



Faculdade de Engenharia Mecânica e Produção

Ciclo Otto e Ciclo Diesel

Thiago Esterci Fernandes



Conteúdo

1	Motores De Combustão Interna	2
2	Termologia	3
3	MIF - Motores de Ignição por Faísca ou Otto	5
4	MIE - Motores de Ignição espontânea ou Diesel	5
5	Motores Alternativos a Quatro Tempos (4T)	5
5.1	Tempo de Admissão	6
6	Diferenças Fundamentais	8
6.1	Ignição	8
6.2	Taxa de Compressão	8
6.3	Disposição dos Órgãos Internos	9
7	Sistemas de Arrefecimento	10
8	Turbo-alimentação	10
9	Motor Wankel	12
10	Análise de Ar-padrão ou Análise do Ciclo Padrão Ar	13
11	Modelos Ideais dos Ciclos	15
11.1	Ciclo a Ar Otto	15
12	Comparação dos Ciclos Reais com os Ciclos Teóricos	19
12.1	Exemplo	21
13	Ciclo padrão a ar Diesel	22
13.1	Exemplo	25
14	O Ciclo Stirling	25
15	Ciclo Padrão a Ar Dual	27

1 Motores De Combustão Interna

Também são conhecidos como motores a pistão ou motores alternativos. Dois tipos principais de motores de combustão interna alternativos: motor com ignição por centelha; e o motor com ignição por compressão. No motor com ignição por centelha, uma mistura de combustível e ar é inflamada pela centelha da vela de ignição. No motor com ignição por compressão, o ar é comprimido até uma pressão e temperatura elevadas, suficientes para que a combustão espontânea ocorra quando o combustível for injetado.

Os motores com ignição por centelha são vantajosos para aplicações que exijam potência de até cerca de 225 kW (300 HP). Como são relativamente leves e de baixo custo, os motores com ignição por centelha tornam-se particularmente adequados para uso em automóveis. Já os motores com ignição por compressão são normalmente preferidos para aplicações em que se necessita de economia de combustível e potência relativamente alta (caminhões pesados e ônibus, locomotivas e navios, unidades auxiliares de potência).

Classification of reciprocating engines by application

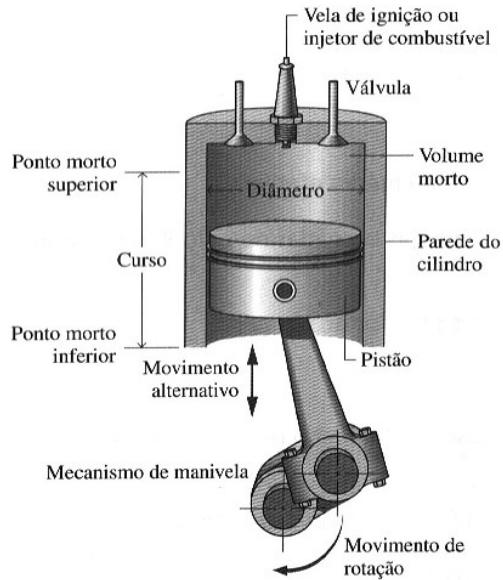
Class	Service	Approximate engine power range, kW	Predominant type		
			D or SI	Cycle	Cooling
Road vehicles	Motorcycles, scooters	0.75-70	SI	2, 4	A
	Small passenger cars	15-75	SI	4	A, W
	Large passenger cars	75-200	SI	4	W
	Light commercial	35-150	SI, D	4	W
	Heavy (long-distance) commercial	120-400	D	4	W
Off-road vehicles	Light vehicles (factory, airport, etc.)	1.5-15	SI	2, 4	A, W
	Agricultural	3-150	SI, D	2, 4	A, W
	Earth moving	40-750	D	2, 4	W
Railroad	Military	40-2000	D	2, 4	A, W
	Rail cars	150-400	D	2, 4	W
	Locomotives	400-3000	D	2, 4	W
Marine	Outboard	0.4-75	SI	2	W
	Inboard motorcrafts	4-750	SI, D	4	W
	Light naval craft	30-2200	D	2, 4	W
	Ships	3500-22,000	D	2, 4	W
	Ships' auxiliaries	75-750	D	4	W
Airborne vehicles	Airplanes	45-2700	SI	4	A
	Helicopters	45-1500	SI	4	A
Home use	Lawn mowers	0.7-3	SI	2, 4	A
	Snow blowers	2-5	SI	2, 4	A
	Light tractors	2-8	SI	4	A
Stationary	Building service	7-400	D	2, 4	W
	Electric power	35-22,000	D	2, 4	W
	Gas pipeline	750-5000	SI	2, 4	W

SI = spark-ignition; D = diesel; A = air cooled; W = water cooled.

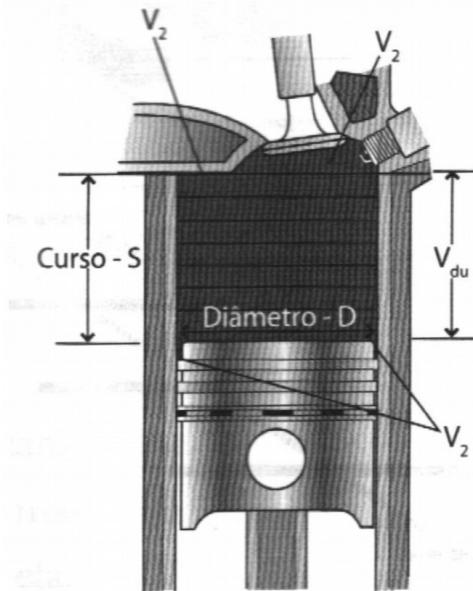
Source: Adapted from Taylor.⁹

2 Termologia

A Figura mostra um esboço de um motor de combustão interna alternativo que consiste em um pistão que se move dentro de um cilindro dotado de duas válvulas. O esboço apresenta alguns termos especiais. O calibre do cilindro é o seu diâmetro. O curso é a distância que o pistão se move.



Diz-se que o pistão está no ponto morto superior quando ele se moveu até uma posição em que o volume do cilindro é um mínimo. Esse volume mínimo é conhecido por volume morto. Quando o pistão se moveu até a posição de volume máximo do cilindro, ele se encontra no ponto morto inferior. O volume percorrido pelo pistão quando se move do ponto morto superior ao ponto morto inferior é o volume de deslocamento (cilindrada). A taxa de compressão r é definida como o volume no ponto morto inferior dividido pelo volume no ponto morto superior. O movimento alternativo do pistão é convertido em movimento de rotação por um mecanismo de manivela.



V_{du} : Cilindrada unitária — também conhecida como volume deslocado útil ou deslocamento volumétrico, é o volume deslocado pelo pistão de um ponto morto a outro.

z : Número de cilindros do motor.

D : Diâmetro dos cilindros do motor.

V_d : Volume deslocado do motor, deslocamento volumétrico do motor ou cilindrada total.

$$V_{du} = V_1 - V_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \quad V_d = V_{du} \cdot z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \cdot z \quad z - n^{\circ} \text{ cilindros.}$$

r_v : Relação volumétrica ou taxa de compressão - é a relação entre o volume total (V_1) e o volume morto (V_2), e representa em quantas vezes V_1 é reduzido.

$$r_v = \frac{V_1}{V_2}$$

$$V_{du} = V_1 - V_2$$

$$r_v = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{du} + V_2}{V_2} = \frac{V_{du}}{V_2} + 1$$

Valor típico de $V_{du} = 0,5$ Litros por cilindro. r_v de 8 a 12 para motores SI e 12 a 24 para motores CI.

MIF	MIE
Etanol Hidratado	Gasolina E22
10,0:1 até 14,0:1	8,5:1 até 13,0:1
	15,0:1 até 24,0:1

Tabela 1: Taxa de compressão r_v - Valores típicos.

Um parâmetro usado para descrever o desempenho de motores alternativos a pistão é a pressão média efetiva, ou pme. A pressão média efetiva é a pressão constante teórica que, se atuasse no pistão durante o curso de potência, produziria o mesmo trabalho líquido que é realmente produzido em um ciclo. Ou seja:

$$pme = \frac{\text{trabalho líquido para um ciclo}}{\text{volume de deslocamento}}$$

Para dois motores que apresentam o mesmo volume de deslocamento, o de maior pressão média efetiva produziria o maior trabalho líquido e, se os motores funcionassem à mesma velocidade, a maior potência.

3 MIF - Motores de Ignição por Faísca ou Otto

Nesses motores, a mistura combustível-ar é admitida, previamente dosada ou formada no interior dos cilindros quando há injeção direta de combustível (GDI) gasoline direct injection, e inflamada por uma faísca que ocorre entre os eletrodos de uma vela.

