

## MÁQUINAS TÉRMICAS

---

### MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

ou melhor

### 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.

## MÁQUINAS TÉRMICAS

---

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
	Military	40–2000	D	2, 4	A, W
Railroad	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.<sup>9</sup>

# MÁQUINAS TÉRMICAS

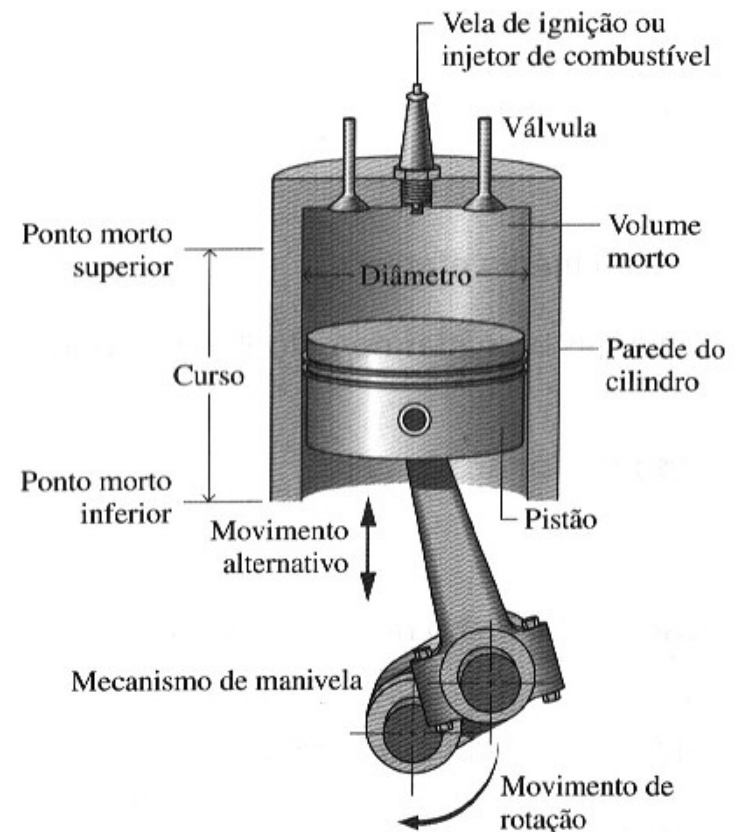
## TERMINOLOGIA

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.



## MÁQUINAS TÉRMICAS

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.

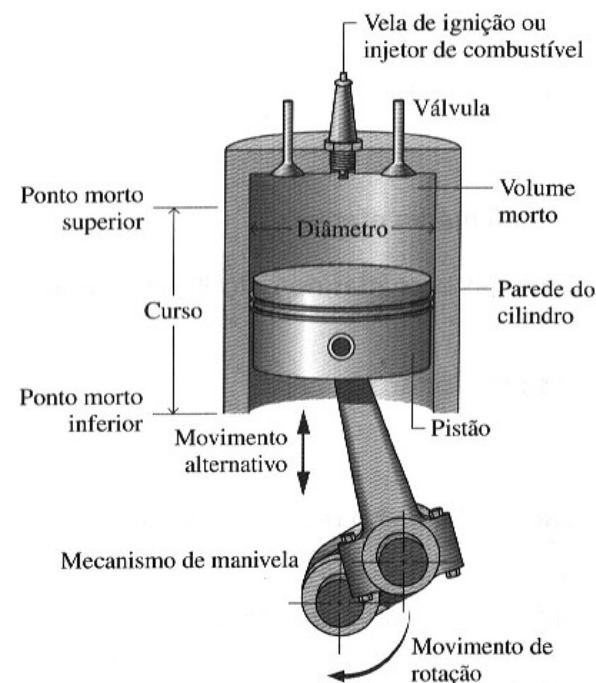
Esse volume mínimo é conhecido por volume *morto*.

Quando o pistão se moveu até a posição de volume máximo do cilindro, ele se encontra no *ponto morto inferior*.

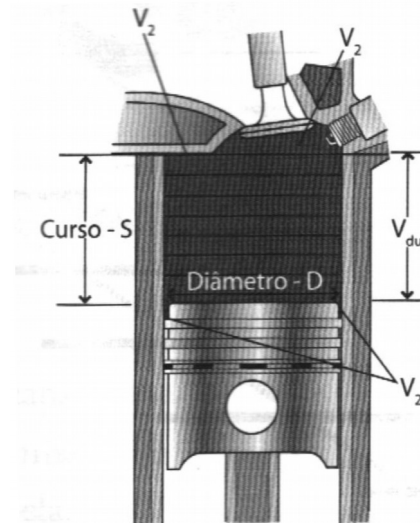
O volume percorrido pelo pistão quando se move do ponto morto superior ao ponto morto inferior é o *volume de deslocamento (cilindrada)*.

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.



# MÁQUINAS TÉRMICAS



$V_{du}$ : 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.

$$V_{du} = V_1 - V_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S$$

$$V_d = V_{du} \cdot z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \cdot z$$

$z$  - nº cilindros.

## MÁQUINAS TÉRMICAS

---

$r_v$ : 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.

# MEC 011

## MÁQUINAS TÉRMICAS

---

Taxa de compressão  $r_v$  - Valores típicos.

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



## MÁQUINAS TÉRMICAS

---

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:

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

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.

VER VÍDEOS

## MÁQUINAS TÉRMICAS

---

### 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.

## MÁQUINAS TÉRMICAS

---

### 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”.

Valores típicos de TAI's (°C)

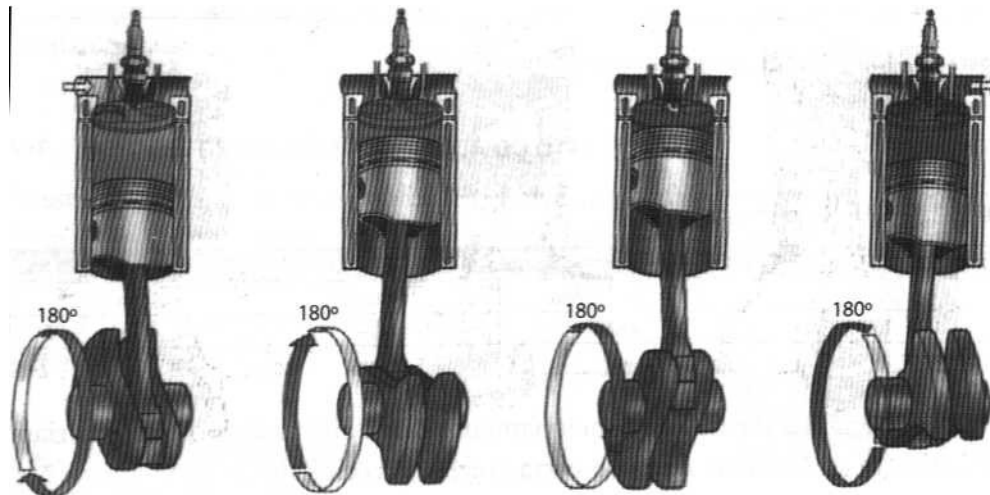
Diesel	Etanol Hidratado	Metanol.	Gasolina E22
250	420	478	400

# MÁQUINAS TÉRMICAS

## 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:

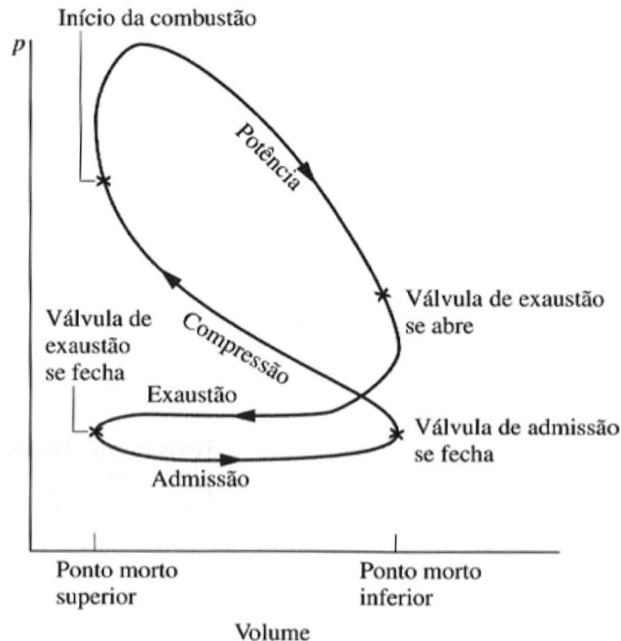


1ºTempo Admissão

2ºTempo Compressão

3ºTempo Expansão

4ºTempo Escape

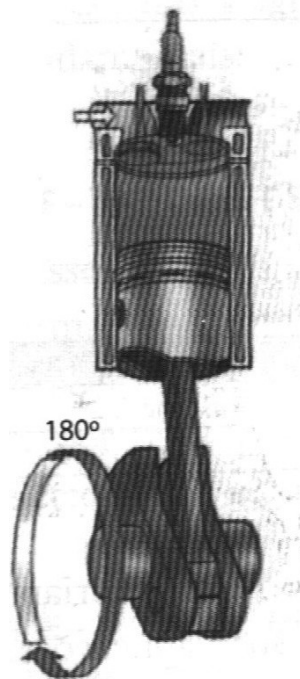


## Tempo de Admissão

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.



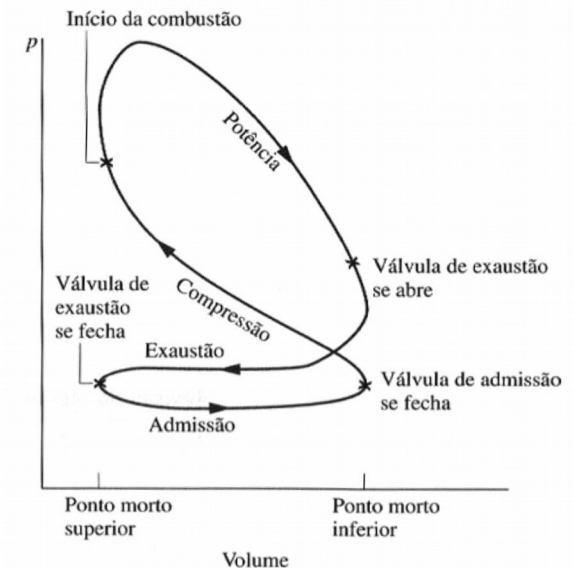
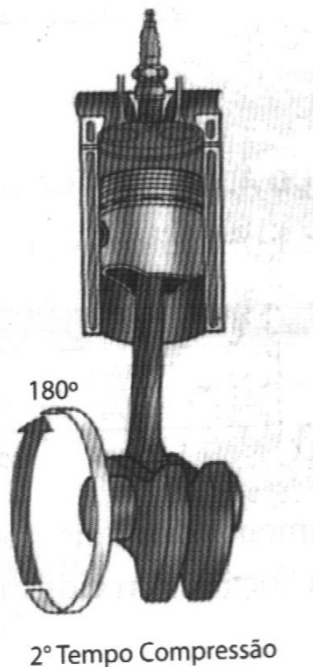
1º Tempo Admissão

# MÁQUINAS TÉRMICAS

## Tempo de Compressão

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.



