Turbinas a gás: Análise dos componentes

Parte 1

Introdução

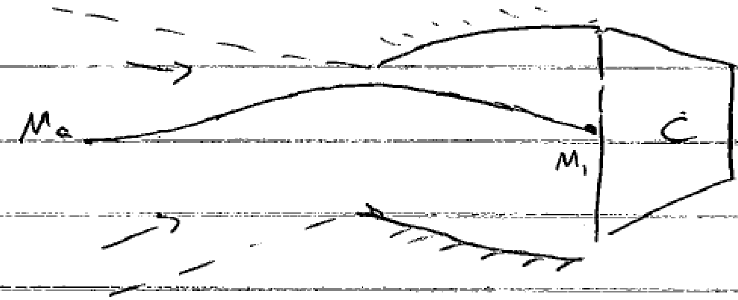
- Componentes principais
  - Duto de admissão
  - Compressor
  - Câmara de combustão
  - Turbina
  - Bocal (duto de escape)

Dutos de Entrada

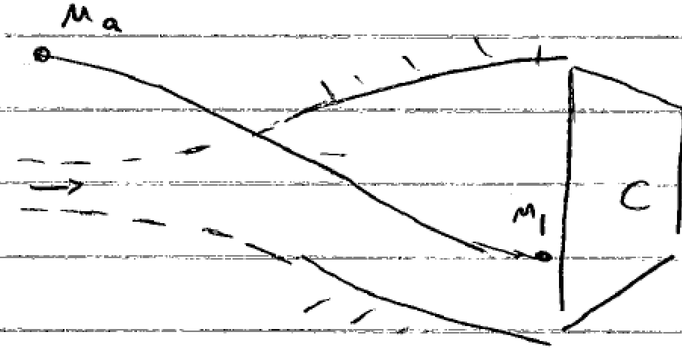
- Diferente segundo tipo e condições de operação da TG
  - TG potência de eixo
    - Baixas velocidades do ar no duto
  - TG propulsão
    - Velocidades fora do duto podem ser M<1 ou M>1
    - No caso de M>1 fora do bocal
      - Pode ocorrer transição fora do duto => onda de choque fora do bocal
      - Pode ocorrer transição no interior do duto =>
        - » Onda de choque dentro do duto
        - » Canal convergente-divergente

(a) $M_a < 1$

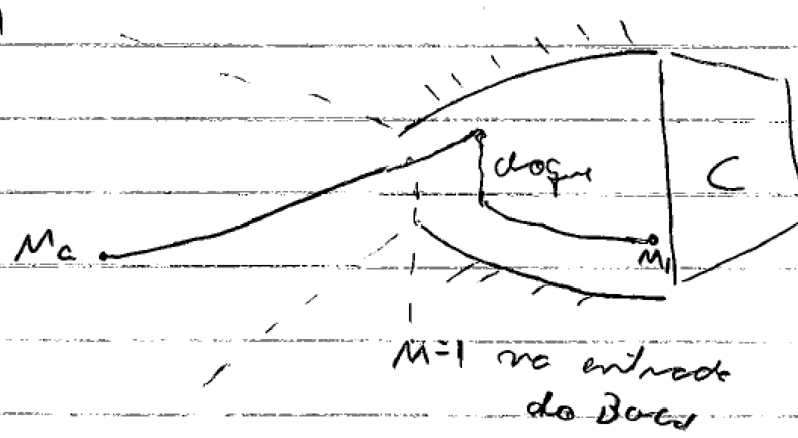
(a.1)



(a.2)

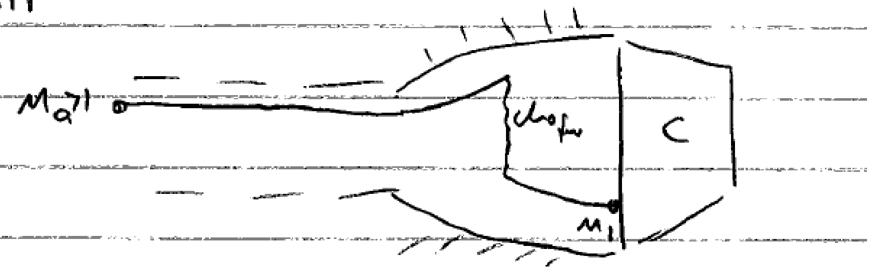


(a.3)



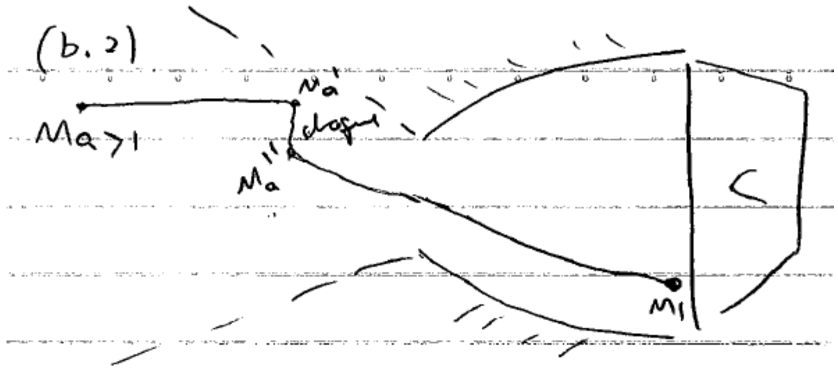
(b) $M_a > 1$

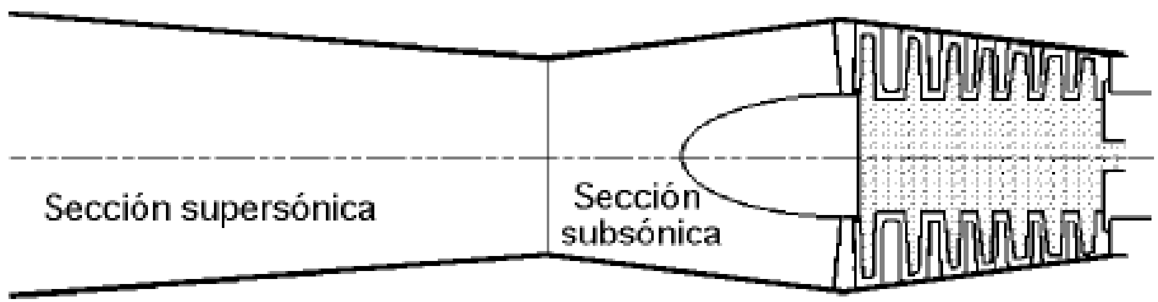
(b.1)

