



Turbinas a vapor

Prof. Marcelo Pustelnik

Universidade Federal do Paraná - UFPR
Departamento de Engenharia Mecânica

12 de Junho de 2019

Turbinas a vapor

Histórico (1)

- 150 a.C. : *Aeolipyle* (dispositivo de reação proposta por Hero)
- 1629 : "Roda de vapor", Giovanni de Branca
- 1780 : Máquina a vapor, Watt

Tipos I

Quanto a finalidade (1)

- Acionamento elétrico - acoplados a geradores elétricos
- Acionamento mecânico - acoplados a ventiladores, bombas, compressores ou propulsão de navios.

Quanto ao princípio de funcionamento (1)

- Ação (impulso) - ocorre queda de pressão nos bocais (Figura 1 a esquerda)
- Reação - ocorre queda de pressão nos bocais e nas palhetas (Figura 1 a direita)

Tipos II

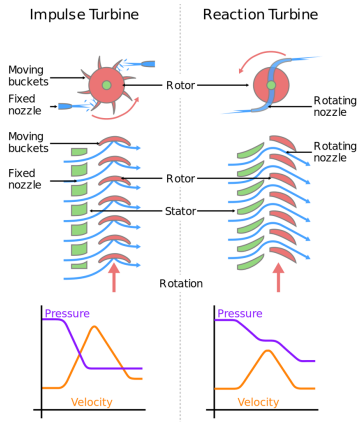


Figura: Diferença entre turbinas de ação (esq.) e reação (dir.).

Fonte: <https://en.wikipedia.org/wiki/Steam_turbine#/media/File:Turbines_impulse_v_reaction.svg> Acesso em: 08/05/2019

Tipos III

Turbina de ação simples ou de Laval (1) consiste em um conjunto de bocais fixos e palhetas. Possui baixo rendimento.

Tipos IV

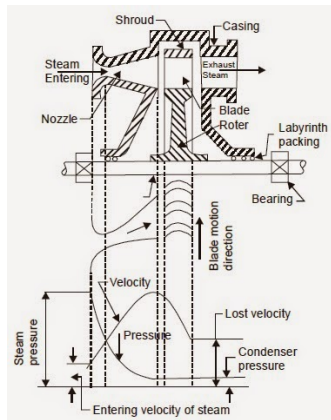


Figura: Turbina de ação simples.

Fonte: <<http://4.bp.blogspot.com/-3-9S45PDws0/VQTJRM1y1sI/AAAAAAAAAk0/Rzd-WrXOyKE/s1600/IMPULSE%2BTURBINE.jpg>>

Acesso em: 08/05/2019

Tipos V

Turbina Curtis (1) possui um estágio intermediário para redirecionar o vapor para outro conjunto de palhetas.

Tipos VI

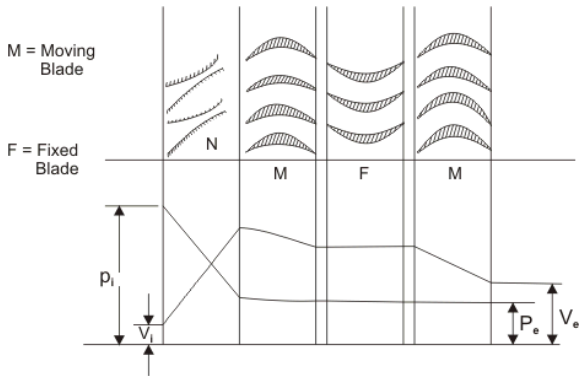


Figura: Turbina Curtis.

Fonte: <https://nptel.ac.in/courses/112104117/chapter_6/6_8.html>

Acesso em: 08/05/2019

Tipos VII

Na **Turbina Rateau** (1), a queda de pressão ocorre em mais fileiras de bocais e equivale a um arranjo diversas turbinas de Laval em série.

