

CAPÍTULO 2: MODELOS UNIDIMENSIONAIS DE COMBUSTÃO EM MOTORES DIESEL

José Eduardo Mautone Barros, mautone@demec.ufmg

Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG)

Escola de Engenharia

Av. Antônio Carlos, 6627, Pampulha, CEP 31270-901, Belo Horizonte, MG, Brasil.

2.1. INTRODUÇÃO

Antes de apresentar os modelos matemáticos que descrevem a combustão em motores Diesel, podemos ler a transcrição da palestra do engenheiro inglês de motores, Sir Harry R. Ricardo, sobre o mesmo assunto, proferida na década de 1920 (segundo Turns, 2000).

“... Eu vou tomar um caminho pouco convencional numa palestra técnica, pedindo que vocês me acompanhem, imaginando-se dentro de um cilindro de um motor Diesel. Estamos sentados confortavelmente no topo do pistão no final do curso de compressão. Nós estamos na completa escuridão, a atmosfera é opressiva, a temperatura mórbida, acima dos 500 °C, um calor vermelho, escaldante. A densidade do ar é tamanha que o volume de ar de uma sala de estar pesaria uma tonelada. Ela também é muito agitada, tão agitada que na realidade nós poderíamos ser arrancados dos nossos acentos e varridos como folhas de outono num vendaval. De repente, sobre nossas cabeças uma válvula se abre e uma chuva torrencial de combustível começa a descer. Eu a chamo de chuva, mas a velocidade das gotas se aproxima mais de balas de fuzis que das gotas de chuva. Por um instante nada acontece, a chuva continua a cair, a escuridão continua intensa. Então, subitamente, à nossa direita, uma brilhante bola de luz aparece movendo continuamente e propositalmente, num instante ela é seguida por uma miríade de outras em torno de nós, algumas grandes, outras pequenas, até que por todo o lado, o espaço é cheio com um festival de luzes dançantes. De tempos em tempos as luzes pequenas piscam e se apagam, enquanto que as maiores desenvolvem caudas pontudas como as dos cometas. Ocasionalmente, elas batem nas paredes, mas por serem envoltas por um chama gasosa, elas simplesmente resvalam como gotas de água caindo em uma chapa quente. Logo acima a escuridão permanece, a chuva continua e o calor torna-se intenso e agora nós podemos notar uma mudança tomando lugar. Muitas das luzes pequenas a nossa volta desapareceram, mas novas estão começando a aparecer, mais acima, formando correntes definidas arremessadas rapidamente para baixo e para longe dos bocais do injetor. Olhando em volta novamente, nós vemos que as luzes ao redor estão se tornando mais amarelas, elas não tem mais um direção definida, mas, apesar de estarem vagando esgotadas, aqui e ali elas se agrupam, como uma densa nebulosa e queimam agora como chamas sinuosas e fumacentas, como que sufocadas pela falta de oxigênio. Agora somos atraídos por um brilho acima, e olhando nós vemos que a chuva fria que uma vez caía através da escuridão profunda, deu lugar a uma cascata de fogo, como o jato de um foguete. Por um instante isto continua e então cessa abruptamente assim que a válvula de combustível fecha. Acima e em volta de nós estão ainda algumas bolas de fogo errantes, agora com grandes caudas de centelhas e fumaça, vagando sem destino na busca das últimas nesgas de oxigênio que as possam finalmente consumir e deixar que suas almas descansem em paz. Se assim for, tudo bem: senão, algum frio engenheiro lá fora irá meramente resmungar que a exaustão está suja e ajustará o fechamento da válvula de combustível um infinitésimo mais cedo. Assim termina a cena, ou pelo menos a minha concepção dela. Agora eu irei perguntar se vocês perceberam que levei aproximadamente cinco minutos para descrever o que aconteceu em menos de dois milésimos de segundo.” - Sir Harry R. Ricardo.

A descrição acima mostra o perfeito entendimento conceitual da combustão Diesel, que deve ser o primeiro objetivo de quem se propuser a simular este tipo de motor.

2.2. PARÂMETROS DE DESEMPENHO

A seguir são apresentados alguns parâmetros de desempenho do motor Diesel, referentes a um ciclo do motor. A maior parte destes índices pode ser avaliada através dos resultados de simulações de combustão. Eles permitem determinar a qualidade da simulação quando comparados com dados experimentais tratados. Todos são valores macroscópicos do ciclo do motor, ou seja, são médias dos valores instantâneos das propriedades dentro do cilindro variando com o ângulo do virabrequim.