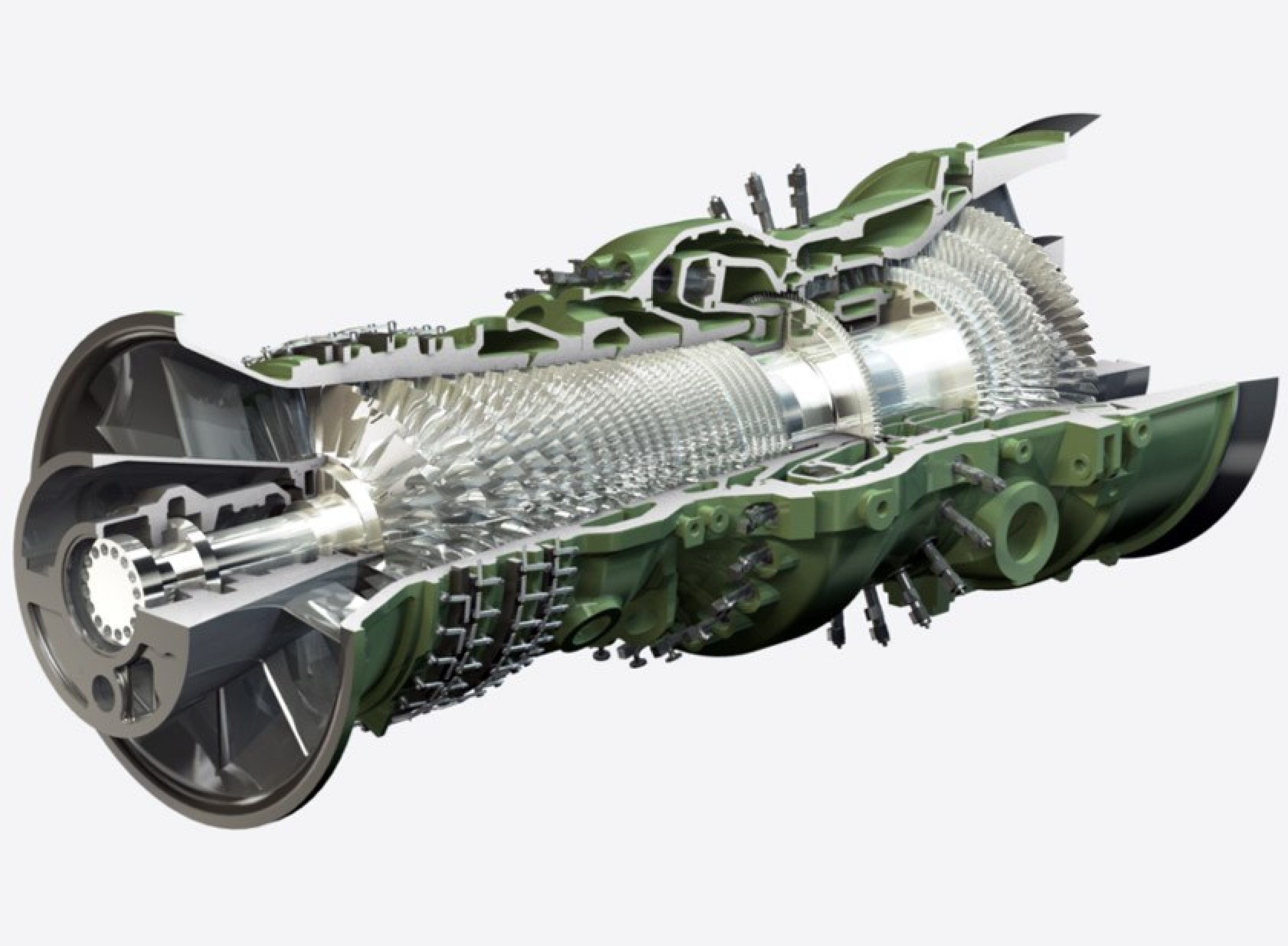


choque no interior do Bocal

(b.2)







Turbina Alstom GT24 (http://www.alstom.com)

EMB145 (http://www.panoramio.com)

MIG-17 (http://www.jalopnik.com.br)

MIG-21 (http://www.jalopnik.com.br)

MIG-35 (http://defesasaereas.blogspot.com.br)

TG estáticas

- Ar "longe" se encontra em repouso
  - Parte da energia é transformada em energia cinética
- 1ª lei com $\Delta PE = \dot{Q} = \dot{W}_{outros} = 0$
- a => fora do duto
- 1 => fronteira jusante do duto

$$V_{1q} = \sqrt{2c_p\left(T_a - T_{1q}\right) + {V_a}^2}$$

- OBS: se $V_a \ll V_{1q}$

$$V_{1q} \approx \sqrt{2c_p\left(T_a - T_{1q}\right)}$$

TG estáticas

- Mas na realidade, esc. não é adiabático

$$V_1 = \emptyset V_{1q}$$

- Onde ϕ = coeficiente de velocidade
  - $0{,}91 \leq \emptyset \leq 0{,}98$
- A perda associada ao bocal é calculada como:

$$\Delta h_b = \frac{1}{2}\left({V_{1q}}^2 - {V_1}^2\right)$$

TG propulsão

- Velocidade fora do bocal é diferente de zero
  - Exceto quando o avião está parado
- 1ª lei com $\Delta PE = \dot{Q} = \dot{W}_{outros} = 0$
- a => fora do duto
- 1 => fronteira jusante do duto