Tipos VIII

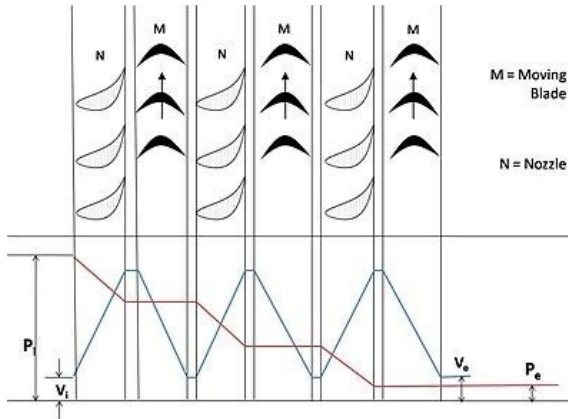


Figura: Turbina Rateau.

Fonte: <<https://www.quora.com/>

What-is-velocity-and-pressure-compounding-in-impulse-turbine> Acesso

em: 10/05/2019

Tipos IX

Turbina Curtis-Rateau (1) procura obter maiores rendimentos através de um melhor controle e escalonamento de pressão (Curtis) e velocidade (Rateau) trabalhando em conjunto.

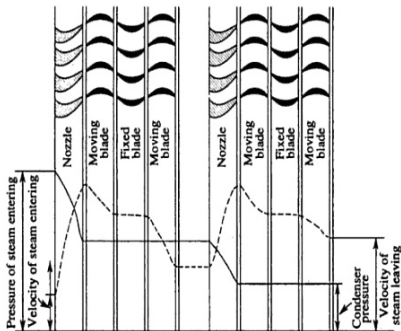


Figura: Turbina Curtis-Rateau.

Fonte: <<https://www.slideshare.net/saxenaankit2010/steam-turbine-and-its-types-63751088>> Acesso em: 10/05/2019

Comparação entre Curtis e Rateau

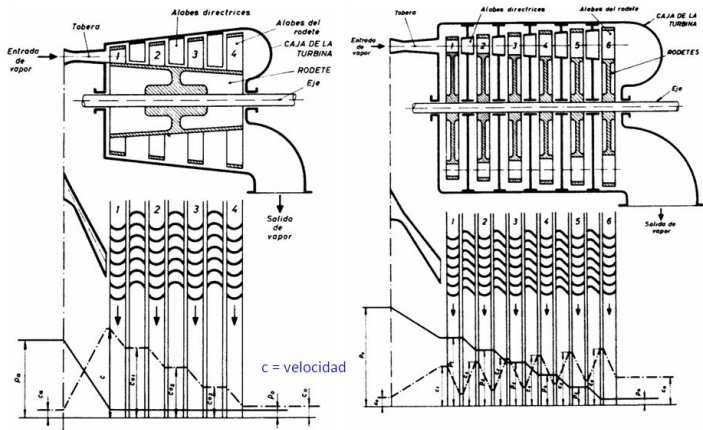


Figura: Turbina Curtis (esquerda) e Rateau (direita).

Fonte: <<http://slideplayer.es/slide/10799152/>> Acesso em: 10/05/2019

Outros tipos I

Turbina de reação (1) tem seus estágios denominados como estágios de Parsons. Usualmente possui diversos estágios nos quais ocorre uma queda gradual da pressão.

Nos estágios iniciais a pressão é maior, o volume específico menor, assim como as palhetas. Nos estágios finais, as palhetas são maiores, pois o volume específico fica maior.

Não são adequadas a altas pressões, porque há perdas significativas nas palhetas de alta pressão por conta do vazamento de vapor nesses estágios.

Outros tipos II

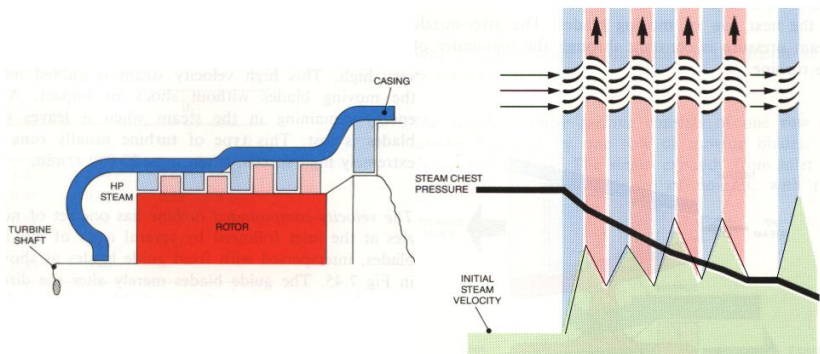


Figura: Turbina de reação.

