



# MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Prof. Dr. Maurício A. Trielli  
Prof. Dr. Guenther C. Krieger Filho

# Motores de Combustão Interna



## Consumo de ar de motores de 4 tempos

Rendimentos volumétricos global

Sobrealimentação

A potência efetiva do motor é função do fluxo real em massa de ar seco admitido  $\dot{m}_{ar}$ , como pode ser visto na equação abaixo, onde F é a relação combustível-ar.

$$Ne = \dot{m}_c \cdot pci \cdot \eta_g = \dot{m}_{ar} \cdot F \cdot pci \cdot \eta_g$$

Por sua vez,  $\dot{m}_{ar}$  pode ser escrito como

$$\dot{m}_{ar} = \rho_{ar} V_t \frac{n}{2} \eta_v$$

onde  $\rho_{ar}$  é a massa específica do ar seco nas condições atmosféricas do local onde o motor funciona e  $\eta_v$  é o denominado rendimento volumétrico global.

A eficiência volumétrica global do motor pode ser calculada por:

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_{a,0} V_d} = \frac{m(1-x_r)}{\rho_{a,0} [1+(F/A)]} \frac{r_c}{(r_c-1)V_1} \quad (6.1)$$

Utilizando as relações de gás ideal, obtém-se a equação da eficiência volumétrica em função da temperatura e pressão da mistura.

$$p_i V_1 = m \frac{\tilde{R}}{M} T_1 \quad \text{and} \quad p_{a,0} = \rho_{a,0} \frac{\tilde{R}}{M_a} T_{a,0}$$

$$\eta_v = \left( \frac{M}{M_a} \right) \left( \frac{p_i}{p_{a,0}} \right) \left( \frac{T_{a,0}}{T_1} \right) \frac{1}{[1+(F/A)]} \left\{ \frac{r_c}{r_c-1} - \frac{1}{\gamma(r_c-1)} \left[ \left( \frac{p_e}{p_i} \right) + (\gamma-1) \right] \right\} \quad (6.2)$$

## Influência da umidade do ar e do combustível vaporizado sobre o rendimento volumétrico:

A pressão parcial do ar ( $p_{a,i}$ ) nos gases de admissão pode ser obtida por meio da equação:

$$p_i = p_{a,i} + p_{f,i} + p_{w,i}$$

onde:

$p_i$  é a pressão total na seção de escoamento considerada;

$p_{w,i}$  é a pressão parcial do vapor d'água e

$p_{f,i}$  é a pressão parcial do vapor de combustível

## Influência da umidade do ar e do combustível vaporizado sobre o rendimento volumétrico:

Admitindo que todas as parcelas correspondam a gases perfeitos, obtém-se:

$$\frac{p_{a,i}}{p_i} = \left[ 1 + \left( \frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_a} \right) \left( \frac{M_a}{M_f} \right) + \left( \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right) \left( \frac{M_a}{M_w} \right) \right]^{-1} \quad (6.3)$$

$$p_{a,i} = \frac{p_i}{1 + 1,62w + d \left( \frac{29F}{M_f} \right)}$$

onde  $w$  é a umidade absoluta do ar,

$M_f$  é o mol do combustível,

$F$  é a relação combustível-ar e

$d$  é o percentual do combustível vaporizado.

## Fração de combustível vaporizado e calor de vaporização

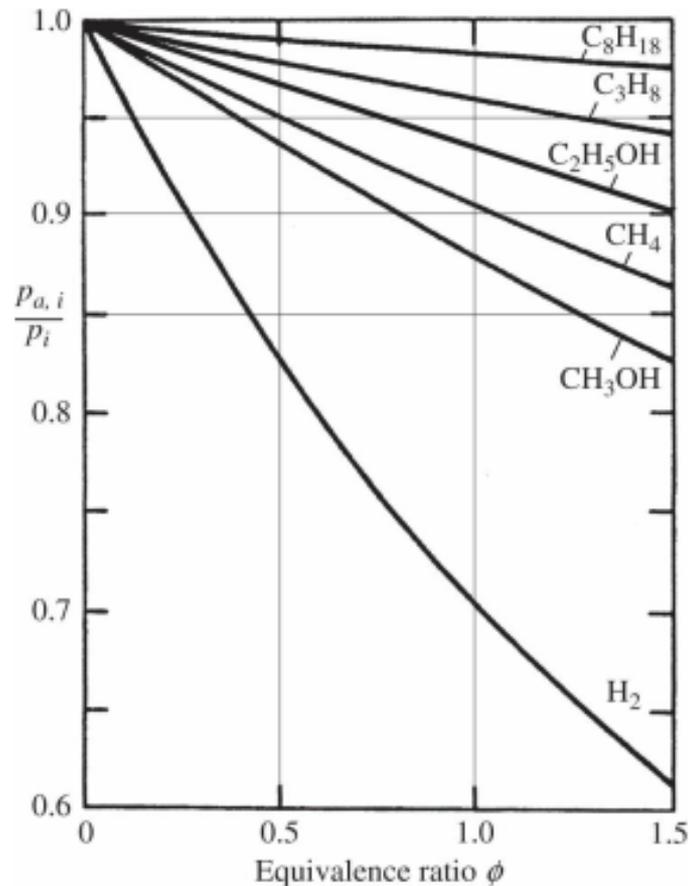
Processo a  $p = \text{cte}$  considerando a evaporação do combustível líquido e troca de calor, a equação da energia para regime permanente

$$\left[ \dot{m}_a h_a + (x_{f,e}) \dot{m}_f h_{f,L} + x_{f,e} \dot{m}_f h_{f,V} \right]_A = \dot{Q} + (\dot{m}_a h_a + \dot{m}_a h_a + \dot{m}_f h_{f,L})_B \quad (6.4)$$

where  $x_{f,e}$  is the mass fraction of fuel evaporated and the subscripts denote:  $a$ , air properties;  $f$ , fuel properties;  $L$ , liquid;  $V$ , vapor;  $B$ , before evaporation;  $A$ , after evaporation. Approximating the change in enthalpy per unit mass of each component of the mixture by  $c_p \Delta T$ , and with  $h_{f,V} - h_{f,L} = h_{f,LV}$  (the enthalpy of vaporization), [Eq. \(6.4\)](#) becomes

$$T_A - T_B = \frac{(\dot{Q}/\dot{m}_a) - x_{f,e} (F/A) h_{f,LV}}{c_{p,a} + (F/A) c_{f,L}} \quad (6.5)$$

## Relação $p_{a,i}/p_i$ X $F$ para combustíveis gasosos e líquidos



OBS: Usualmente ocorre troca de calor no coletor e pórticos de admissão. O efeito de redução de temperatura devido à evaporação pode suplantam a redução de eficiência volumétrica pela redução da pressão parcial do ar (ver tabela a seguir).

**TABLE D.4**  
**Data on fuel properties**

| Fuel                     | Formula (phase)                                        | Molecular weight | Specific gravity: (density, † kg/dm <sup>3</sup> ) | Heat of vaporization, kJ/kg ‡ | Specific heat     |                                  | Higher heating value, MJ/kg | Lower heating value, MJ/kg | LHV of stoich. mixture, MJ/kg | (A/F) <sub>s</sub> | (F/A) <sub>s</sub> | Fuel octane rating |       |
|--------------------------|--------------------------------------------------------|------------------|----------------------------------------------------|-------------------------------|-------------------|----------------------------------|-----------------------------|----------------------------|-------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|-------|
|                          |                                                        |                  |                                                    |                               | Liquid, kJ/kg · K | Vapor c <sub>p</sub> , kJ/kg · K |                             |                            |                               |                    |                    | RON                | MON   |
| <i>Practical fuels§</i>  |                                                        |                  |                                                    |                               |                   |                                  |                             |                            |                               |                    |                    |                    |       |
| Gasoline                 | C <sub>8</sub> H <sub>11.87n</sub> (l)                 | ~110             | 0.72–0.78                                          | 350                           | 2.4               | ~1.7                             | 47.3                        | 44.0                       | 2.83                          | 14.6               | 0.0685             | 91–99              | 82–89 |
| Light diesel             | C <sub>8</sub> H <sub>11.8n</sub> (l)                  | ~170             | 0.78–0.84                                          | 270                           | 2.2               | ~1.7                             | 46.1                        | 43.2                       | 2.79                          | 14.5               | 0.0690             | —                  | —     |
| Heavy diesel             | C <sub>8</sub> H <sub>11.7n</sub> (l)                  | ~200             | 0.82–0.88                                          | 230                           | 1.9               | ~1.7                             | 45.5                        | 42.8                       | 2.85                          | 14.4               | 0.0697             | —                  | —     |
| Natural gas              | C <sub>4</sub> H <sub>3.8n</sub> N <sub>0.1n</sub> (g) | ~18              | (~0.79†)                                           | —                             | —                 | ~2                               | 50                          | 45                         | 2.9                           | 14.5               | 0.069              | —                  | —     |
| <i>Pure hydrocarbons</i> |                                                        |                  |                                                    |                               |                   |                                  |                             |                            |                               |                    |                    |                    |       |
| Methane                  | CH <sub>4</sub> (g)                                    | 16.04            | (0.72†)                                            | 509                           | 0.63              | 2.2                              | 55.5                        | 50.0                       | 2.72                          | 17.23              | 0.0580             | 120                | 120   |
| Propane                  | C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> (g)                      | 44.10            | 0.51 (2.0†)                                        | 426                           | 2.5               | 1.6                              | 50.4                        | 46.4                       | 2.75                          | 15.67              | 0.0638             | 112                | 97    |
| Isooctane                | C <sub>8</sub> H <sub>18</sub> (l)                     | 114.23           | 0.692                                              | 308                           | 2.1               | 1.63                             | 47.8                        | 44.3                       | 2.75                          | 15.13              | 0.0661             | 100                | 100   |
| Cetane                   | C <sub>16</sub> H <sub>34</sub> (l)                    | 226.44           | 0.773                                              | 358                           | —                 | 1.6                              | 47.3                        | 44.0                       | 2.78                          | 14.82              | 0.0675             | —                  | —     |
| Benzene                  | C <sub>6</sub> H <sub>6</sub> (l)                      | 78.11            | 0.879                                              | 433                           | 1.72              | 1.1                              | 41.9                        | 40.2                       | 2.82                          | 13.27              | 0.0753             | —                  | 115   |
| Toluene                  | C <sub>7</sub> H <sub>8</sub> (l)                      | 92.14            | 0.867                                              | 412                           | 1.68              | 1.1                              | 42.5                        | 40.6                       | 2.79                          | 13.50              | 0.0741             | 120                | 109   |
| <i>Alcohols</i>          |                                                        |                  |                                                    |                               |                   |                                  |                             |                            |                               |                    |                    |                    |       |
| Methanol                 | CH <sub>4</sub> O(l)                                   | 32.04            | 0.792                                              | 1103                          | 2.6               | 1.72                             | 22.7                        | 20.0                       | 2.68                          | 6.47               | 0.155              | 106                | 92    |
| Ethanol                  | C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> O(l)                     | 46.07            | 0.785                                              | 840                           | 2.5               | 1.93                             | 29.7                        | 26.9                       | 2.69                          | 9.00               | 0.111              | 107                | 89    |
| <i>Other fuels</i>       |                                                        |                  |                                                    |                               |                   |                                  |                             |                            |                               |                    |                    |                    |       |
| Carbon                   | C(s)                                                   | 12.01            | ~2§                                                | —                             | —                 | —                                | 33.8                        | 33.8                       | 2.70                          | 11.51              | 0.0869             | —                  | —     |
| Carbon monoxide          | CO(g)                                                  | 28.01            | (1.25†)                                            | —                             | —                 | 1.05                             | 10.1                        | 10.1                       | 2.91                          | 2.467              | 0.405              | —                  | —     |
| Hydrogen                 | H <sub>2</sub> (g)                                     | 2.015            | (0.090†)                                           | —                             | —                 | 1.44                             | 142.0                       | 120.0                      | 3.40                          | 34.3               | 0.0292             | —                  | —     |

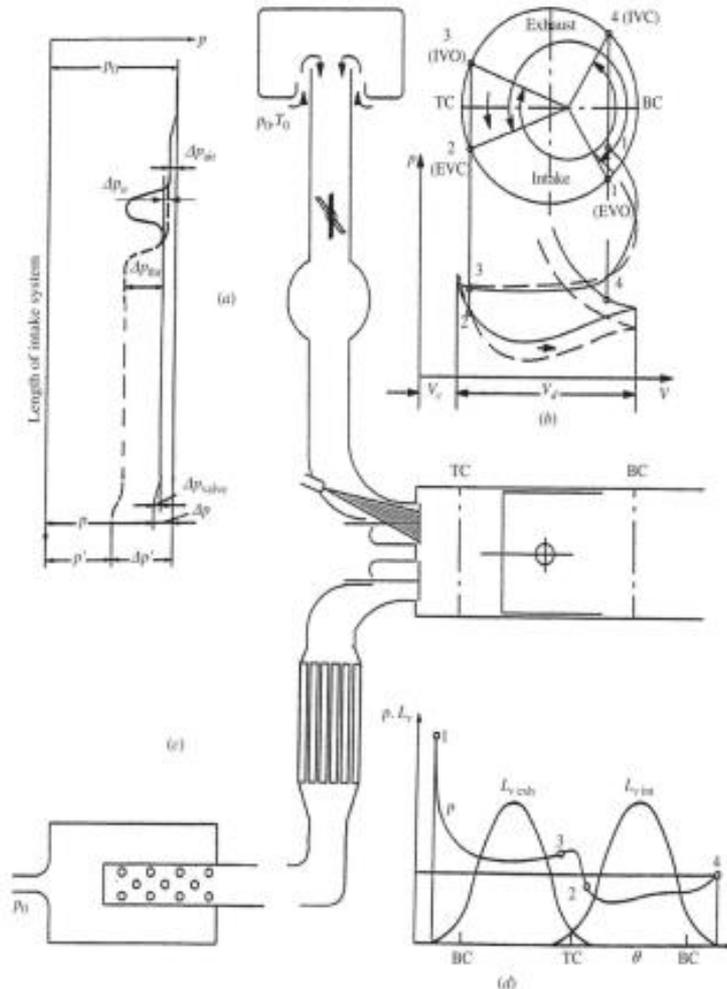
(l) liquid phase; (g) gaseous phase; (s) solid phase.

† Density in kg/m<sup>3</sup> at 0°C and 1 atm.

‡ At 1 atm and 25°C for liquid fuels; at 1 atm and boiling temperature for gaseous fuels.

§ Typical values.

RON, research octane number; MON, motor octane number.



## Processo de admissão e escapamento em um MIF de 4T (naturalmente aspirado- NA):

- valores médios de pressões no sistema de admissão;
- diagrama  $P \times V$  e diagrama de válvulas;
- sistema de escape;
- pressão no cilindro  $p$  e *lift*  $L$  das válvulas em função do ângulo de manivelas.

As linhas sólidas correspondem à condição de plena carga; as tracejadas à de carga parcial.