- Velocidade média de rotação (rpm)
- Massa ar admissão ideal (kg) - É a massa máxima que poderia ser admitida no cilindro (massa específica do ar ambiente vezes volume deslocado V_d).
- Massa ar admitida no motor, durante um ciclo (kg)
- Massa ar retida no cilindro, no final do ciclo (kg)
- Vazão mássica média pelo cilindro (kg/h)
- Vazão mássica ideal pela admissão (kg/h)
- Vazão mássica média pela admissão (kg/h)
- Vazão mássica média pela exaustão (kg/h)
- Vazão mássica média pelo “blow-by” (kg/h)
- Eficiência volumétrica (%) - Definida como a massa de ar admitida no motor pela massa de ar na admissão ideal.
- Eficiência de retenção (η_{ex} - “*Trapping efficiency*” em %) - Definida como a massa de ar retida no cilindro pela massa de ar admitida no cilindro. Esta é uma das várias definições existentes para medir a eficiência de exaustão de um motor (Ferguson, 1986). Em geral, elas são aplicáveis a motores dois tempos, mas são válidas também para motores quatro tempos. A indefinição desta eficiência é devida a sua difícil avaliação experimental.
- Razão estequiométrica ar/combustível, em massa
- Razão ar/combustível aparente, em massa - É a razão entre a massa total de gás admitida e massa total de combustível injetada.
- Razão ar/combustível total, em massa - É uma medida relativa ao oxigênio realmente disponível após a admissão, considerando a diluição pelos gases residuais no cilindro devido a EGR (“*Exhaust Gas Recirculation*”).
- Fator lambda total - É o inverso da razão de equivalência avaliada no final da injeção.
- Número de subinjeções de combustível (n_p) e sua posição angular de início (Θ_{fi}).
- Fração mássica de combustível de cada subinjeção i (“*split fator*”, f_{si}) relativa a massa total de combustível.
- Razão de compressão volumétrica
- Razão de compressão efetiva - É a pressão máxima atingida dentro do cilindro durante um ciclo sem combustão.
- Pressão atmosférica seca (10^5 Pa)
- Pressão máxima no cilindro no ciclo (10^5 Pa)
- Pressão média no cilindro no ciclo (10^5 Pa)
- Pressão média efetiva (PME) (10^5 Pa) - É a pressão média que deveria ser exercida sobre o pistão durante a fase de expansão para que fosse gerado o mesmo torque médio. A equação que a define é, para motores de quatro tempos:

$$PME = \frac{4 \pi \tau_{ef}}{V_d} \quad (1)$$

- Torque máximo em um ciclo (τ_{ef}) (N.m)
- Torque médio em um ciclo (N.m)
- Potência média desenvolvida no ciclo (P_{ef}) (kW)

- Avanço de ignição antes do PMS (graus)
- Duração da combustão (graus)
- Fator de turbulência usado nos cálculos
- Poder calorífico inferior do combustível (PCI) (J/kg) - É definido como o calor de combustão da mistura estequiométrica combustível/oxigênio com o sinal trocado, nas condições padrão de temperatura e pressão e considerando a combustão completa gerando apenas CO₂(g) e H₂O(g).
- Calor padrão de combustão do combustível (Δh_c^0) (J/kg) - É definido como o calor de combustão da mistura combustível/ar, nas condições padrão de temperatura e pressão e considerando a composição de equilíbrio para os gases de combustão. Ferguson (1986), apresenta uma comparação entre o PCI e o calor padrão de combustão mostrando que conforme a razão ar/combustível a energia disponível se reduz em até 50%.
- Calor de combustão do combustível (Δh_c) (J/kg) - É definido como o calor de combustão da mistura combustível/ar, nas condições locais de temperatura e pressão e considerando a composição de equilíbrio para os gases de combustão.
- Energia ideal disponível na combustão (ΔH_c^0) (J) - A energia é calculada multiplicando o PCI pela massa de combustível admitida.
- Energia total disponível na combustão (ΔH_c) (J) - A energia é calculada multiplicando o calor de combustão do combustível (Δh_c) pela massa de combustível admitida. No modelo de duas zonas, esta energia é calculada integrando o calor liberado durante a queima.
- Energia total perdida para o sistema de resfriamento (Q_l) (J)
- Eficiência da combustão (η_b) (%) - É definida como a razão entre a energia total disponível na combustão pela energia ideal disponível na combustão,

$$\eta_b = \frac{\Delta H_c}{M_f PCI} \quad (2)$$

- Eficiência térmica padrão (η_t^0) (%) - É definida como a razão entre o trabalho útil pela energia ideal disponível na combustão,

$$\eta_t^0 = \frac{W_{\text{útil}}}{M_f PCI} = \frac{4\pi \tau_{ef}}{M_f PCI} \quad (3)$$

- Eficiência térmica termodinâmica (η_t) (%) - É definida como a razão entre o trabalho útil pela energia total disponível na combustão,

$$\eta_t = \frac{W_{\text{útil}}}{\Delta H_c} = \frac{4\pi \tau_{ef}}{\Delta H_c} \quad (4)$$