Fonte: <<http://slideplayer.com/slide/5717004/>> Acesso em:
10/05/2019

Outros tipos III

Turbinas de contrapressão de fluxo direto (1) fornecem vapor a pressão igual ou superior a atmosférica, são menores que as turbinas de condensação equivalentes e trabalham em rotação mais elevada.

Há produção de vapor adicional que é usado nos demais processos.

Outros tipos IV

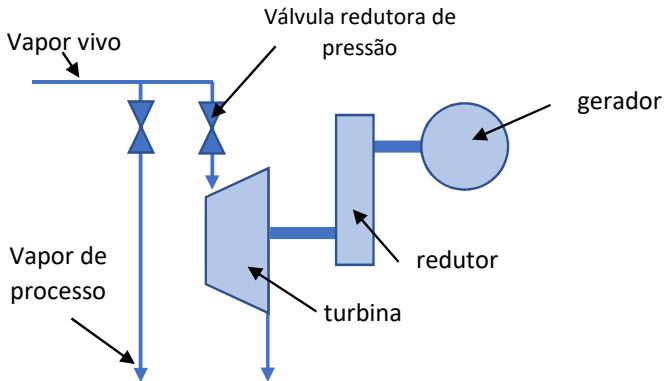


Figura: Esquema de turbina de contrapressão de fluxo direto.

Fonte: Adaptado de (1, p.257)

Outros tipos V

Turbinas de contrapressão com sangria ou extração controlada (1) fornecem vapor a média e baixa pressões.

Sangria: quando a volume de vapor extraído de média pressão é MENOR que o volume de baixa pressão.

Extração controlada: quando a volume de vapor extraído de média pressão é MAIOR que o volume de baixa pressão.

Outros tipos VI

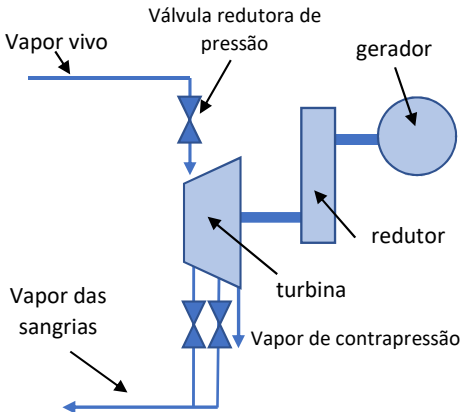


Figura: Esquema de turbina de contrapressão com sangria.
Fonte: Adaptado de (1, p.258)

Outros tipos VII

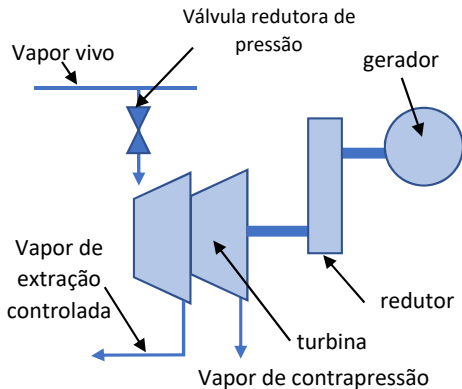


Figura: Esquema de turbina de contrapressão com extração controlada.
Fonte: Adaptado de (1, p.258)

Outros tipos VIII

Turbinas de condensação de fluxo direto (1) descarrega o vapor a uma pressão menor que a atmosférica para aproveitar a queda máxima de entalpia. Geram maior potência que as de contrapressão, no entanto o rendimento é menor.

Outros tipos IX

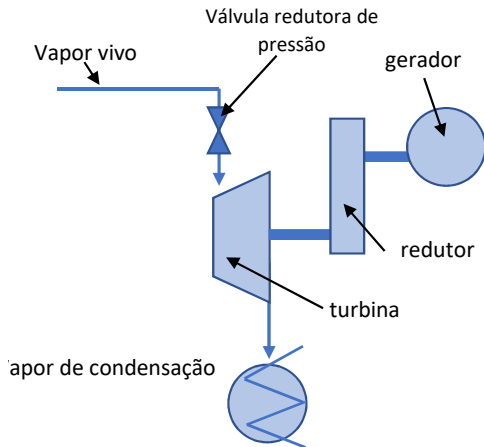


Figura: Esquema de turbina de condensação de fluxo direto.
Fonte: Adaptado de (1, p.258)

Outros tipos X

Turbinas de condensação com extração controlada (1) fornece vapor resultante do processo.