$$h_{1q} + \frac{{V_{1q}}^2}{2} = h_a + \frac{{V_a}^2}{2}$$

$$V_{1q} = \sqrt{2c_p\left(T_a - T_{1q}\right) + {V_a}^2}$$

TG propulsão

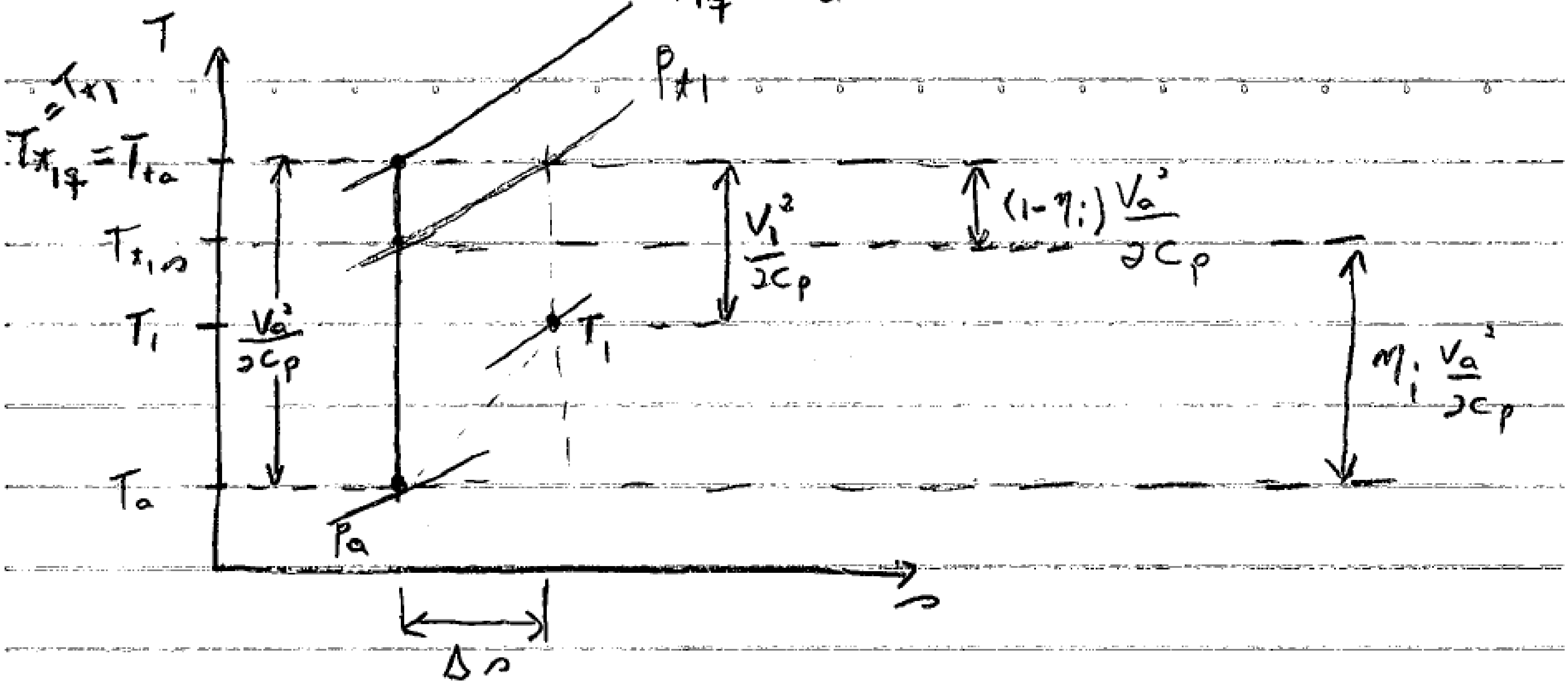
- Logo

$$T_{t1q} = T_{ta} = T_a + \frac{{V_a}^2}{2c_p}$$

- E, se frenasse com s=cte até v=0, atingindo P_{t1}
  - onde P_{t1} é a pressão de estagnação real do processo com aumento de entropia.

$$\frac{P_{t1}}{P_a} = \left(\frac{T_{t1s}}{T_a}\right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

  - Note que definimos um novo estado de referência
  - Note que esta frenagem com s = cte não ocorre (ela é hipotética)



$p_{T1q} = p_{Ta}$
p_{T1}
T
$= T_{T1}$
$T_{T1q} = T_{Ta}$
T_{T1s}
T_1
T_a
$\frac{V_a^2}{2c_p}$
$\frac{V_1^2}{2c_p}$
$(1-\eta_i)\frac{V_a^2}{2c_p}$
$\eta_i \frac{V_a^2}{2c_p}$
T_1
p_a
s
Δs

TG propulsão

- Define-se a eficiência isentrópica

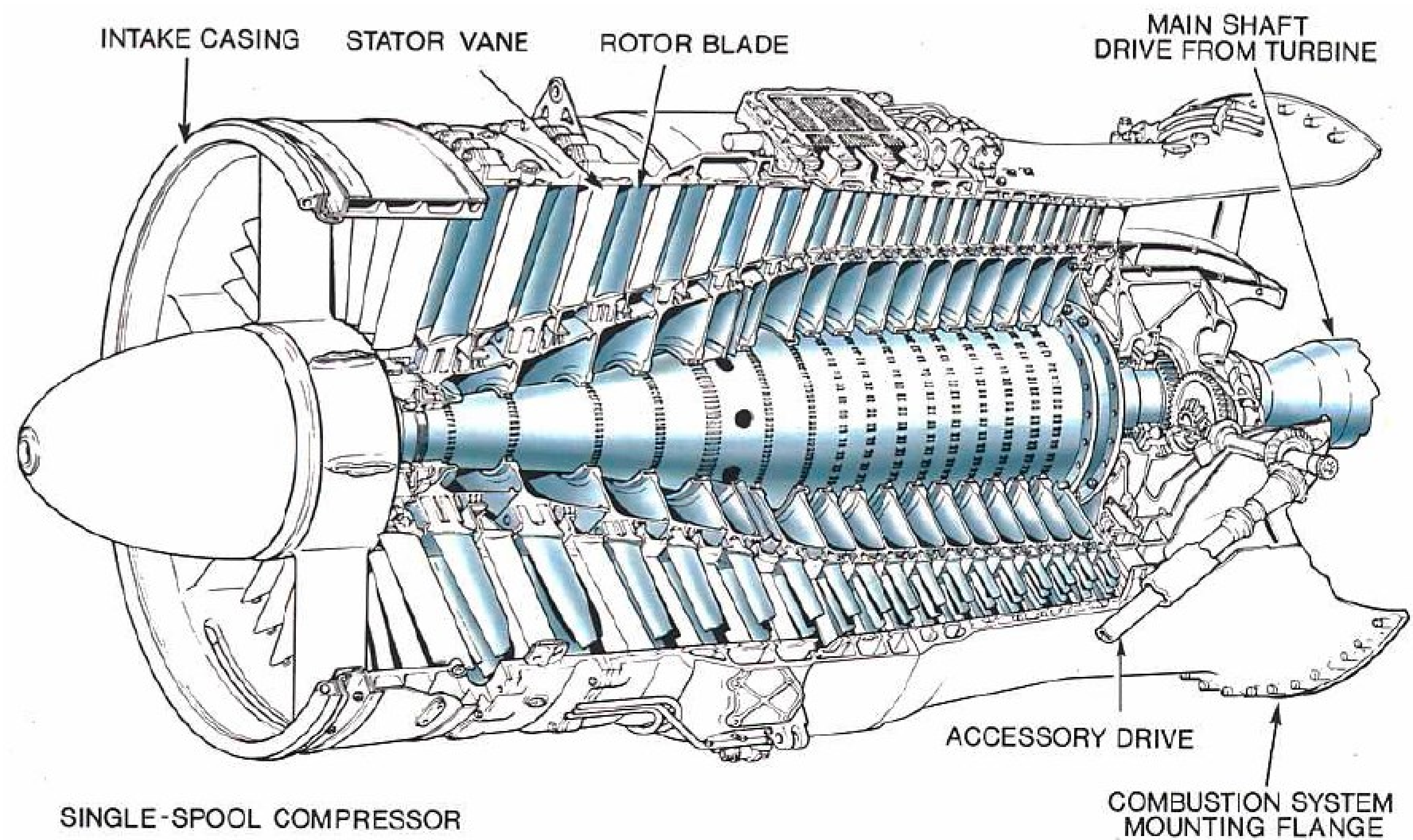
$$\eta_i = \frac{T_{t1s} - T_a}{T_{t1} - T_a}$$