- Eficiência exergética (η_{ex}) (%) - É definida como a razão entre o trabalho útil pelo trabalho útil máximo, o qual é obtido por, pela análise de ciclo baseada na 2ª Lei da Termodinâmica, (Gallo, 1990)

$$\eta_{ex} = \frac{W_{\text{útil}}}{W_{\text{útil max}}} \quad (5)$$

$$W_{\text{útil}} = -\Delta ex - Q_{\ell} \left(1 - \frac{T_0}{T_q} \right) = M_{ad} (ex_{ig} - ex_{720^\circ}) + Q_{\ell} \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{gás}} \right) \quad (6)$$

onde, M_{ad} é a massa de mistura admitida no ciclo, ex_{ig} é a disponibilidade dos gases na ignição, ex_{720° é a disponibilidade dos gases no fim do ciclo e $\bar{T}_{gás}$ é a temperatura média do gás dentro do cilindro. A disponibilidade ou exergia (ex) específica é uma propriedade termodinâmica definida por,

$$ex = h - T_0 s \quad (7)$$

onde, h é entalpia específica, s é entropia e T_0 é temperatura de referência.

- Eficiência térmica ideal (η_t^i) (%) - É definida como a razão entre o trabalho útil e o calor liberado na combustão, definidos pelo ciclo Diesel ideal, Equação 4.
- Consumo de combustível (kg/h)
- Consumo específico combustível (kg/kWh)
- Temperatura média no coletor de exaustão (K)
- Fração molar seca de cada espécie química no gás no coletor de exaustão - É a concentração das espécies químicas no coletor de exaustão depois que a água foi retirada da amostra, ou seja, em base seca. Em geral, os equipamentos de análise exigem que a água seja retirada da amostra, pois esta interfere com as medições de CO e CO₂, principalmente em equipamento operando na faixa de radiação infravermelha. Estas concentrações são calculadas quando se usam modelos de emissão na simulação.
- Tempo gasto na simulação (min)
- Tempo de um ciclo do motor (ms) – É duas vezes o inverso da velocidade média de rotação do motor, para 4 tempos.
- Razão tempo de simulação/tempo de ciclo – Importante para simulação em tempo real e avaliação de custo computacional.

2.3. MODELO ZERODIMENSIONAL ALGÉBRICO

Os modelos zerodimensionais utilizam o mínimo de informações dimensionais do motor e aplicam as relações termodinâmicas com correções baseados em eficiências, em cada etapa do ciclo, para levar em conta os desvios dos processos ideais.

Como primeiro modelo do motor Diesel, será apresentado um modelo algébrico, baseado em metodologias expostas por Oates (1988), usualmente empregadas para análise de ciclo de turbinas a gás aeronáuticas. Os objetivos deste modelo são: obter entendimento físico de cada etapa de funcionamento do motor; obter as ordens de grandeza das eficiências envolvidas e correlacionar os dados de ciclo com os parâmetros de desempenho do motor. Este modelo é chamado de ciclo não-ideal, pois não é o ideal e também não corresponde exatamente ao ciclo real.

A figura 6 mostra o ciclo não-ideal calculado pelo modelo algébrico para um cilindro de um motor Diesel de quatro tempos. Este tipo de gráfico é chamado de diagrama indicador (Rogers, 2010) e permite caracterizar as diferentes etapas de funcionamento do motor, ou seja, do ciclo. Para melhor representar os motores Diesel atuais, usa-se o ciclo misto Otto/Diesel, proposto independentemente por Sabathé, Seiliger e Trinkler (Giacosa, 2000), como base do modelo. A queima neste tipo de ciclo tem uma etapa feita a volume constante e outra a pressão constante.

O modelo algébrico descrito a seguir é dividido, conforme as etapas do ciclo, em (ver figura 6): sobrealimentação (0-0'), admissão (0-1), compressão (1-2), combustão isocórica (2-3), combustão isobárica (3-3'), expansão (3-4), exaustão de pressão ou "blow-out" (4-5), exaustão (5-6). A última etapa de expansão (6-0) ocorre instantaneamente no cilindro e coletores.