Outros tipos XI

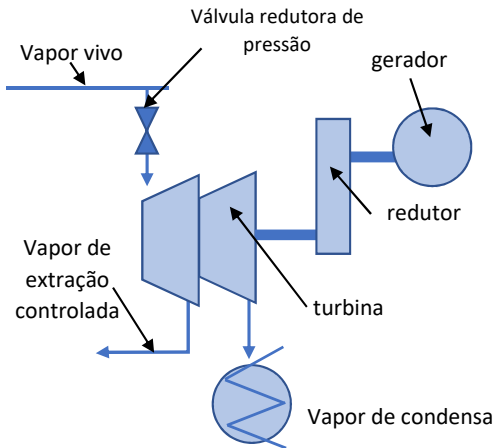


Figura: Esquema de turbina de condensação com extração controlada.
Fonte: Adaptado de (1, p.259)

Outros tipos XII

Turbinas de condensação com reaquecimento (1) possuem um ou mais aquecimentos intermediários do vapor.

Outros tipos XIII

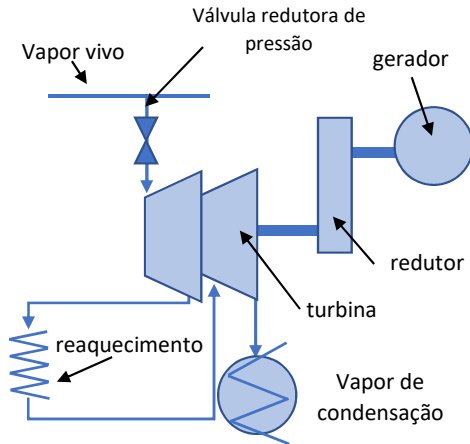


Figura: Esquema de turbina de contrapressão de fluxo direto.
Fonte: Adaptado de (1, p.257)

Outros tipos XIV

As turbinas (1) ainda podem ser **axiais** (fluxo paralelo ao eixo da turbina) ou **radiais** (fluxo perpendicular ao eixo da turbina).

As turbinas axiais podem ter seu fluxo classificado em:

- Fluxo simples: o fluxo possui um única direção
- Fluxo duplo: o fluxo entra centralmente e segue em direções axiais opostas. Serve para reduzir os esforços axiais e tamanho das palhetas.
- Fluxo reverso: o fluxo após passar por uma seção da turbina retorna a outra seção, passando pela entrada. Serve para diminuir os esforços térmicos devido a alta temperatura

Rendimentos

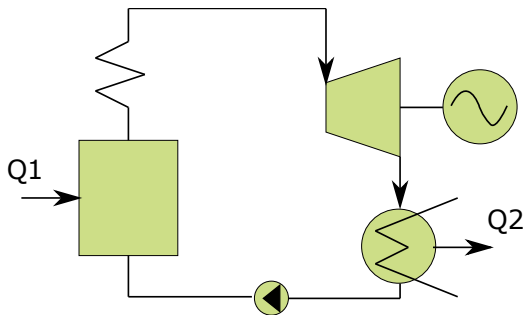


Figura: Ciclo Rankine. Fonte: Adaptado de (1, p.264)

Rendimentos I

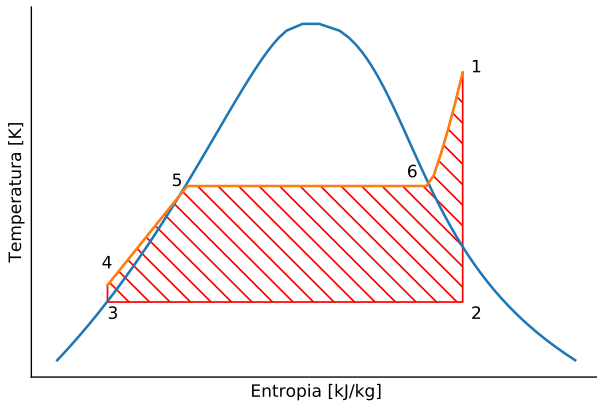


Figura: Ciclo Rankine pontos importantes.