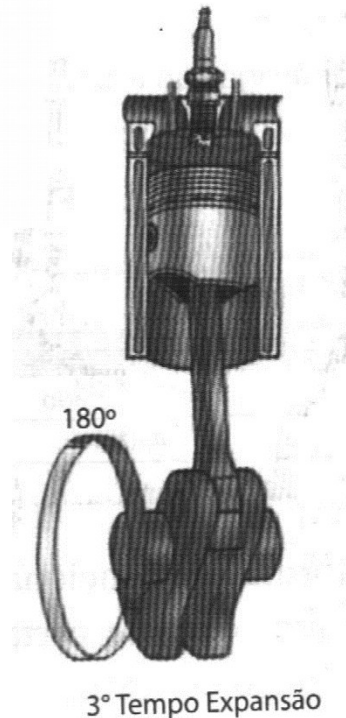
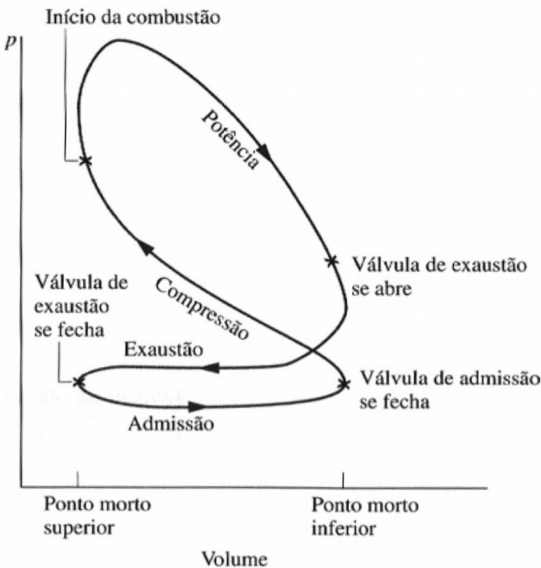
# MÁQUINAS TÉRMICAS

## Tempo de Expansão

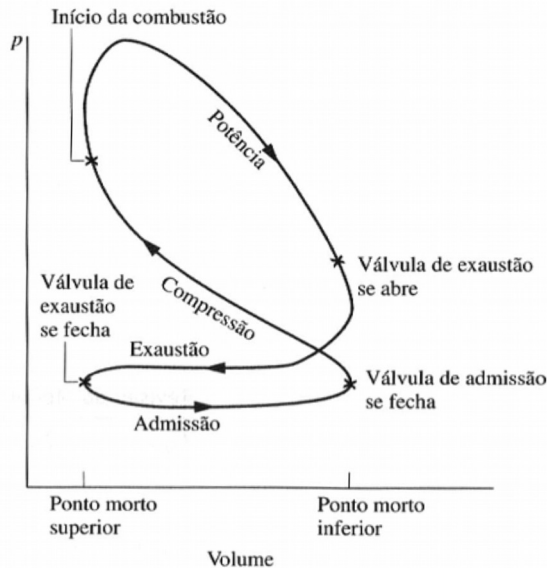
No MIF, nas proximidades do PMS, salta a faísca que provoca a ignição da mistura, enquanto no MIE é injetado o combustível no ar quente, iniciando-se uma combustão espontânea.

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.

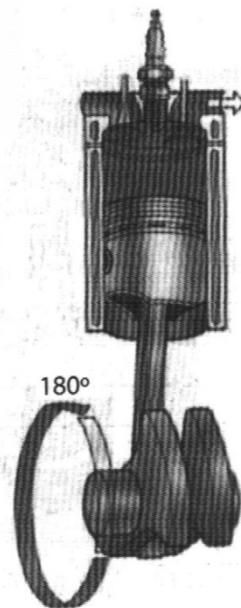


# MÁQUINAS TÉRMICAS



## Tempo de Escape

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.



4º Tempo Escape





# MÁQUINAS TÉRMICAS

## Diferenças fundamentais entre os motores ciclos Otto e Diesel a 4T

### 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.

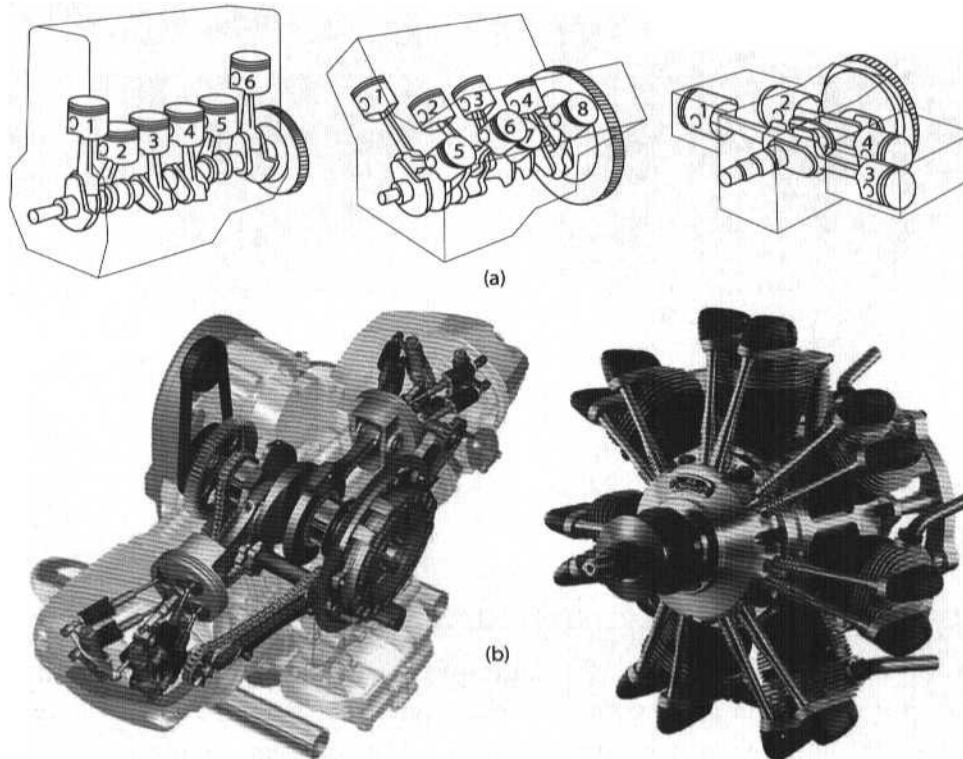
### TAXA DE COMPRESSÃO

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 .

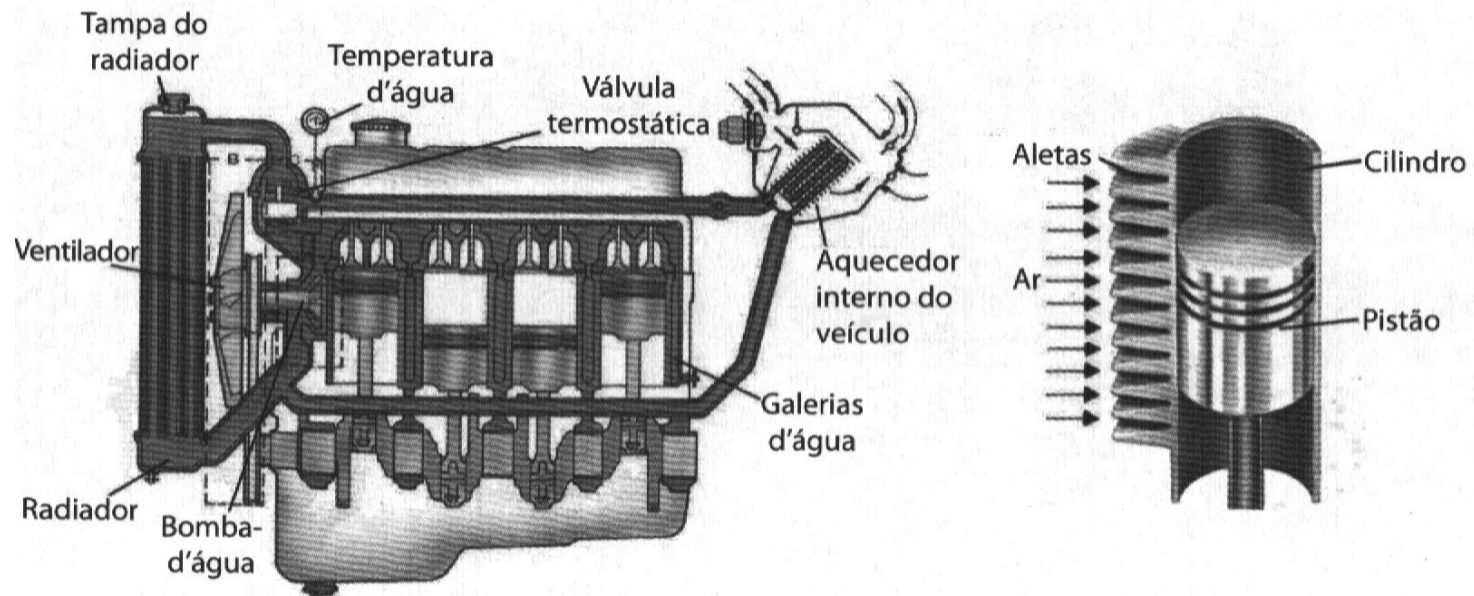
Diesel	Etanol Hidratado	Metanol.	Gasolina E22
250	420	478	400

QUANTO À DISPOSIÇÃO DOS ÓRGÃOS INTERNOS



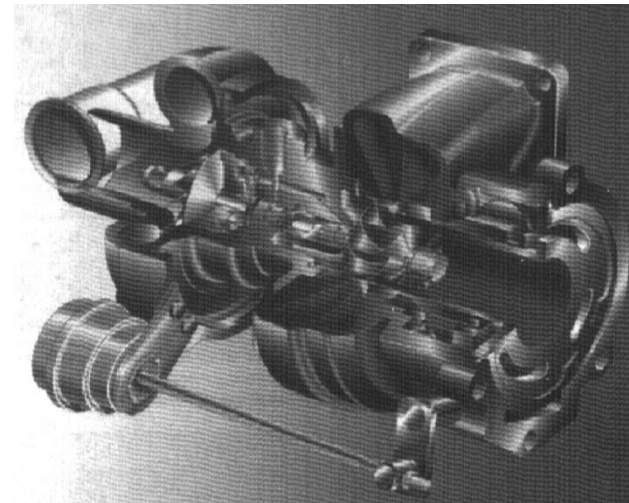
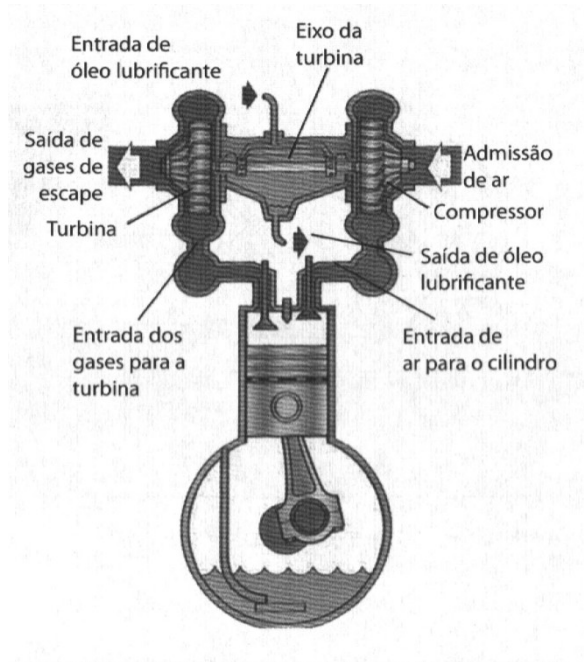
# MÁQUINAS TÉRMICAS