- Logo,

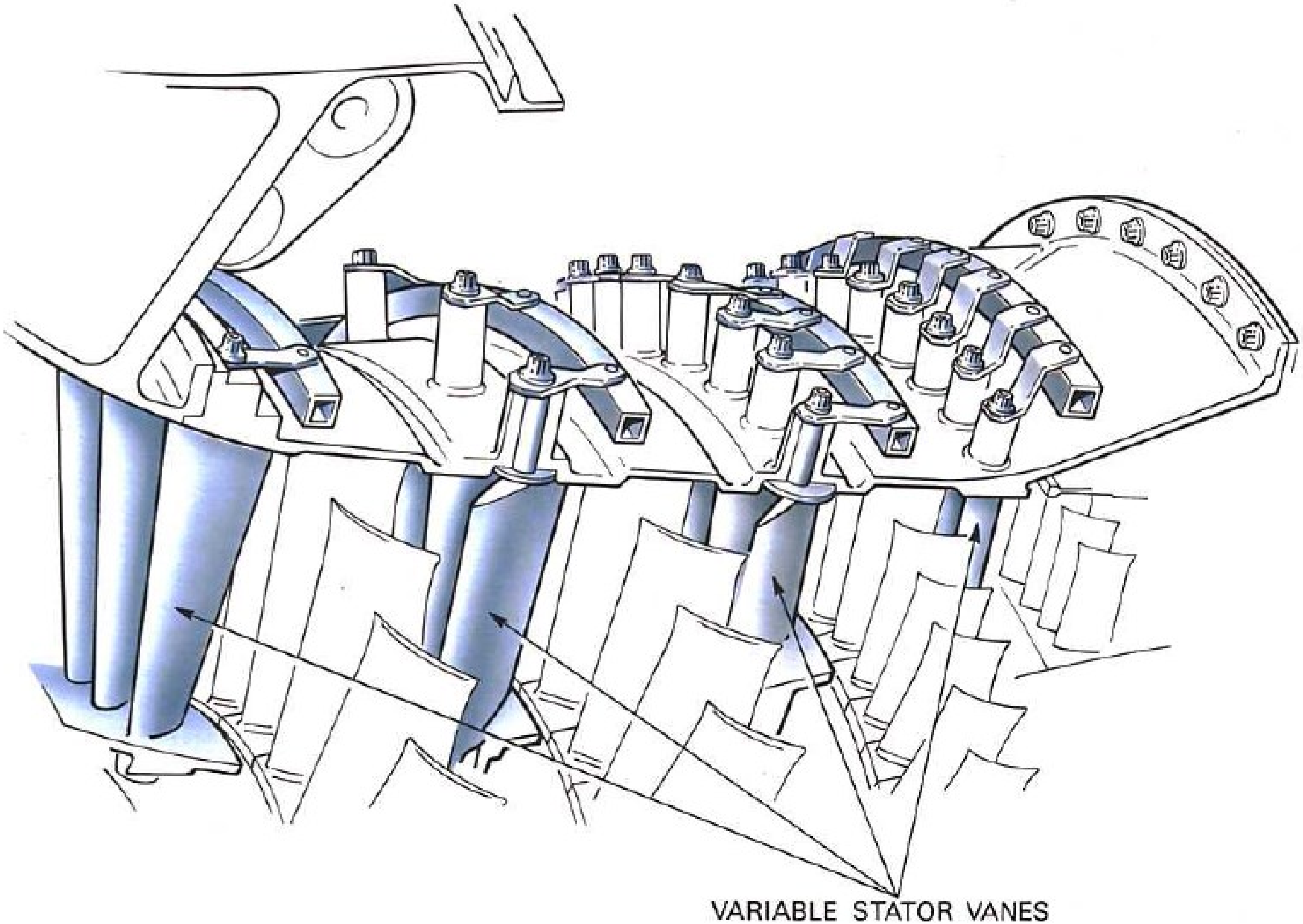
$$T_{t1s} = T_a + \eta_i \frac{{V_a}^2}{2c_p}$$