4 MIE - Motores de Ignição espontânea ou Diesel

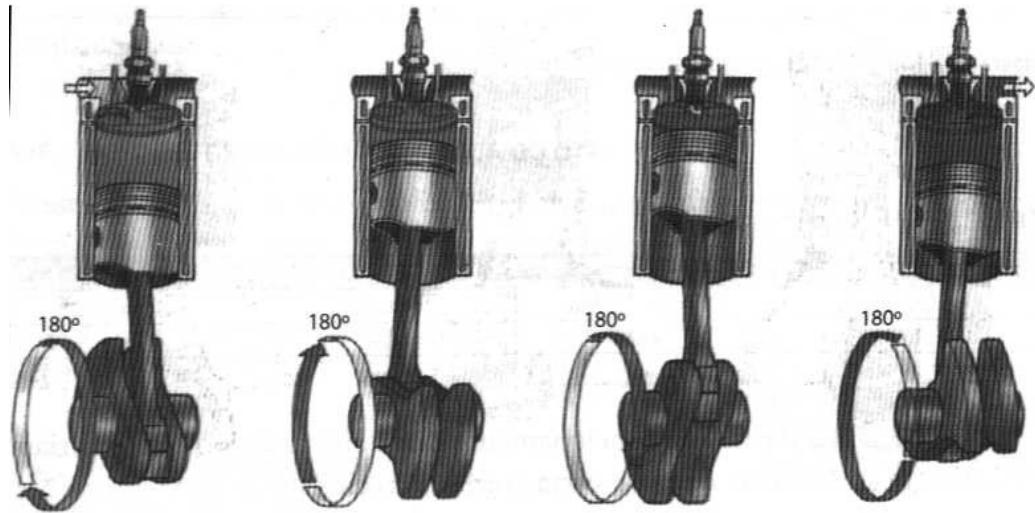
Nesses motores, o pistão comprime somente ar, até que o mesmo atinja uma temperatura suficientemente elevada. Quando o pistão aproxima-se do PMS, injeta-se o combustível que reage espontaneamente com o oxigênio presente no ar quente, sem a necessidade de uma faísca. A temperatura do ar necessária para que aconteça a reação espontânea do combustível denomina-se “temperatura de auto-ignição TAI”.

5 Motores Alternativos a Quatro Tempos (4T)

Neste caso, o pistão percorre quatro cursos, correspondendo a duas voltas da manivela do motor, para que seja completado um ciclo. Os quatro tempos:

Diesel	Etanol Hidratado	Metanol	Gasolina E22
250	420	478	400

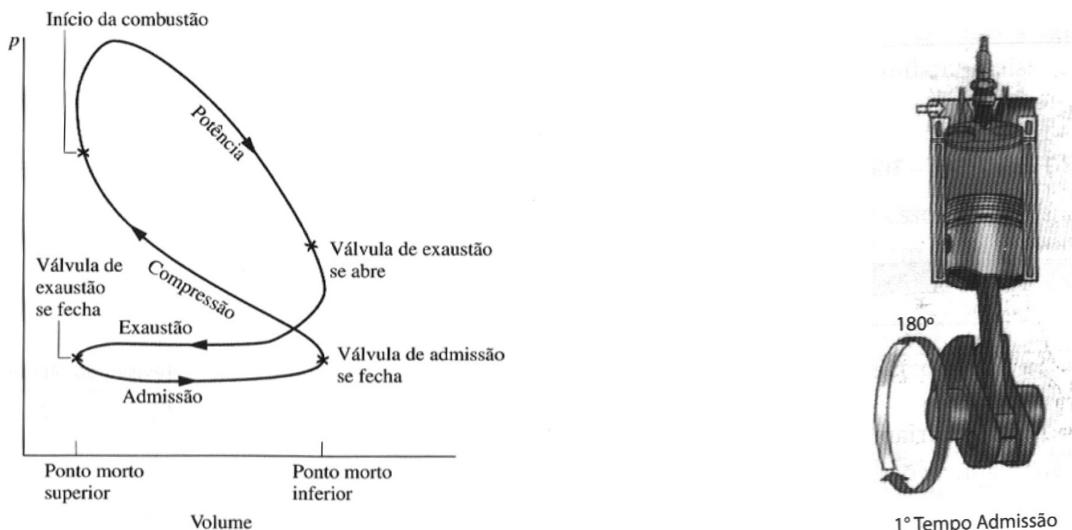
Tabela 2: Valores típicos de TAI's (°C)



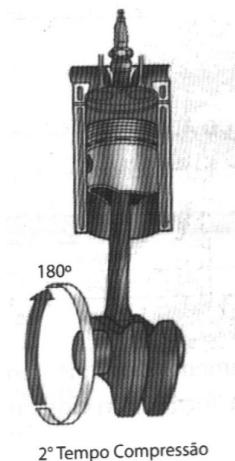
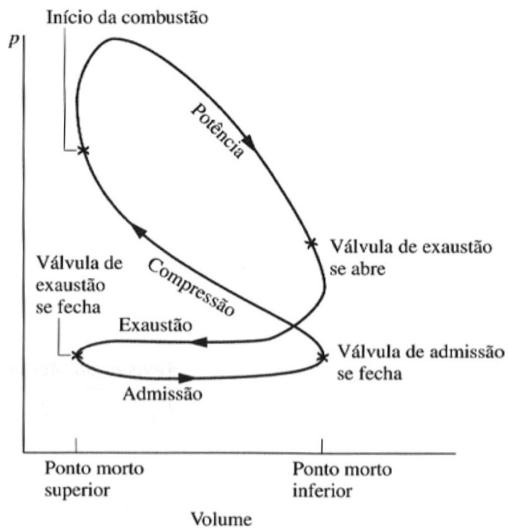
1ºTempo Admissão; 2ºTempo Compressão; 3ºTempo Expansão; 4ºTempo Escape

5.1 Tempo de Admissão

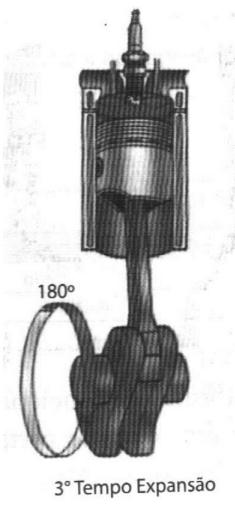
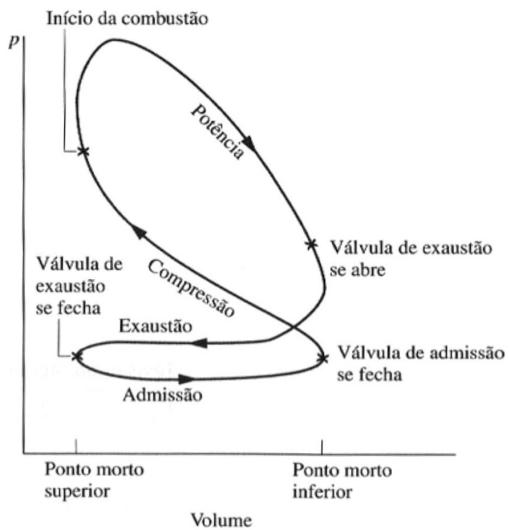
O pistão desloca-se do PMS ao PMI. Neste movimento o pistão dá origem a uma sucção (depressão) que causa um fluxo de gases através da válvula de admissão - V.A., que se encontra aberta. O cilindro é preenchido com mistura combustível - ar ou somente ar nos motores de injeção direta de combustível (GDI - ignição por faísca) ou nos MIE.



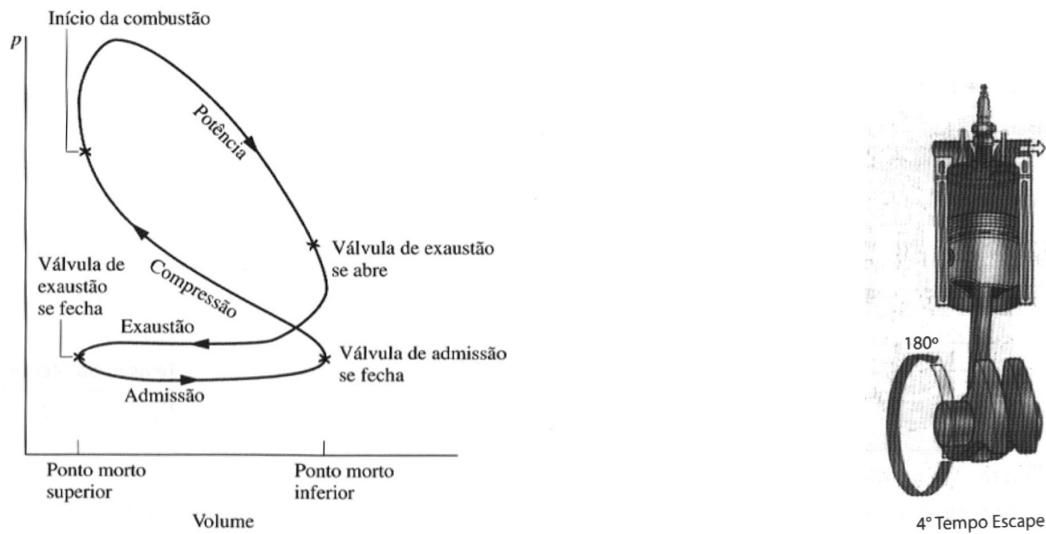
Fecha-se a válvula de admissão e o pistão se desloca do PMI ao PMS, comprimindo a mistura ou apenas ar, dependendo respectivamente se o motor é um MIF ou MIE. Neste segundo caso a compressão deverá ser suficientemente elevada para que seja ultrapassada a TAI do combustível.