## SISTEMAS DE ARREFECIMENTO





## TURBOALIMENTAÇÃO



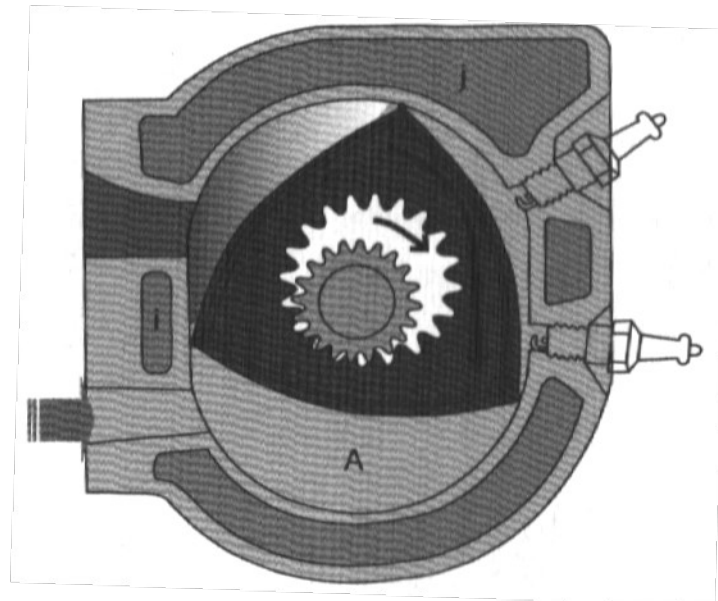
# MÁQUINAS TÉRMICAS

## 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.

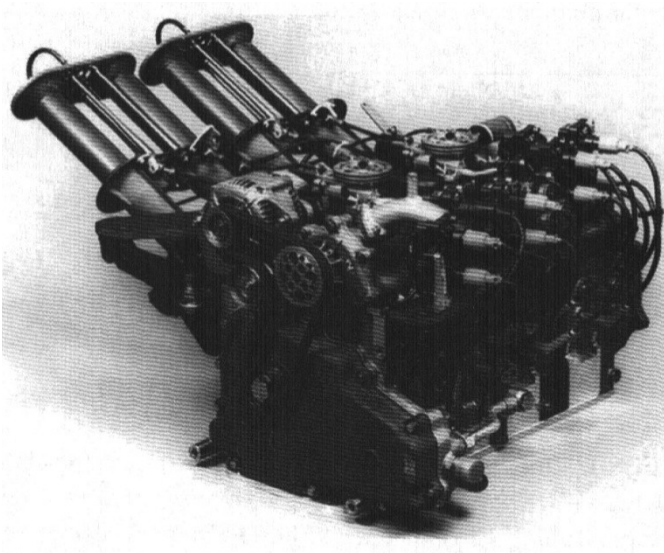
A Figura indica o movimento do rotor, guiado pela engrenagem central, evidenciando que o rotor não gira em torno de seu eixo, o que provoca deslocamentos laterais.





## MÁQUINAS TÉRMICAS

Mazda 1991 RX7 com 4 rotores em série que venceu as 24 Horas de Le Mans. A Figura 1.38 mostra o carro Mazda RX8 equipado com um motor Wankel de dois rotores.



Motor: Wankel;  
 $z = 2$  rotores;  
Ignição faísca;  
 $V_{du} = 1,3 \text{ L}$ ;  
 $N_{e_{\max}} = 250 \text{ cv}$ ;  
Motor Renesis  
eleito motor do ano 2003.

## MÁQUINAS TÉRMICAS

---

### 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***.

VEJA DIESEL-RK

## MÁQUINAS TÉRMICAS

---

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.



## MÁQUINAS TÉRMICAS

---

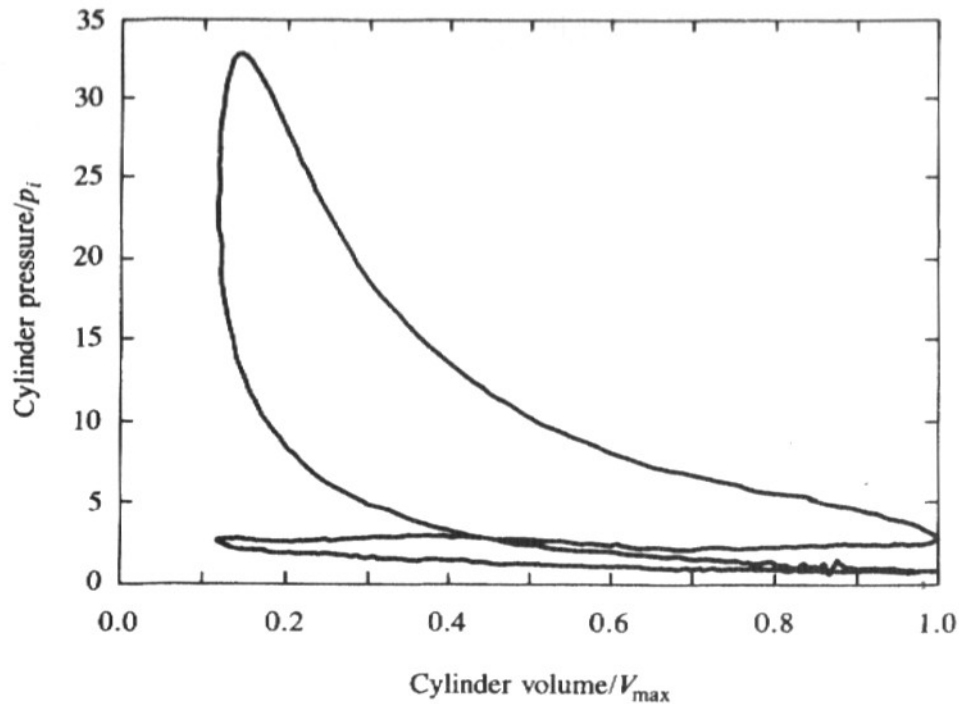
Embora uma análise de ar-padrão simplifique consideravelmente o estudo dos motores de combustão interna, os valores para a pressão média efetiva e para as temperaturas e pressões de operação calculadas nesta base podem diferir bastante daqueles para os motores reais.

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.



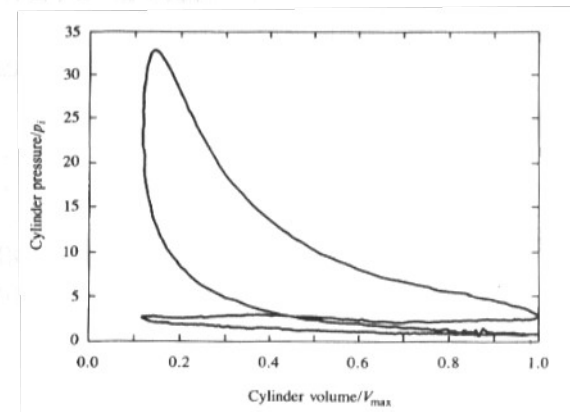
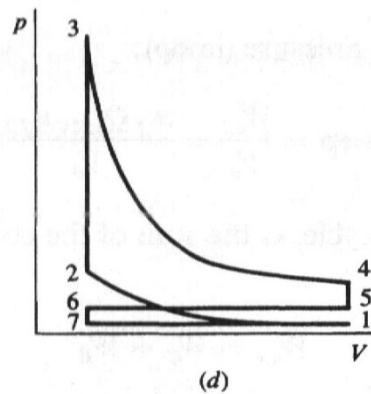
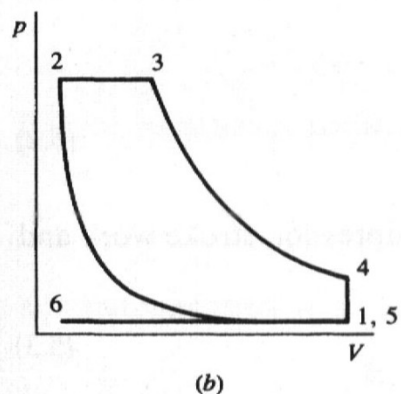
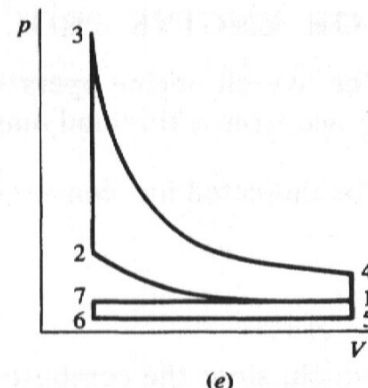
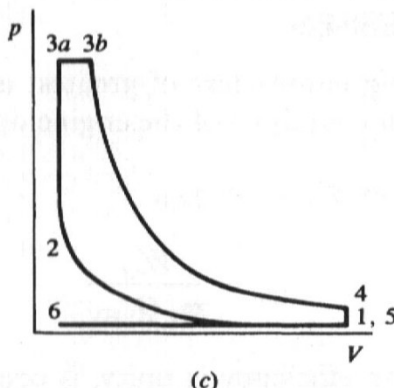
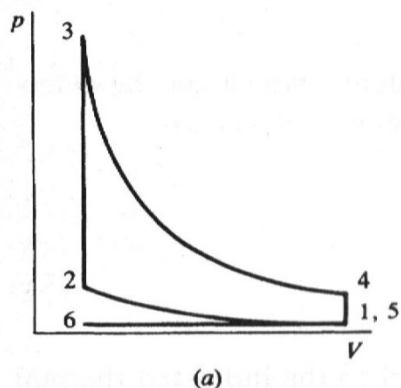
## CICLO REAL LEVANTADO POR UM INDICADOR DE PRESSÕES



Pressure-volume diagram of firing spark-ignition engine.  $r_c = 8.4$ , 3500 rev/min,  $p_i = 0.4$  atm,  $p_e = 1$  atm,  $imep_n = 2.9$  atm.

# MÁQUINAS TÉRMICAS

## MODELOS IDEAIS DOS CICLOS



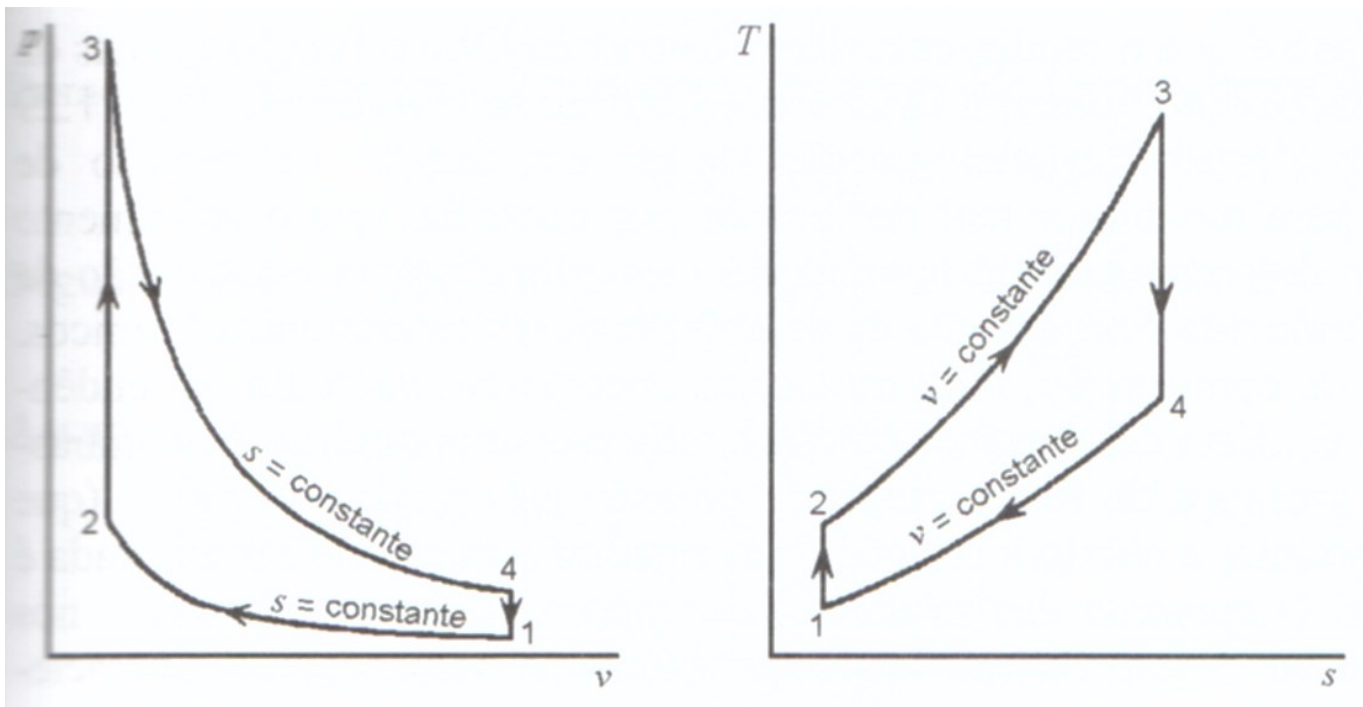
Pressure-volume diagrams of ideal cycles. Unthrottled operation: (a) constant-volume combustion; (b) constant-pressure combustion; (c) limited-pressure combustion. (d) Throttled constant-volume cycle; (e) supercharged constant-volume cycle.