- η_i é fração da T_{din} em "a" aproveitada para compressão isentrópica no duto

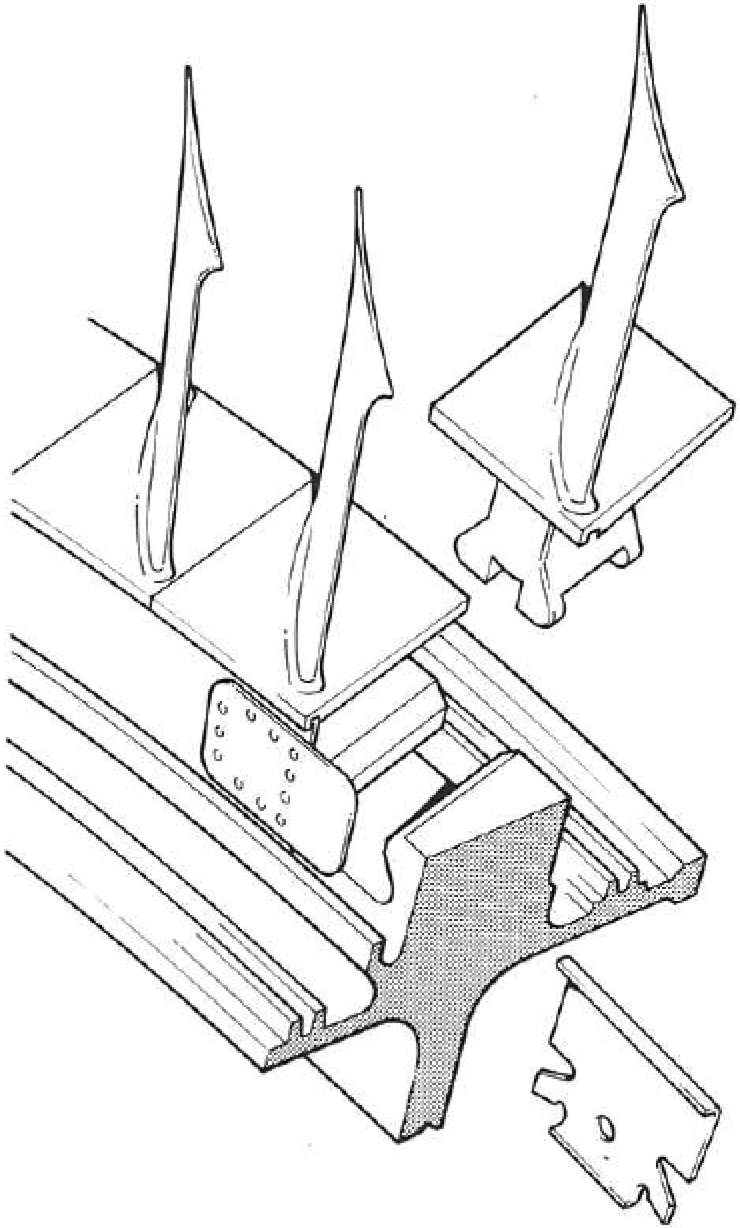
Compressores

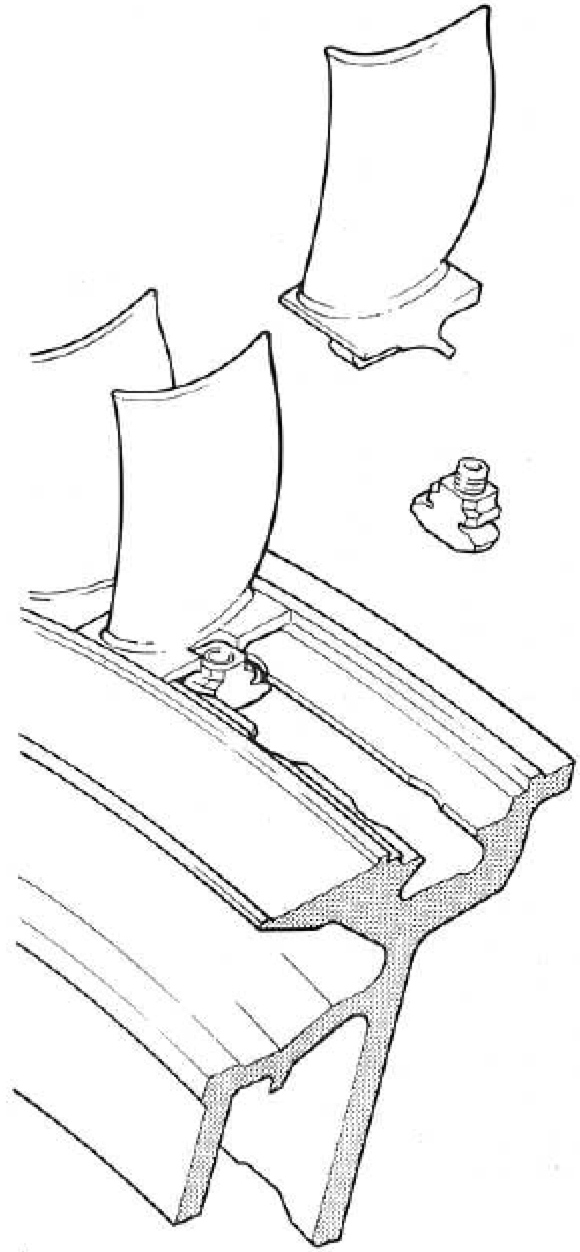


Compressores

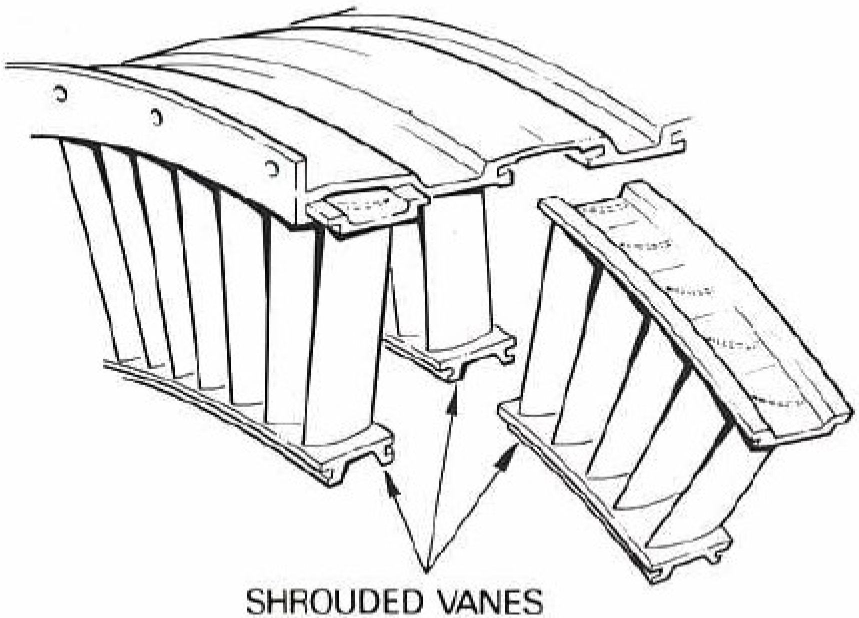


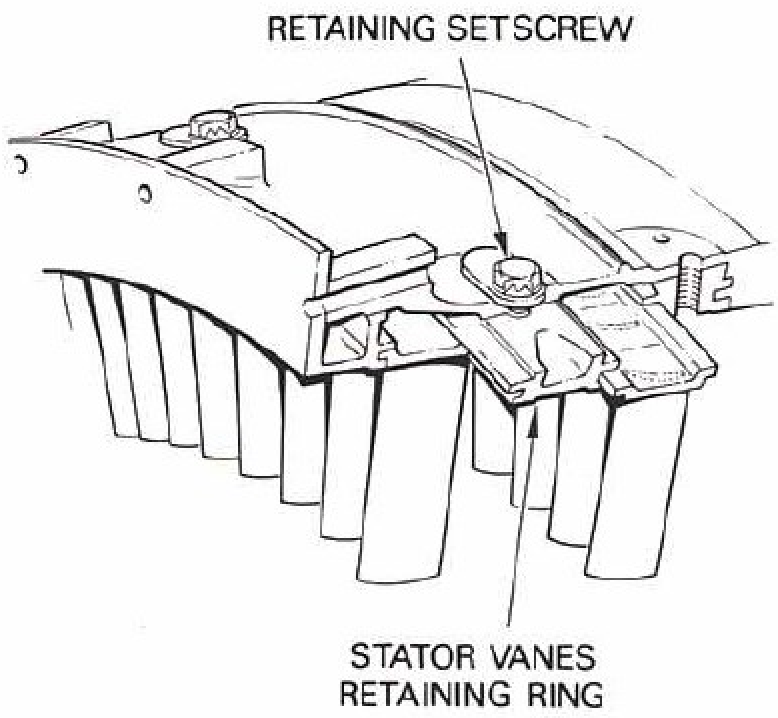
Pás em compressores



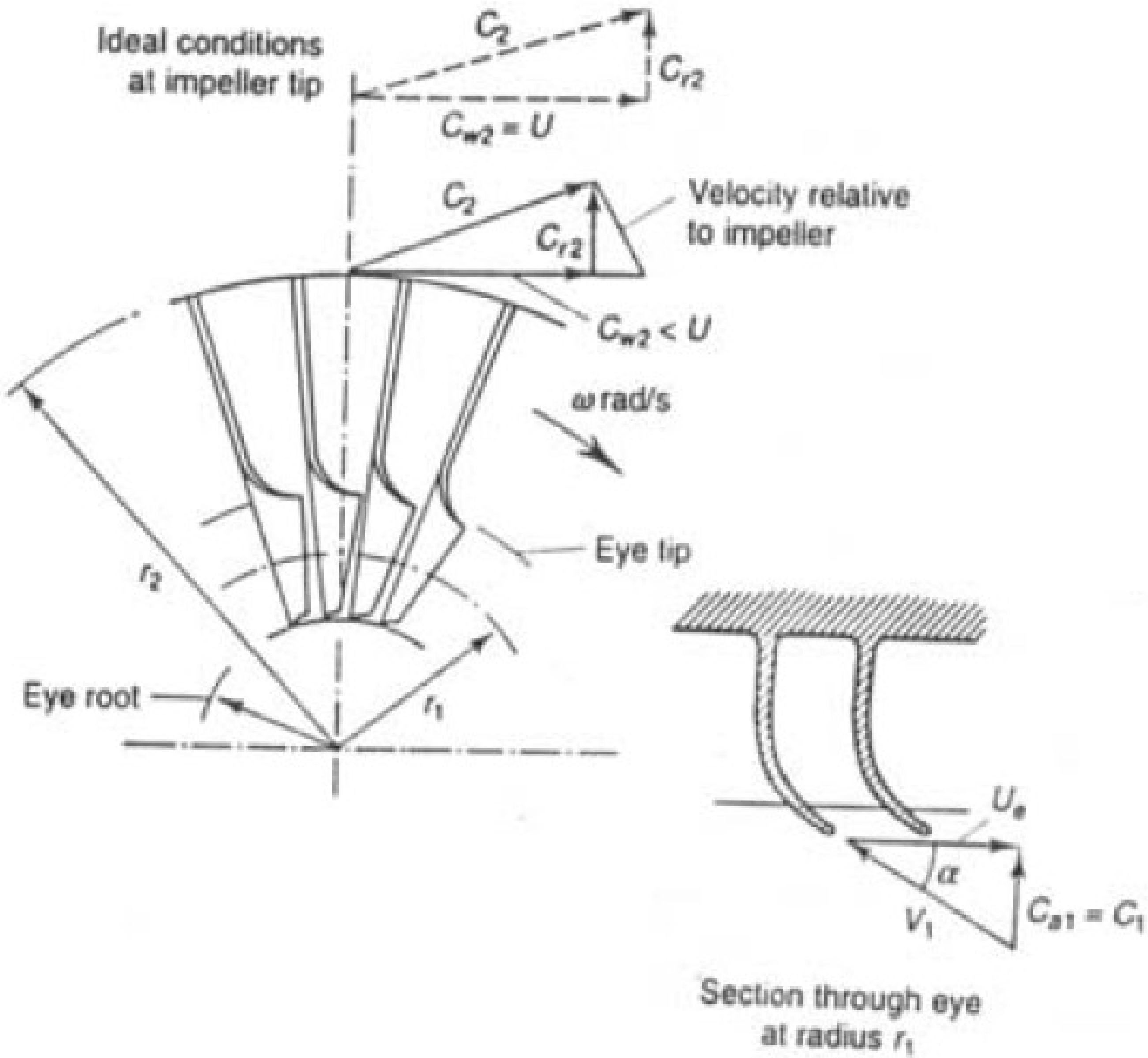


Estatores

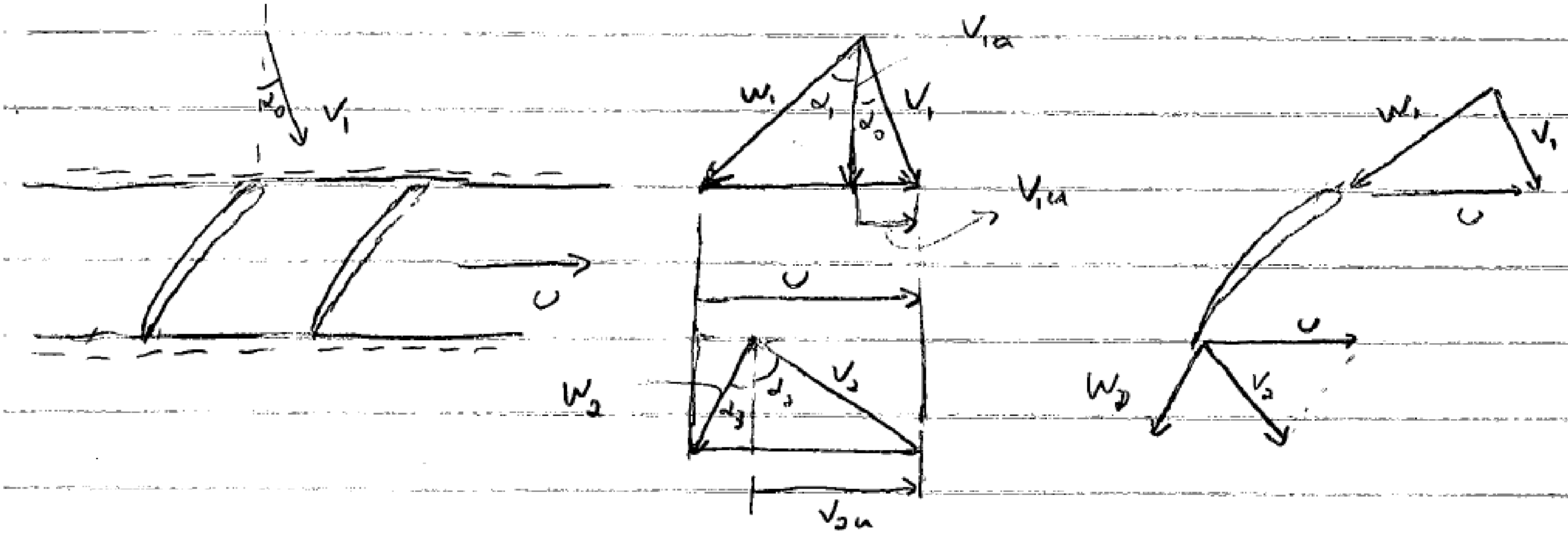

SHROUDED VANES


RETAINING SETSCREW
STATOR VANES
RETAINING RING

Triângulo de velocidades: compressor radial



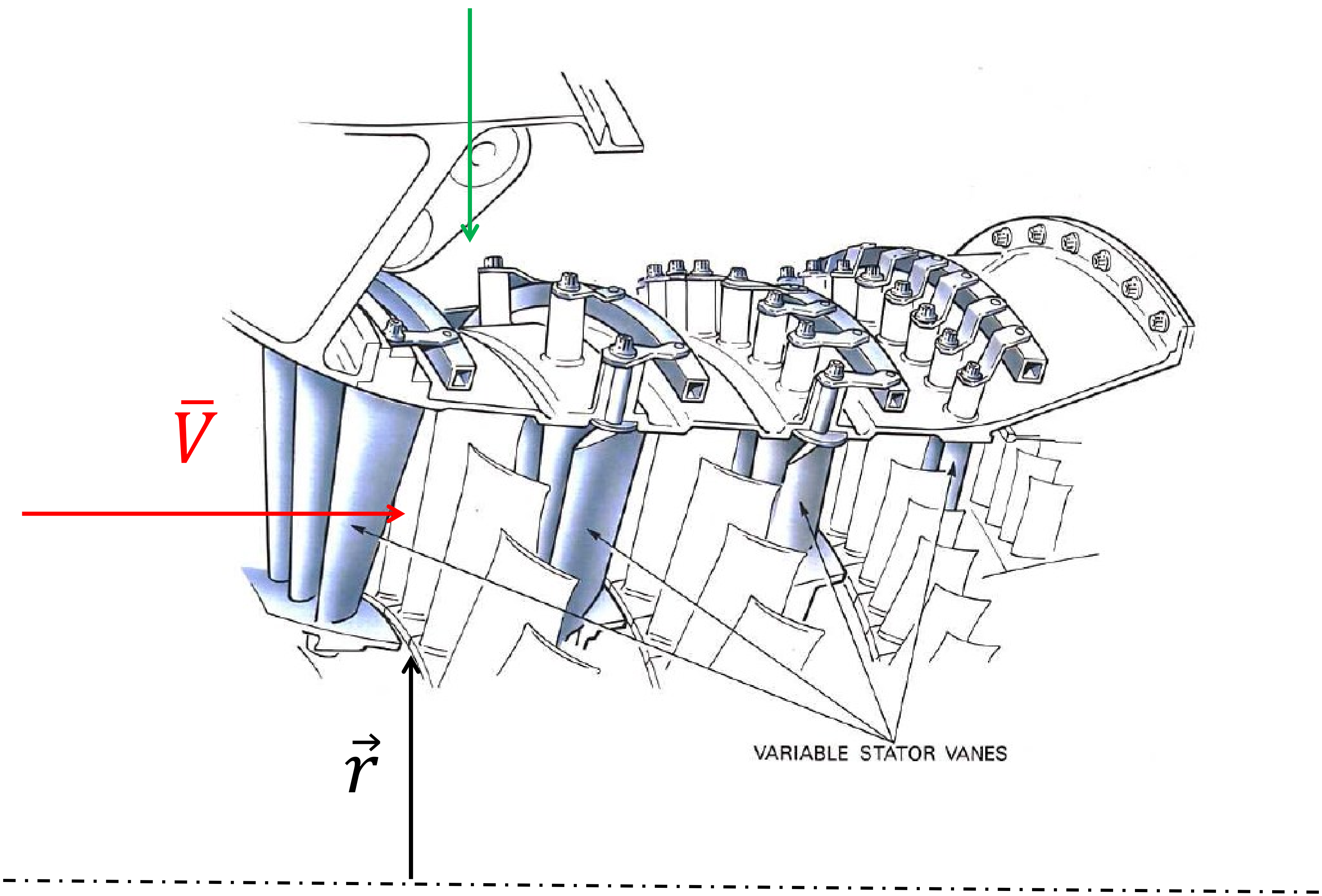
Triângulo de velocidades: compressor axial



$$\vec{V} = V_r \vec{e}_r + V_u \vec{e}_\theta + V_a \vec{e}_z$$