Rendimentos II

Rendimentos (1):

Rendimento térmico

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_5} = \frac{Q_{4-5-6-1} - Q_{3-2}}{Q_{4-5-6-1}} \cong \frac{W_T}{Q_{4-5-6-1}} \quad (1)$$

Rendimento interno relativo

$$\eta_{ri} = \frac{\Delta H_i}{\Delta H_0} = \frac{W_i}{W_0} \quad (2)$$

Rendimento interno absoluto

$$\eta_{ri} = \frac{W_i}{\dot{m}Q_{4-5-6-1}} = \eta_t \eta_{ri} \quad (3)$$

Rendimentos III

Rendimento mecânico (η_m)

Rendimento efetivo relativo

$$\eta_{re} = \eta_{ri} \eta_m \quad (4)$$

Rendimento efetivo absoluto

$$\eta_e = \eta_t \eta_{ri} \eta_m \quad (5)$$

Rendimento do gerador (η_g)

Rendimento elétrico relativo

$$\eta_{rele} = \eta_{ri} \eta_m \eta_g \quad (6)$$

Escoamento através de passagens entre pás I

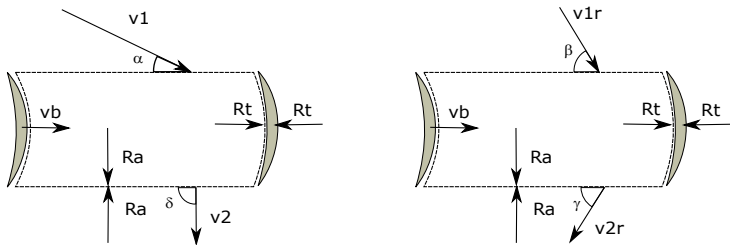


Figura: Análise de forças em uma pá de turbina. Observador estacionário (esquerda) e observador solidário a pá (direita). O volume de controle está representado pela região pontilhada. Fonte: Adaptado de (2, p. 504)

Escoamento através de passagens entre pás II

Considerando-se as hipóteses de escoamento uniforme e unidimensional (2), chega-se as seguintes equações:

$$w = \frac{(v_1^2 - v_{1r}^2) - (v_2^2 - v_{2r}^2)}{2} \quad (7)$$

Aplicando-se a conservação de quantidade movimento, tem-se:

$$R_t = \dot{m} (v_1 \cos \alpha + v_2 \cos \delta) \quad (8)$$

$$R_t = \dot{m} (v_{1r} \cos \beta + v_{2r} \cos \gamma) \quad (9)$$

$$R_a = \dot{m} (v_2 \sin \delta + v_1 \sin \alpha) - (p_1 A_1 - p_2 A_2) \quad (10)$$

$$R_a = \dot{m} (v_{2r} \sin \gamma + v_{1r} \sin \beta) - (p_1 A_1 - p_2 A_2) \quad (11)$$

$$w = v_B (v_1 \cos \alpha + v_2 \cos \delta) \quad (12)$$

$$w = v_B (v_{1r} \cos \beta + v_{2r} \cos \gamma) \quad (13)$$

Escoamento através de passagens entre pás III

Exercício (2):

1) Vapor entra na passagem entre pás de um estágio de uma turbina a vapor com velocidade 550 m/s e segundo um ângulo α de 20° . O vapor sai da passagem (como visto pelo observador móvel) segundo um ângulo γ de 50° . Admita que o escoamento não apresente variação de pressão na passagem e que não existam irreversibilidades. Construa o diagrama de velocidades e determine o módulo da velocidade v_2 . A velocidade da pá é de 250 m/s .