$p_0$  e  $T_0$ : pressão e temperatura do ambiente

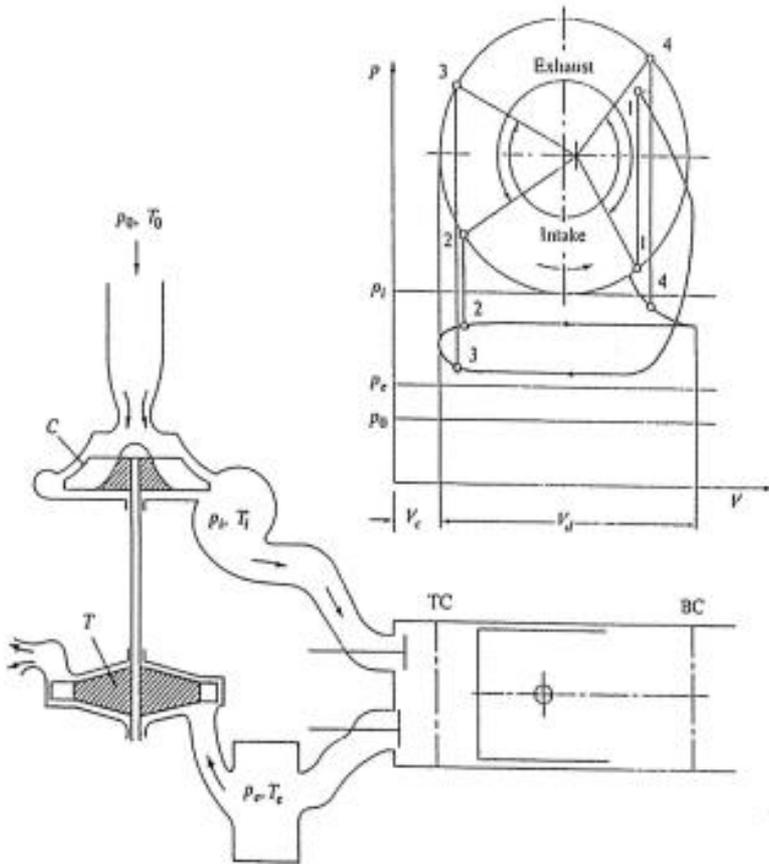
$\Delta p_{air}$ : perdas de pressão no filtro de ar

$\Delta p_u$ : perdas de pressão a montante da borboleta

$\Delta p_{thr}$ : perdas de pressão na borboleta;

$\Delta p_{valve}$ : perdas de pressão na válvula de admissão

$\Delta p, \Delta p'$ : perdas de pressão globais (plena e parcial)



## Troca de gases num motor 4T turboalimentado:

- o compressor C eleva a pressão e temperatura do ar de  $p_0, T_0$  para  $p_i, T_i$ ;
- a pressão no cilindro durante a admissão é inferior  $p_i$ ;
- durante o escapamento, os gases contidos no cilindro fluem através do coletor de descarga para a turbina T do turboalimentador;
- a pressão no coletor de escapamento  $p_e$  pode variar durante o processo de escapamento, na faixa entre a pressão no cilindro e a pressão ambiente  $p_0$ .

$p_0$  e  $T_0$  - pressão e temperatura do ambiente

$p_i$  e  $T_i$  - pressão e temperatura no coletor de admissão

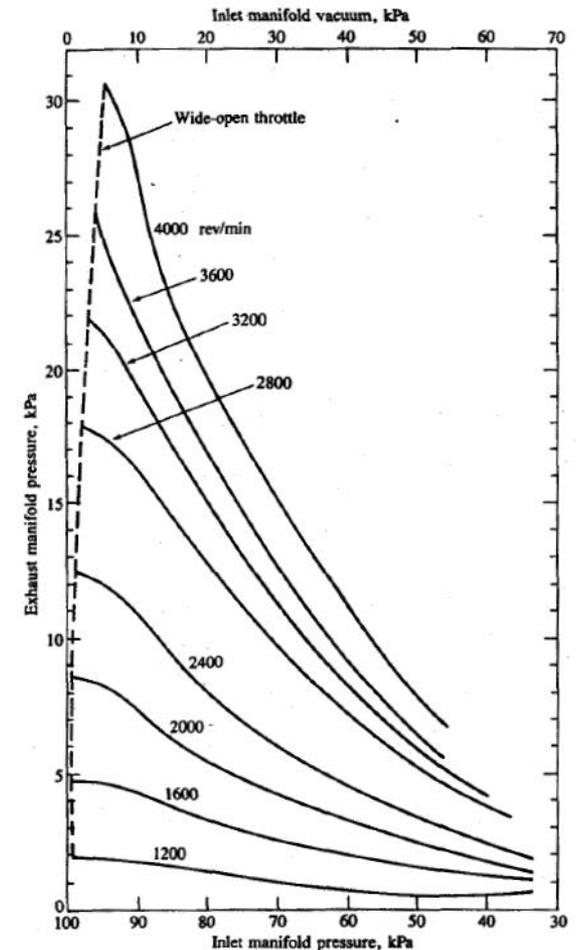
$p_e$  e  $T_e$  - pressão e temperatura no coletor de escapamento

## Efeito da velocidade angular do motor

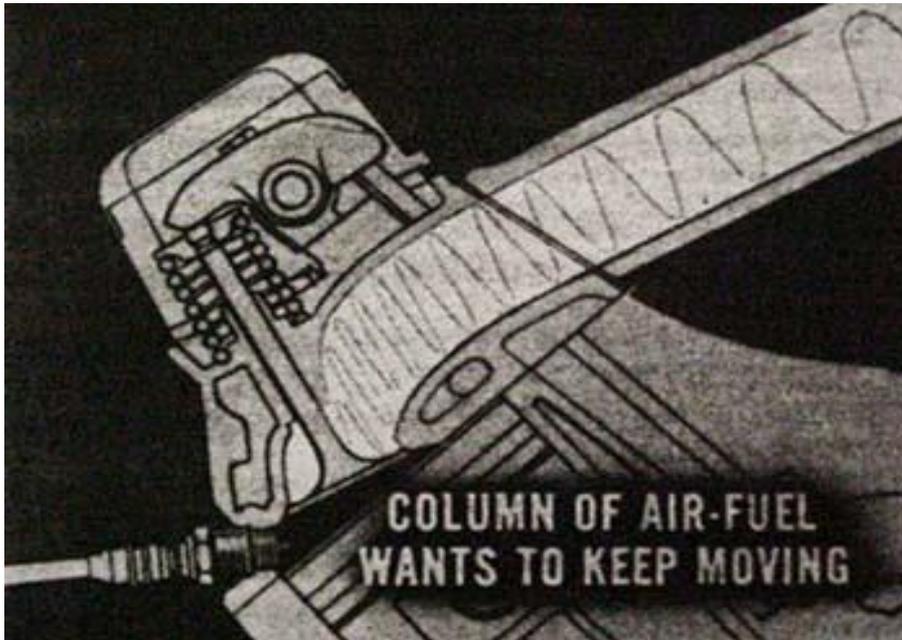
A figura ao lado mostra como a pressão média no coletor de escapamento varia em função da carga (definida pelo vácuo no coletor de admissão) e da velocidade angular de um MIF de 4T e 4 cilindros. Mostra também a variação do vácuo no coletor de admissão.

O aumento das restrições no escape promove:

- redução da eficiência volumétrica devida ao aumento de fração de gás residual;
- aumento do trabalho de expulsão de gases queimados (*pumping losses*).



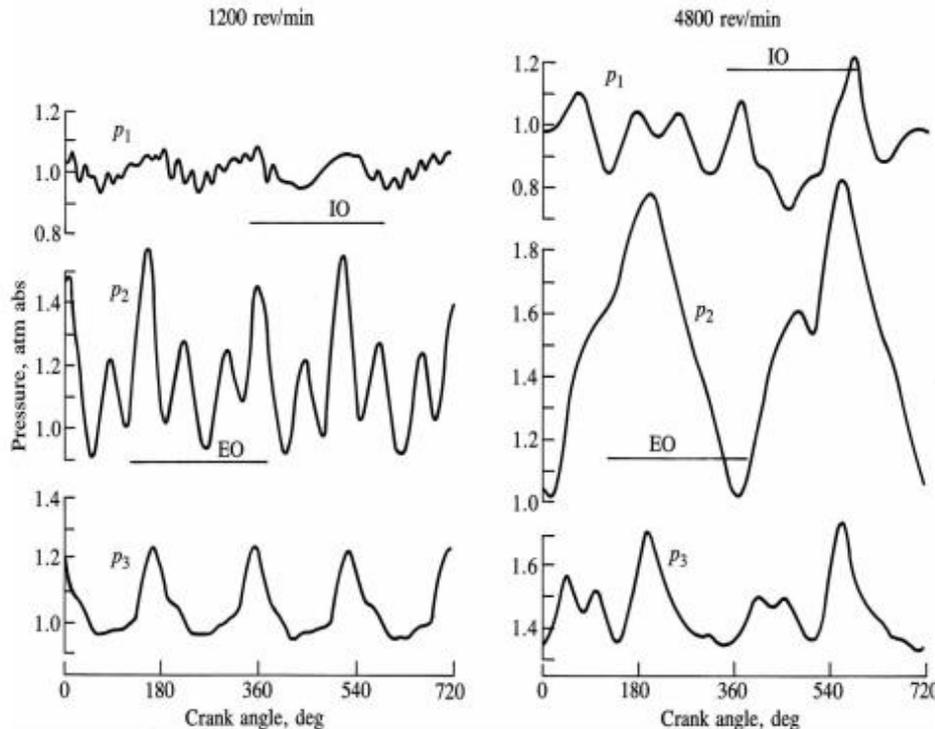
**Ram effect:** Resultado do aumento de pressão estática no final do período de admissão em função da dinâmica dos gases nos dutos de admissão e escape quando o motor opera em alta rotação.



Causas:

- Instante de fechamento da válvula de admissão;
- Aproveitamento da inércia dos gases para aumento da eficiência volumétrica.
- Efeito mais efetivo se combinado com VVT (variable valve timing) e coletores de geometria variável.

## Efeitos dinâmicos nos dutos de admissão e escapamento:



Os fluxos de gases num motor alternativo não ocorrem em regime permanente.

Ondas de pressão geradas pelos movimentos dos pistões, promovem a ocorrência de fluxos pulsantes nos dutos de admissão e de escape.

Ex: MIF de 4T em plena carga  
Curso do pistão: 89mm  
Diâmetro do pistão: 84mm  
IO: válvula de admissão aberta  
EO: válvula de escape aberta

$p_1$ : pressão no duto de admissão, 150 mm a montante do cilindro  
 $p_2$ : pressão no duto de escapamento, 200 mm a jusante do cilindro  
 $p_3$ : pressão no duto de escapamento, 700 mm a jusante do cilindro

Como a válvula de admissão, em geral, fecha depois do início da compressão, um fluxo reverso de ar pode acontecer devido ao aumento das pressões dentro do cilindro. Esse fluxo reverso é maior em rotações menores do motor.

Desta forma, o back-flow pode ocorrer em regimes de baixa rotação.

Para tirar vantagem do efeito RAM em altas rotações, é necessária a escolha adequada do instantes de fechamento da válvula.

Teoricamente, estima-se a rotação de maior fluxo de ar por meio da equação

$$N = 7,5 \frac{c_0}{L_t}$$

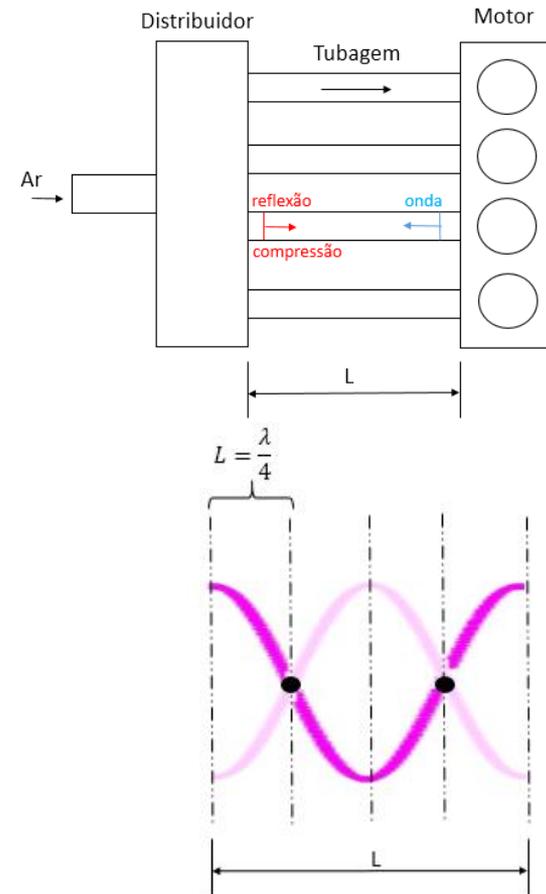
onde:

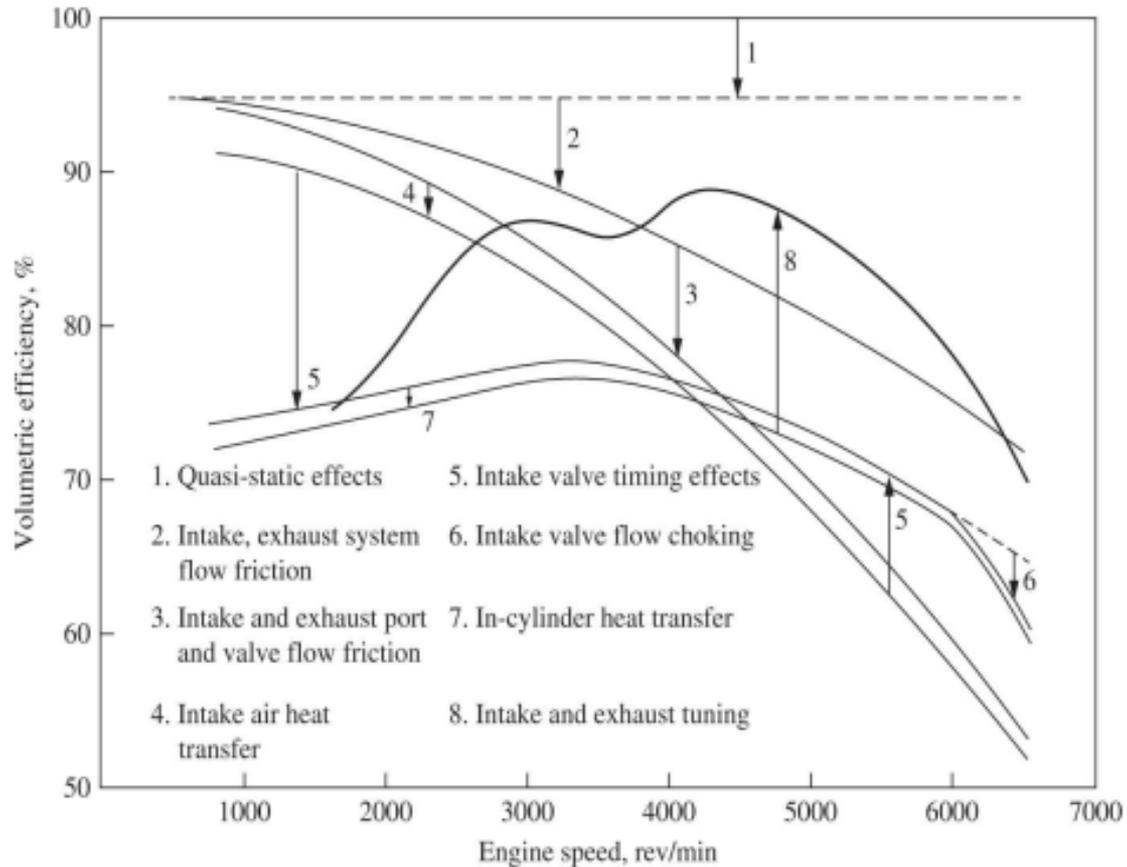
N é a rotação do motor em rpm;  
 $c_0$  é a velocidade do som nas condições ambientes (em m/s), e  
 $L_t$  é o comprimento do coletor de admissão.