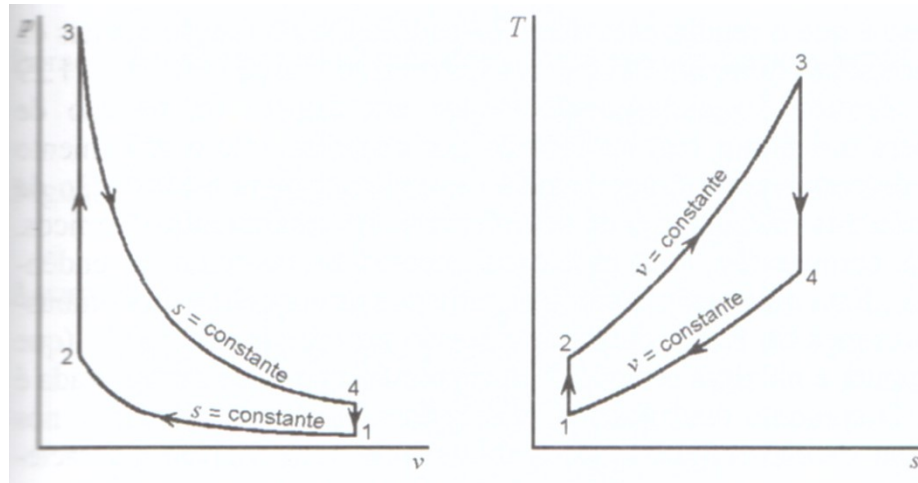
# MÁQUINAS TÉRMICAS

## CICLO-PADRÃO 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.





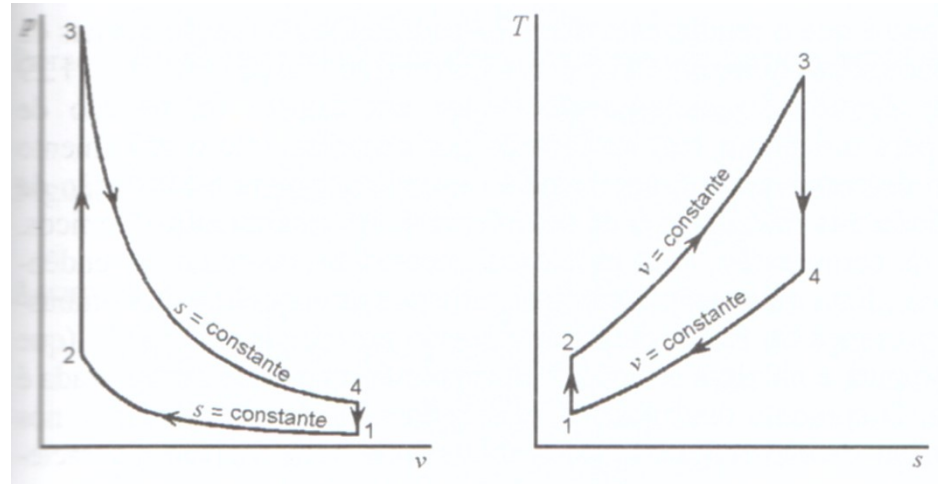
O processo 1-2 é uma compressão isentrópica do ar quando o pistão se move, do ponto morto do lado da manivela (inferior) para o ponto morto do lado do cabeçote (superior).

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.

# MÁQUINAS TÉRMICAS

Considerando calor específico constante:



Compressão :

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

Combustão :

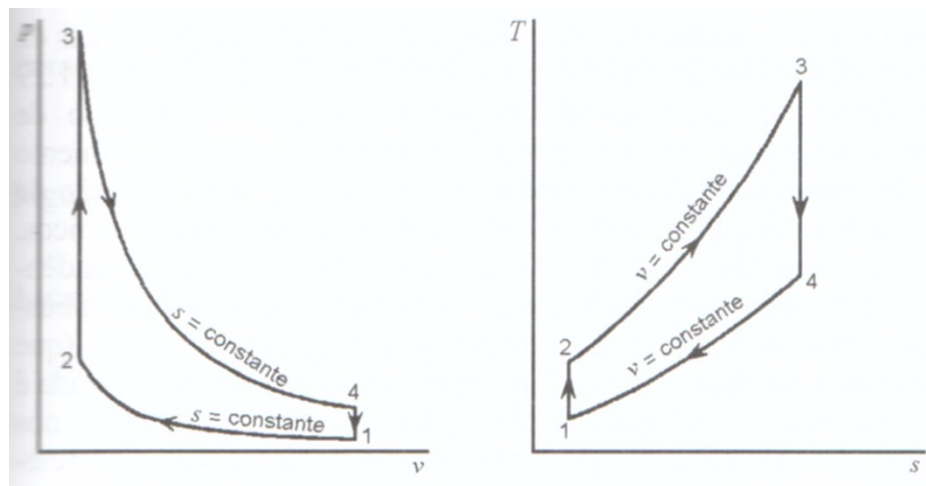
$$v_3 = v_2 ; Q_H = m(u_3 - u_2)$$

Expansão :

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

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

# MÁQUINAS TÉRMICAS



Considerando calor específico constante:

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

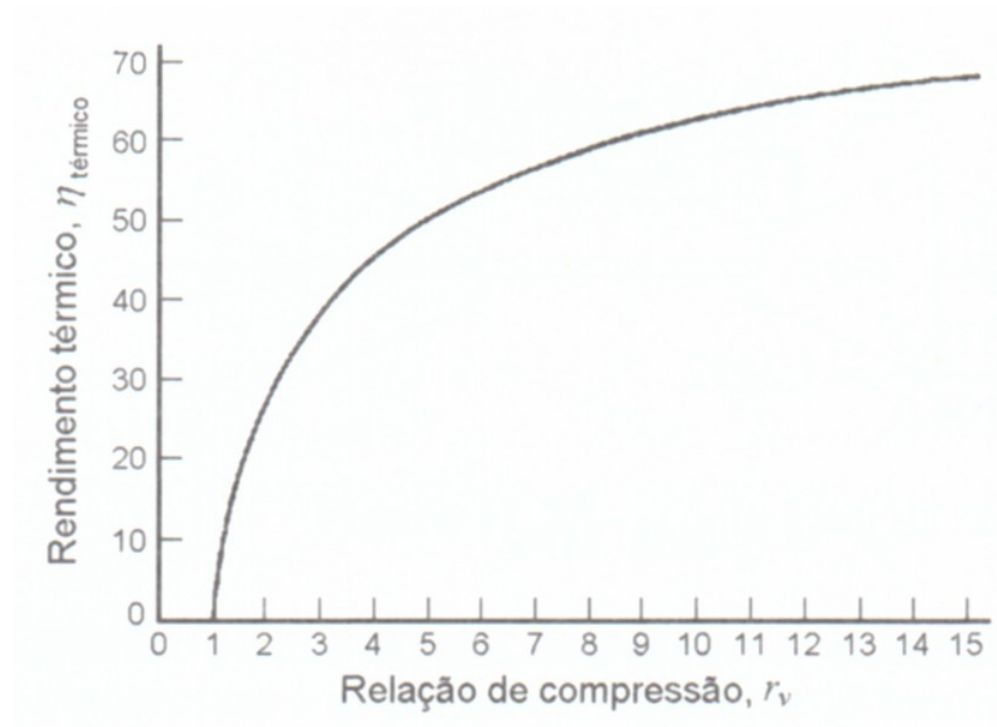
$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = \left( \frac{V_4}{V_3} \right)^{k-1} = \frac{T_3}{T_4} \therefore \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$$

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

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

# MÁQUINAS TÉRMICAS

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



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



## MÁQUINAS TÉRMICAS

---

Também é verdade, para um motor real de ignição por centelha, que o rendimento térmico aumenta quando a relação de compressão é aumentada.

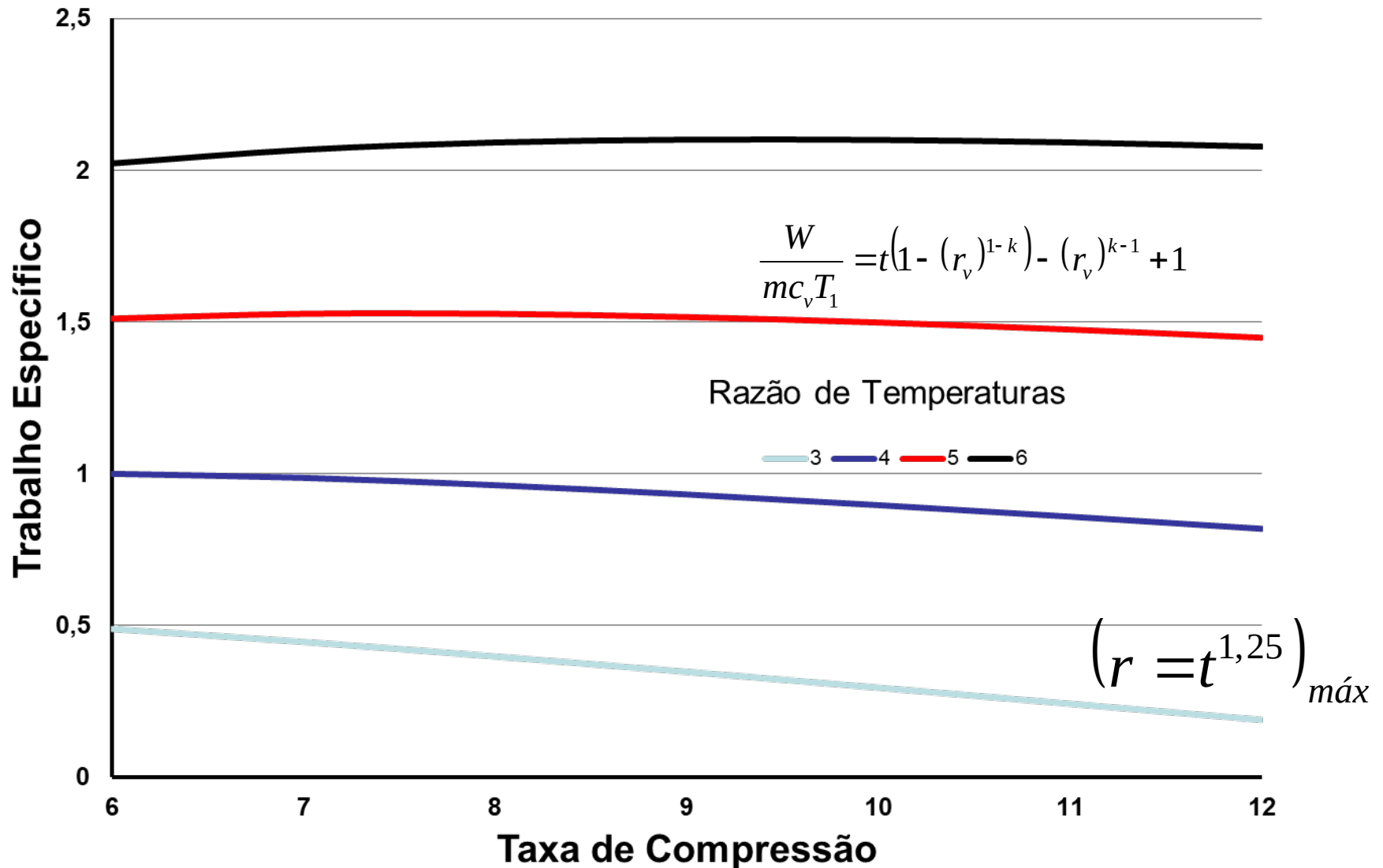
A tendência para a utilização maiores relações de compressão é induzida pelo esforço de se obter maiores rendimentos térmicos.