Escoamento através de passagens entre pás IV

Estágio de ação (2)

Coeficiente de velocidade da pá

$$k_B = \frac{v_{2r}}{v_{1r}} \quad (14)$$

Eficiência da pá (em termos do trabalho)

$$\eta_B = \frac{2w}{v_1} \quad (15)$$

Eficiência da pá (em termos do triângulo de velocidades)

$$\eta_B = \frac{2v_B}{v_1} \left(\cos\alpha - \frac{v_B}{v_1} \right) \left[1 + \frac{k_B \cos\gamma \sqrt{(\cos\alpha - v_B/v_1)^2 + \sin^2\alpha}}{\cos\alpha - v_B/v_1} \right] \quad (16)$$

Escoamento através de passagens entre pás V

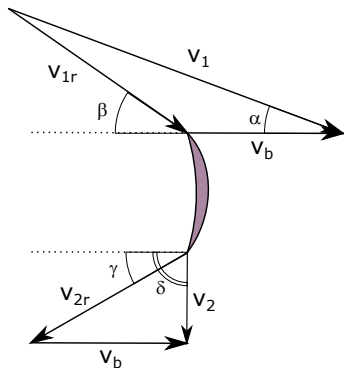


Figura: Diagrama vetorial das velocidades de uma pá de ação.
Fonte: Adaptado de (2, p. 507)

Escoamento através de passagens entre pás VI

Estágio de reação (2)

Grau de reação

$$\rho = \frac{\Delta h_{fixo}}{\Delta h_{total}} = \frac{h_1 - h_2}{h_0 - h_2} \quad (17)$$

Eficiência da pá

$$\eta = \frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{isoentropico}} = \frac{v_{real}^2/2}{v_{isoentropico}^2/2} = \frac{v_{real}^2}{v_{isoentropico}^2} \quad (18)$$

Escoamento através de passagens entre pás VII

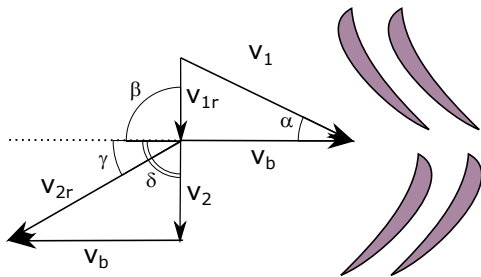


Figura: Diagrama vetorial das velocidades de uma pá de reação.
Fonte: Adaptado de (2, p. 510)

Escoamento através de passagens entre pás VIII

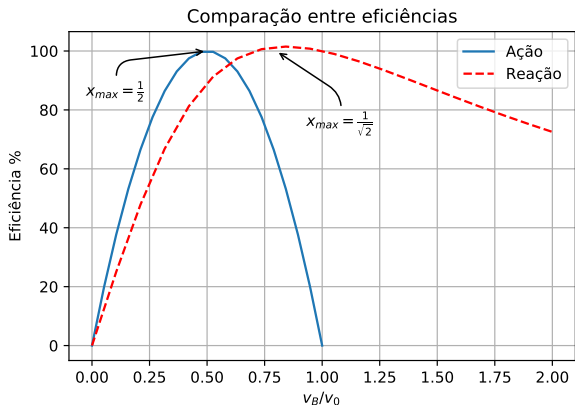


Figura: Eficiências. Fonte: Adaptado de (2, p. 511)

Escoamento através de passagens entre pás IX

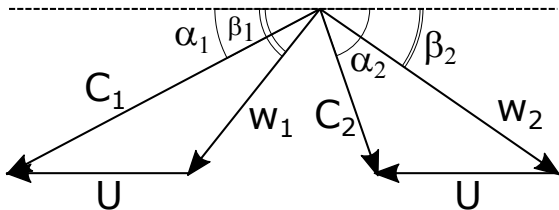


Figura: Diagrama de velocidades com notações alteradas. Fonte: Adaptado de (1, p. 275)

Relações ótimas de velocidade

Segundo (1), tem-se:

Estágio de ação

$$\frac{U}{C_1} = \frac{\cos(\alpha)}{2} \quad (19)$$

$$\frac{U}{C_{1t}} = \frac{\varphi \cos(\alpha)}{2} \quad (20)$$

Estágio de reação

$$\rho = 0.5 \Rightarrow \alpha_1 = \beta_2 \quad \alpha_2 = \beta_1 \quad C_1 = w_2 \quad C_2 = w_1 \quad (21)$$