Esse resultado é obtido ao considerar que

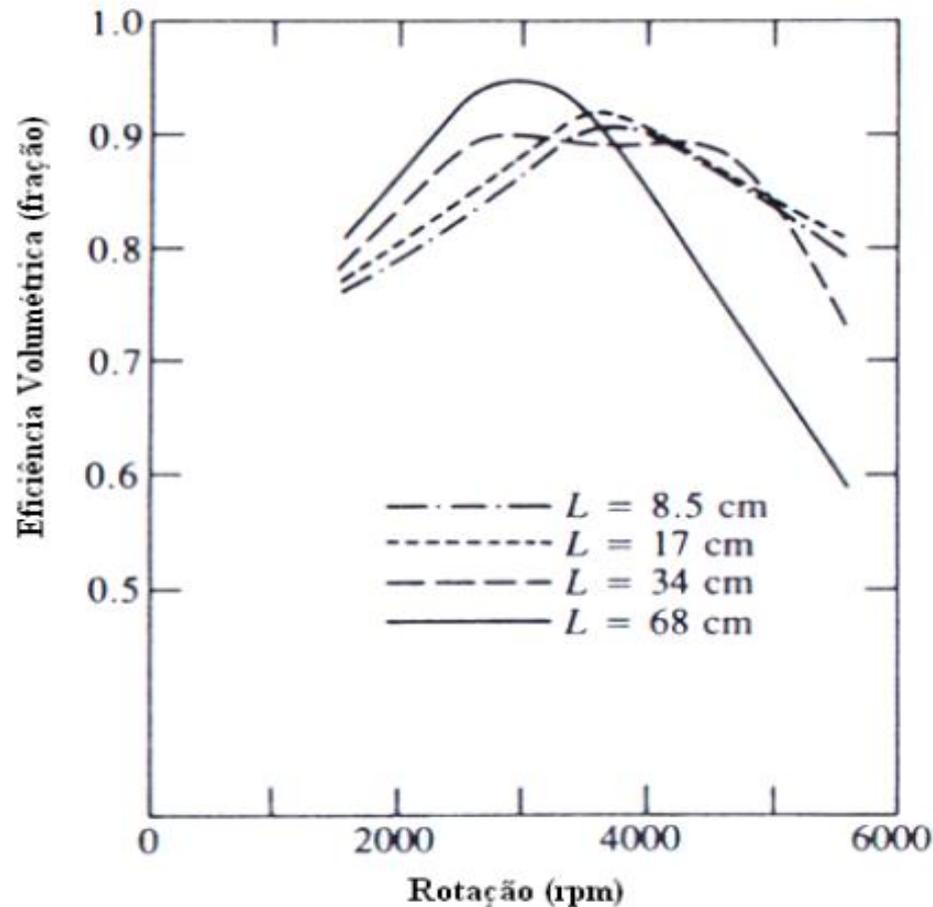
$$\lambda = c_0 T$$

com  $L_t = \lambda/4$  e  $T = 60/(2N)$





**Figure 6.12** Effect on SI engine volumetric efficiency of the different phenomena which affect the airflow rate as a function of engine speed. Bold line is final  $\eta_v$  versus speed curve.<sup>8</sup>



Praticamente, observa-se a existência de um comprimento adequado (de compromisso).

## Coletor de admissão com geometria variável



**Exercício 1:** Para partida a frio em motores com injeção nos pórticos é necessário que uma significativa quantidade de combustível injetado seja vaporizada para que a mistura combustível-ar formada facilite a formação do plasma em torno da vela de ignição e seja formada a frente de chama.

Sabendo que, num ensaio, a pressão total da mistura é 50 kPa (borboleta parcialmente fechada) e a pressão parcial do ar seco é 47,8 kPa na região do pórtico do cabeçote, estime a relação Fv ar-combustível vaporizado nessa condição de partida a frio.

Qual a porcentagem de combustível vaporizado relativamente àquela da relação estequiométrica para o etanol ( $F_{est}=0,111$ )?

O combustível utilizado é o etanol anidro ( $Mol = 46$ ) e o ar atmosférico possui umidade absoluta  $w = 0,02$  kg de vapor d'água/kg de ar seco.

Utilize  $Mol_{ar} = 29$  e  $Mol_{água} = 18$ .

## Dimensionamento de válvulas de admissão: Modelo de Mach

$$\rho A_{ef} V = \rho_o A_p V_p$$

$$A_{ef} M c = \frac{\rho_o}{\rho} A_p V_p$$

$$A_{ef} M c = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{1/k-1} A_p V_p$$

$$A_{ef} = \frac{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{1/k-1} A_p V_p}{M c}$$

$$A_{ef} = C_i \times A_v$$

$$A_v = \frac{A_p V_p}{C_i \times c \times Z}$$

onde Z é o índice de Mach, dado por:

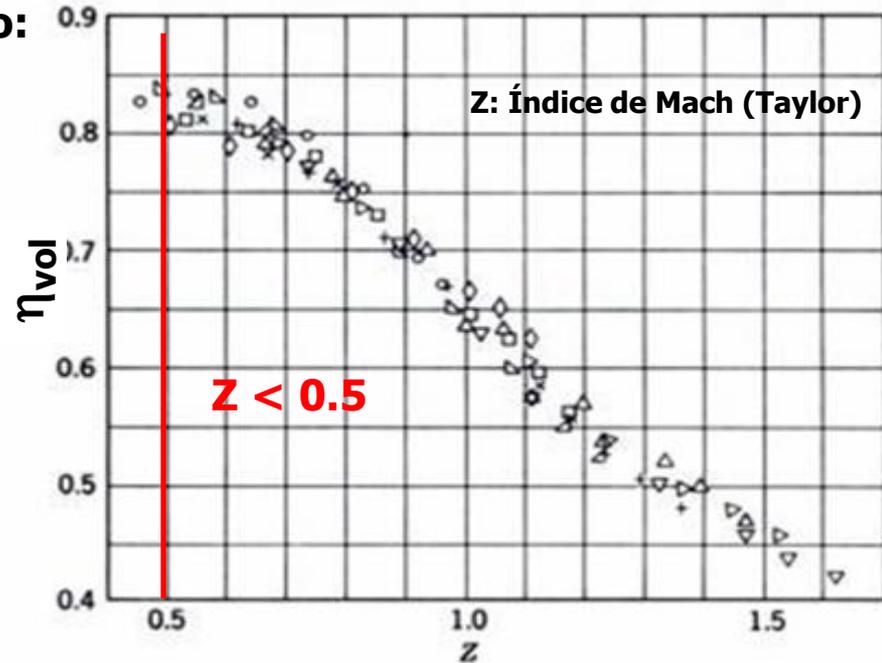
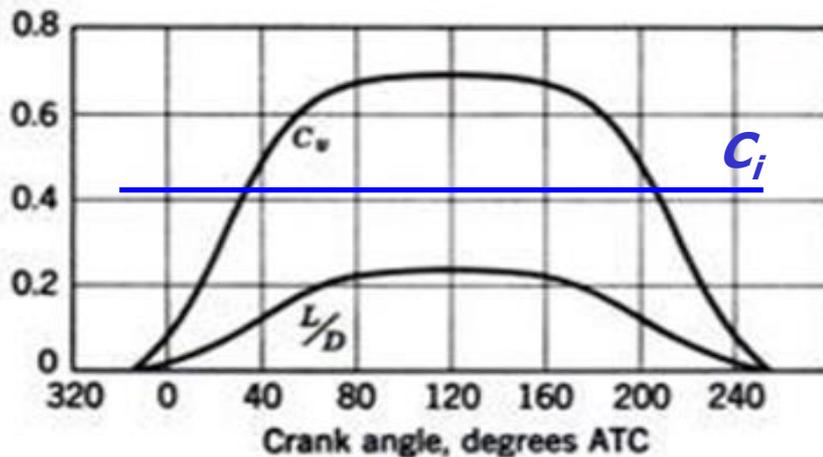
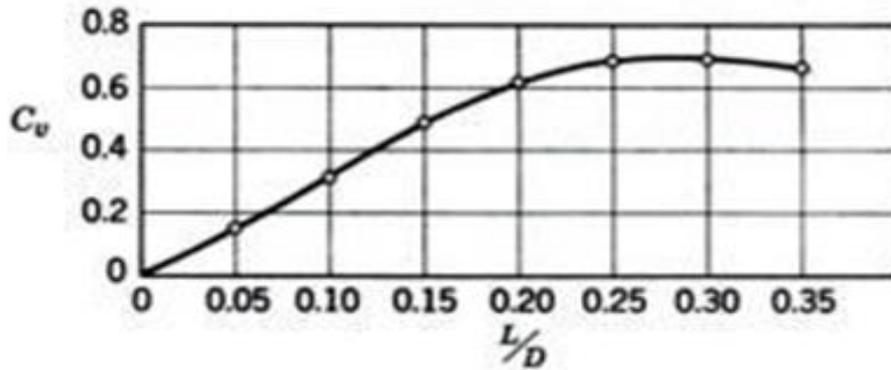
$$Z = \frac{M}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{1/k-1}}$$

Para ar:  $k = 1,4$  e  
vazão máxima ( $M \rightarrow 1$ )

$$Z = 0,63$$

## Efeito da geometria, dimensões e *timing* das válvulas de admissão:

$C_v$ : coef. de descarga da válvula de admissão:



$$Z = \frac{A_p \cdot V_p}{A_v \cdot C_i \cdot c}$$

onde:

$C_i$ : coeficiente de fluxo médio

$c$ : velocidade do som

$A_v$ : área nominal da válvula =  $\frac{\pi}{4} D_v^2$

**Exercício 2:** Em 2007, a Peugeot introduziu o primeiro motor de ignição por compressão em um carro que competiu em Le Mans: o 908 HDi que é um V12 de 5,5 L de deslocamento total.

Admitindo a simplificação de cabeçote plano e empregando o modelo de Mach, estime o diâmetro e número de válvulas de admissão deste motor buscando bom rendimento volumétrico na rotação de potência máxima (4.500 rpm). Adote convenientemente um valor para o índice de Mach  $Z$  e considere as seguintes informações adicionais.

- o injetor é posicionado no centro geométrico do cabeçote tomando uma superfície circular com 18 mm de diâmetro para sua instalação.
- relação curso/diâmetro igual a 0,75
- o coeficiente de descarga médio nas válvulas de admissão  $C_i$  deve ser admitido igual a 0,30.
- a temperatura da mistura no pórtico de admissão é  $T = 330$  K.

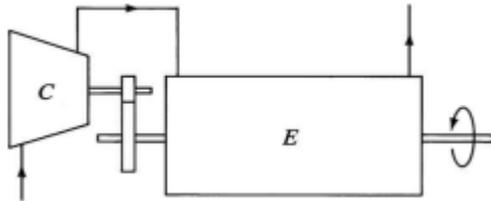
Dados  $k = 1,4$  e  $R_{ar} = 287$  J/kg/K, calcule a velocidade do som a partir da expressão desenvolvida para escoamento isoentrópico.

## Sobrealimentação:

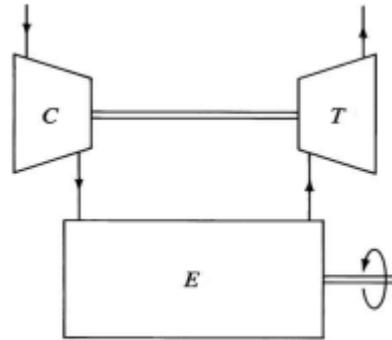
### **Objetivos:**

- Diminuir peso do motor (torná-lo mais compacto);
- Aumentar relação potência/peso;
- Aumentar relação ar-combustível (reduzir produção de poluentes).

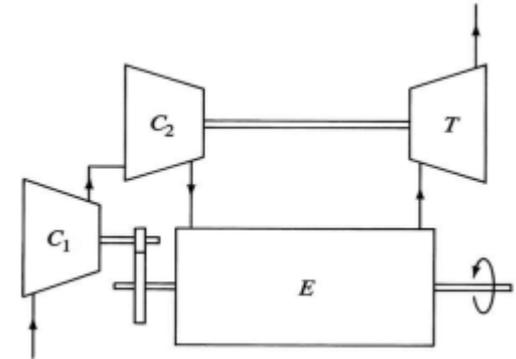
Compressor volumétrico (supercharger)



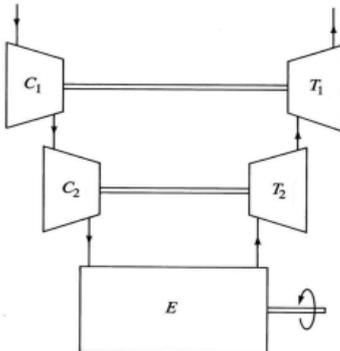
Turboalimentador (turbocharger)



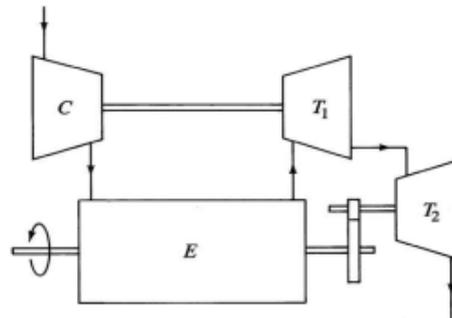
Compressor volumétrico + turboalimentador



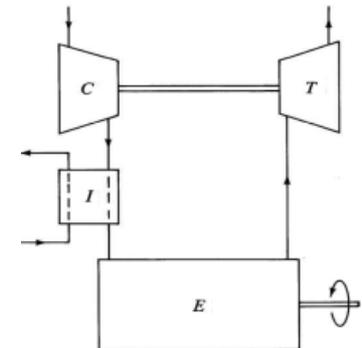
Turboalimentador de 2 estágios

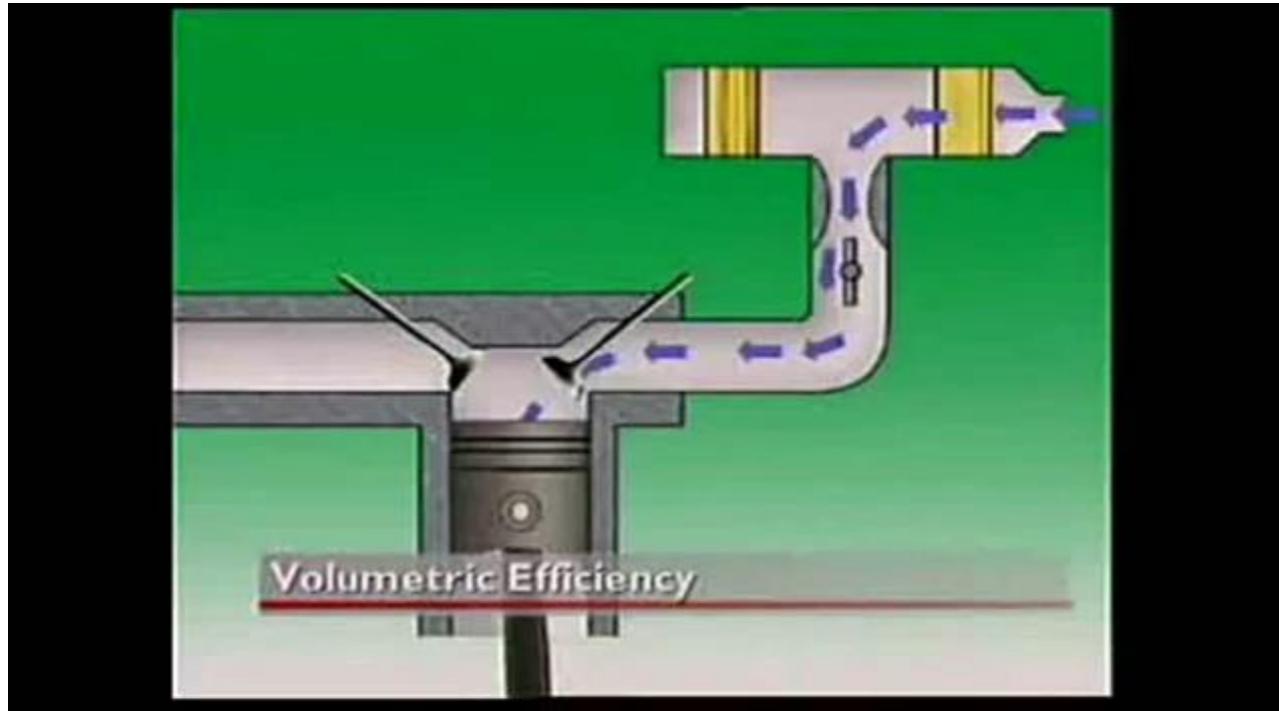


Turboalimentador com turbo-compounding

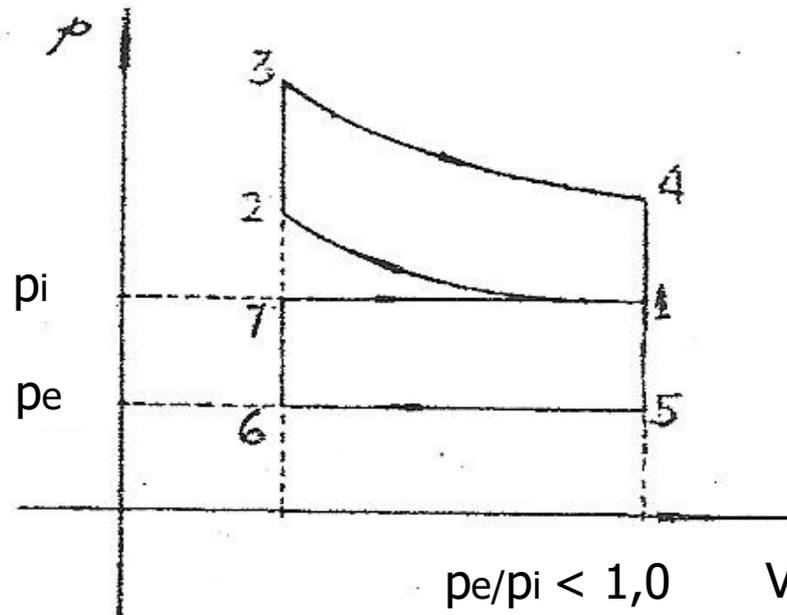


Turboalimentador com arrefecimento





## Ciclo padrão-ar de Otto modificado:



## Processo ideal de sobrealimentação:

- A mistura nova e os gases residuais são gases perfeitos de mesmos calores específicos e massas moleculares.
- O processo de troca de gases é adiabático.
- A pressão  $p_i$  de admissão permanece constante durante o processo de sobrealimentação, ou seja, a massa admitida é diretamente proporcional ao aumento de volume  $V$  dentro do cilindro.
- A pressão de escape  $p_e$  mantém-se constante durante todo o processo de sobrealimentação.