No MIF, nas proximidades do PMS, salta a faísca que provoca a ignição da mistura, enquanto no MIE é injetado o combustível no ar quente, iniciando-se uma combustão espontânea. A combustão provoca um grande aumento de pressão, o que permite "empurrar" o pistão para o PMI, de tal forma que o FA sofre um processo de expansão. Esse é o processo que realiza o trabalho positivo (útil) do motor.



Com a válvula de escape aberta, o pistão desloca-se do PMI ao PMS, "empurrando" os gases queimados para fora do cilindro, para reiniciar o ciclo pelo tempo de admissão.



6 Diferenças Fundamentais

Na seção seguinte serão discutidos as principais diferenças entre os motores ciclos otto e Diesel a 4T.

6.1 Ignição

Nos MIF a ignição é provocada por uma faísca, necessitando de um sistema elétrico para produzi-la. Nos motores ciclo Diesel a combustão ocorre por autoignição, pelo contato do combustível com o ar quente - TAI.

6.2 Taxa de Compressão

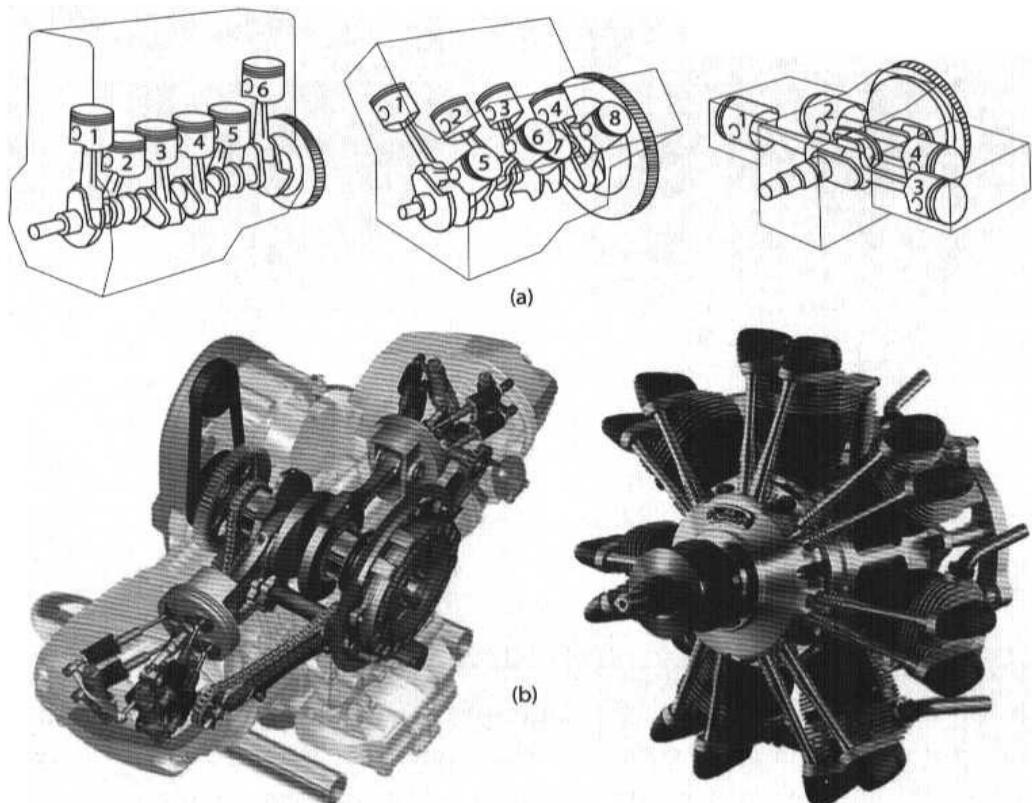
Nos MIF a taxa de compressão será relativamente baixa para não provocar autoignição, já que o instante apropriado da combustão será comandado pela faísca. Nos MIE a taxa de compressão deve ser suficientemente elevada, para ultrapassar a temperatura de autoignição do combustível – TAI .

Diesel	Etanol Hidratado	Metanol	Gasolina E22
250	420	478	400

Tabela 3: Valores típicos de TAI's (°C)

6.3 Disposição dos Órgãos Internos

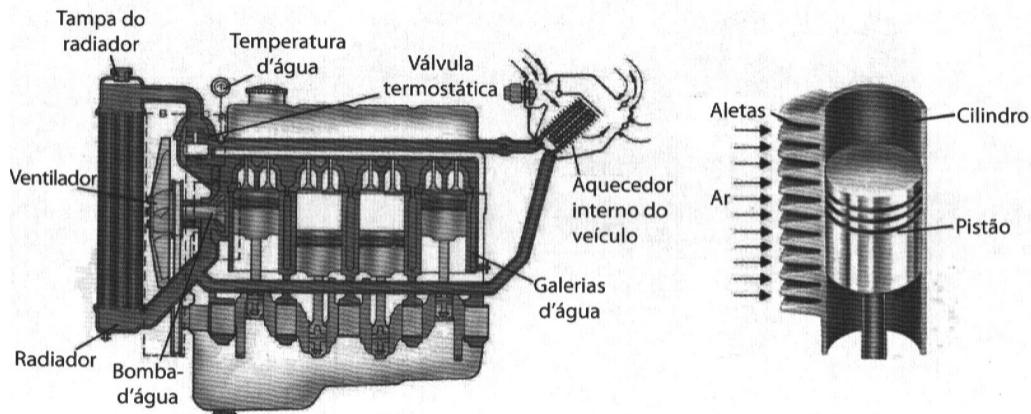
Os dois ciclos também se diferem na forma como organizam seus componentes internos.



(a) posicionamento dos componentes no ciclo Otto; (b) posicionamento dos componentes no ciclo Diesel;

7 Sistemas de Arrefecimento

O sistema de arrefecimento é um conjunto de dispositivos eletromecânicos que têm como função controlar a temperatura dos motores de combustão interna. Nesses sistemas, 25-35% do calor é transformado em energia mecânica; 65-75% é liberado para o meio ambiente: radiação direta, gases do escape e sistema de arrefecimento. Os meios arrefecedores usados são o ar e a água. O meio arrefecedor entra em contato com as partes aquecidas do motor, absorver calor e transfere para o meio ambiente.

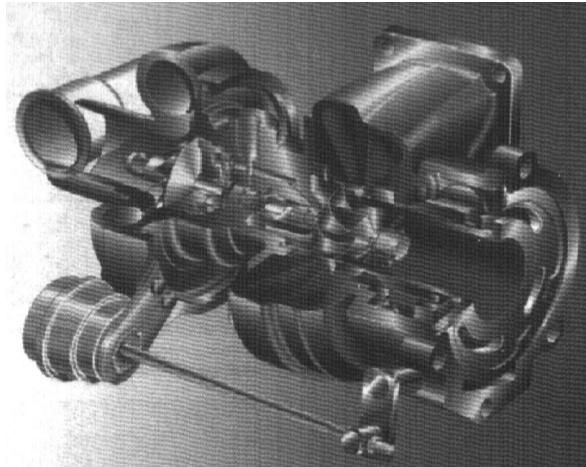
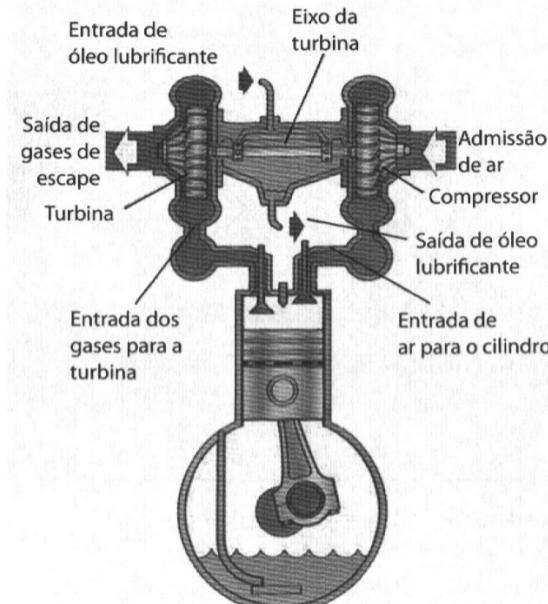


8 Turbo-alimentação

O motor de combustão interna é classificado como uma máquina consumidora de ar. Isto significa que a potência obtida de um dado motor é determinada pela quantidade de ar que ele aspira em um certo período de tempo, e não pela quantidade de combustível utilizada. Isto porque o combustível que é queimado requer ar com o qual se mistura para completar o ciclo de combustão. Uma vez que a relação ar / combustível atinge um certo ponto, a adição de mais combustível não produzirá mais potência, somente fumaça preta.