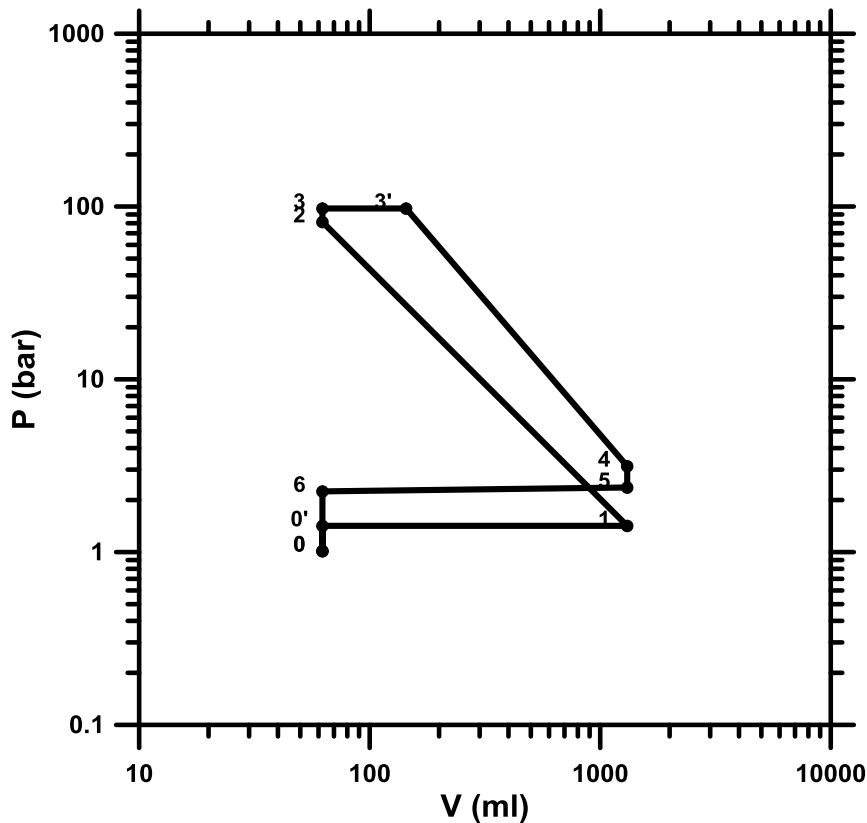


Figura 6. Diagrama indicador exibindo um Ciclo Misto (Sabathé, Seiliger ou Trinkler) para um motor Diesel sobrealimentado. (escala logarítmica)

Sobrealimentação (0-0')

A maior parte dos motores Diesel usam turbocompressores que aproveitam da energia dos gases da exaustão do próprio motor para comprimir o ar de admissão, desta forma sobrealimentando (*so*) os cilindros destes motores. Um trocador de calor, denominado *intercooler* (*ic*), é algumas vezes usado entre a saída de ar do compressor e o coletor de admissão do motor para reduzir a temperatura do ar. No caso dos motores Diesel, quanto maior a temperatura dos gases, melhor é a queima. Contudo, o intercooler é usado para evitar: a ignição prematura da mistura homogênea criada na primeira etapa da injeção de combustível, fenômeno este denominado *detonação* nos motores Diesel; e/ou para evitar sobrecarga térmica no cilindro e nas válvulas de exaustão devido ao aumento da temperatura de queima.

$$\pi_{so} = \frac{P_{0'}}{P_0} \tag{8}$$

$$\tau_{so} = \frac{T_{0'}}{T_0} = (1 - \eta_{ic}) \pi_{so}^{\frac{\gamma_{ar} - 1}{\gamma_{ar}}} \tag{9}$$

Onde, τ e π são razões de temperaturas e pressões, respectivamente. Estas razões são calculadas dividindo a condição final pela condição inicial da etapa considerada. A razão de compressão π_{so} é pré-definida pela regulação do turbocompressor, assim este valor é conhecido. A temperatura de saída do ar no turbocompressor pode ser calculada supondo uma compressão isentrópica e uma eficiência η_{ic} para o trocador de calor.

Admissão (0-1)

A admissão (*ad*) é considerada um processo isotérmico, com perdas de carga na admissão do ar através do coletor e das válvulas do cilindro. Portanto,

$$\tau_{ad} = \frac{T_1}{T_0} = 1 \quad (10)$$

$$\pi_{ad} = \frac{P_1}{P_0} = \frac{P_1 V_1}{R_c T_1} \frac{R_c T_0}{P_0 V_1} = \eta_v \quad (11)$$

Onde, R_c é a constante do gás de admissão, normalmente ar puro, V é o volume, η_v é a eficiência volumétrica na admissão (*ad*).

Compressão (1-2)

A hipótese nesta etapa é que a razão de temperaturas mantém a mesma relação do ciclo ideal com a razão volumétrica de compressão. A compressão é tratada como um processo politrópico.

$$\tau_c = \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma_c - 1} = r_c^{\gamma_c - 1} \quad (12)$$

$$\pi_c = \frac{P_2}{P_1} \quad (13)$$

Definindo a razão volumétrica de compressão (r_c) como,

$$r_c = \frac{V_1}{V_0} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3} \quad (14)$$

Considerando uma compressão politrópica, cuja eficiência é dada por e_c , conforme Oates (1988), tem-se,

$$\tau_c = \pi_c^{\frac{\gamma_c - 1}{e_c \gamma_c}} \quad (15)$$

Onde, γ_c é a razão de calores específicos para o gás não queimado. Considerando o gás como ar puro pode-se usar o valor de 1,4. A Equação 15 permite o cálculo de π_c em função do τ_c .