Nas condições do processo ideal de sobrealimentação, os rendimentos volumétricos se relacionam por meio da equação

$$\frac{\eta_v}{\eta_{v0}} = \frac{k - 1}{k} + \frac{r_v - (p_e/p_i)}{k(r_v - 1)}$$

onde:

$p_e$  é a pressão de escape;

$p_i$  é a pressão de admissão;

$k$  é a constante adiabática;

$r_v$  ( $r_c$ ) é a taxa de compressão;

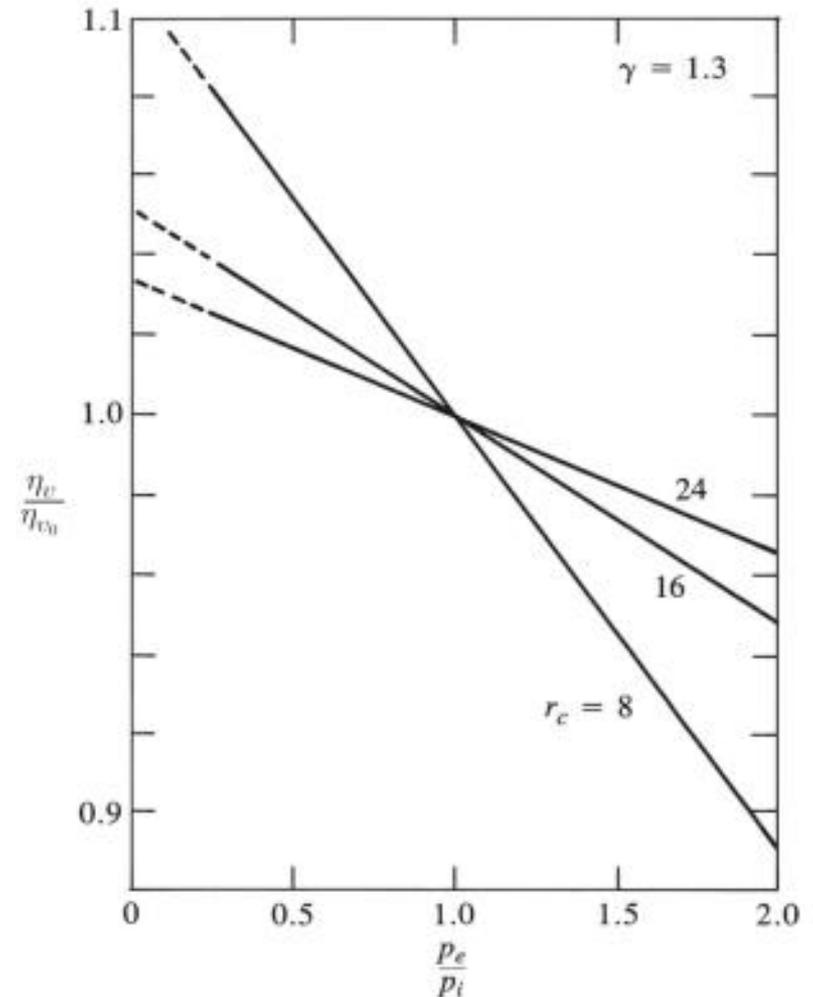
$\eta_{v0}$  é o rendimento volumétrico

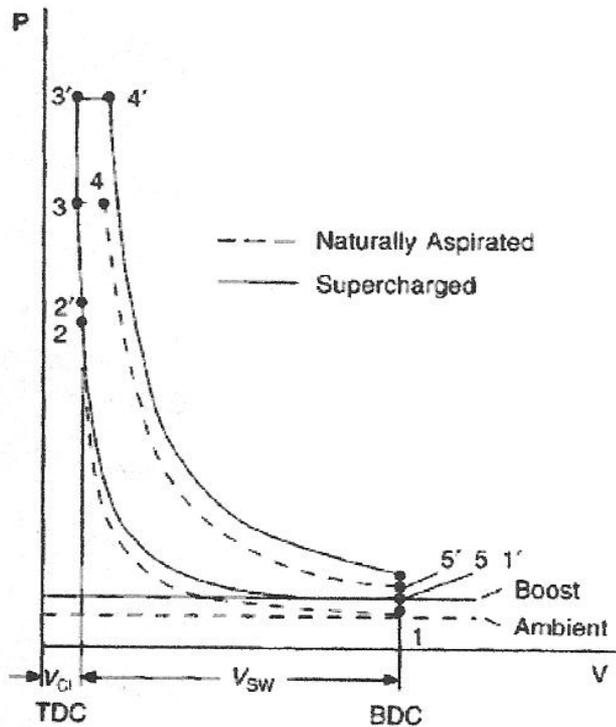
para motor aspirado em plena carga ( $p_e = p_i$ )

OBS: O valor do rendimento volumétrico relativo ( $\eta_v/\eta_{v0}$ ) cai com  $r_v$ , na medida em que a sobrealimentação é aumentada, ou seja, na medida em que  $p_i$  aumenta em relação a  $p_e$ .

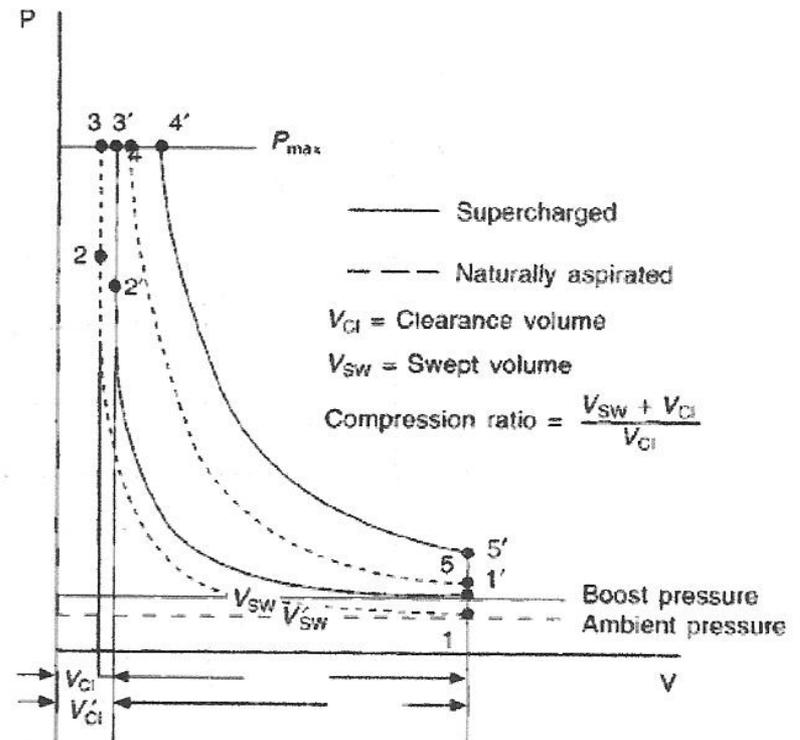
|              |     |          |          |         |
|--------------|-----|----------|----------|---------|
| k            | 1.4 |          |          |         |
| $r_v$        | 18  |          |          |         |
| $p_e/p_i$    | 1   | 0.8      | 0.6      | 0.4     |
| rend vol rel | 1   | 1.008403 | 1.016807 | 1.02521 |

Efeito de  $p_e/p_i$  sobre o rendimento volumétrico relativo ( $\eta_v/\eta_{v0}$ ) no processo ideal de sobrealimentação

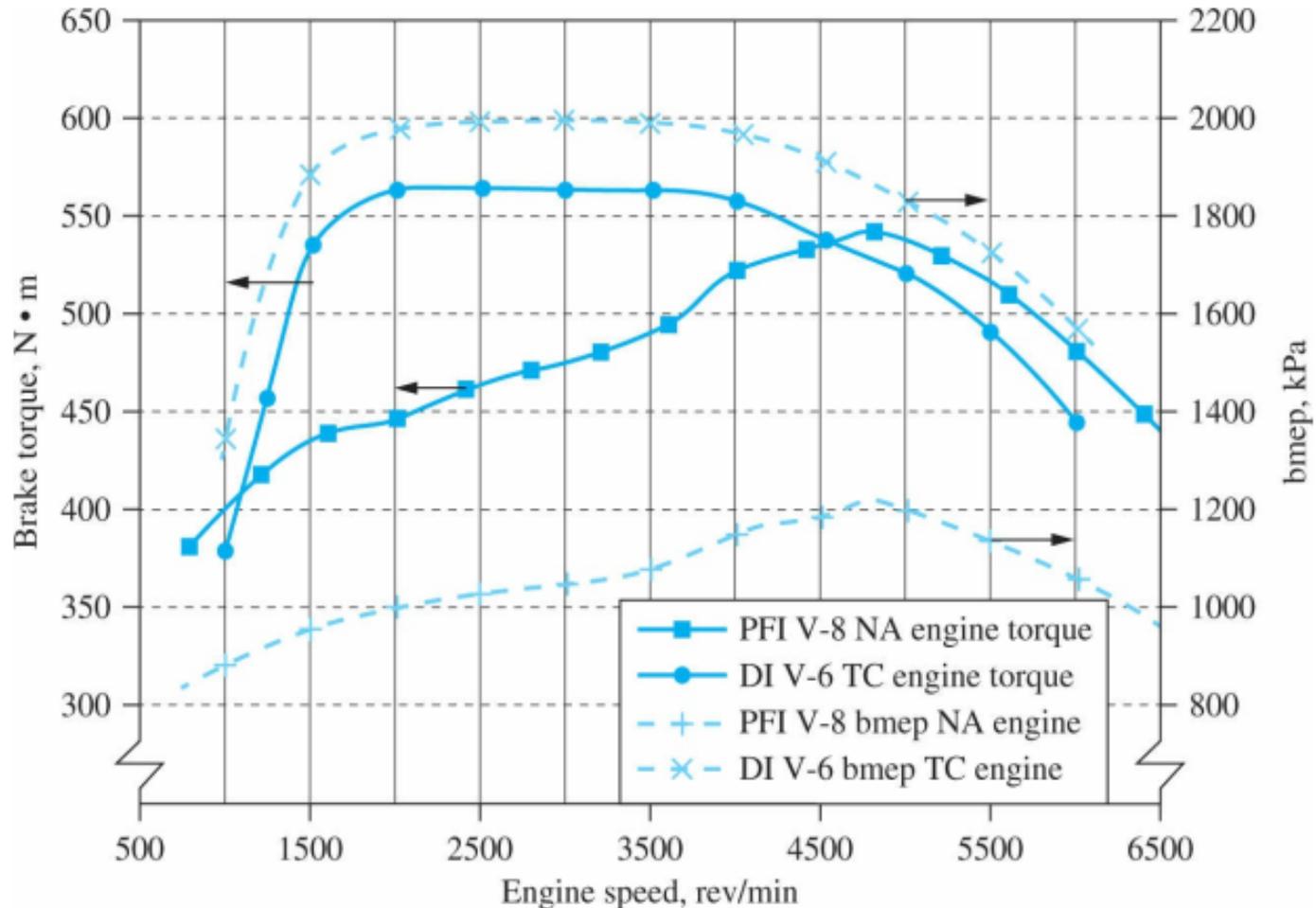




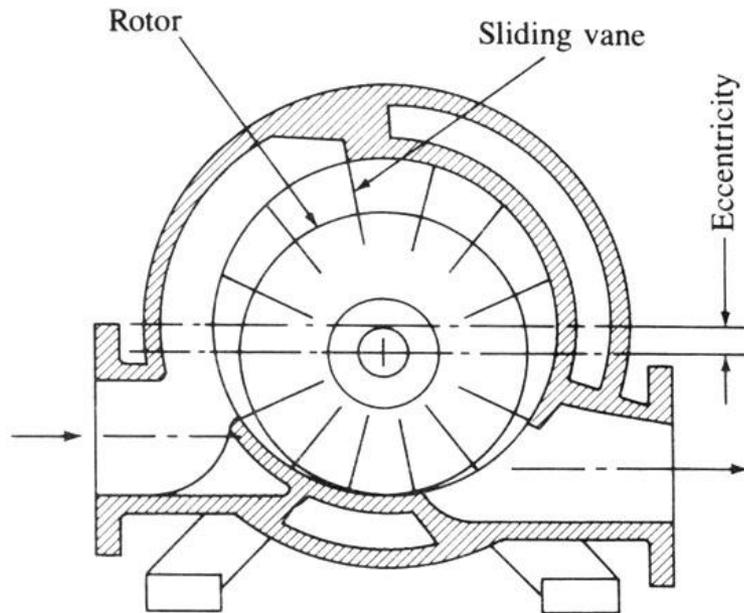
**Figure 2.1** Comparison of supercharged and naturally aspirated air standard dual combustion cycles having the same compression ratio



**Figure 2.2** Comparison of supercharged and naturally aspirated air standard dual combustion cycle having same maximum pressure but different compression ratio

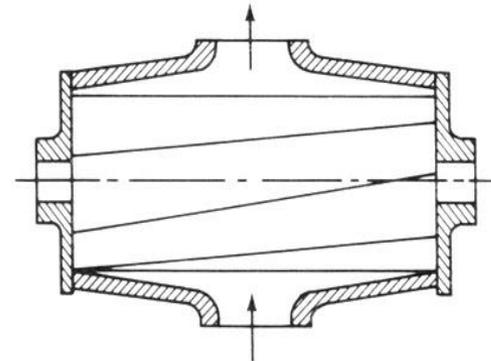


Compressores volumétricos (ou de deslocamento positivo)



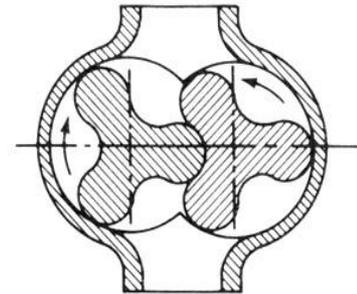
(a)

palhetas



Roots blower

(b)

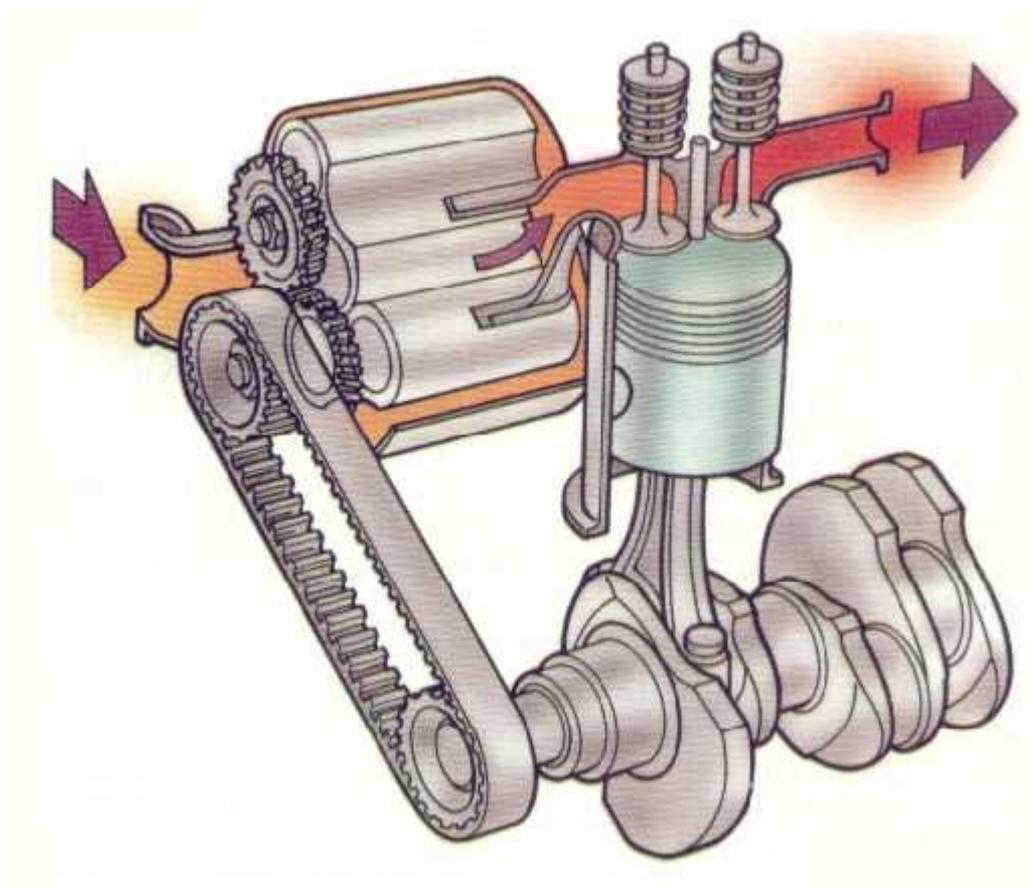


Compressores volumétricos (ou de deslocamento positivo)