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.



## MÁQUINAS TÉRMICAS

---

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.

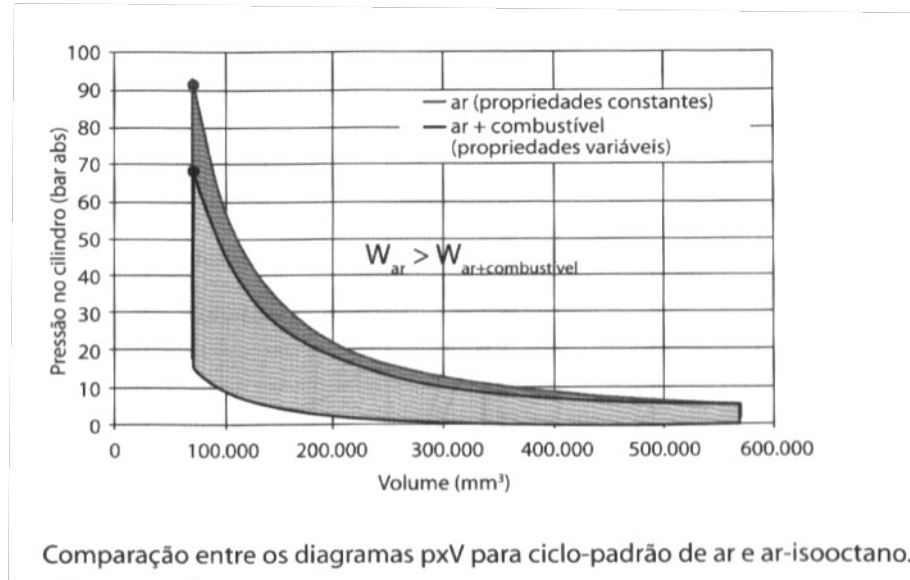
## MÁQUINAS TÉRMICAS

# 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.

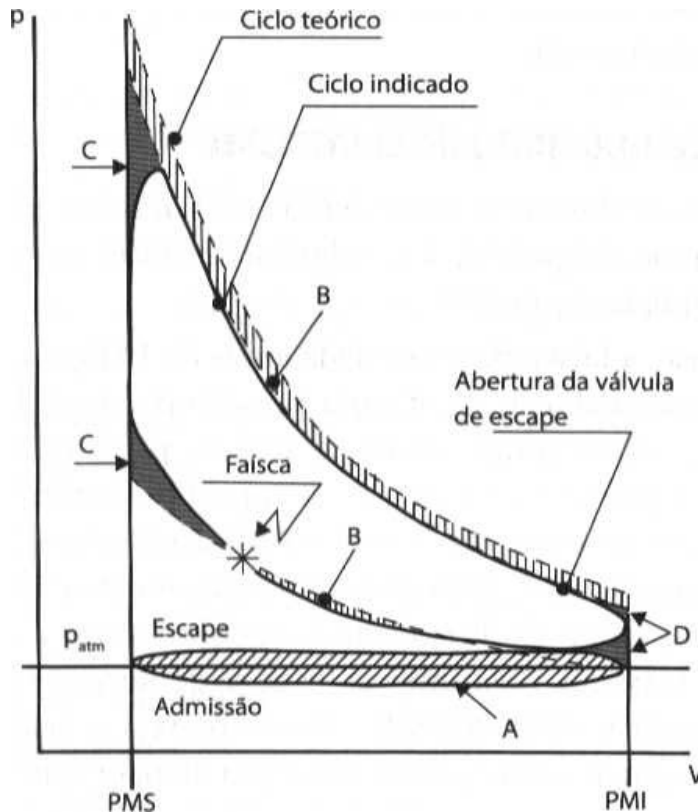
**São necessárias rotinas computacionais para uma aproximação maior dos valores obtidos de cálculos com os valores reais.**



# MÁQUINAS TÉRMICAS

## Comparação dos Ciclos Reais com os Ciclos Teóricos

## 2. Admissão e Escape (A)

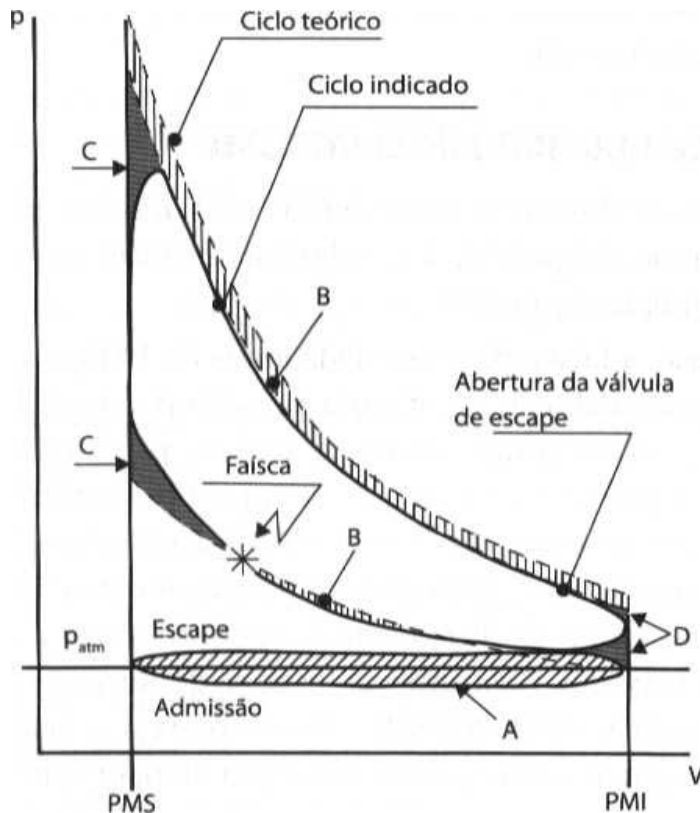


Não aparecem no ciclo teórico. A área compreendida entre os dois é um trabalho negativo utilizado para a troca do fluido no cilindro - trabalho de "bombeamento" que é englobado no trabalho perdido por atrito. Será maior quanto maiores as perdas de carga nas tubulações de admissão e escape. Nos motores 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. Filtros? Silenciadores? Catalisadores?

## MÁQUINAS TÉRMICAS

# Comparação dos Ciclos Reais com os Ciclos Teóricos

### 3. Perdas de Calor (B)

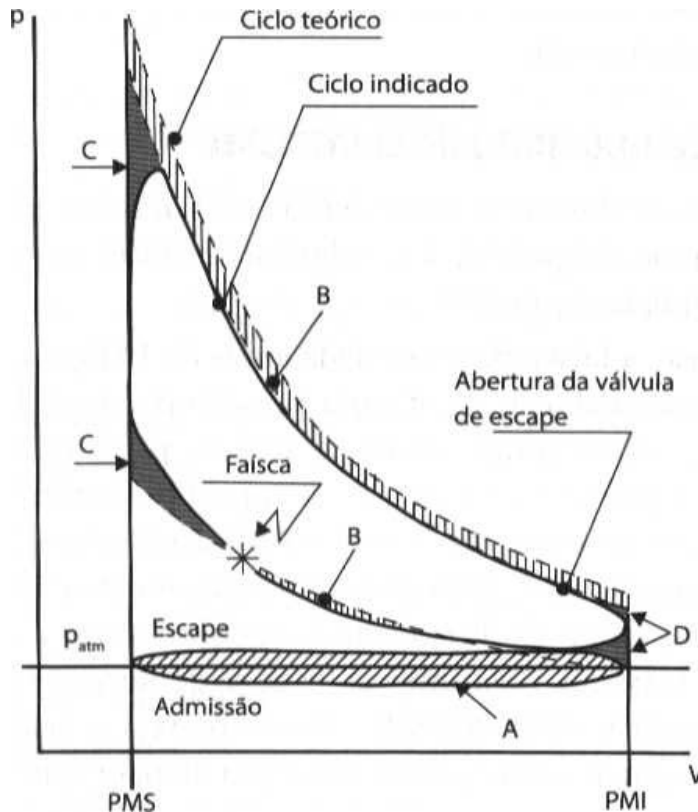


No ciclo teórico os processos de compressão e expansão são considerados isentrópicos, enquanto no ciclo real as perdas de calor são sensíveis. Na compressão a diferença entre a isentrópica e o processo real não é tão grande, mas na expansão, quando o gradiente de temperatura entre o cilindro e o meio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

## MÁQUINAS TÉRMICAS

# Comparação dos Ciclos Reais com os Ciclos Teóricos

### 3. Perdas por tempo finito de combustão (C)



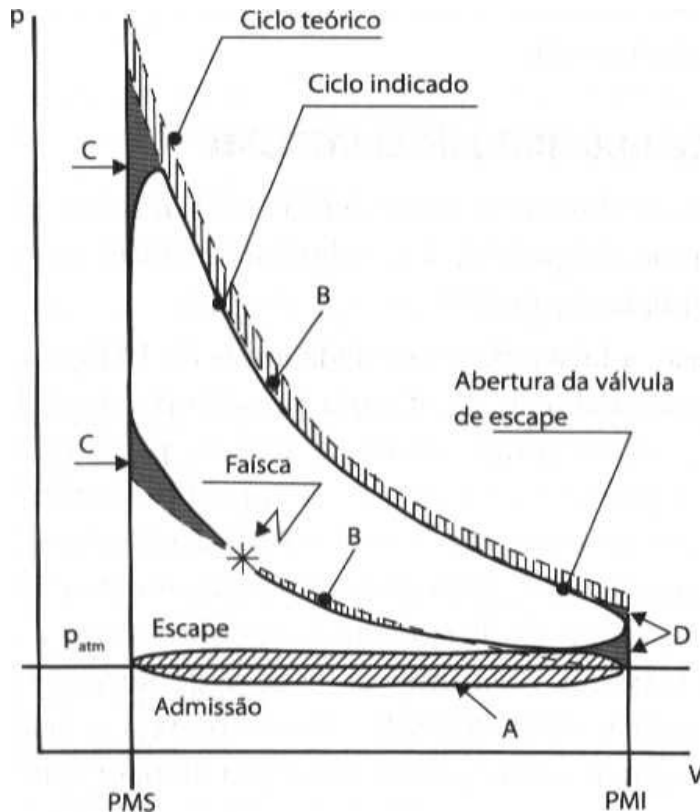
No ciclo teórico a combustão é instantânea. Na prática, a combustão leva um tempo não desprezível em relação à velocidade do pistão. A faísca deve ser dada antes do PMS, e a expansão se inicia antes de a combustão alcançar a máxima pressão. Ao adiantar a faísca perde-se área na parte inferior do ciclo, 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.