Quanto mais densa a fumaça preta, maior é o desperdício de combustível. Portanto, aumentando o combustível além de relação ar / combustível limite, resulta apenas em excessivo consumo mesmo.

Turbo-alimentadores, como o apresentado na imagem, são instalados em motores para aumentar a densidade do ar dentro da câmara de combustão do motor. Devido a este aumento de volume e massa de ar comprimido, mais combustível pode ser injetado para produzir maior potência num determinado motor. A versão turboalimentada de um motor manterá um nível de potência maior que sua versão não turboalimentada, quando operado em altitudes acima do nível do mar. Um turbo-alimentador é basicamente uma bomba de ar projetada para operar utilizando a energia dos gases de escape originalmente desperdiçadas pelos motores não turboalimentados. Estes gases fazem girar o rotor da turbina (quente) acoplado através de um eixo ao rotor compressor (frio), que ao girar aspira um grande volume de ar filtrado e o fornece comprimido ao motor.



O turbo-alimentador, apesar da precisão com que é construído, é um equipamento muito simples e durável, entretanto exige manutenção e cuidados como qualquer outro componente do motor. A energia térmica, de velocidade e pressão dos gases de escape do motor são utilizados para girar o rotor da turbina. A velocidade de rotação do conjunto rotativo e do rotor compressor é determinada pela forma e o tamanho do rotor e carcaça da turbina. A carcaça atua como um caracol direcionando o fluxo de gás para as palhetas do rotor da turbina, fazendo-o girar.

Uma vez que o rotor do compressor está acoplado ao eixo e rotor da turbina, estes giram com a mesma rotação. Ar filtrado é aspirado pelo rotor e carcaça do compressor, onde é comprimido e distribuído através do coletor de admissão para a câmara de combustão.

Há um grande número de benefícios advindos da turbo-alimentação. A combustão é mais completa e mais limpa. A pressão positiva do ar na admissão (acima da pressão atmosférica) beneficia o motor de diversos modos. Durante o cruzamento das válvulas do motor, quando as válvulas de escape e admissão estão simultaneamente abertas, ar limpo passa através da câmara de combustão "lavando" os cilindros e eliminando todo o gás queimado remanescente, resfriando os cilindros, pistões, válvulas e gases de exaustão. A queima completa do combustível mais o resfriamento do motor ajudam a estender a vida do motor.

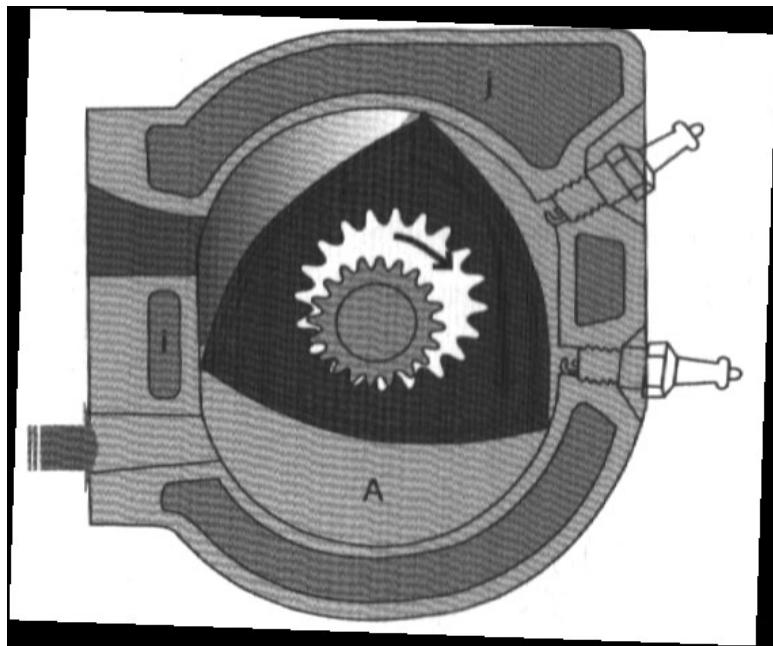
Muitos turbo-alimentadores são utilizados para o que é chamado normalização ou compensação de altitude do motor naturalmente aspirado. Devido a isto, dizemos que o turbo-alimentador foi adequado apenas para melhorar a combustão com um moderado aumento de potência, sem aumento ou débito de combustível. Com excesso de ar disponível para a combustão o motor produzirá maior potência ao nível do mar e em altitudes.

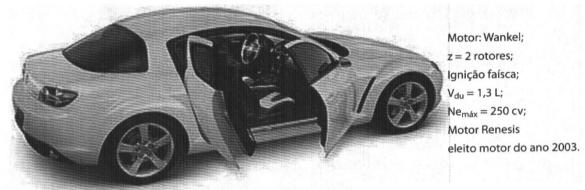
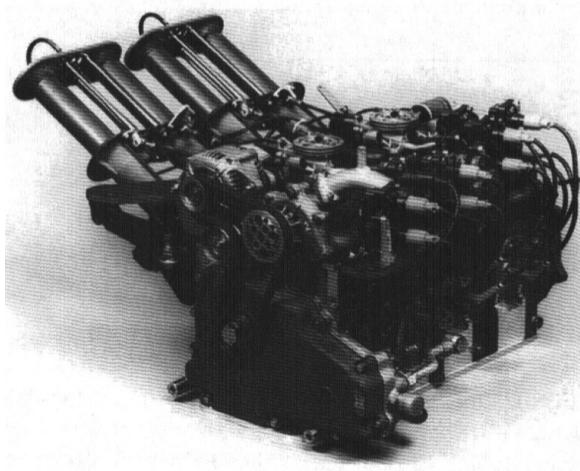
É possível aumentar com segurança a potência do motor em até 40 a 50%, com pouco ou

nenhuma mudança em seus componentes, sendo necessária uma correta seleção e/ou adequação do turbo-alimentador. É importante a escolha correta do turbo-alimentador e regulagens do motor para não se exceder os limites de projeto do motor. Falha na escolha pode levar a superaquecimento do motor, pressões e temperaturas excessivas na câmara de combustão que afetam a vida do motor causando falhas em componentes, tais como: pistões, camisas, válvulas, mancais, bronzinas, etc. A alteração do débito de combustível do motor turboalimentado no campo, deve somente ser feita seguindo as recomendações e procedimentos do fabricante.

9 Motor Wankel

O motor Wankel é constituído fundamentalmente de um rotor, aproximadamente triangular e de um estator, cujo formato geométrico é gerado pela posição dos três vértices do rotor durante o seu movimento. Apesar de ser considerado um motor rotativo, o rotor sofre movimentos de translação associados à rotação. A Figura indica o movimento do rotor, guiado pela engrenagem central, evidenciando que o rotor não gira em torno de seu eixo, o que provoca deslocamentos laterais.





Mazda RX8 equipado com um motor Wankel de dois rotores.

10 Análise de Ar-padrão ou Análise do Ciclo Padrão Ar

Um estudo detalhado do desempenho de um motor de combustão interna alternativo levaria em conta muitos aspectos: processo de combustão que ocorre dentro do cilindro e os efeitos de irreversibilidades associadas ao atrito e a gradientes de pressão e temperatura. A transferência de calor entre os gases no cilindro e as paredes do cilindro e o trabalho necessário para carregar o cilindro e retirar os produtos da combustão também seriam considerados. Devido a esta complexidade, a modelagem precisa de motores de combustão interna alternativos normalmente envolve uma simulação computacional. É necessária uma considerável simplificação para se conduzirem análises termodinâmicas elementares de motores de combustão interna. Um procedimento consiste em empregar uma análise de ar-padrão.

Como é o exemplo da DIESEL-RK, que é um software de simulação de motores termodinâmicos de ciclo completo. Ele é projetado para simular e otimizar os processos de trabalho de motores de combustão interna de dois e quatro tempos com todos os tipos de reforço. O programa pode ser usado para modelar os seguintes tipos de motores:

- Motores DI Diesel, incluindo PCCI e motores movidos a biocombustíveis.
- Motores a gasolina SI.
- Motores a gás SI, incluindo sistemas de pré-câmara e motores alimentados por diferentes gases: metano, propano-butano, biogás, gás de madeira, gás de síntese, etc.
- Motores de dois tempos com limpeza uniflow e loop, motores de pistão oposto (motores OP ou Junkers) e motores OPOC.
- Motores bicombustíveis (motores com poucos sistemas independentes de injeção de combustível para diferentes combustíveis). (Motores com RCCI)

O DIESEL-RK é uma ferramenta termodinâmica: os cilindros do motor são considerados sistemas termodinâmicos abertos.