Para um ρ entre 0 e 0.5, (para ação simples $C_{1t} \cong C_f$):

$$\frac{U}{C_f} = \frac{\varphi \cos(\alpha)}{2\sqrt{1-\rho}} \quad (22)$$

$$C_f = \sqrt{2000\Delta h_0} \quad (\Delta h_0 \text{ em kJ/kg}) \quad (23)$$

Perdas I

Segundo (1), tem-se as seguintes perdas:

- Perdas por perfil - Devido a forma do perfil.
- Perdas por atrito - Escoamento viscoso próximo à parede e gradiente de pressão adverso.
- Perdas nas bordas - Formação de vórtices estáveis.
- Perdas ondulatórias - Ocorre em locais com velocidade supersônica formando ondas de choque.
- Perdas terminais - Ocorrem devido a geometria no extremo da palheta e a superfície oposta.

Perdas II

- Perdas nos bocais - Velocidades

$$C_1 < C_{1t} \therefore \Delta h_b = (1 - \varphi^2) \frac{C_{1t}^2}{2000} \text{ [kJ/kg]} \quad (24)$$

- Perdas nas palhetas móveis - Velocidades

$$w_2 < w_{2t} \therefore \Delta h_p = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \frac{w_2^2}{2000} \text{ [kJ/kg]} \quad (25)$$

- Perdas nas saídas

$$\Delta h_s = \frac{C_2^2}{2000} \text{ [kJ/kg]} \quad (26)$$

Perdas III

- Perdas por atrito e ventilação de disco

$$\Delta h_{av} = \lambda \left(d^2 + 0.4d(1 - \varepsilon - 0.5\varepsilon_k) l_2^{1.5} \right) \frac{U^3}{\nu 10^6} \text{ [kJ/kg]} \quad (27)$$

$\lambda = 1$ para vapor superaquecido

$\lambda = 1.2 - 1.3$ para vapor saturado e úmido

d : diâmetro [m]

ε : coeficiente de injeção

ε_k : arco da circunferência realtivo ao anel de contraventilação

l_2 : altura da palheta [cm]

U : velocidade da palheta (ponto médio) [m/s]

ν : volume específico [m^3 /kg]

Perdas IV

- Perdas por fugas

$$\Delta h_f^d = 0.99\mu_s F_s \sqrt{\frac{P_0}{\nu_0} \frac{\left(1 - \frac{P_1^2}{P_2^2}\right)}{z}} \quad [kJ/kg] \quad (28)$$

μ_s : coeficiente de vazão do selo

F_s : superfície anular da folga do selo

P_0, ν_0 : pressão e volume específico antes do estágio

z : número de lâminas do selo

- Perdas por vapor úmido

$$\Delta h_u = 2\Delta h_0 \frac{U}{C_f} (1.2(1 - x_0) + 0.6(x_0 - x)) \quad [kJ/kg] \quad (29)$$

x_0, x : título antes e depois do estágio

Aspectos construtivos I

Ainda segundo (1), os aspectos construtivos:

- Altura dos bocais

$$l_1 = \frac{\dot{m} \nu_{1t}}{\pi d \varepsilon \operatorname{sen}(\alpha_1) C_{1t} \frac{\dot{m}}{\dot{m}_t}} \quad (30)$$

- Altura das palhetas

$$l_2 = \frac{\dot{m} \nu_{2t}}{\pi d \varepsilon \operatorname{sen}(\beta_2) w_{2t} \frac{\dot{m}}{\dot{m}_t}} \quad (31)$$

$$l_2 = \frac{\dot{m} \nu_2}{\pi d \varepsilon \operatorname{sen}(\alpha_2) C_2 \frac{\dot{m}}{\dot{m}_t}} \quad (32)$$

Aspectos construtivos II

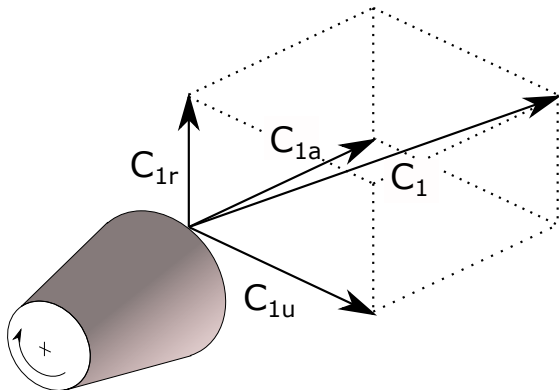


Figura: Método da constância da circulação da velocidade.