$$\vec{M}_{vc} = \vec{r} \times \vec{F} = \frac{\partial}{\partial t} \int (\vec{r} \times \vec{V}) \rho d\forall + \oint (\vec{r} \times \vec{V}) \rho \vec{V}_r \cdot \overrightarrow{dA}$$

Vista superior (diagrama slide precedente)



Compressor: Potência

- Considere:
  - RP, PUF
  - Torque devido a forças de massa e superfície desprezíveis
  - Eixo z = eixo axial do compressor
- Então: para $\vec{r} = r\vec{e}_r + z\vec{e}_z$

$$M_{z,vc} = \oint rV_u d\dot{m} = \dot{m}(r_2V_{2u} - r_1V_{1u})$$

$$\dot{W}_c = \omega M_z = \dot{m}(U_2V_{2u} - U_1V_{1u})$$

  - OBS: para manter $W_c>0$
  - Para compressores axiais, $U_2=U_1=U$

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = U(V_{2u} - V_{1u})$$

Compressor: Potência

- Aplicando a eq. Energia com $\Delta PE = \dot{Q} = 0$ (VC = rotor)

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = -\frac{\dot{W}_{outros}}{\dot{m}} = h_{t2} - h_{t1}$$

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = c_p(T_{t2} - T_{t1}) = (U_2 V_{2u} - U_1 V_{1u})$$

- Rendimento adiabático do compressor

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{c,s}}{\dot{W}_c} = \frac{T_{t2s} - T_{t1}}{T_{t2} - T_{t1}}$$

Parâmetros de desempenho

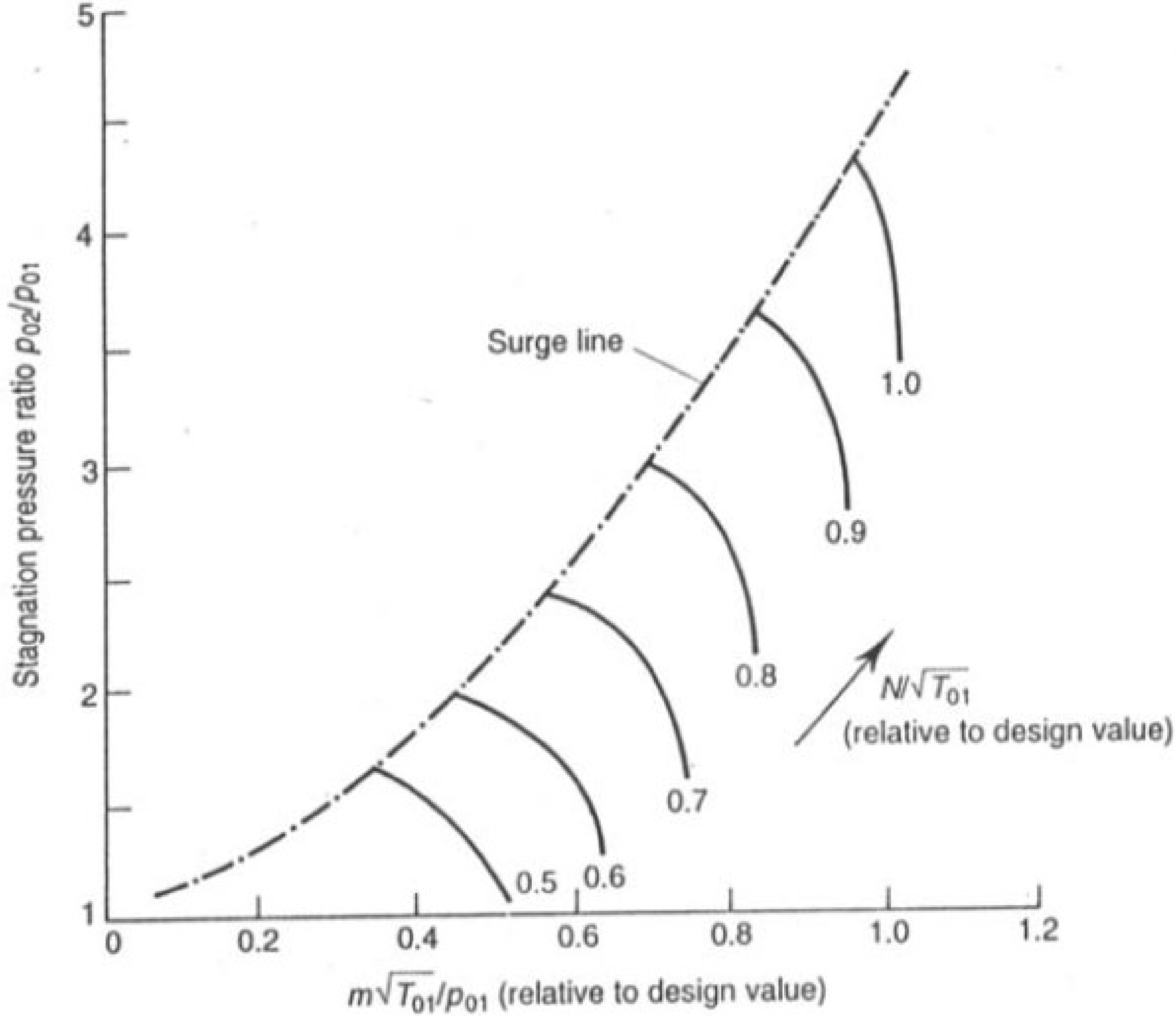
- Análise dimensional:

$\pi_1 = \Psi = \frac{W_c}{U^2}$ (coeficiente de pressão)	$\pi_4 = M_1 = \frac{ND}{\sqrt{\gamma R T_{t1}}}$ (Número de Mach)
$\pi_2 = \Phi = \frac{\dot{m}}{\rho N D^3}$ (coeficiente de vazão)	$\pi_5 = \gamma = \frac{c_p}{c_v}$ (relação dos calores específicos)
$\pi_3 = R_e = \frac{\rho D U}{\mu}$ (Número de Reynolds)	$\pi_6 = P_r = \frac{\mu c_p}{k}$ (Número de Prandtl)

$$\boxed{\frac{P_{t2}}{P_{t1}} = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{t1}}}{AP_{t1}}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma R T_{t1}}}, \gamma\right)}$$

E, considerando que ϒ varia pouco:

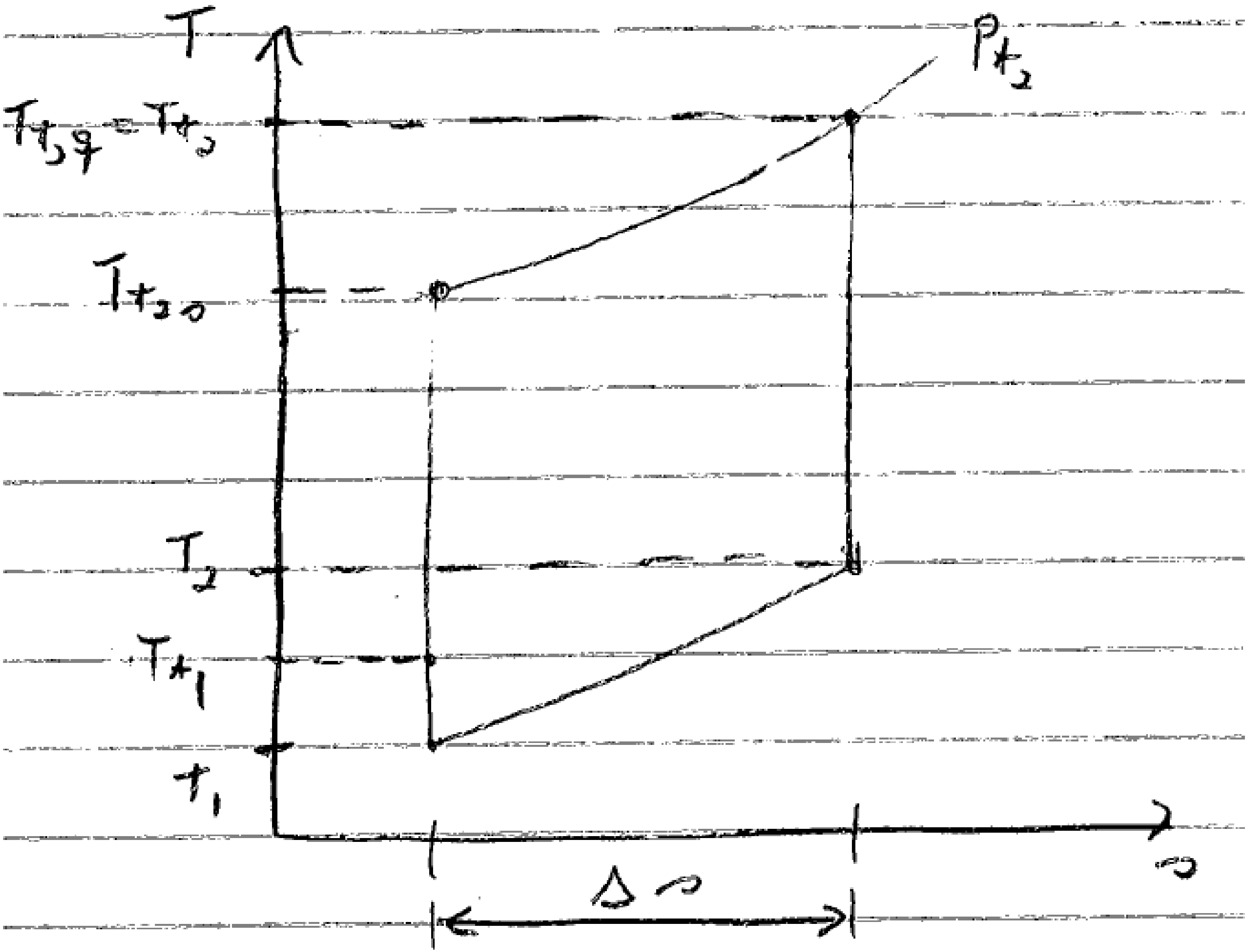
$$\boxed{\frac{P_{t2}}{P_{t1}} = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{T_{t1}}}{P_{t1}}, \frac{N}{\sqrt{T_{t1}}}\right)}$$



Stagnation pressure ratio p_{02}/p_{01}
5
4
3
2
1
0
0.2
0.4
0.6
0.8
1.0
1.2
Surge line
0.5
0.6
0.7
0.8
0.9
1.0
$N/\sqrt{T_{01}}$
(relative to design value)
$m\sqrt{T_{01}}/p_{01}$ (relative to design value)

Exercício

- Determine a razão de pressões (totais) e a potência necessária para acionar um compressor centrífugo de entrada axial, operando com velocidade periférica de 439 m/s, eficiência adiabática de 85%, vazão mássica de ar de 30 kg/s e temperatura ambiente de 15°C. Considere que a velocidade tangencial do fluido é igual à velocidade periférica.


T
P
T
Tt
Tt
T
T
T
s
Δs