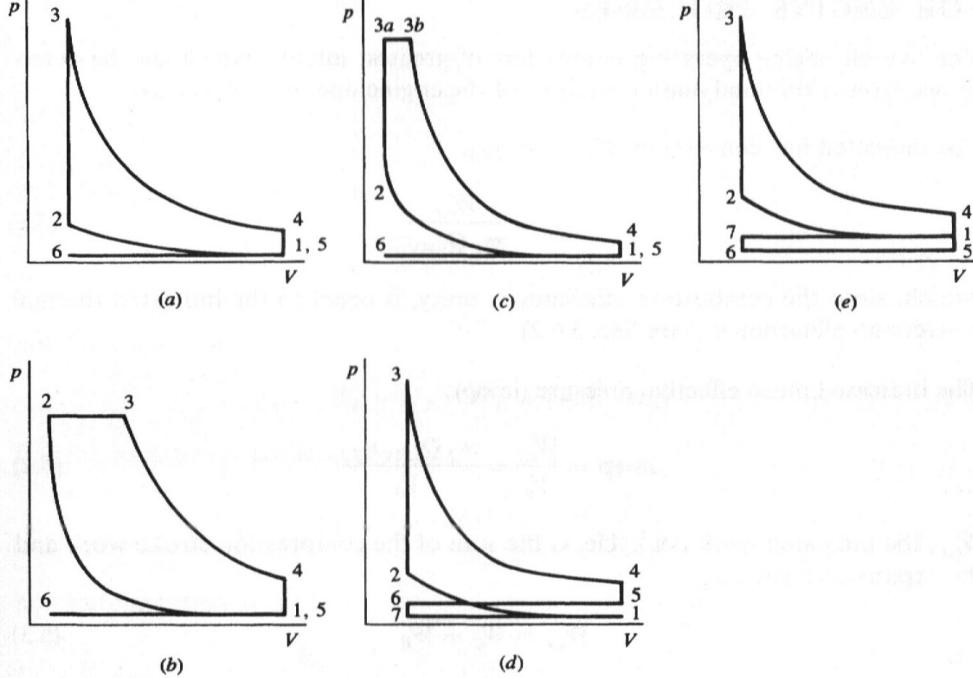
Elementos de análise de ar-padrão:

- O processo de combustão é substituído por uma transferência de calor de uma fonte externa.
- Não existem os processos de admissão e descarga como no motor real.
- O ciclo se completa com um processo de transferência de calor a volume constante enquanto o pistão está no ponto morto inferior.
- Todos os processos são internamente reversíveis.
- Os calores específicos são considerados constantes nos seus valores para temperatura ambiente.
- Com uma análise de ar-padrão, evitamos lidar com a complexidade do processo de combustão e com a mudança de composição durante a combustão.

Embora uma análise de ar-padrão simplifique consideravelmente o estudo dos motores de combustão interna, os valores para a pressão média efetiva e para as temperaturas e pressões de operação calculadas nesta base podem diferir bastante daqueles para os motores reais. Em consequência, a análise de ar-padrão permite que os motores de combustão interna sejam examinados apenas qualitativamente. Ainda assim, algumas noções sobre o desempenho real podem resultar de tal procedimento.

11 Modelos Ideais dos Ciclos

Nesta sessão, serão apresentados os modelos ideias dos ciclos apresentados na figura abaixo.

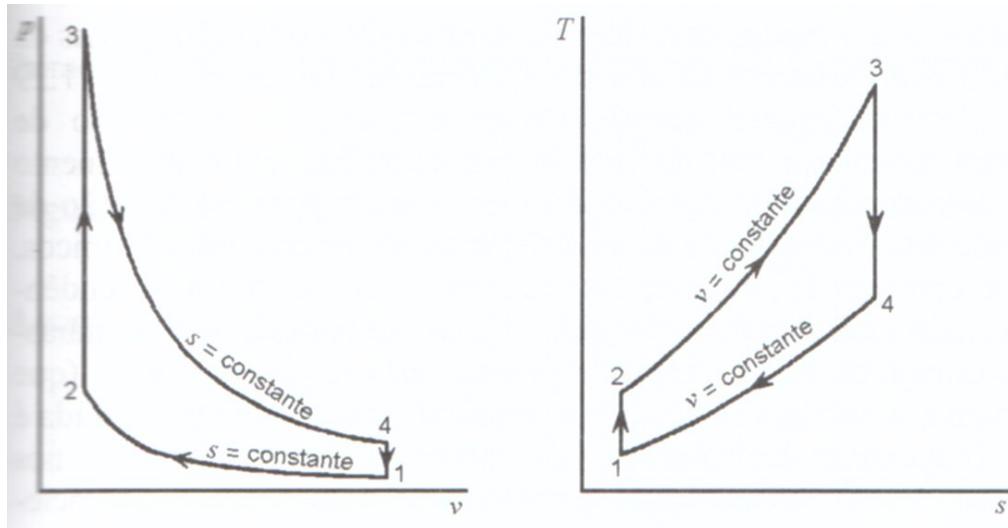


Pressure-volume diagrams of ideal cycles. Unthrottled operation: (a) constant-volume combustion; (b) constant-pressure combustion; (c) limited-pressure combustion. (d) Throttled constant-volume cycle; (e) supercharged constant-volume cycle.

11.1 Ciclo a Ar Otto

O ciclo padrão a ar Otto é um ciclo ideal que se aproxima do motor de combustão interna de ignição por centelha. Os diagramas p-v e T-s deste ciclo estão mostrados na Figura.

O processo 1-2 é uma compressão isentrópica do ar quando o pistão se move, do ponto morto do lado da manivela (inferior) para o ponto morto do lado do cabeçote (superior). O calor é então transferido para o ar a volume constante, enquanto o pistão está momentaneamente em repouso no ponto morto superior (num motor real, este processo corresponde à ignição da mistura combustível-ar pela centelha, e à queima subsequente). O processo 3-4 é uma expansão isentrópica e o processo 4-1 é o de rejeição de calor do ar, enquanto o pistão está no ponto morto inferior.



Considerando calor específico constante:

Compressão

$$\frac{v_1}{v_2} = r_v ; s_2 = s_1 ; W_C = U_2 - U_1 = m(u_2 - u_1) \quad r_v = \text{relação de compressão} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3} \quad (\text{taxa de compressão})$$

Combustão

$$v_3 = v_2 ; Q_H = m(u_3 - u_2)$$

Expansão

$$\frac{v_4}{v_3} = r_v ; s_4 = s_3 ; W_E = U_3 - U_4 = m(u_3 - u_4)$$

$$\eta_{térmico} = \frac{W_E - W_C}{Q_H} = \frac{m(u_3 - u_4) - m(u_2 - u_1)}{m(u_3 - u_2)}$$

Considerando calor específico constante:

$$\eta_{térmico} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{(T_4/T_1 - 1)}{(T_3/T_2 - 1)}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{k-1} = \frac{T_3}{T_4} \therefore \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$$

$$\eta_{térmico} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - (r_v)^{1-k} = 1 - \frac{1}{(r_v)^{k-1}}$$

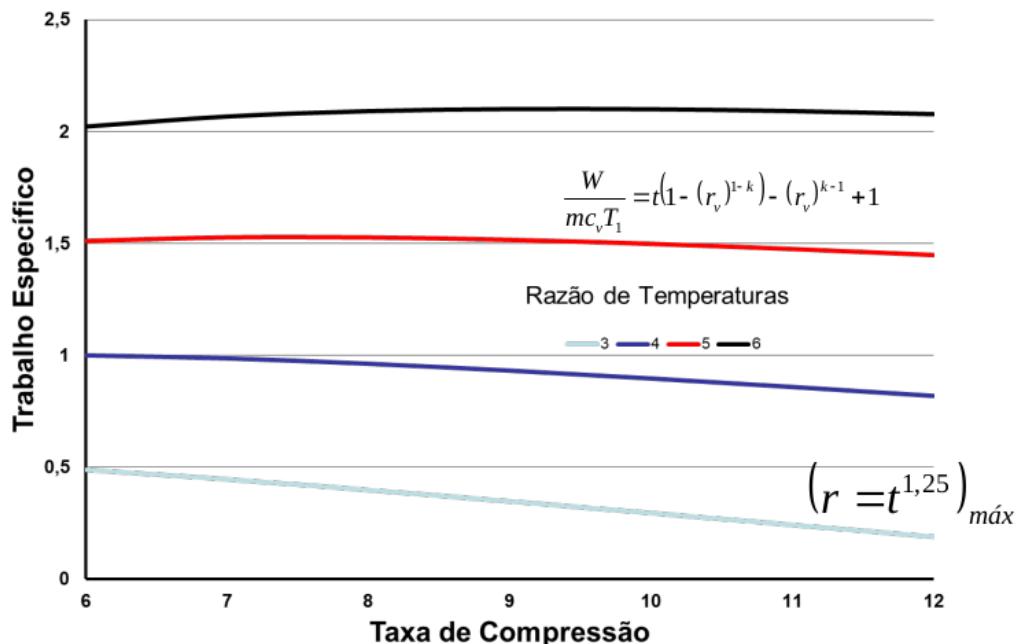
onde: r_v = relação de compressão = $\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_4}{V_3}$ ou taxa de compressão.