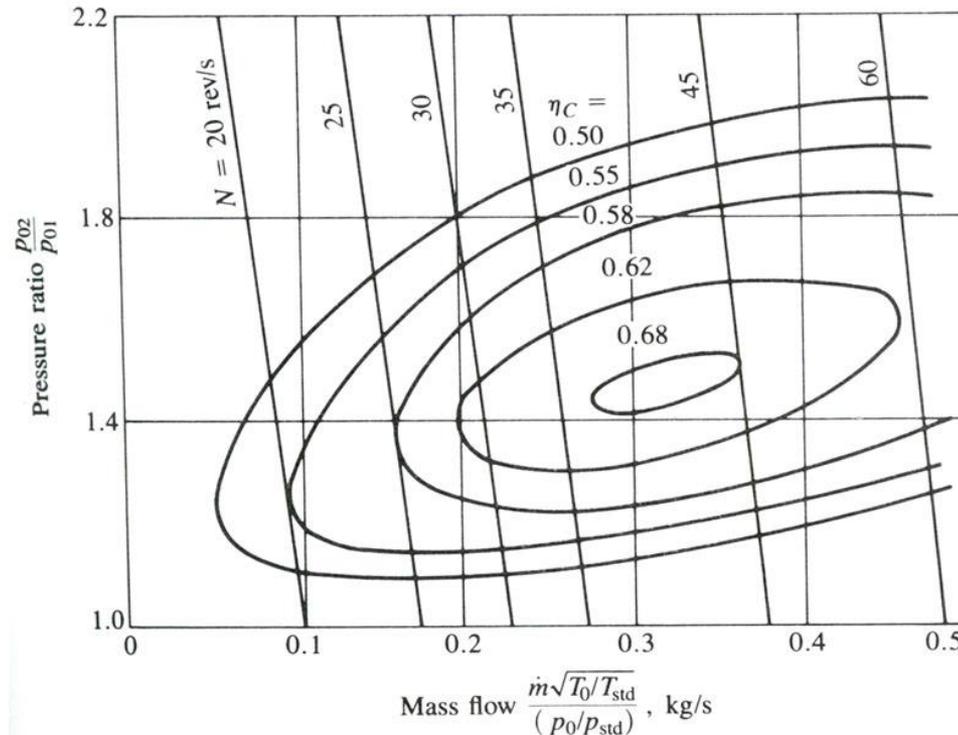


Lysholm compressor

## Compressores volumétricos:

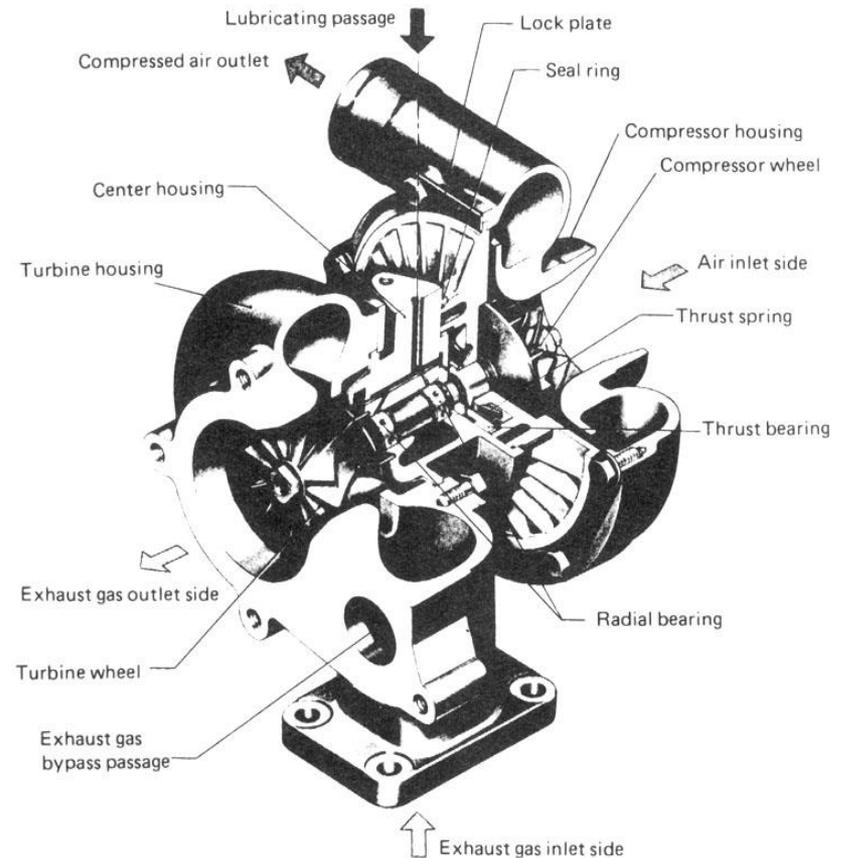
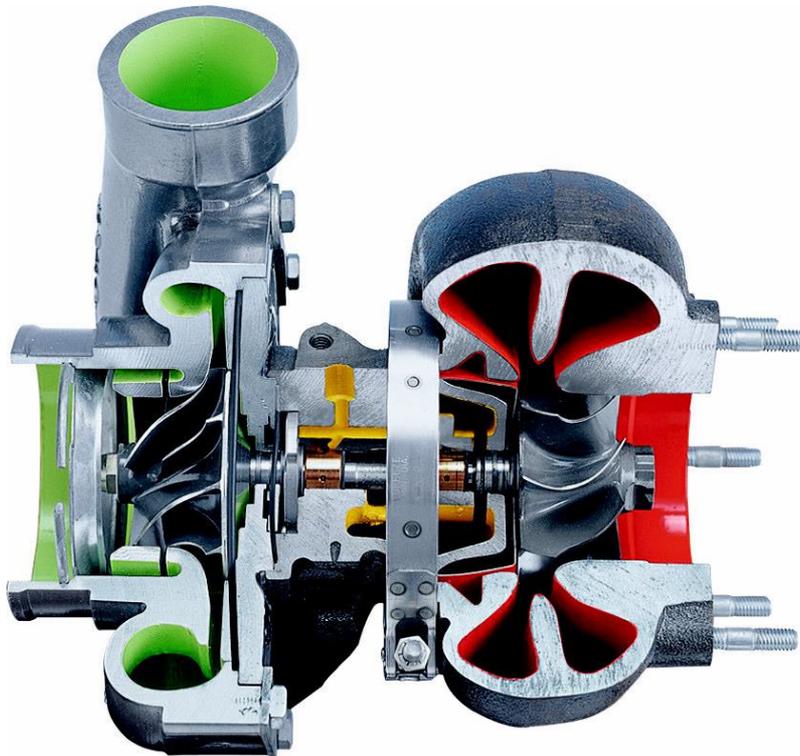


## Compressores volumétricos:

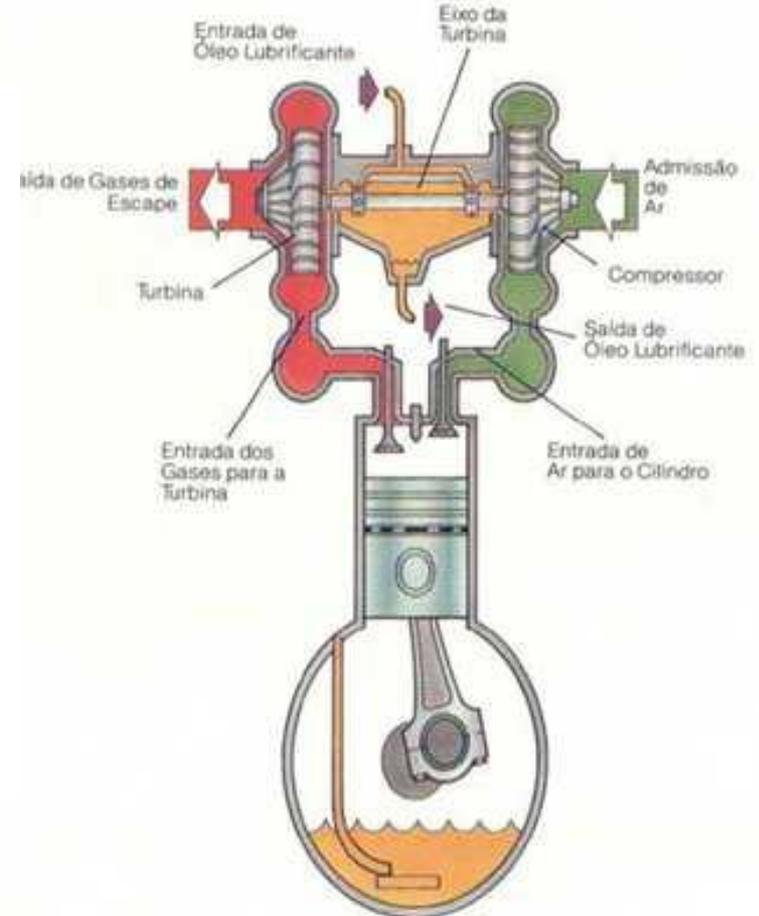
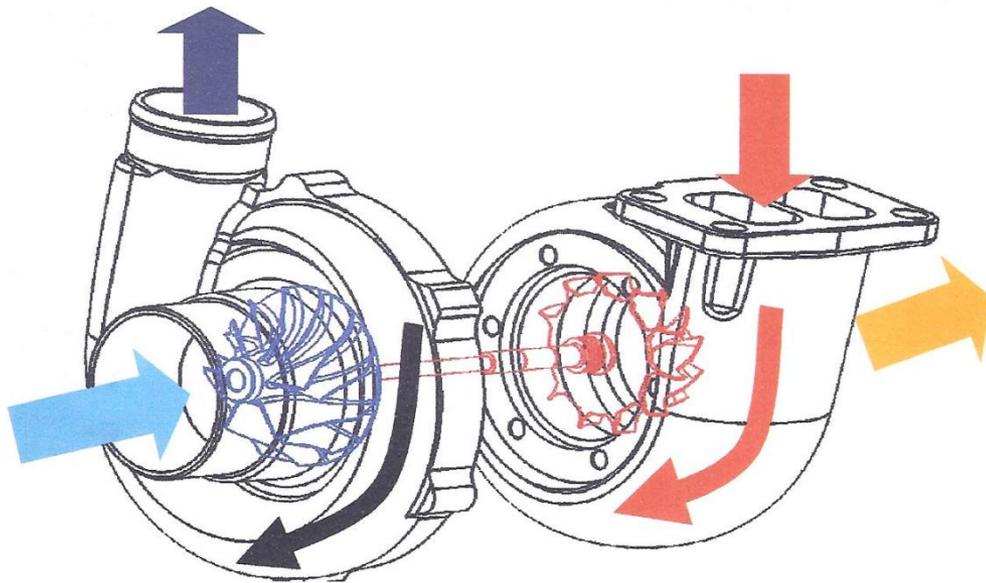


Curva característica de um compressor de palhetas

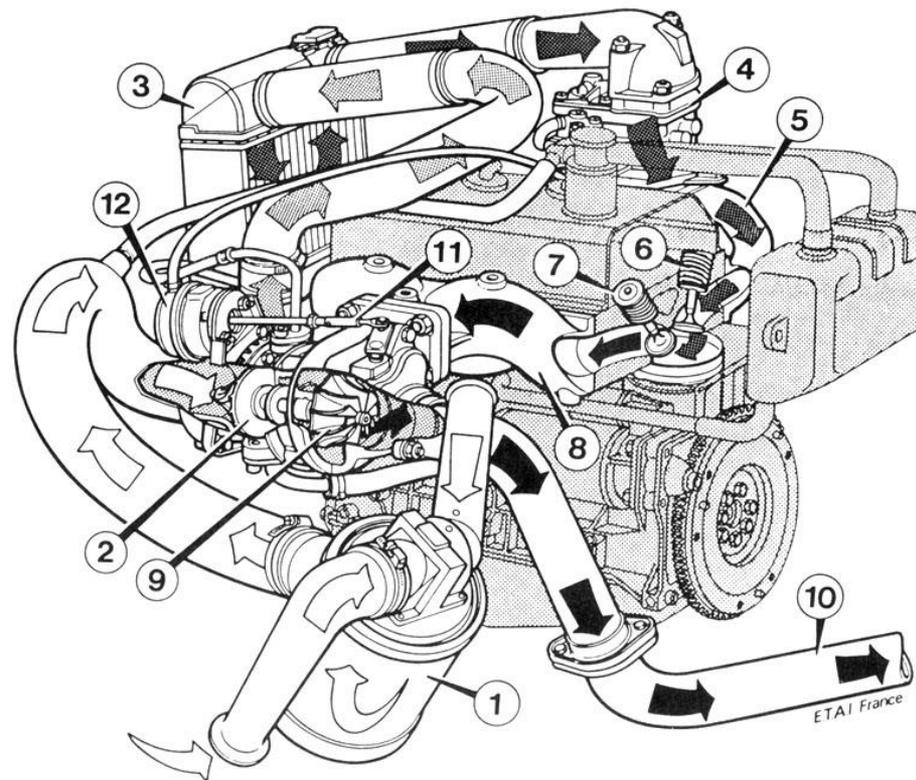
## Turbo-compressor:



## Turbo-compressor:



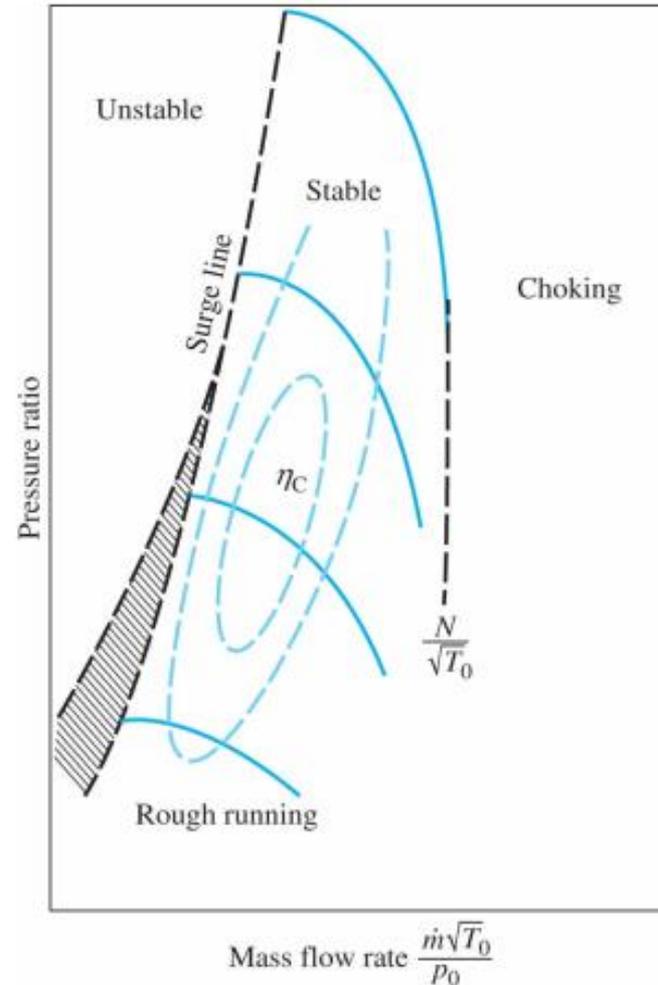
## Turbo-compressor:



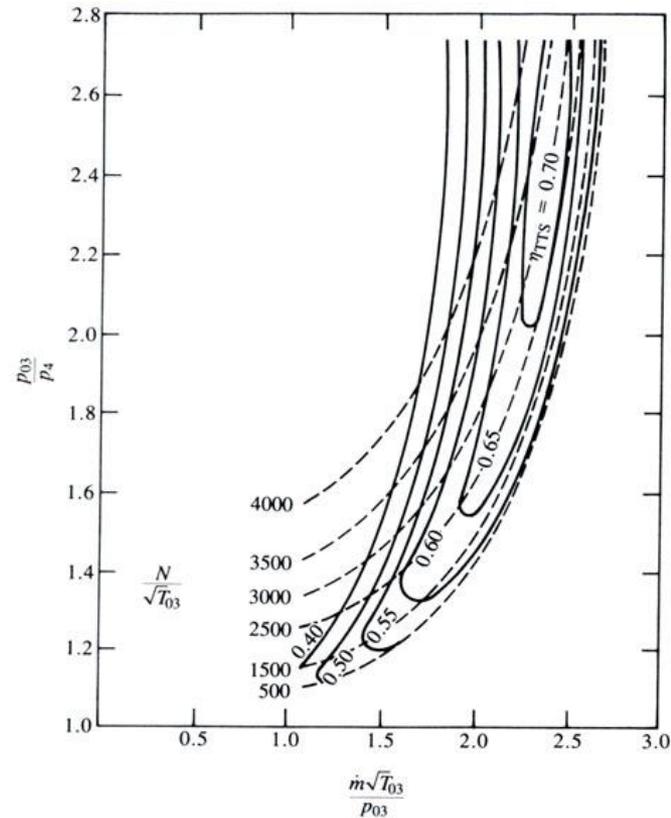
Montagem típica

## Turbo-compressor:

Curva típica de operação estável de um compressor centrífugo

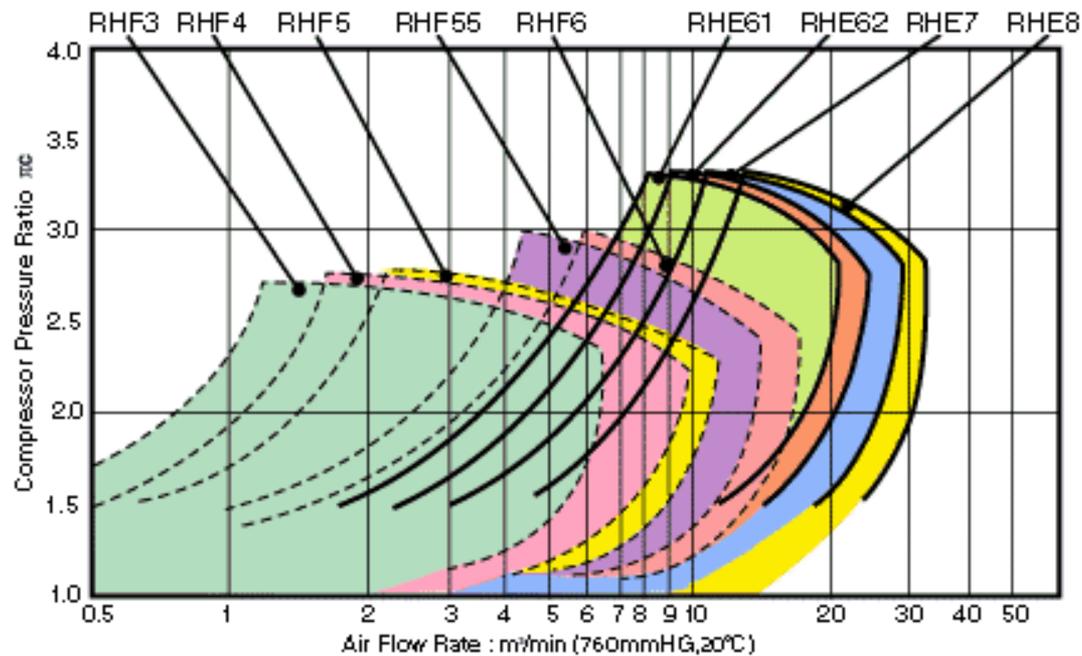


## Turbo-compressor:



Curva de desempenho de uma turbina radial

## Turbo-compressor:



## □ Turbo-compressor

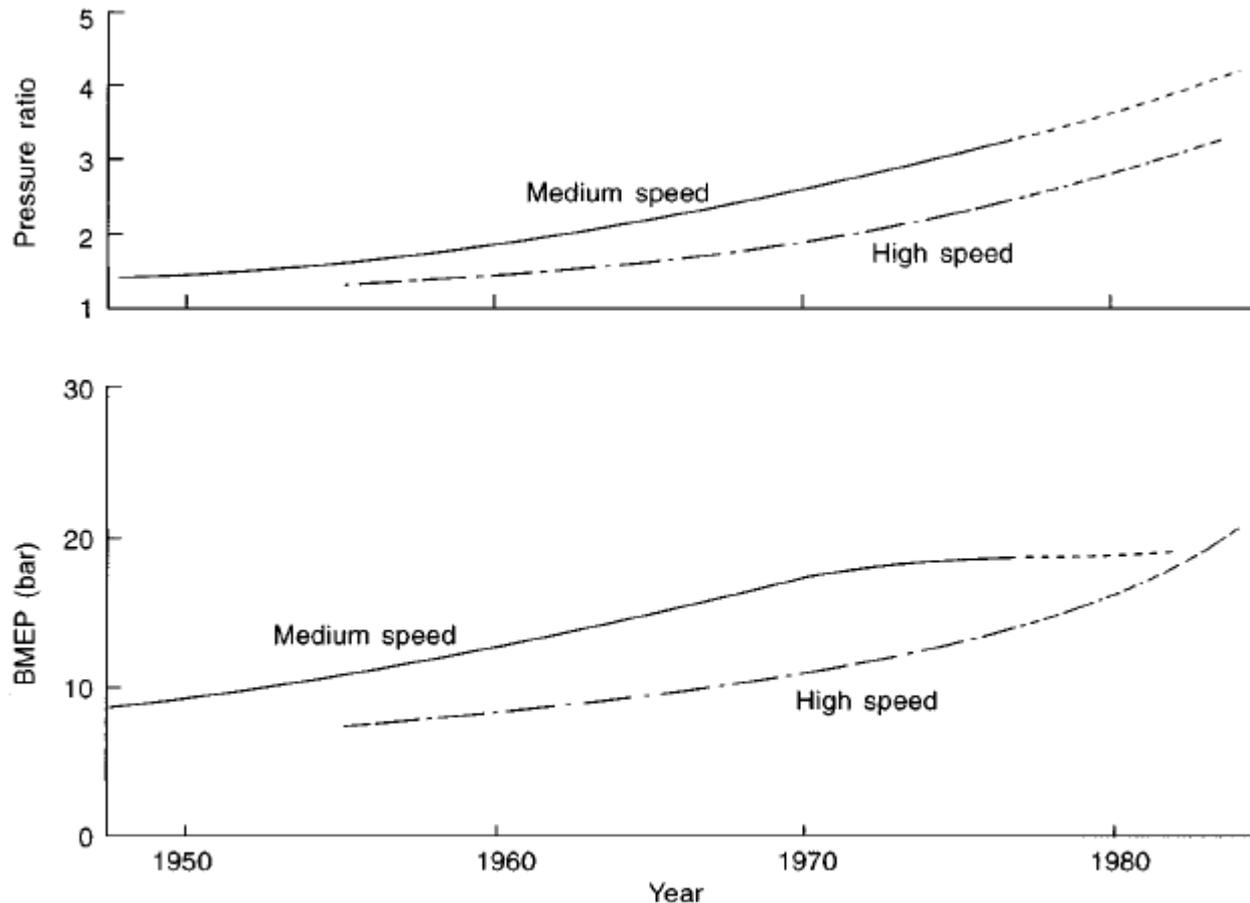


Figure 2.3 (a) Four-stroke diesel engine—increase in b.m.e.p. and compressor ratio

A/R

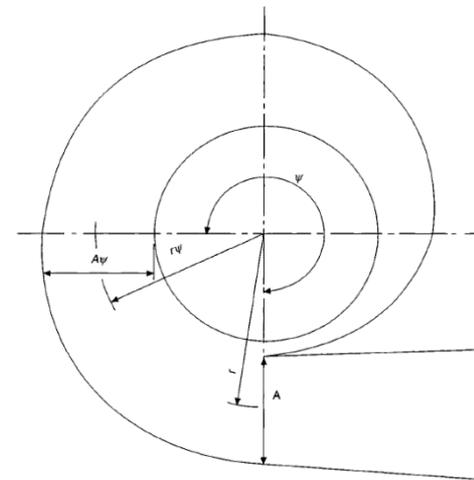
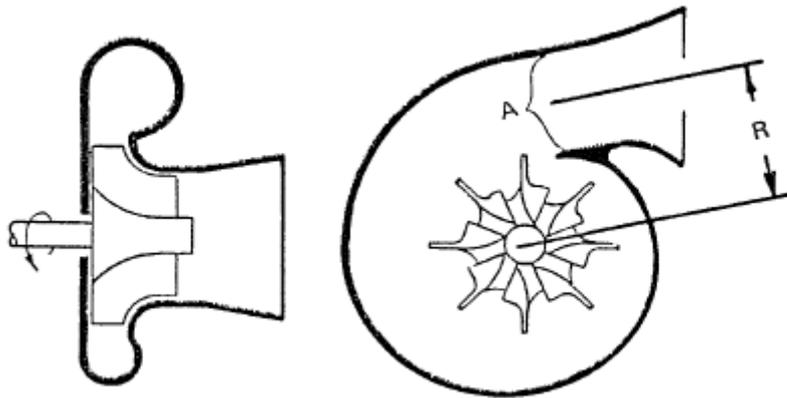


Figure 2.7 Geometric specification of a vaneless radial turbine housing (volute)

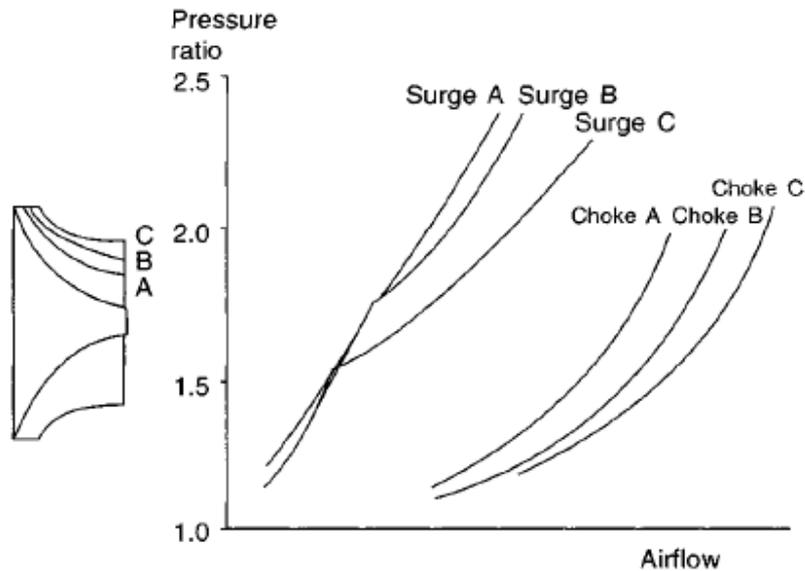
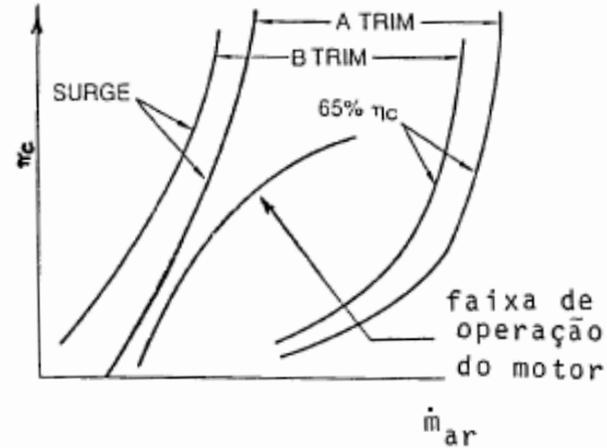
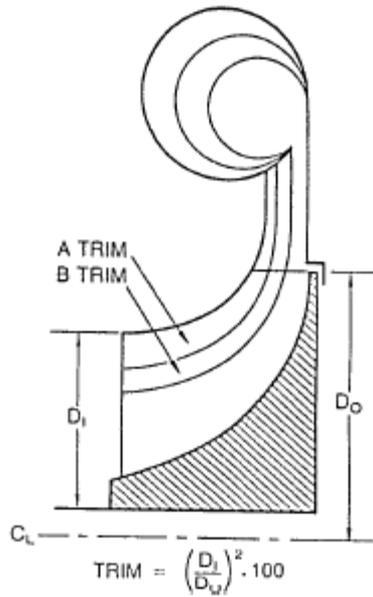
# Motores de Combustão Interna

# Sobrealimentação

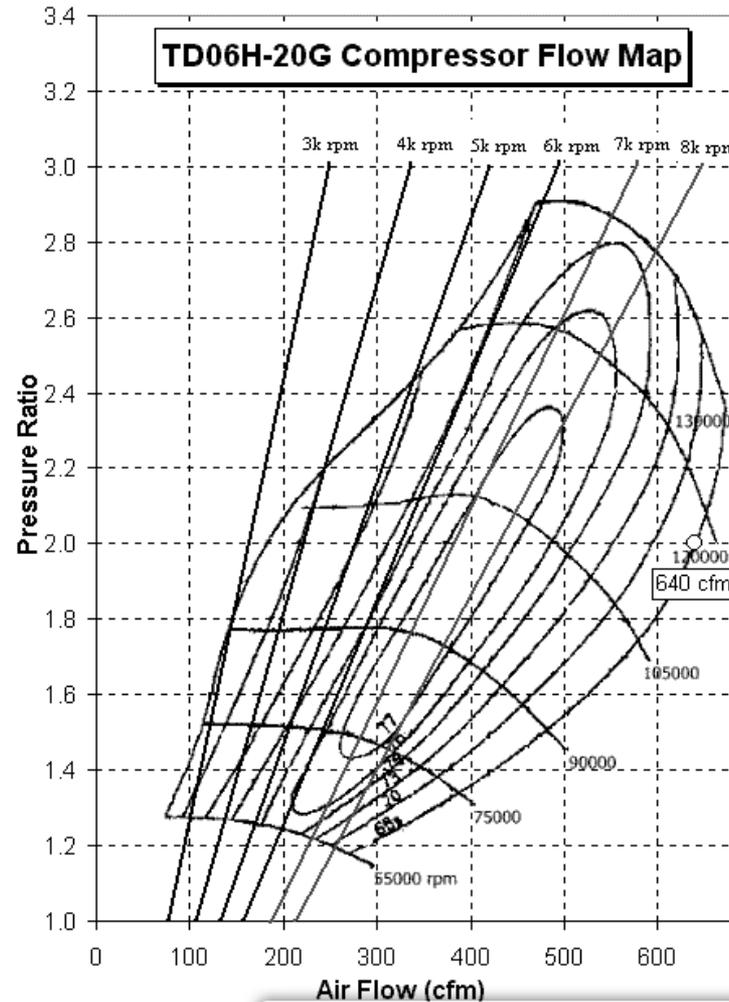
**Trim:**



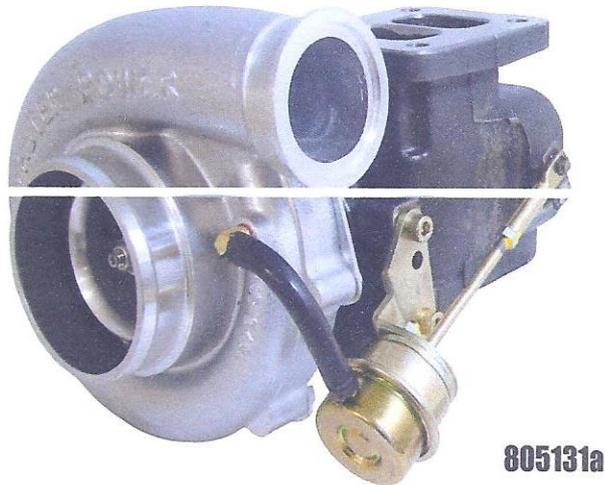
## Trim:



## Matching:

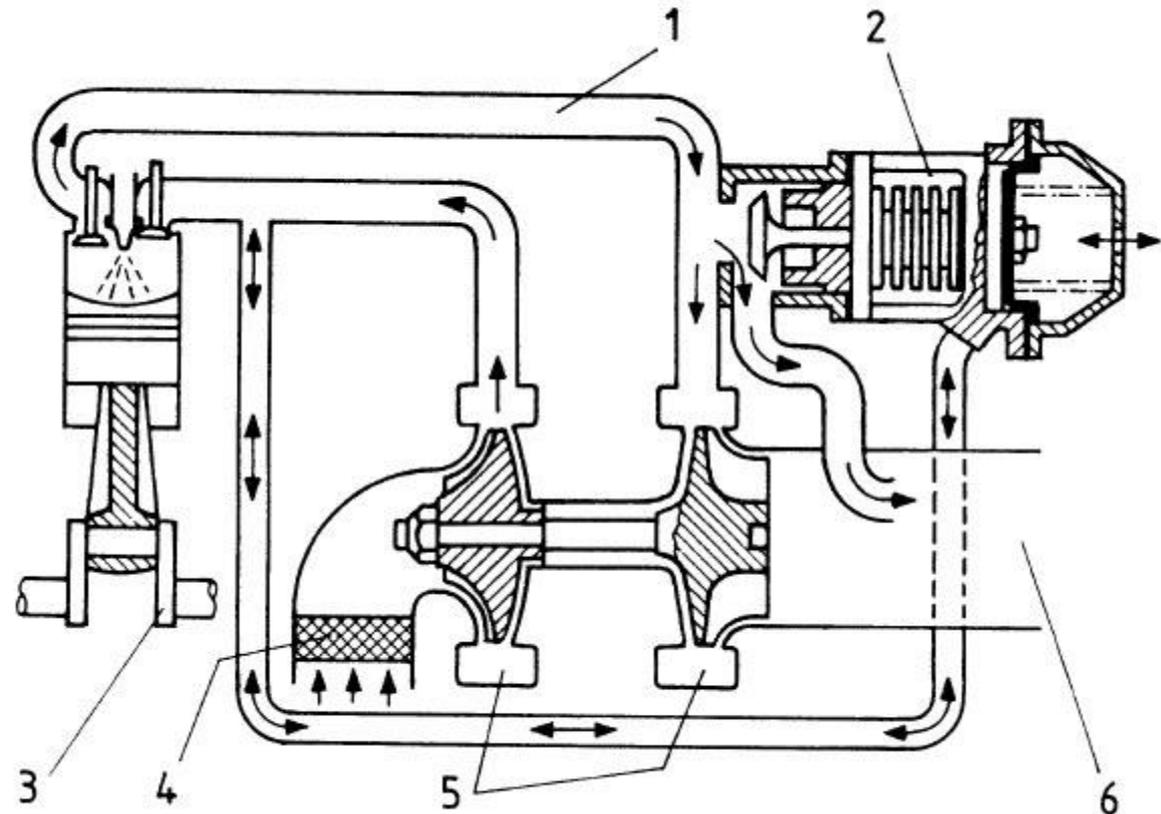


## Turbo-compressor com válvula waste-gate:



## Válvula waste-gate:

1. Coletor de escape
2. Válvula de alívio
3. Motor de Combustão
4. Filtro de entrada
5. Turbocompressor
6. Escape



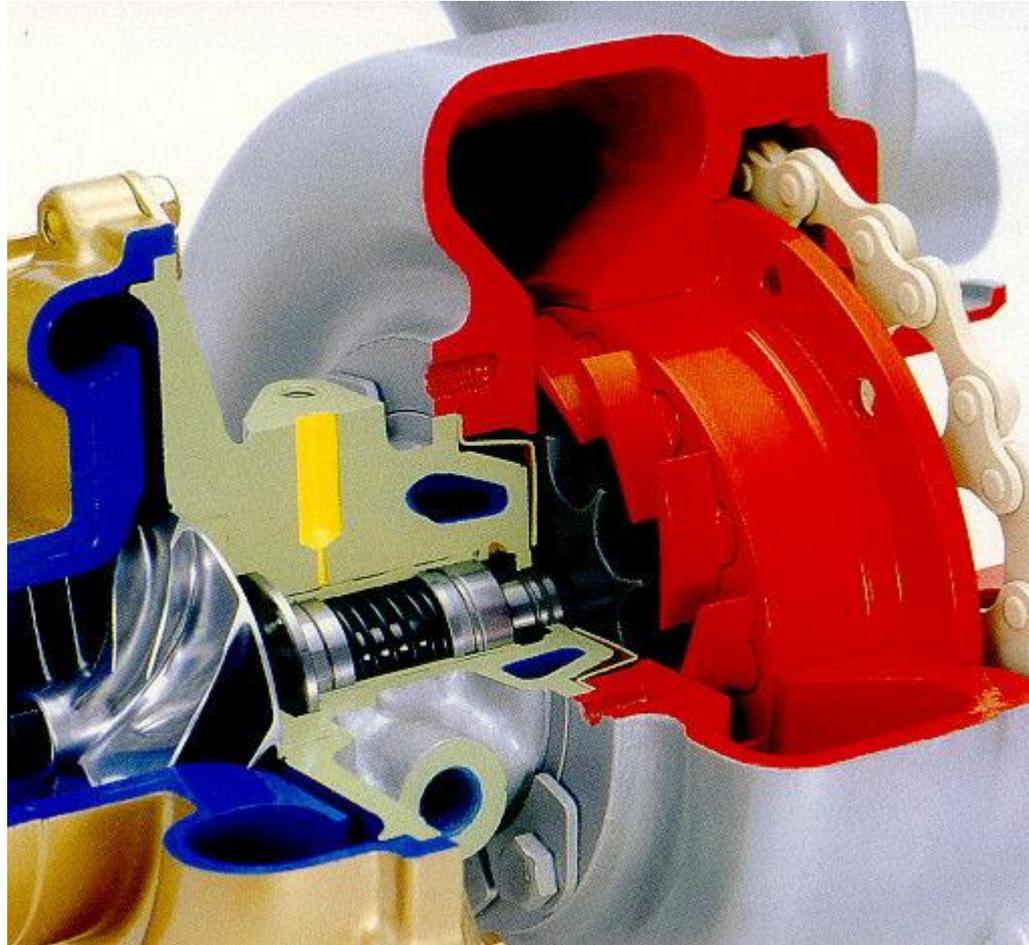
# Motores de Combustão Interna Sobrealimentação

**Válvula waste-gate:**



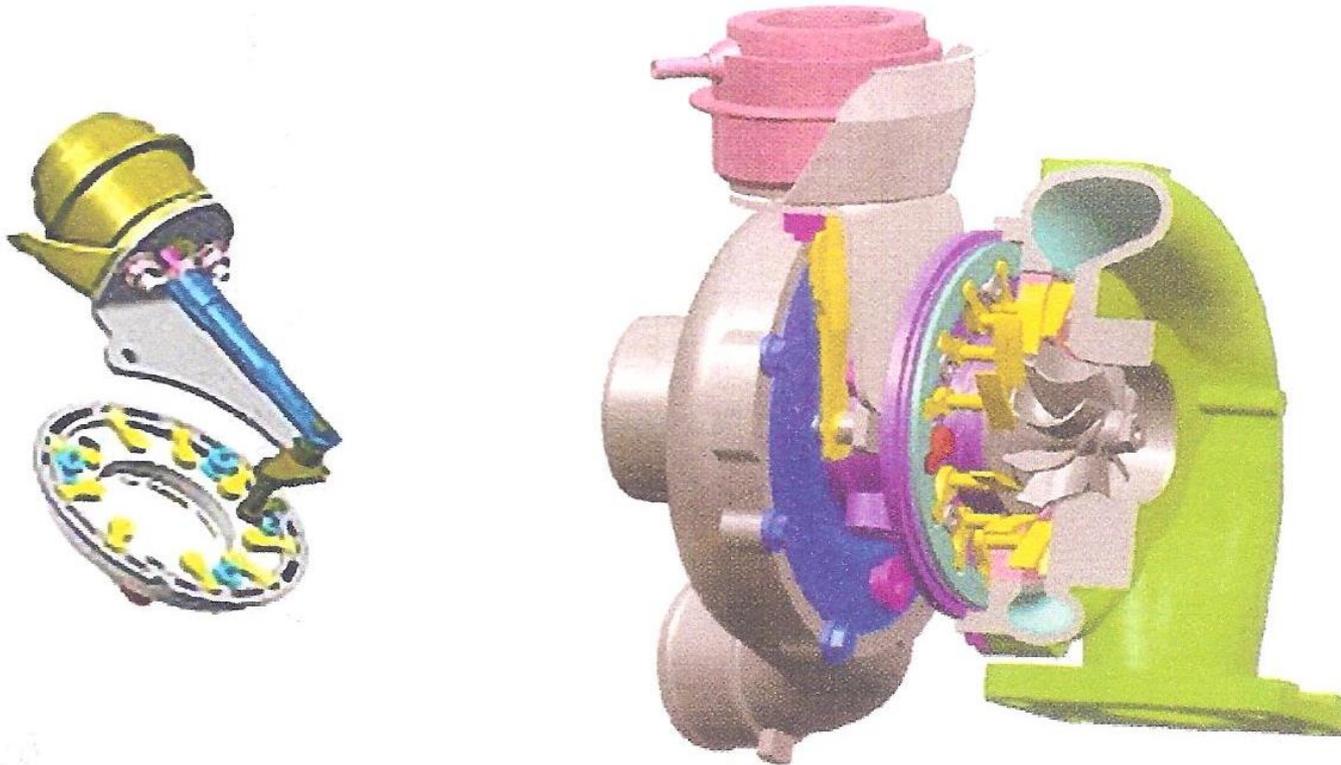
# Motores de Combustão Interna Sobrealimentação

**Turbina com geometria variável:**

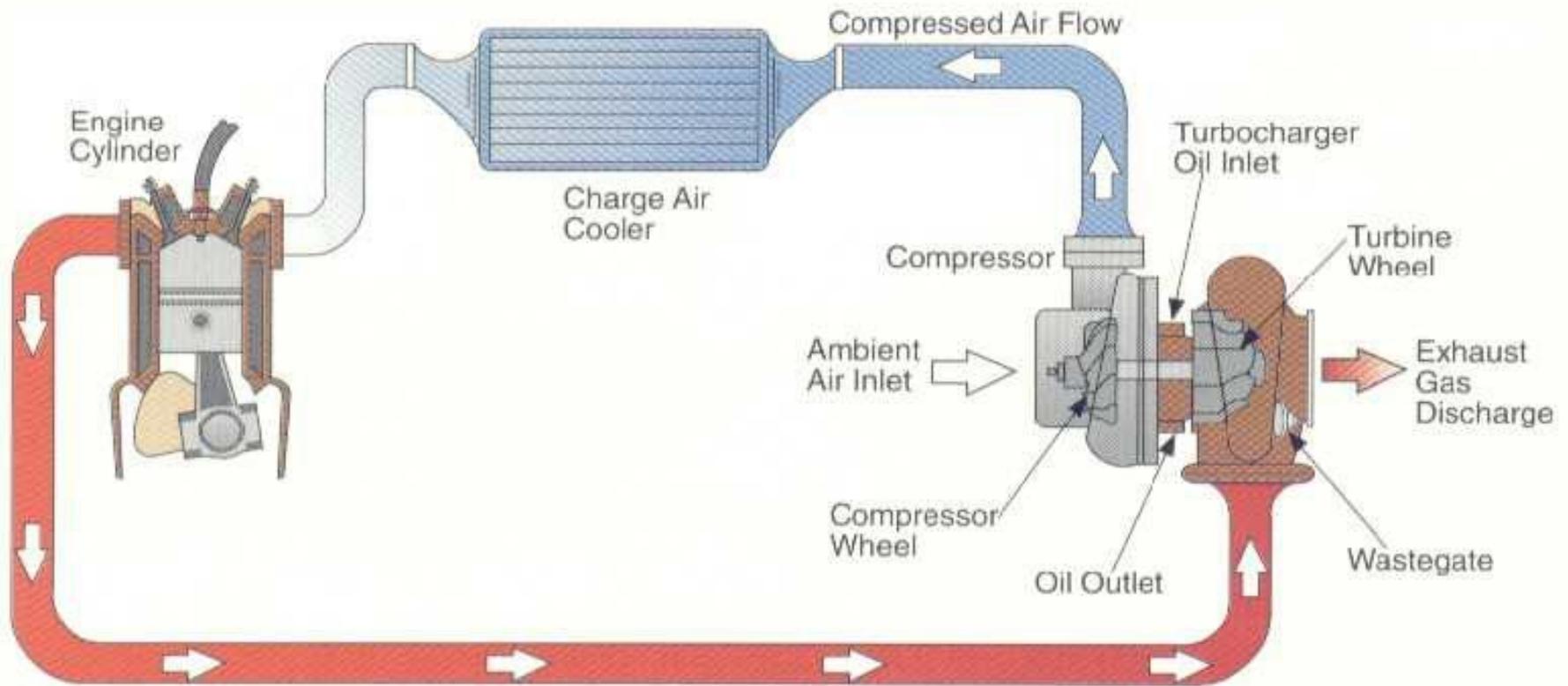


# Motores de Combustão Interna Sobrealimentação

Turbina com geometria variável:

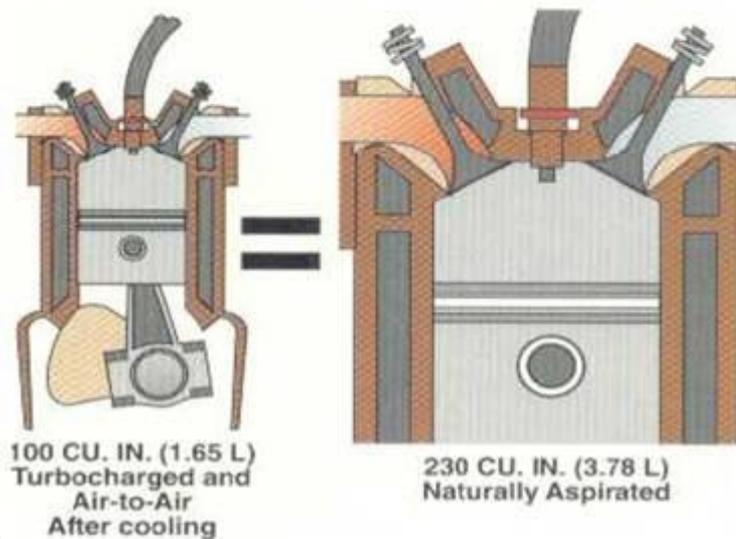
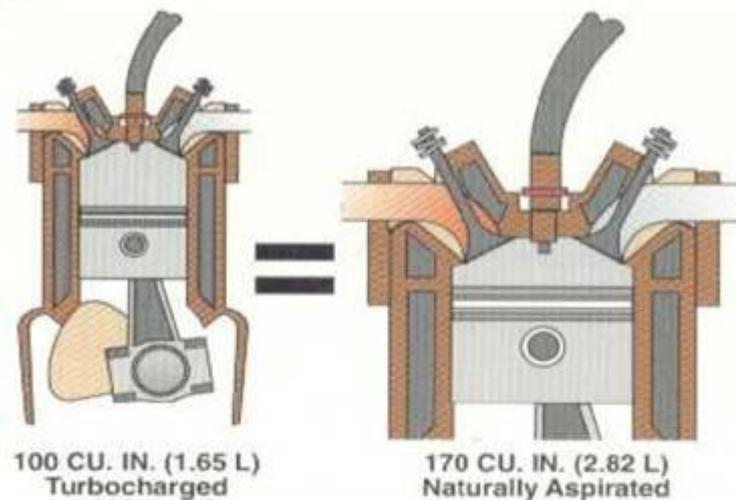


## Turbo-compressor + pós-arrefecedor (aftercooler):

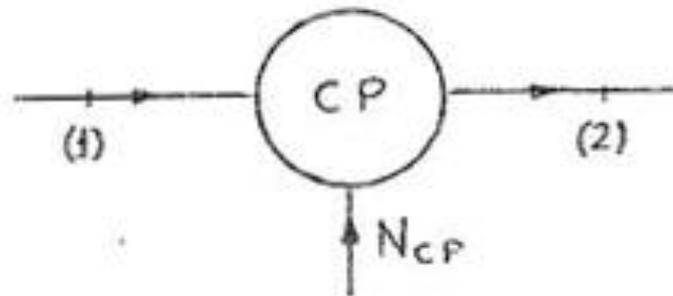


# Motores de Combustão Interna Sobrealimentação

Downsizing:



# Motores de Combustão Interna Sobrealimentação



A potência real para comprimir o fluido será:

$$N_{CP} = \dot{m} (h_2 - h_1) = \dot{m} c_p (T_2 - T_1)$$

Neste caso, o processo não é considerado isentrópico, mas supõe-se adiabático, devido à grande vazão e à pequena área de superfície de troca.