Combustão (2-3-3')

A Figura 6 mostra as duas etapas de queima no ciclo misto. A etapa 2-3 corresponde à queima isocórica, que modela a etapa de queima de pré-mistura no motor Diesel. A etapa 3-3' corresponde à queima isobárica, que modela a queima difusiva das gotas de combustível injetado na câmara de combustão.

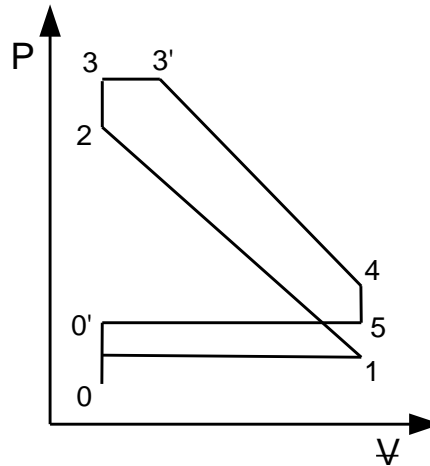


Figura 7. Diagrama do Ciclo Misto (Sabathé, Seiliger ou Trinkler) em escala logarítmica

Algumas definições devem ser feitas para que o modelo corresponda à situação de controle de injeção de combustível adotada nos motores Diesel. A quantidade de combustível injetado em um ciclo pode ser definida pelo valor do fator lambda desejado, que controla o nível de carga no motor. O fator de divisão da injeção de combustível (sf – “split fator”) entre queima de pré-mistura (p) e queima difusiva (d), em base mássica (M), é definido na equação 16. O fator sp é um ajuste de injeção escolhido pelo calibrador do motor.

$$sf = \frac{M_{fp}}{M_{fd}} \quad (16)$$

$$M_f = M_{fp} + M_{fd} \quad (17)$$

$$M = M_{ar} + M_f \quad (18)$$

Onde, M é a massa total dentro do cilindro, o subscrito f se refere ao combustível total, fp ao combustível na etapa de pré-mistura e o subscrito fd ao combustível na etapa de difusiva. A massa total de combustível injetada (M_f) está relacionada com o fator lambda (λ) e a razão ar/combustível (AF) estequiométrica (AF_{estq}) por,

$$AF = \frac{M_{ar}}{M_f} = \lambda AF_{estq} \quad (19)$$

$$f = \frac{M_f}{M} = \frac{1}{AF+1} \quad (20)$$

A fração total de combustível injetado no cilindro é dada por f . As frações de combustível injetados em cada etapa (f_p e f_d) podem então ser calculadas por,

$$f_p = \frac{M_{fp}}{M} = \frac{M_f}{M} \left(\frac{sf}{sf+1} \right) \quad (21)$$

$$f_d = \frac{M_{fd}}{M} = \frac{M_f}{M} \left(\frac{1}{sf+1} \right) \quad (22)$$

Combustão Isocórica (2-3)

A combustão a volume constante (b), num sistema fechado, pela equação da conservação da energia, resulta em,

$$\Delta U = M c_{vc} (T_3 - T_2) = Q_{bp} = \eta_b M_{fp} \Delta h_f \quad (23)$$

Onde: ΔU é a variação de energia interna; Q_{bp} é calor de combustão da mistura ar/combustível homogênea; Δh_f é a variação de entalpia na combustão por unidade de massa; Se o valor de Δh_f for assumido como igual ao poder calorífico inferior do combustível (PCI), a eficiência de combustão coincide com a definição dada por Heywood (1988); η_b é a eficiência da combustão; e c_{vc} é o calor específico a volume constante da mistura não queimada. O calor específico a volume constante pode ser calculado por, considerando gás ideal,

$$c_{vc} = \frac{R_c}{\gamma_c - 1} \quad (24)$$

Onde, R_c é a constante do gás para o ar. A partir da equação 23 e da equação de estado para um gás ideal, chegam-se as seguintes relações,

$$\tau_b = \frac{T_3}{T_2} = 1 + \frac{\eta_b f_p \Delta h_f}{c_{vc} \tau_c \tau_{ad} T_0} \quad (25)$$

$$\pi_b = \frac{P_3}{P_2} = \tau_b \frac{\bar{M}_c}{\bar{M}_b} = \alpha \quad (26)$$

Onde, \bar{M} é a massa molecular do ar (subscrito c) ou dos gases queimados (subscrito b). O termo α é a razão de pressões durante o processo e é um parâmetro definido no ciclo ideal de Sabathé.