O rendimento do ciclo-padrão Otto é função apenas da relação de compressão e o rendimento aumenta com o aumento desta relação.



$$\eta_{térmico} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - (r_v)^{1-k} = 1 - \frac{1}{(r_v)^{k-1}}$$

Também é verdade, para um motor real de ignição por centelha, que o rendimento térmico aumenta quando a relação de compressão é aumentada. A tendência para a utilização maiores relações de compressão é induzida pelo esforço de se obter maiores rendimentos térmicos. Mas quando se aumenta a relação de compressão, num motor real, ocorre um aumento na tendência para a detonação. Esta detonação é caracterizada por uma queima do combustível extremamente rápida e pela presença de fortes ondas de pressão no cilindro do motor (que originam as chamadas batidas). Portanto, a máxima relação de compressão que pode ser utilizada é aquela onde a detonação é evitada. O aumento das relações de compressão através dos anos, nos motores reais, foi possível devido ao desenvolvimento de combustíveis com melhores características antidetonantes, por ex., através da adição de chumbo tetraetil. Recentemente foram desenvolvidas gasolinas isentas de chumbo que apresentam boas características detonantes, sem contaminação atmosférica.



Alguns dos pontos importantes nos quais o motor de ignição por centelha de ciclo aberto se afasta do ciclo-padrão são os seguintes:

- Os calores específicos dos gases reais aumentam com o aumento de temperatura.
- O processo de combustão substitui o processo de transferência de calor a alta temperatura e a combustão pode ser incompleta.
- Cada ciclo mecânico do motor envolve um processo de alimentação e de descarga e, devido à perdas de carga dos escoamentos nas válvulas, são necessárias uma certa quantidade de trabalho para alimentar o cilindro com ar e descarregar os produtos da combustão no coletor de escapamento.
- Existe uma transferência de calor significativa entre os gases e as paredes do cilindro.

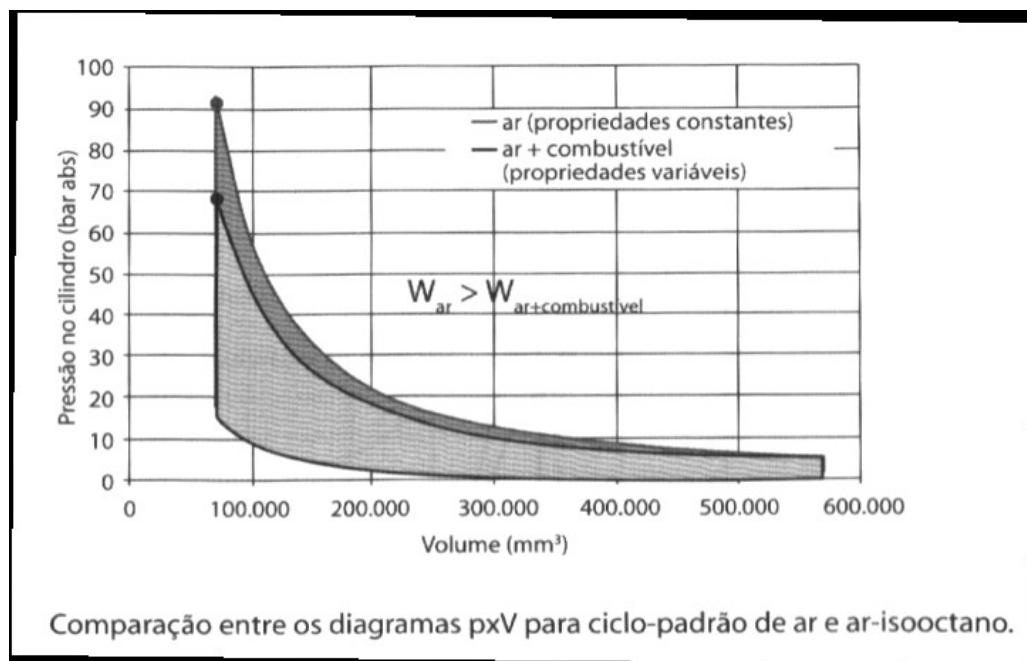
- Existem irreversibilidades associadas aos gradientes de pressão e temperatura.

12 Comparação dos Ciclos Reais com os Ciclos Teóricos

1. O Fluido de trabalho (ou fluido ativo – FA) não é ar puro:

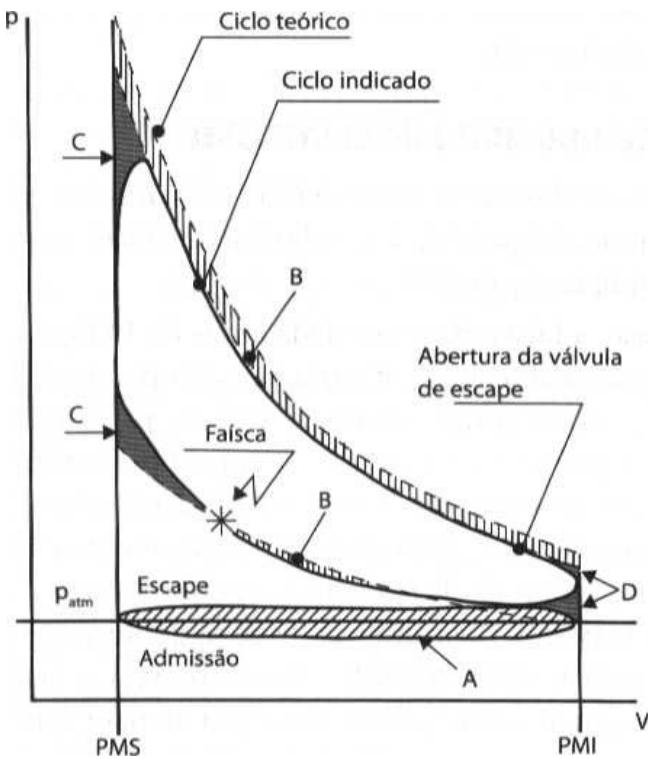
- Mistura de ar, combustível, gases de combustão e umidade.
- A temperaturas maiores que 1000 K ocorrem dissociações dos produtos de combustão.
- Os calores específicos dos gases variam com a temperatura.

São necessárias rotinas computacionais para uma aproximação maior dos valores obtidos de cálculos com os valores reais.



2. Admissão e Escape (A):

Não aparecem no ciclo teórico. A área compreendida entre os dois é um trabalho negativo utilizado para a troca do fluido no cilindro - trabalho de "bombeamento" que é englobado no trabalho perdido por atrito. Será maior quanto maiores as perdas de carga nas tubulações de admissão e escape. Nos motores com controle de carga via restrição de fluxo (borboleta de acelerador), essa área será tanto maior quanto mais fechada estiver a borboleta, já que a perda de carga assim causada fará cair a curva de admissão para uma posição bastante mais abaixo do que a de pressão atmosférica. Dutos de admissão e escape bem projetados, o motor com plena aceleração deveria apresentar essa área praticamente desprezível.



3. Perdas de Calor (B):

No ciclo teórico os processos de compressão e expansão são considerados isentrópicos, enquanto no ciclo real as perdas de calor são sensíveis. Na compressão a diferença entre a isentrópica e o processo real não é tão grande, mas na expansão, quando o gradiente de temperatura entre o cilindro e o meio é muito grande, a troca de calor será muito grande e, portanto, os dois processos irão se afastar sensivelmente.

4. Perdas por tempo finito de combustão (C)

No ciclo teórico a combustão é instantânea. Na prática, a combustão leva um tempo não desprezível em relação à velocidade do pistão. A faísca deve ser dada antes do PMS, e a expansão se inicia antes de a combustão alcançar a máxima pressão. Ao adiantar a faísca perde-se área na parte inferior do ciclo, mas ganha-se na parte superior e, ao atrasar, acontece o contrário - a posição da faísca deve ser estudada para se obter o menor perda de áreas e portanto de trabalho. Instante ideal de ignição: balanço de trabalho negativo na compressão e o trabalho positivo na expansão seja o máximo. Tal instante denomina-se MBT, do inglês maximum brake torque - ou seja, o avanço de ignição que acarreta o maior torque possível para a condição de operação.

5. Perdas pelo tempo finito de abertura da válvula de escape

No ciclo teórico, o escape foi substituído por uma expansão isocórica, na qual se cedia calor para um reservatório frio. No ciclo real, na válvula de escape, o tempo para o processo de saída dos gases sob pressão é finito, por isso, deve-se abrir a válvula com

certa antecedência. Quanto mais adiantada a abertura em relação ao PMI, mais se perde área na parte superior, mas menos área será perdida na parte inferior e vice-versa. Logo, o instante da abertura da válvula de escape visa otimizar a área nessa região. É o resultado do balanço entre o trabalho "perdido" no final do curso de expansão e o trabalho necessário para se expulsar os gases queimados no tempo de escapamento.