## MÁQUINAS TÉRMICAS

### Comparação dos Ciclos Reais com os Ciclos Teóricos

#### 4. Perdas pelo tempo finito de abertura da válvula de escape



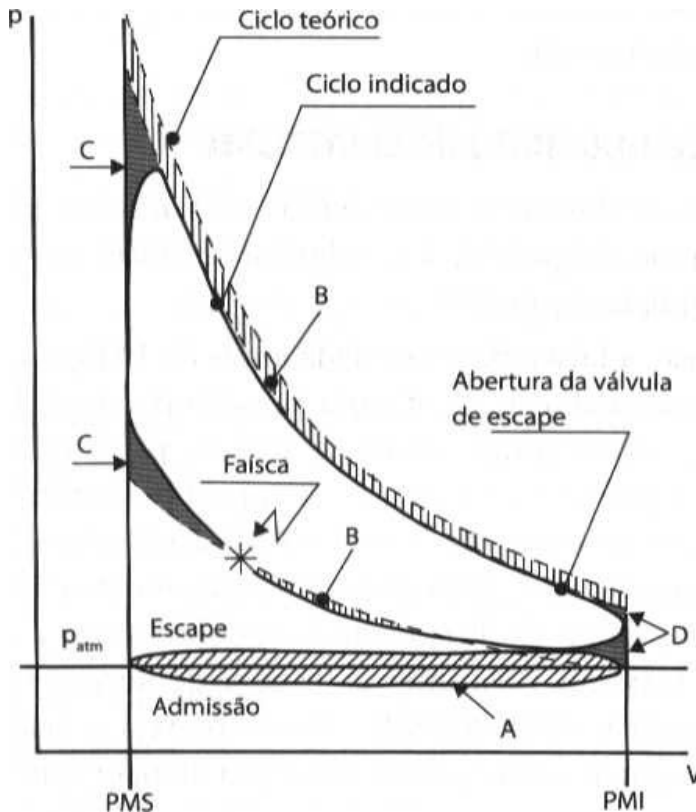
No ciclo teórico, o escape foi substituído por uma expansão isocórica, na qual se cedia calor para um reservatório frio. No ciclo real, na válvula de escape, o tempo para o processo de saída dos gases sob pressão é finito, por isso, deve-se abrir a válvula com certa antecedência. Quanto mais adiantada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





## Comparação dos Ciclos Reais com os Ciclos Teóricos

### Perdas totais



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 (D).

## MÁQUINAS TÉRMICAS

---

### Exemplo

A relação de compressão num ciclo-padrão a ar Otto é 8. No início 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:

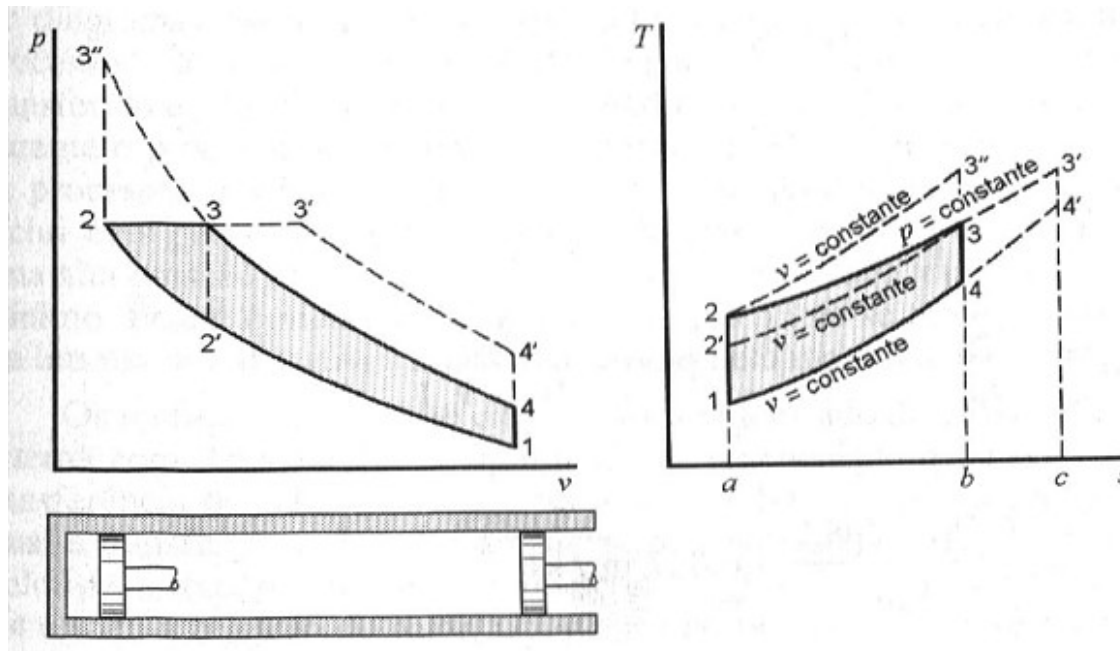
1. A pressão e a temperatura no estado final de cada processo do ciclo.
2. O rendimento térmico.
3. A pressão média efetiva.

# MÁQUINAS TÉRMICAS

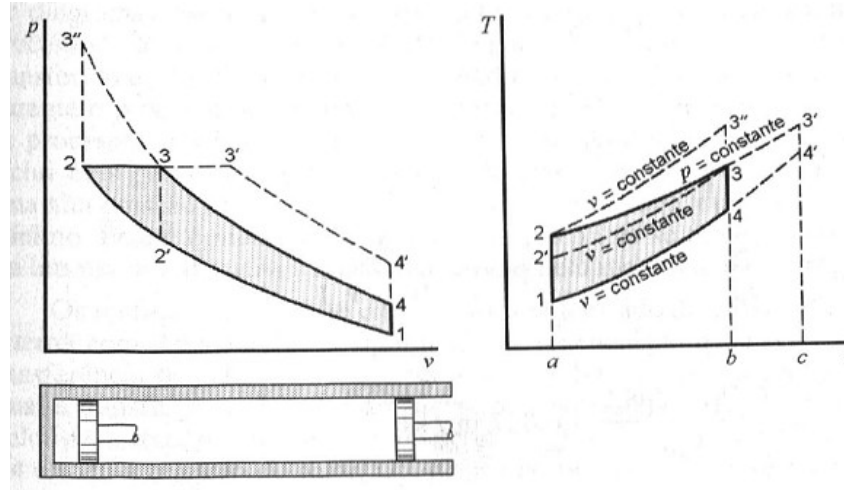
## CICLO - PADRÃO A AR DIESEL

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.



# MÁQUINAS TÉRMICAS

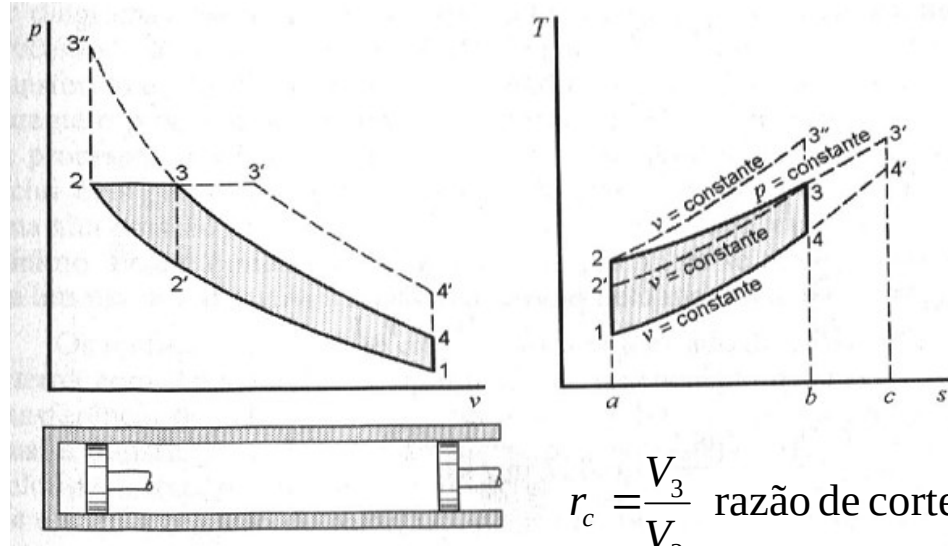


O calor é transferido ao fluido de trabalho a pressão constante. Este processo corresponde a injeção e a queima do combustível no motor Diesel real.

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 isoentropica (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.



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

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

$$\frac{Q_{23}}{m} = (u_3 - u_2) + p_2(v_3 - v_2) = (u_3 + pv_3) - (u_2 + pv_2) = h_3 - h_2$$

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

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

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

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

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

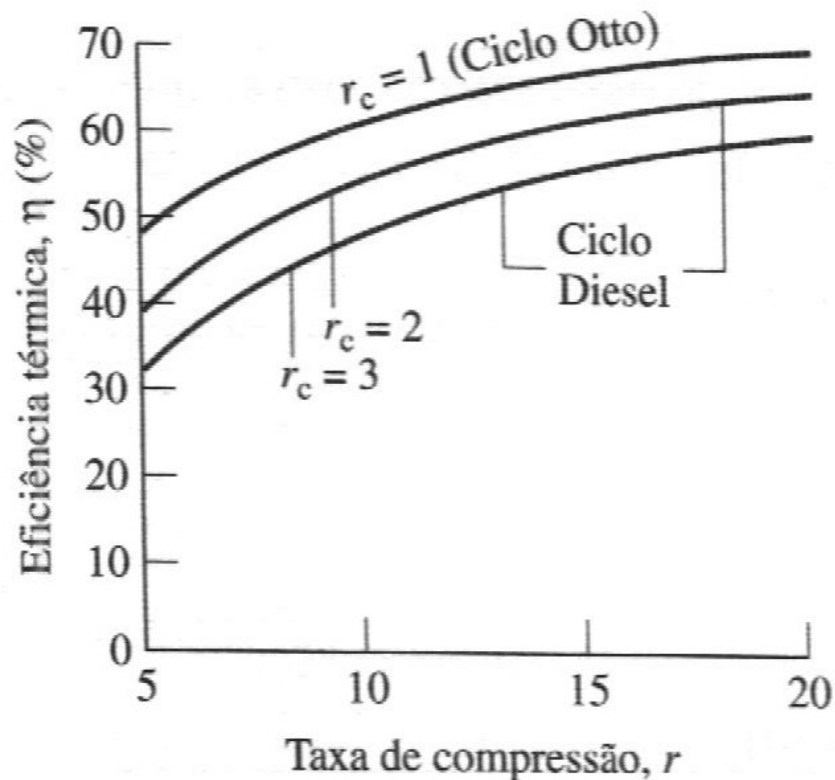
$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4}{V_2} \frac{V_2}{V_3} = \frac{V_1}{V_2} \frac{V_2}{V_3} = \frac{r}{r_c}$$

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

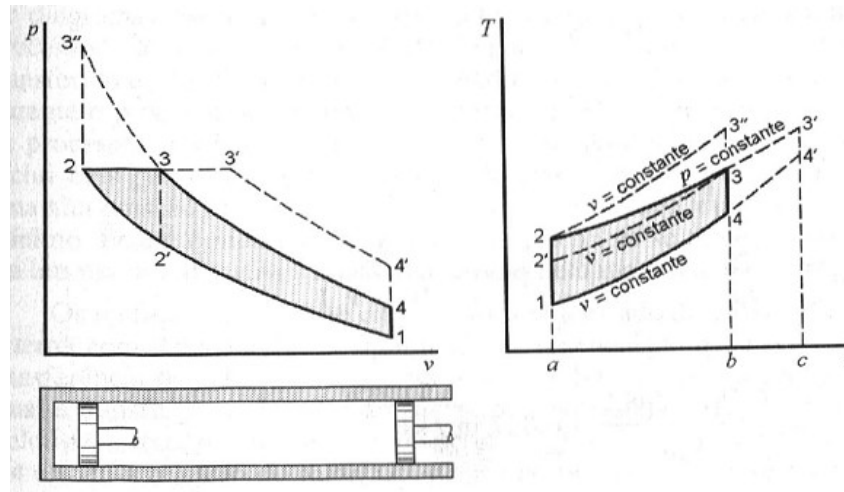
$$\frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = \left( \frac{r_c}{r} \right)^{k-1}$$