Combustão Isobárica (3-3')

A combustão a pressão constante (b'), num sistema fechado, pela equação da conservação da energia, resulta em,

$$\Delta H = M c_{pc} (T_{3'} - T_3) = Q_{bd} = \eta_b M_{fd} \Delta h_f \quad (27)$$

Onde: ΔH é a variação de energia interna; Q_{bd} é calor de combustão da mistura ar/combustível heterogênea; e c_{pc} é o calor específico a pressão constante da mistura não queimada.

Rearranjando a Equação (27), têm-se,

$$\tau_{b'} = \frac{T_{3'}}{T_3} = 1 + \frac{\eta_b f_d \Delta h_f}{c_{p_c} \tau_b \tau_c \tau_{ad} T_0^{stag}} \quad (28)$$

$$\pi_{b'} = \frac{P_{3'}}{P_3} = 1 \quad (29)$$

O termo β , definido pelo ciclo ideal Diesel e pelo ideal de Sabathé, representa a variação de volume durante a queima isobárica. Nos cálculos clássicos ele é pré-definido, mas neste modelo é uma consequência do ajuste da divisão da injeção (fator sf).

$$P_{3'}^{stag} = P_3^{stag} \Rightarrow \frac{M_{3'}}{V_{3'}} R_b T_{3'} = \frac{M_3}{V_3} R_b T_3 \Rightarrow \quad (30)$$

$$\tau_{b'} = \frac{V_{3'}}{V_3} \frac{M_3}{M_{3'}} = \beta \left(\frac{M_{ar} + M_{fp}}{M_{ar} + M_f} \right)$$

Expansão (3'-4)

A hipótese nesta etapa é que a razão de temperaturas mantém a mesma relação do ciclo ideal com a razão volumétrica de expansão, mas o volume de expansão é somente uma parte do volume deslocado devido ao aumento de volume durante a queima isobárica. A expansão é tratada como um processo politrópico.

$$r_e = \frac{V_4}{V_{3'}} = \frac{1}{\beta} \frac{V_4}{V_3} = \frac{r_c}{\beta} \quad (31)$$

$$\tau_e = \frac{T_4}{T_{3'}} = \frac{1}{r_e^{\gamma_b - 1}} \quad (32)$$

Considerando uma expansão politrópica, cuja eficiência é dada por e_e , tem-se,

$$\tau_e = \pi_e \frac{e_e (\gamma_b - 1)}{\gamma_b} \quad (33)$$

Em geral, os gases queimados apresentam uma razão de calores específicos (γ_b) na faixa de 1,25 a 1,35. Sendo que o peso molecular da mistura é inferior ao do ar puro (28,85 kg/kmol). As eficiências politrópicas de compressão e de expansão variam de 0,85 a 0,94 (Oates, 1988).

Exaustão de Pressão (“Blow-out” ou “Blow-down”) (4-5)

A primeira exaustão ocorre com as válvulas abertas e o pistão no PMI. Por ser a pressão no cilindro bem maior que a pressão no coletor de exaustão, um volume significativo de gases queimados é expulso do cilindro nesta etapa. O sistema é aberto e o modelo desta etapa é complexo. A solução é usar dois termos

empíricos de eficiência para obter as condições finais desta etapa. Considera-se primeiro que a expansão não pode reduzir a pressão abaixo da pressão atmosférica local.

$$\pi_{bo} = \frac{P_5}{P_4} = \frac{1}{\xi_{bo}} \frac{P_0}{P_4} \quad (34)$$

Onde, ξ_{bo} é a fração da queda de pressão ideal no “*blow-out*”. Usando a equação do gás ideal e a equações 34, tem-se,

$$\tau_{bo} = \frac{T_5}{T_4} = \frac{\pi_{bo}}{\eta_{bo}} \quad (35)$$

Onde, η_{bo} é a eficiência de retenção de gases no “*blow-out*”, ou seja, é a massa de gás retida no cilindro no ponto 5 pela massa no ponto 4.

Exaustão (5-6)

A exaustão nesta etapa é semelhante a admissão. Foi considerado um processo isotérmico, com perda de carga ao longo do coletor de exaustão. Assim,

$$\tau_{ex} = \frac{T_6}{T_5} = 1 \quad (36)$$

$$\pi_{ex} = \frac{P_6}{P_5} = \xi_{ex} \quad (37)$$

Onde, ξ_{ex} é um incremento de pressão na exaustão durante a subida do pistão.