# Motores de Combustão Interna Sobrealimentação

Define-se rendimento isoentrópico do compressor ( $\eta_{CP_S}$ ),

como:

$$\eta_{CP_S} = \frac{N_{CP_S}}{N_{CP}}$$

logo:

$$\eta_{CP_S} = \frac{h_{2S} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2S} - T_1}{T_2 - T_1}$$

portanto:

$$T_2 - T_1 = \Delta T = T_1 \left[ \frac{(T_{2S} / T_1) - 1}{\eta_c} \right]$$

mas, como o processo (1) - (2S) é isoentrópico, então:

$$\frac{T_{2S}}{T_1} = \left[ \frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}}$$

logo:

$$\Delta T = \frac{T_1}{\eta_c} \left[ \left[ \frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

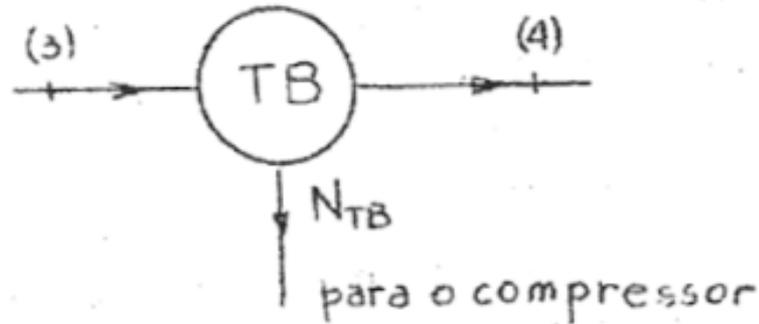
# Motores de Combustão Interna Sobrealimentação



As temperaturas  $T_1$  e  $T_2$  são as de estagnação, antes e após a compressão, respectivamente.

Desprezando as parcelas de energia cinética e potencial do escoamento, essas temperaturas podem ser consideradas como sendo termodinâmicas.

# Motores de Combustão Interna Sobrealimentação



Aplicando as mesmas equações que foram utilizadas para o compressor obtém-se:

$$\Delta T = \eta_{TB_S} T_3 \left[ 1 - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]$$

# Motores de Combustão Interna Sobrealimentação

**Exercício 1:** Um compressor de palhetas é utilizado na sobrealimentação de um antigo motor esportivo de 4 tempos e 4 L de cilindrada total que, na rotação de plena potência, consumindo gasolina ( $p_{ci} = 42 \text{ MJ/kg}$ ) com rendimento global de 30% e  $F = 0,067$ , fornece uma potência líquida de 230 kW.

Nestas condições, o consumo de ar do motor é de 0,3 kg/s, a temperatura do ar ( $k=1,4$ ) atmosférico é  $27^\circ\text{C}$  e a relação  $(p_2/p_1) = 2$ .

A relação de transmissão motor/compressor é 10:6.

Pede-se:

- a) a potência bruta de funcionamento do motor;
- b) a temperatura do ar comprimido admitindo que o processo de compressão é adiabático e reversível;
- c) a potência consumida pelo compressor nas condições do item b, desprezando a parcela cinética;
- d) o consumo de potência dos demais periféricos;
- e) a rotação de funcionamento do compressor, admitindo  $p_1 = 1 \text{ bar( abs )}$  e rendimento volumétrico de 140%.

Dado:  $R_{ar} = 287 \text{ J/kg/K}$ .

# Motores de Combustão Interna Sobrealimentação

## Solução do Exercício 1:

a) potência bruta de funcionamento do motor:

$$N_e = F \cdot \dot{m}_{ar} \cdot p_{ci} \cdot \eta_g = 0,067 \times 0,3 \times 42 \cdot 10^6 \times 0,3 = 253.260 \text{ W} = 253,3 \text{ kW}$$

b) temperatura do ar comprimido, admitindo que o processo de compressão é isentrópico:

$$\frac{T_2}{300} = 2^{\frac{1}{3,5}} = 1,22$$

$$T_2 = 365,7 \text{ K}$$

c) potência consumida pelo compressor, desprezando a parcela cinética:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{ar} \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1), \text{ com } c_p = \frac{kR}{k-1} = 1.004 \text{ J/kg/K}$$

$$\dot{W}_c = 0,3 \times 1.004 \times (365,7 - 300) = 19.789 \text{ W} = 19,8 \text{ kW}$$

# Motores de Combustão Interna Sobrealimentação

Solução do Exercício 1 (Cont.):

d) consumo de potência dos demais periféricos:  $N_p = (253,3 - 230) - 19,8 = 3,5 \text{ kW}$

e) a rotação de funcionamento do compressor, admitindo  $p_1 = 1 \text{ bar (abs)}$  e rendimento volumétrico de 140%:

$$\dot{m}_{ar} = \rho_1 V t \frac{n}{x} \eta_v, \text{ com } \rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{10^5}{287 \times 300} = 1,16 \text{ kg/m}^3$$

Daí:  $n_M = 92,25 \text{ rps}$  e  $n_c = 0,6 \times 92,25 = 55,4 \text{ rps} = 3.321 \text{ rpm}$

# Motores de Combustão Interna Sobrealimentação

**Exercício 2:** Admitindo que a compressão promovida por um compressor centrífugo instalado na admissão de um motor de ignição por faísca de razão volumétrica  $r_v = 9$  seja isoentrópica (com constante adiabática  $k=1,4$ ), estime o acréscimo porcentual máximo de potência (conseguido em plena carga) quando se observa uma relação de compressão  $(p_{21}/p_1) = 1,8$  neste compressor.

Considere que o motor é equipado com um pós-arrefecedor de ar de admissão que reduz a temperatura absoluta do ar de forma que  $T_{22}/T_{21} = 0,85$  por meio de um processo isobárico.

Considere ainda que o processo de sobrealimentação seja ideal e que o rendimento global do motor, o combustível e a relação combustível-ar sejam mantidos .

Adote  $p_{esc} = p_1 = 1$  bar.

Sabe-se que o motor naturalmente aspirado possui rendimento volumétrico de bombeamento de 0,8 e rendimento volumétrico global de 0,75 em plena potência.

# Motores de Combustão Interna Sobrealimentação

Solução do Exercício 2:

$$\frac{\eta_v}{\eta_{vb}} = \frac{k-1}{k} + \frac{r_v - (p_e/p_a)}{k(r_v - 1)}$$

$$\frac{\eta_v}{\eta_{vb}} = \frac{0,4}{1,4} + \frac{9 - (1/1,8)}{1,4(9-1)} = 1,04$$

pois  $p_a = p_{22} = p_{21} = 1,8$  (abs).

$$(p_{21}/p_1) = (p_{21}/p_1)^{1/1,4} = 1,8^{0,714} = 1,52$$

$$(p_{22}/p_{21}) = T_2/T_1 = 1/0,85 = 1,18$$

$$(p_{22}/p_1) = 1,52 * 1,18 = 1,79$$

$$N_e = \rho_1 V_t (n/x) F_{pci} \eta_g \eta_v ; N_{es} = \rho_{22} V_t (n/x) F_{pci} \eta_g \eta_{vb}'$$

$$N_{es}/N_e = 1,79 * (1,04 * 0,8) / 0,75 = 1,98 \quad \text{Resp: 98 \%}$$

**Exercício 3:** Um motor de ignição por compressão deve fornecer 600 kW, consumindo óleo diesel ( $p_{ci} = 42 \text{ MJ/kg}$ ) com relação combustível-ar  $F = 0,0467$  e rendimento global de 40%.

Avaliar:

- o rendimento isoentrópico do compressor centrífugo utilizado que produz, nestas condições, uma relação de pressão  $(p_2/p_1) = 2$  a partir de ar atmosférico ( $k=1,4$ ) a  $30^\circ\text{C}$ , sabendo que no final da compressão se tem  $T_{21} = 126^\circ\text{C}$ .
- a potência acrescentada ao ar pelo compressor.
- a potência na forma de calor a ser retirada isobaricamente pelo pós-arrefecedor ar-ar utilizado para que a temperatura do ar de admissão se reduza a  $T_{22} = 60^\circ\text{C}$ .
- O rendimento isoentrópico da turbina, sabendo que as temperaturas dos gases de escape antes e após a turbina são, respectivamente, iguais a  $T_3 = 640^\circ\text{C}$  e  $T_4 = 450^\circ\text{C}$  e que  $(p_3/p_4) = 3,7$ .

Adotar  $c_p = 1.000 \text{ J/kg/K}$  como calor específico para o ar.

# Motores de Combustão Interna Sobrealimentação

## Solução do Exercício 3:

a)

$$\eta_{CP} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}$$

$$(T_{2s}/T_1) = (2)^{0,4/1,4} = 1,22$$

$$T_{2s} = 1,22 \times 303,0 = 369,4 \text{ K} \quad \eta_{CP} = \frac{369,4 - 303,0}{399,0 - 303,0} = 0,691$$

$$b) \dot{m}_{ar} = N_e / (F \cdot pci \cdot \eta_g) = 600.000 / (0,0467 \times 42 \times 10^6 \times 0,4) = 0,765 \text{ kg/s}$$

$$N = \dot{m}_{ar} \cdot cp \cdot (T_2 - T_1) = 0,765 \times 1.000 \times (399 - 303) = 73.417 \text{ W} = 73,4 \text{ kW}$$

$$c) N = \dot{m}_{ar} \cdot cp \cdot (T_{21} - T_{22}) = 0,765 \times 1.000 \times (399 - 333) = 50.490 \text{ W}$$

# Motores de Combustão Interna Sobrealimentação

Solução do Exercício 3 (cont.):

d)

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}}$$

$$(T_3/T_{4s}) = (3,7)^{0,4/1,4} = 1,45$$

$$\eta_T = \frac{640,0 - 450,0}{640,0 - 355,2} = 0,667$$

**Exercício 4 (Rendimento volumétrico):** Deseja-se aumentar o rendimento volumétrico de um motor de ignição por faísca sobrealimentado trabalhando em plena carga. Ao invés de utilizar um pós-arrefecedor, propôs-se que uma injeção parcial de metanol anidro ( $\text{CH}_3\text{OH}$ ) no coletor de admissão fosse realizada. A relação combustível-ar utilizada nesta injeção seria  $F_{C/A} = 0,04$  (pobre) para que todo o álcool disponibilizado no coletor se vaporizasse. O restante do metanol necessário seria injetado diretamente nos cilindros do motor.

Sabendo que a umidade absoluta  $w$  do ar atmosférico é  $0,02 \text{ kg}$  de vapor d'água/ $\text{kg}$  de ar seco, que a pressão total na entrada do pórtico de admissão é  $2 \text{ bar}$  (abs) e que a temperatura obtida nesta seção foi de  $60^\circ\text{C}$ , determine a massa específica conseguida para o ar seco de admissão.

Dados:  $R_{ar} = 287 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

Massas atômicas:  $1 \text{ u.m.a.}$  para H;  $12 \text{ u.m.a.}$  para C e  $16 \text{ u.m.a.}$  para O.

**Solução:** Considerando que o metanol injetado se vaporize e passe a poder ser considerado um gás perfeito, tem-se que a pressão total ( $p_t$ ) no coletor é a soma das pressões parciais do ar seco ( $p_{ar}$ ), do vapor d'água ( $p_v$ ) e da pressão do combustível vaporizado ( $p_c$ ).

Daí:

$$p_t = p_{ar} + p_v + p_c, \text{ ou seja,}$$

$$(p_t/p_{ar}) = 1 + (p_v/p_{ar}) + (p_c/p_{ar})$$

com  $(p_v/p_{ar}) = (m_v/m_{ar}) \times (R_v/R_{ar})$ , pois  $V_v = V_{ar}$  e  $T_v = T_{ar}$

ou seja,

$$(p_v/p_{ar}) = w \times (M_{ar}/M_v) = 0,02 \times (29/18) = 0,0322$$

$$(p_c/p_{ar}) = (m_c/m_{ar}) \times (R_c/R_{ar})^e, \text{ pois } V_v = V_{ar} \text{ e } T_v = T_{ar}$$

ou seja,

$$(p_c/p_{ar}) = F_{C/A} \times (M_{ar}/M_v) = 0,04 \times (29/32) = 0,0363$$

$$(p_t/p_{ar}) = 1 + 0,0322 + 0,0363 = 1,068$$

$$p_{ar} = 2/1,068 = 1,87 \text{ bar(abs)}$$

$$\rho_{ar} = 1,87 \times 10^5 / 287 / 300 = 1,96 \text{ kg/m}^3$$

**Exercício 5 (Sobrealimentação e Modelo de Mach)** Um motor naturalmente aspirado de 4 tempos e de ignição por faísca possui 0,5 L de cilindrada unitária e rendimento volumétrico de bombeamento igual a 80% quando funciona em potência máxima ( $n = 5.400$  rpm).

Sobrealimentado com um compressor de palhetas, que trabalha com um rendimento isoentrópico de 75% na mesma rotação e também em potência máxima, observa-se uma razão de pressão  $(p_2/p_1) = 1,8$ .

A razão volumétrica do motor sobrealimentado é  $r_v = 8$ .

Determinar:

- A temperatura do ar depois do compressor.
- O diâmetro adequado de cada uma das 2 válvulas de admissão previstas por cilindro, segundo o modelo de Mach.
- O rendimento volumétrico de bombeamento do motor sobrealimentado, considerado que o processo de sobrealimentação é aquele denominado ideal.

Dados:  $k = 1,4$ ,  $R = 287$  J/kg/K,  $p_1 = 0,9$  bar (abs),  $p_{esc} = 1,3$  bar (abs),  $T_1 = 27$  °C e  $C_i = 0,325$ .

Solução:

- a) O rendimento isoentrópico do compressor é dado como a relação entre o trabalho real e o ideal, ou seja,

$$\eta_c = \frac{T_{2r} - T_1}{T_{2s} - T_1} \quad \text{com} \quad \frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 1,8^{0,286} = 1,183 \rightarrow T_{2s} = 354,9 \text{ K}$$

$$T_{2r} = 300 + 0,183 \times 300 \times 0,85 = 373,2 \text{ K}$$

- b) No Modelo de Mach, busca – se utilizar o índice Z próximo de 0,6 para a condição de plena potência.

$$A_v = \frac{2nVu}{C_i Z c} = \frac{2 \times \left(\frac{5400}{60}\right) \times 0,5 \times 10^{-3}}{0,325 \times 0,6 \times \sqrt{1,4 \times 287 \times 373,2}} = 1,19 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$D_v = \sqrt{\frac{4A_v}{2\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1,19 \times 10^{-2}}{6,28}} = 2,75 \times 10^{-2} \text{ m} = 27,5 \text{ mm}$$

c) Para processo ideal de sobrealimentação, vale:

$$\frac{\eta'}{\eta} = \frac{k-1}{1} + \frac{rv - \left(\frac{p_{esc}}{p_2}\right)}{k(rv-1)} = 0,286 + \frac{8 - \left(\frac{1,3}{1,8 \cdot 0,9}\right)}{1,4(8-1)} = 1,02$$
$$\eta' = 0,8 \times 1,02 = 0,816$$