# MÁQUINAS TÉRMICAS

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



# MÁQUINAS TÉRMICAS



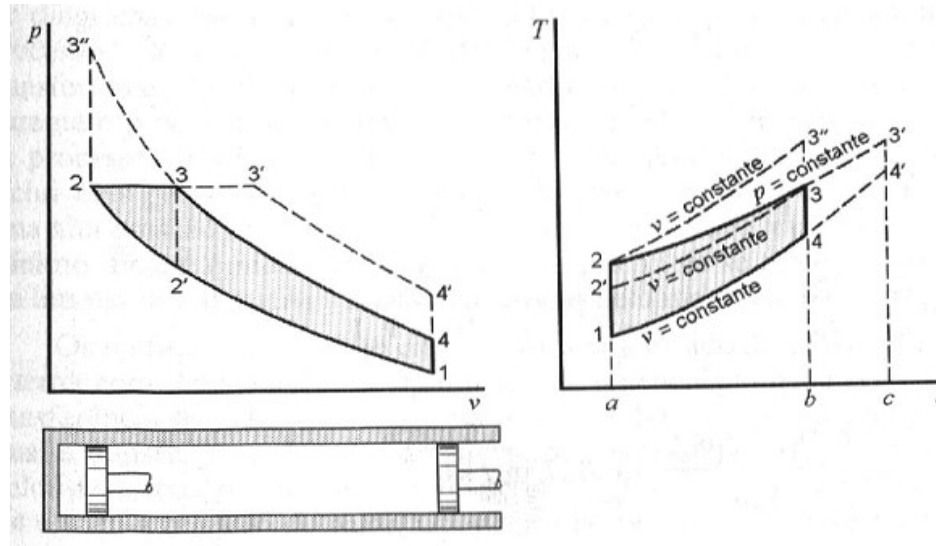
A relação de compressão isoentrópica no ciclo Diesel é maior do que a relação de expansão isoentrópica .

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).



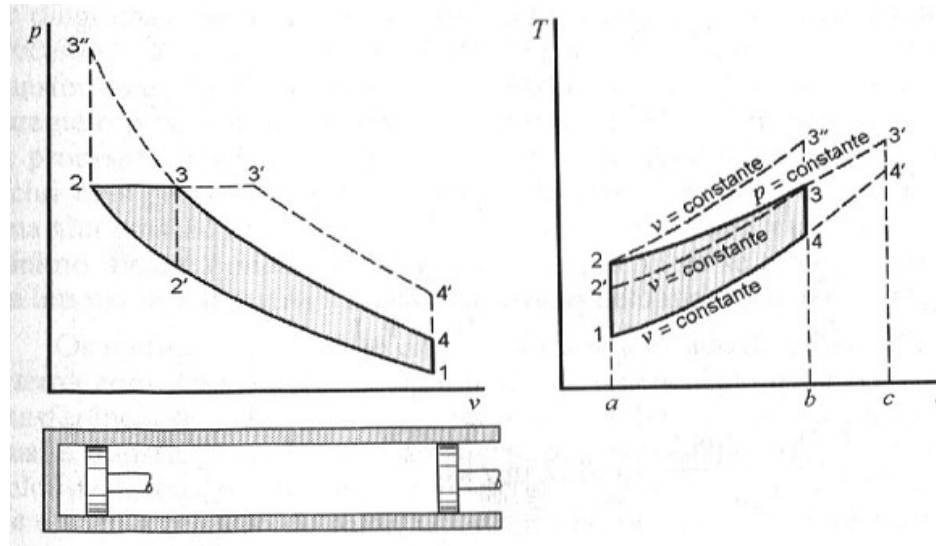
# MÁQUINAS TÉRMICAS



Considere o ciclo Otto 1-2-3''-4-1 e o Diesel 1-2-3-4-1, que têm o mesmo estado no início do curso de compressão, o mesmo deslocamento volumétrico do pistão e a mesma relação e compressão.

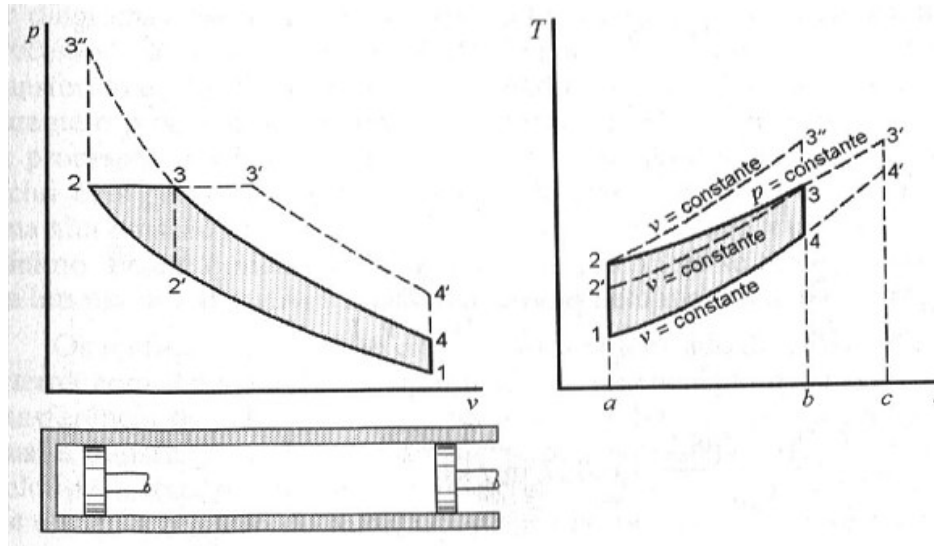
Pelo diagrama **T-s**, o ciclo Otto tem um rendimento maior, entretanto, na prática, o motor Diesel pode operar com uma relação de compressão maior do que o motor Otto, pois em num motor Otto, comprime-se uma mistura ar-combustível e a detonação (batida) torna-se um sério problema se for usada uma alta relação de compressão. Este problema não existe no motor Diesel porque somente o ar é comprimido durante o curso de compressão.

# MÁQUINAS TÉRMICAS



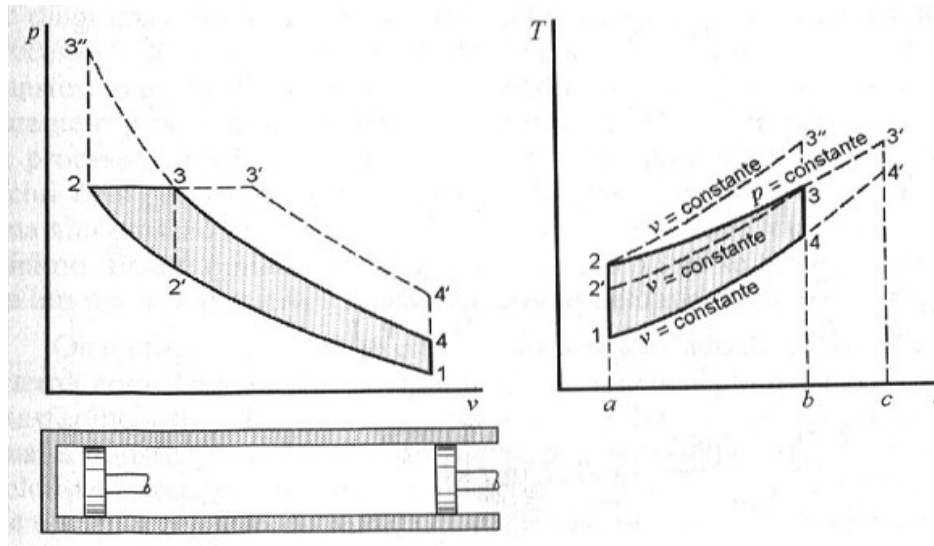
Uma comparação que pode ser feita é considerar o ciclo Otto 1-2'-3-4-1 e o ciclo Diesel 1-2-3-4-1. A pressão e a temperatura máximas são as mesmas para ambos os ciclos, o que significa que o ciclo Otto tem uma relação de compressão menor do que o ciclo Diesel.

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.

# MÁQUINAS TÉRMICAS



## Exemplo

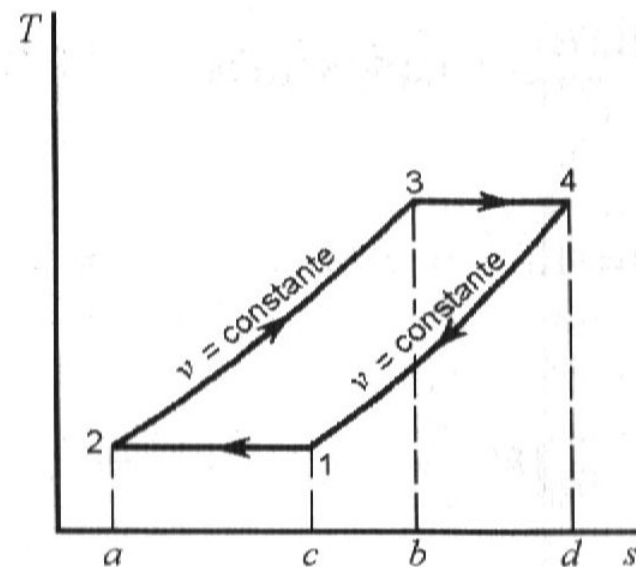
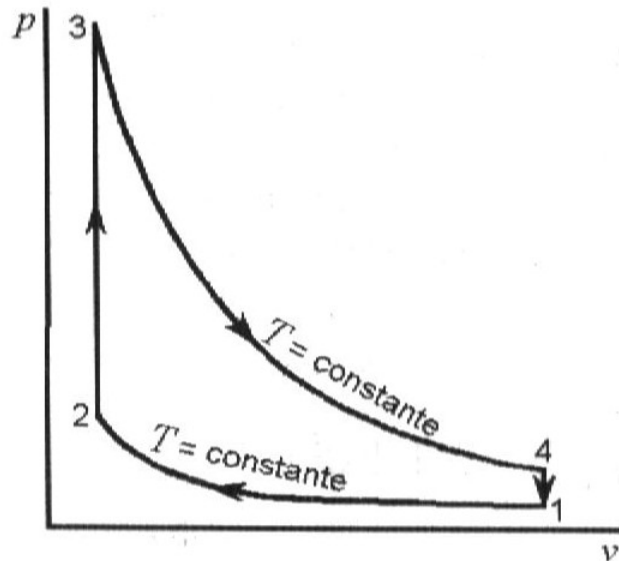
Um ciclo-padrão de ar Diesel apresenta relação de compressão igual a 18 e o calor transferido ao fluido de trabalho, por ciclo, é 1800 kJ/kg. Sabendo que no início do processo de compressão, a pressão é igual a 0,1 MPa e a temperatura é 15 °C, determine:

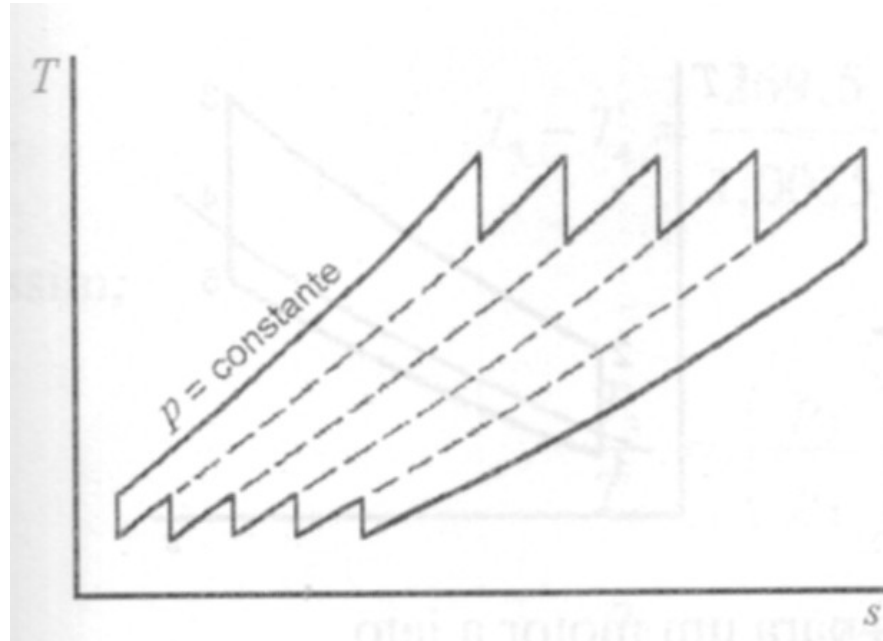
1. a pressão e a temperatura em cada ponto do ciclo;
2. o rendimento térmico;
3. a pressão média efetiva.