6. Perdas totais (D):

Estima-se que o trabalho do ciclo real seja da ordem de 80% do trabalho realizado no ciclo padrão-ar correspondente. Essa "perda" de trabalho poderia ser distribuída da seguinte maneira:

- 60% perdas de calor e atrito.
- 30% tempo finito de combustão.
- 10% tempo finito abertura válvula escape

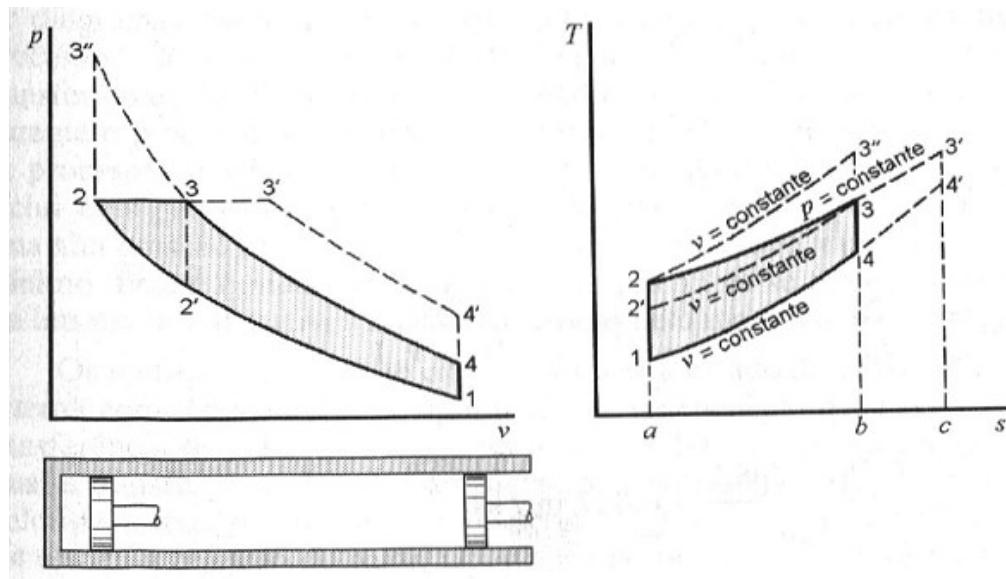
12.1 Exemplo

A relação de compressão num ciclo-padrão a ar Otto é 8. No inicio do curso de compressão, pressão é igual a 0,1 MPa e a temperatura é 15 °C. Sabendo que a transferência de calor ao ar, por ciclo, é igual 1800 kJ/kg de ar, determine:

1. A pressão e a temperatura no estado final de cada processo do ciclo;
2. O rendimento térmico;
3. A pressão média efetiva;

13 Ciclo padrão a ar Diesel

A figura mostra o ciclo-padrão de ar Diesel. Este é o ciclo ideal para o motor Diesel que é também conhecido por motor de ignição por compressão.



O calor é transferido ao fluido de trabalho a pressão constante. Este processo corresponde a injeção e a queima do combustível no motor Diesel real. Como o gás expande durante transferência de calor e a transferência de calor deve ser apenas o suficiente para manter pressão constante. No estado 3 a transferência de calor cessa e o gás sofre uma expansão isentrópica (processo 3-4) até que o pistão atinja o ponto morto inferior. A rejeição de calor, como no ciclo-padrão Otto, ocorre a volume constante e com o pistão no ponto morto inferior. Esta rejeição simula os processos de descarga e de admissão do motor real.

$$m(u_3 - u_2) = Q_{23} - W_{23}$$

$$\frac{W_{23}}{m} = \int_2^3 p dv = p_2 (v_3 - v_2)$$

$$\frac{Q_{23}}{m} = (u_3 - u_2) + p_2(v_3 - v_2) = (u_3 + p v_3) - (u_2 + p v_2) = h_3 - h_2$$

$$\frac{Q_{41}}{m} = (u_4 - u_1)$$

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_{23}} = 1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2}$$

$$\eta = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{kT_2} \frac{(T_4/T_1 - 1)}{(T_3/T_2 - 1)}$$

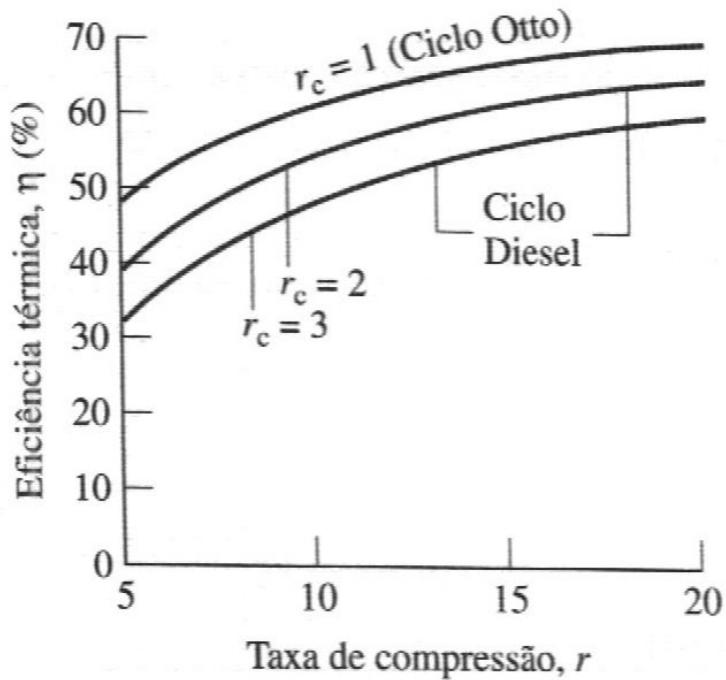
$$r_c = \frac{V_3}{V_2} \text{ razão de corte}$$

$$T_3 = \frac{V_3}{V_2} T_2 = r_c T_2$$

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4}{V_2} \frac{V_2}{V_3} = \frac{V_1}{V_2} \frac{V_2}{V_3} = \frac{r}{r_c}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = (r)^{k-1}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = \left(\frac{r_c}{r} \right)^{k-1}$$



$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right]$$

A relação de compressão isentrópica no ciclo Diesel é maior do que a relação de expansão isentrópica. Para um dado estado antes da compressão e uma dada relação de compressão (isto é dados os estados 1 e 2), o rendimento do ciclo diminui com o aumento da temperatura máxima. Isto é evidente analisando o diagrama T-s do ciclo. As linhas de pressão constante e de volume constante convergem e, aumentando-se a temperatura de 3 para 3', necessita-se de grande adição de calor (área 3-3'-c-b-3) e ocorre um aumento relativamente pequeno de trabalho (área 3-3'-4'-4-3).

Considere o ciclo Otto 1-2-3"-4-1 e o Diesel 1-2-3-4-1, que têm o mesmo estado no inicio do curso de compressão, o mesmo deslocamento volumétrico do pistão e a mesma relação de compressão. Pelo diagrama T-s, o ciclo Otto tem um rendimento maior, entretanto, na prática, o motor Diesel pode operar com uma relação de compressão maior do que o motor Otto, pois em um motor Otto, comprime-se uma mistura ar-combustível e a detonação (batida) torna-se um sério problema se for usada uma alta relação de compressão. Este problema não existe no motor Diesel porque somente o ar é comprimido durante o curso de compressão.

Uma comparação que pode ser feita é considerar o ciclo Otto 1-2'-3-4-1 e o ciclo Diesel 1-2-3-4-1. A pressão e a temperatura máximas são as mesmas para ambos os ciclos, o que significa que o

ciclo Otto tem uma relação de compressão menor do que o ciclo Diesel. Pelo diagrama T-s, o ciclo Diesel tem um rendimento maior. As conclusões tiradas de uma comparação entre esses dois ciclos devem ser sempre relacionadas às bases em que a comparação é feita.

O ciclo aberto real de ignição por compressão difere do ciclo-padrão a ar Diesel da mesma maneira que o ciclo aberto de ignição por centelha difere do ciclo-padrão a ar Otto.