Com todos os pontos do ciclo calculados pode-se calcular o trabalho realizado (W), por unidade de massa (M), por ciclo, por cilindro.

$$\frac{W}{M} = \eta_m \left(\frac{W}{M} \Big|_{ciclo} - \frac{W}{M} \Big|_{bombeamento} \right) \quad (38)$$

onde, η_m é a eficiência mecânica do motor que, além do atrito, inclui o trabalho consumido pelos acessórios do motor (bombas, transmissão, etc). Para o ciclo considerado (Figuras 6 e 7), tem-se,

$$\frac{W}{M} \Big|_{ciclo} = \frac{Q}{M} \Big|_{2-3} - \frac{Q}{M} \Big|_{4-1} = c_{vc} \tau_c \tau_{ad} T_0 (\tau_b - 1) - c_{vb} \tau_{ad} T_0 (\tau_e \tau_b \tau_c - 1) \quad (39)$$

$$\frac{W}{M} \Big|_{bombeamento} = \frac{(P_6 - P_0)V_d}{M} = (\pi_{ex} \pi_{bo} \pi_e \pi_b \pi_c \pi_{ad} - 1) R_c T_0 \quad (40)$$

O consumo específico, torque efetivo, potência efetiva e outros parâmetros de desempenho são calculados a partir das seguintes equações, para motores 4 tempos de N_{cil} cilindros.

$$M = V_d \frac{\pi_{ad} P_0}{R_c \tau_{ad} T_0} \left(I + \frac{I}{AF} \right) \quad (41)$$

$$\dot{m}_{ar} = V_d \frac{\pi_{ad} P_0}{R_c \tau_{ad} T_0} N_{cil} \frac{N}{2} \quad (42)$$

$$\dot{m} = M N_{cil} \frac{N}{2} \quad (43)$$

$$\eta_t = \frac{(W/M)}{f \Delta h_f} \quad (44)$$

$$C_f = f \dot{m} \quad (45)$$

$$PME = M \frac{W}{M} \frac{N_{cil}}{V_d} \quad (46)$$

$$\tau_{ef} = M \frac{W}{M} \frac{N_{cil}}{4\pi} \quad (47)$$

$$P_{ef} = \tau_{ef} 2\pi N \quad (48)$$

$$SFC = \frac{C_f}{P_{ef}} \quad (49)$$

Onde, N é a rotação (em 1/s); η_t é a eficiência térmica do ciclo; \dot{m} é a vazão mássica de ar mais combustível; \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar; C_f é o consumo de combustível; τ_{ef} é o torque efetivo do motor; P_{ef} é a potência efetiva do motor; SFC é o consumo específico de combustível; e PME é a pressão média efetiva. Os valores são efetivos, pois é usada a eficiência mecânica para retirar o trabalho de atrito do trabalho indicado.

A seguir, um resumo de variáveis é apresentado para o modelo algébrico de Ciclo Não-Ideal de Sabathé, para motores Diesel, 4 tempos.

Dados requeridos:

T_0 [K], P_0 [Pa], R_c [J/kg/K], \overline{M}_c [kg/kmol], γ_c , R_b [J/kg/K], \overline{M}_b [kg/kmol], γ_b , V_d [m³], r_c , N_{cil} [cilindros], N [rps], Δh_f [J/kg], f [p/p], sf , η_{ic} , η_v , e_c , η_b , e_e , ξ_{bo} , η_{bo} , ξ_{ex}

Resultados do modelo:

W/M [J/kg/ciclo/cilindro], M [kg/ciclo/cilindro], η_t , \dot{m} [kg/s], \dot{m}_{ar} [kg ar/s], C_f [kg combustível/s], τ_{ef} [Nm], P_{ef} [W], SFC [kg combustível/s/W], PME [Pa], β , P [Pa], T [K], Ψ [m³] para os 7 pontos do ciclo.

As seguintes conclusões foram tiradas a partir de ajustes dos parâmetros do modelo a motores existentes.

- Se todas as eficiências foram igualadas a unidade, o sistema de equações se reduz ao Ciclo Sabathé Ideal.
- As curvas de potência e torque versus rotação do motor são retas, sendo que a potência tem sua origem em zero;
- As curvas de potência versus rotação do motor para carga parcial formam uma família de retas rotacionadas na origem comum em zero.;
- A eficiência volumétrica na admissão tem influência direta na vazão de ar e no consumo de combustível, e apresenta significativa influência percentual nos valores de torque e potência, o que permite afirmar que é uma das controladoras da posição e formato das curvas de torque e potência;
- A eficiência de combustão apresenta influência direta nos valores de torque e potência, o que permite afirmar que é uma das controladoras da posição e formato das curvas de torque e potência;
- As eficiências de compressão e expansão apresentam uma pequena influência no torque e potência, mas controlam as pressões e temperaturas do ciclo;
- As eficiências e perdas na exaustão afetam pouco o torque e potência, da ordem de alguns pontos percentuais, mas controlam a condição de saída dos gases. Isto é importante para estudos envolvendo turbocompressores;
- Os valores de eficiência de retenção na Exaustão de Pressão (“blow-out”) indicam que 10 a 30 % do gás no cilindro é expulso nesta etapa, para garantir que a temperatura dos gases de exaustão se situe na faixa típica de motores de combustão interna, ICE (400 a 900 °C).