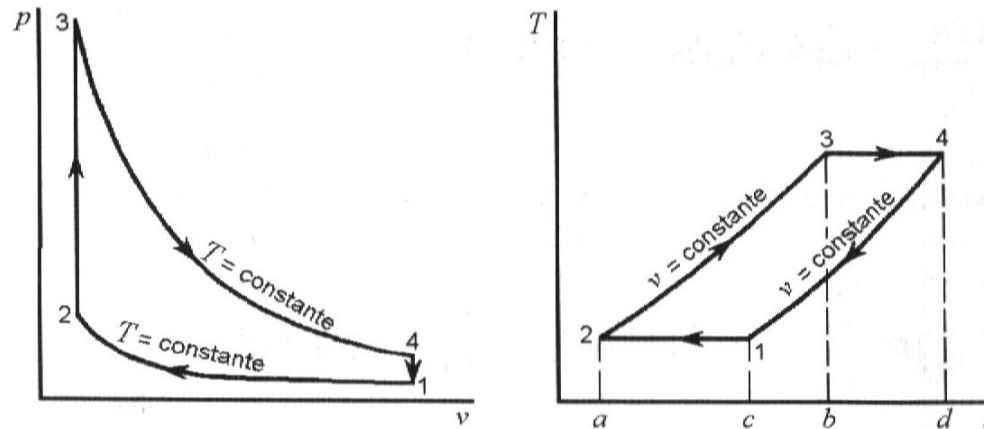
## O CICLO STIRLING

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.

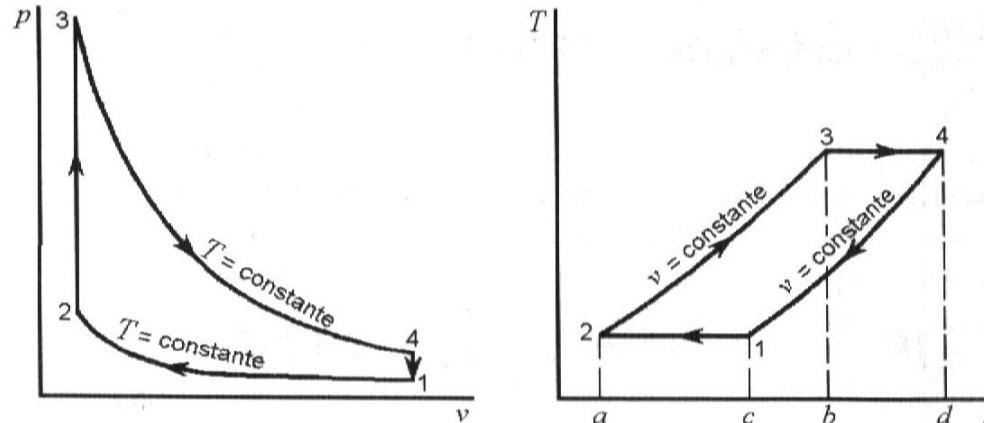


Calor é transferido ao fluido de trabalho durante o processo a volume constante 2-3 e também durante processo de expansão isotérmica 3-4.

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.

# MEC 011

## MÁQUINAS TÉRMICAS

---

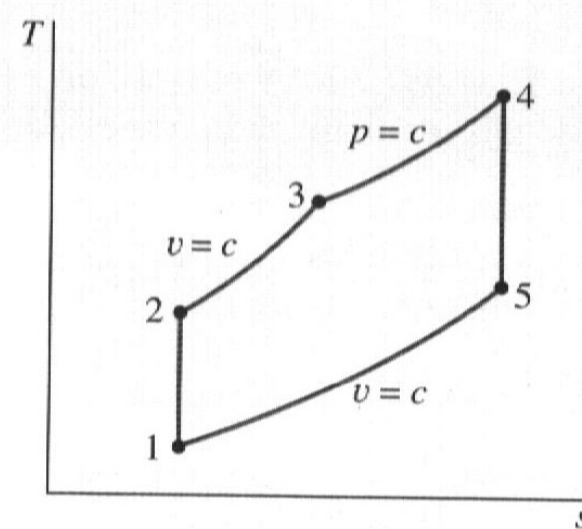
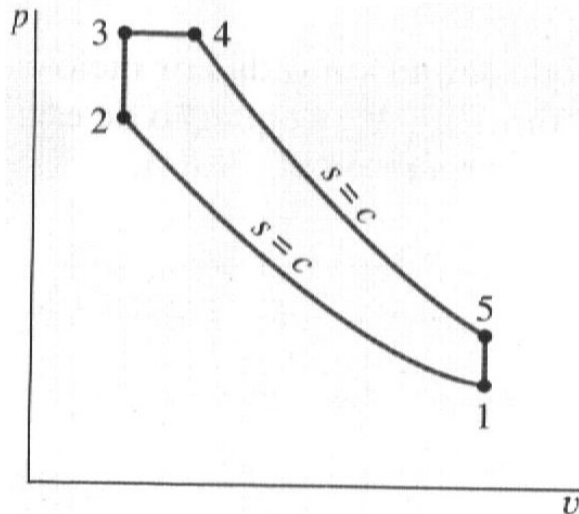
Video



## 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*.



# MÁQUINAS TÉRMICAS

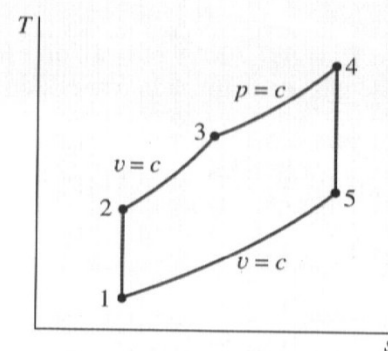
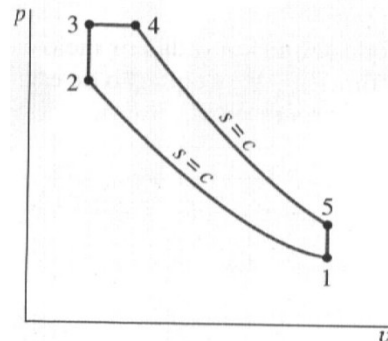
Como nos ciclos Otto e Diesel, o Processo 1-2 é uma compressão isentrópica.

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.



# MÁQUINAS TÉRMICAS

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

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

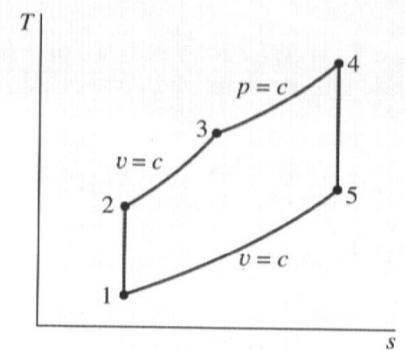
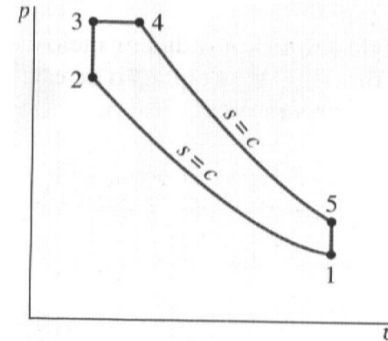
$$\frac{W_{34}}{m} = p(v_4 - v_3)$$

$$\frac{Q_{34}}{m} = h_4 - h_3$$

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

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

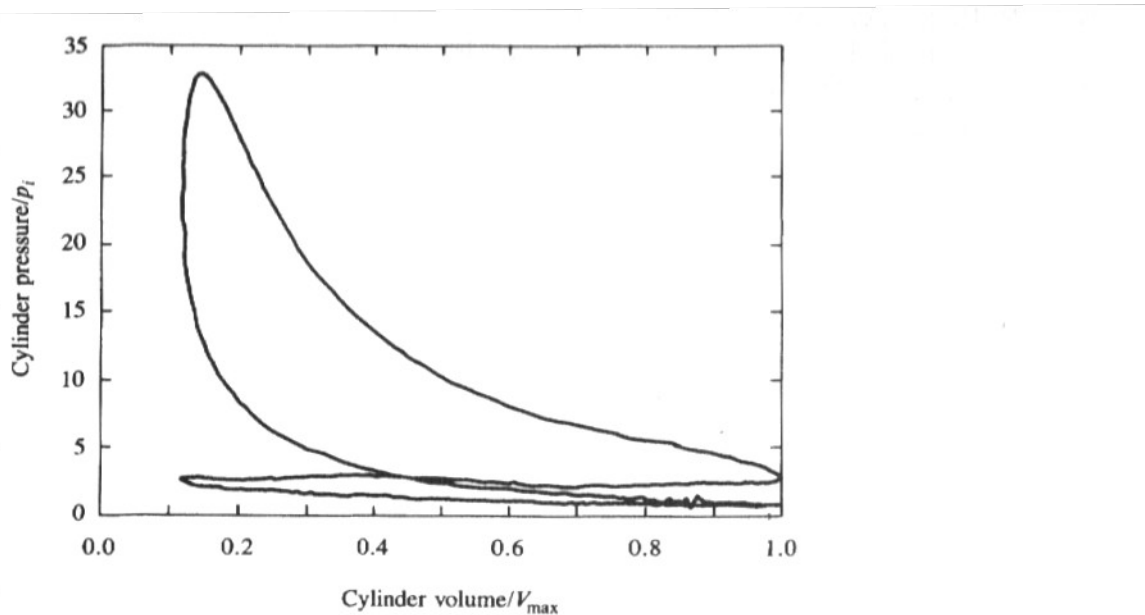
$$\eta = 1 - \frac{\frac{Q_{51}}{m}}{\frac{Q_{23}}{m} + \frac{Q_{34}}{m}} = 1 - \frac{u_5 - u_1}{(u_3 - u_2) + (h_4 - h_3)}$$





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

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



Pressure-volume diagram of firing spark-ignition engine.  $r_c = 8.4$ , 3500 rev/min,  $p_i = 0.4$  atm,  $p_e = 1$  atm,  $\text{imep}_n = 2.9$  atm.