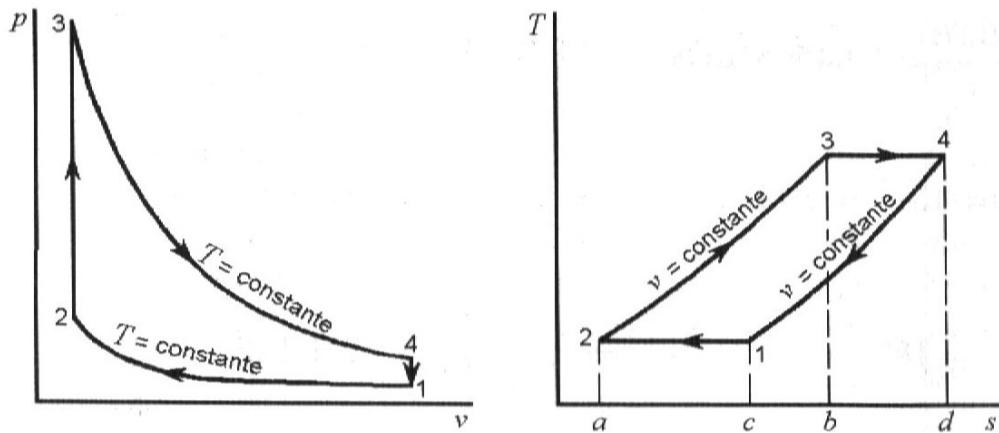
13.1 Exemplo

Um ciclo-padrão de ar Diesel apresenta relação de compressão igual a 18 e o calor transferido ao fluido de trabalho, por ciclo, é 1800 kJ/kg. Sabendo que no início do processo de compressão, a pressão é igual a 0,1 MPa e a temperatura é 15 °C, determine:

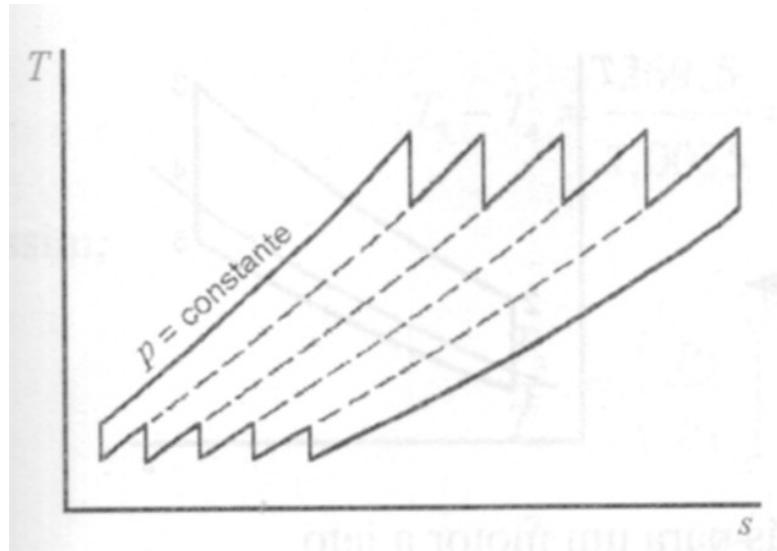
1. a pressão e a temperatura em cada ponto do ciclo;
2. o rendimento térmico;
3. a pressão média efetiva;

14 O Ciclo Stirling

A Figura mostra os diagramas p-v e T-s para este ciclo.



No ciclo de Brayton se utilizarmos um infinito número de estágios de compressão e expansão, com resfriamento intermediário, temos as compressão e expansão isotérmicas e aproxima-se do ciclo de Ericsson.

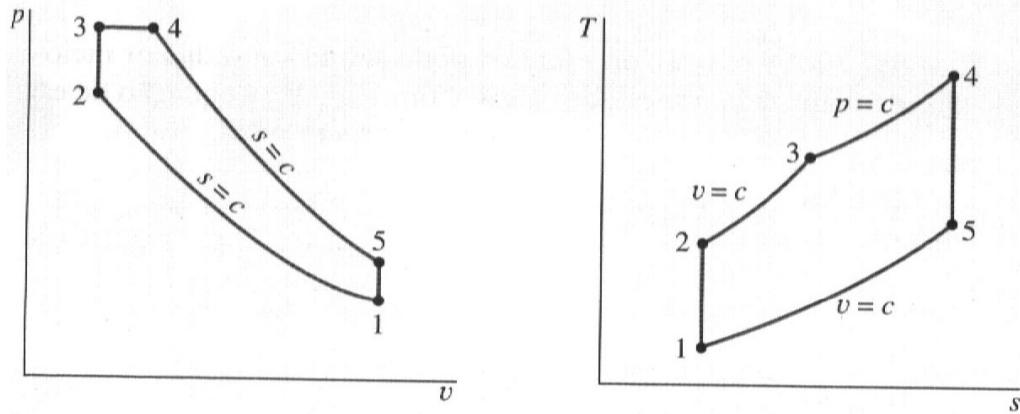


Calor é transferido ao fluido de trabalho durante o processo a volume constante 2-3 e também durante processo de expansão isotérmica 3-4. Calor é transferido do fluido de trabalho (rejeitado do ciclo) durante o processo a volume constante 4-1 e durante o processo de compressão isotérmica 1-2. Este ciclo é igual a um ciclo Otto onde os processos adiabáticos são substituídos por processos isotérmicos.

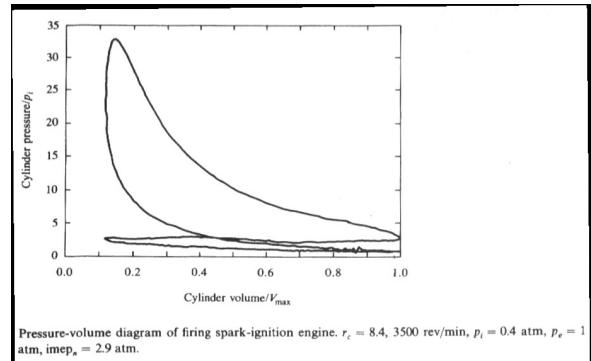
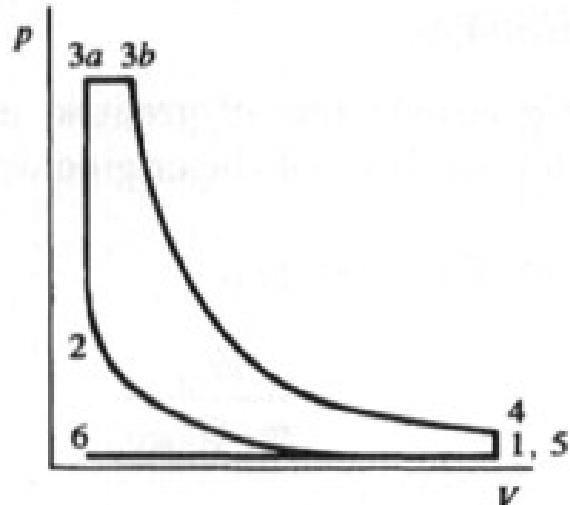
Os motores baseados no ciclo de Stirling tem sido desenvolvidos como motores de combustão externa com regeneração. O significado da regeneração pode ser visto na Figura. A transferência de calor para o gás no processo 2-3, correspondente a área 2-3-b-a-2, é exatamente igual a transferência de calor do gás no processo 4-1, correspondente a área 1-4-d-c-1. No ciclo ideal, todo o calor transferido ao ciclo, Q_H , é fornecido no processo de expansão isotérmica 3-4 e toda a rejeição de calor, Q_L , ocorre no processo de compressão isotérmica. Como todas as transferências de calor ocorrem em processos isotérmicos, a eficiência deste ciclo é igual a eficiência do ciclo de Carnot que opera entre as mesmas temperaturas. As mesmas conclusões podem ser obtidas para o ciclo de Ericsson, se forem adicionados regeneradores no ciclo básico.

15 Ciclo Padrão a Ar Dual

Os diagramas de pressão-volume de motores de combustão interna reais não são bem descritos pelos ciclos Otto e Diesel. Um ciclo de ar-padrão que pode ser elaborado para melhor aproximar as variações de pressão é o ciclo de ar-padrão dual.



Como nos ciclos Otto e Diesel, o Processo 1-2 é uma compressão isentrópica. Porém, a adição de calor ocorre em dois passos: o Processo 2-3 é uma adição de calor a volume constante; o Processo 3-4 é uma adição de calor a pressão constante. O Processo 3-4 também constitui a primeira parte do curso de potência. A expansão isentrópica do estado 4 ao estado 5 é o restante do ciclo de potência. Como nos ciclos Otto e Diesel, o ciclo é completado por um processo de rejeição de calor a volume constante, o Processo 5-1.



$$\frac{W_{12}}{m} = u_2 - u_1$$

$$\frac{Q_{23}}{m} = u_3 - u_2$$

$$\frac{W_{34}}{m} = p(v_4 - v_3) \quad \frac{Q_{34}}{m} = h_4 - h_3$$

$$\frac{W_{45}}{m} = u_4 - u_5$$

$$\frac{Q_{51}}{m} = u_5 - u_1$$

$$\eta = 1 - \frac{\frac{Q_{51}}{m}}{\frac{Q_{23}}{m} + \frac{Q_{34}}{m}} = 1 - \frac{u_5 - u_1}{(u_3 - u_2) + (h_4 - h_3)}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \left[\frac{\alpha \beta^\gamma - 1}{\alpha \gamma (\beta - 1) + \alpha - 1} \right]$$

$$\alpha = \frac{p_3}{p_2} \quad \beta = \frac{V_{3b}}{V_{3a}}$$