Pode-se notar que o modelo algébrico é flexível para incluir novos componentes, mas isto implica em mudança do sistema de equações. O caráter conceitual do modelo o torna adequado para discutir a física básica do funcionamento do motor. Este modelo é adequado para o estudo e otimização de sistemas mais complexos, não focados no motor, tais como veículos e geradores elétricos.

A grande vantagem do modelo algébrico é sua baixa carga computacional que o torna adequado para sistemas em tempo real. Em contrapartida, o modelo algébrico exige que os valores das eficiências sejam estimados antecipadamente. Para um melhor ajuste entre o modelo algébrico e os dados experimentais as eficiências volumétricas e de combustão podem ser representadas por funções polinomiais ajustadas a partir dos dados.

A tabela 3 mostra o modelo aplicado em um motor Diesel, 4 cilindros, de 4,5 litros de volume deslocado, de potência efetiva declarada de 74 kW e consumo específico de 235 g/kWh. O modelo prevê a operação com um λ de 2,12, além de outras características operacionais como temperaturas e pressão na exaustão e admissão compatíveis com dados experimentais.

Tabela 3. Modelo aplicado ao motor Diesel NEF-N45-MNS da IVECO

Ar	gama	1,4	R	287,04	J/kg/K	cp	1004,1	J/kg/K	cv	717,6	J/kg/K
Diesel	PCI	4,20E+07	J/kg	AF esteq	14,5						
Engine	rc	17,5	Vd	4,500E-03	m3	N cilindros	4	N	2300	rpm	4 tempos
	Lambda	2,12	Vd unitário	1,125E-03	m3	Vc	6,818E-05	m3	η_m	0,90	

		Parâmetro				π	τ	P (Pa)	T (K)	Vol (m3)	Mar (kg)	Mf (kg)	M (kg)
Ambiente	0							98500	298	6,82E-05	7,85E-05		7,85E-05
Turbocompressor	0'	etav	1,60			1,600	1,144	157600	341	6,82E-05	1,10E-04		1,10E-04
Admissão	1	etaic	0,00			1,600	1,144	157600	341	1,19E-03	1,92E-03		1,92E-03
Compressão	2	ec	0,95			45,003	3,142	7092459	1071	6,82E-05	1,92E-03		1,92E-03
Combustão pré-mistura	3	AF	30,7	fp	0,0034	1,111	1,111	7877154	1190	6,82E-05	1,92E-03	6,51E-06	1,93E-03
		f	0,032	Mfp (mg)	6,5								
Combustão difusiva	3'	sf	0,12	fd	0,028	1,000	1,593	7877154	1896	1,11E-04	1,93E-03	5,58E-05	1,98E-03
		etab	0,60	Mfd (mg)	55,8								
Expansão	4	beta	1,63			0,020	0,387	158561	734	1,19E-03			1,98E-03
		ee	0,85										
Blow-out	5	qsibo	0,70			0,887	0,934	140714	686	1,19E-03			8,53E-04
		etabo	0,95										
Exaustão	6	qsiox	1,05			1,050	1,000	147750	686	6,82E-05			5,12E-05
Ambiente	0							98500	298	6,82E-05	2,73E-05		5,12E-05

P (bar)	T (°C)	Vol (ml)	M (mg)	Mf (mg)
1,0	25	68	78	
1,6	68	68	110	
1,6	68	1193	1921	
70,9	798	68	1921	
78,8	917	68	1928	6,5
78,8	1623	111	1983	55,8
1,6	461	1193	1983	
1,4	413	1193	853	
1,5	413	68	51	
1,0	25	68	78	

62,3

Rotação	38,33	rps	2300	rpm	
Vazão mássica de ar	0,1473	kg/s	530	kg/h	
Vazão mássica de combustível	0,0048	kg/s	17	kg/h	
Trabalho específico V cte	97292	J/kg			
Trabalho específico P cte	810766	J/kg			
Trabalho blow-out	-322839	J/kg			
Trabalho específico unitário	585219	J/kg			Valor declarado
Trabalho de bombeamento	-48940	J/kg			
Potência	7,34E+04	W	73	kW	74
Consumo Específico	6,53E-08	kg/(Ws)	235	g/kWh	235
Consumo	0,0048	kg/s	17	kg/h	
Torque	305	N.m	31	kgf.m	