curva de fração de massa queimada  $x(\theta)$  utilizando a Equação 3.37. No entanto, alguns autores propõem funções matemáticas que relacionam  $\theta$  e parâmetros adimensionais para representar a curva de fração de massa queimada. A mais utilizada dessas relações é a equação de Wiebe, representada abaixo, que pode ser utilizada para diversos combustíveis e em motores flexíveis (MELO, 2007).

$$x(\theta) = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right], \quad (3.46)$$

onde,

$\theta_i$  – ângulo de início de liberação de energia;

$\Delta\theta$  – duração da combustão (entre  $\theta = 0$  até  $\theta = 1$ ).

A Figura 3.3 ilustra os principais parâmetros visualizados na curva de fração de massa queimada

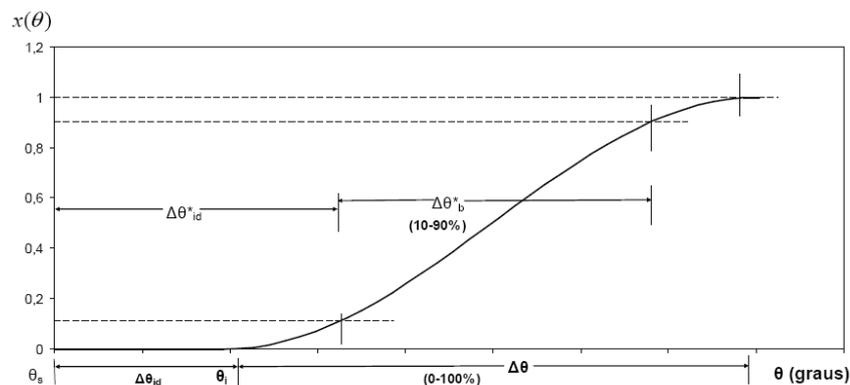


Figura 3.3 –  $x(\theta)$  com destaque para os principais ângulos de ignição.

O ângulo  $\theta$ , representa o momento de liberação da centelha, que corresponde ao ângulo de avanço da ignição.  $\Delta\theta_{id}$  é o atraso de liberação de energia, ou seja, o intervalo, em graus, entre o momento de liberação da centelha e o início efetivo da combustão.  $\Delta\theta^*_{id}$  e  $\Delta\theta^*_b$  representam o atraso e a duração da combustão, respectivamente, determinados em experimentos. Para efeitos práticos, o atraso de ignição é determinado pelo intervalo entre o ângulo do eixo de manivelas no momento de liberação da centelha e o ângulo relativo a 10% da fração de massa queimada e a duração da combustão é considerada o intervalo entre os ângulos correspondentes a 10% e 90% da fração de massa queimada. Tais considerações, apesar de arbitrárias, evitam dificuldades na determinação da forma exata da curva de fração de massa queimada no início e no fim da combustão (HEYWOOD, 1988).

A temperatura durante o ciclo de compressão e expansão pode ser calculada pela Equação 3.47 (HEYWOOD, 1988):

$$pV = m_{mist}RT, \quad (3.47)$$

onde,

$m_{mist}$  – massa total da mistura ar – combustível.

Ainda segundo o autor, pode-se utilizar o  $R$  com valor igual do ar como aproximação para obter os resultados desejados de temperatura em motores de ignição por centelha.

A taxa de liberação de calor, isto é, a quantidade de calor liberado a cada ângulo do eixo de manivelas, pode ser calculada pela soma dos calores aparente e perdidos instantâneos, conforme Equação 3.48.

$$\dot{Q} = \frac{dQ_a}{d\theta} + \frac{dQ_p}{d\theta} \quad (3.48)$$