Fonte: Adaptado de (1, p. 283)

Aspectos construtivos III

- Método de constância de circulação da velocidade

$$tg(\alpha_1) = tg(\alpha_{1r})\bar{r} \quad (33)$$

$$tg(\beta_1) = \frac{sen(\alpha_{1r})\bar{r}}{cos(\alpha_{1r} - \left(\frac{U}{C_{1r}}\right)\bar{r}^2)} \quad (34)$$

- Grau de reação em função do raio

$$\rho = 1 - \frac{1 - \rho_r}{\bar{r}^2} \left(1 + (\bar{r}^2 - 1) sen^2(\alpha_{1r}^r)\right) \quad (35)$$

Escoamento através de passagens entre pás - Exercícios (2) I

2) Considere o escoamento de ar através de uma passagem entre pás de um estágio de ação. O ar entra na passagem segundo um ângulo de 18° , com velocidade de 460 m/s, pressão de 110 kPa e temperatura de 90°C . A velocidade da pá é 250 m/s e o ar sai da passagem entre as pás segundo um ângulo de 45° relativo a pá. a descarga é de 10.0 kg/s. Admitindo que o escoamento é adiabático e reversível.

- 1 Desenhe, em escala, o diagrama de velocidades.
- 2 Qual a potência da turbina?
- 3 Se a roda onde as pás estão montadas apresenta diâmetro igual a 0.3 m, qual é a altura das pás?

Escoamento através de passagens entre pás - Exercícios (2) II

3) Vapor entra em uma turbina de ação na qual todos os processos são admitidos adiabáticos e reversíveis. A pressão e a temperatura na seção de entrada são iguais a 700 kPa e 450°C. A pressão na seção de saída é 110 kPa. O vapor deixa o bocal e entra na turbina segundo um ângulo de 20°. A relação de velocidades na pá é 0.5 e o ângulo de saída da pá é igual a 50°. Determine a eficiência da pá na turbina.

Escoamento através de passagens entre pás - Exercícios (2) III

4) Dados as condições de entrada e saída em um bocal, encontre a velocidade de saída e o rendimento.

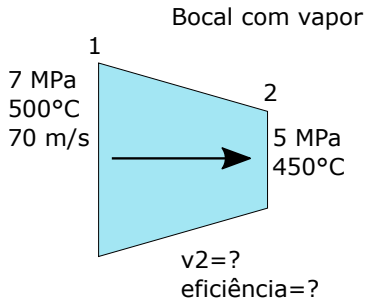


Figura: Bocal com vapor passagem de vapor.

Escoamento através de passagens entre pás - Exercícios (2) IV

5) Uma turbina a vapor é constituído de estágios com grau de reação de 0.5 e possui as seguintes características:

- Diâmetro médio das coroas: 1.2 m
- Velocidade de rotação: 3000 rpm
- Ângulo de saída dos bocais fixos: 15°
- Coeficientes de perdas nos bocais: 0.88
- Vazão de vapor: 25 ton/h

Sabendo-se que as pás dos bocais fixos e móveis têm o mesmo perfil e considerando-se a condição de rendimento periférico máximo, calcular:

- 1 Os triângulos de velocidade
- 2 O salto periférico em cada estágio
- 3 O rendimento periférico
- 4 A potência periférica de um estágio

Escoamento através de passagens entre pás - Exercícios (2) V

6) Uma turbina a vapor de um estágio de ação foram estabelecidos os seguintes dados:

- Vapor admitido: 3140.3 kJ/kg
- Vapor teórico no escape: 2763.4 kJ/kg
- Ângulo de saída do vapor nos bocais: 18°
- Velocidade angular: 8500 rpm
- Coeficiente de perdas: 0.92
- Ângulo de saída nas pás: 90°

Pede-se:

- 1 O diâmetro médio das pás
- 2 Os ângulos construtivos das pás
- 3 A potência periférica desenvolvida para um consumo de 5200 kg/h de vapor

Escoamento através de passagens entre pás - Exercícios (2) VI

7) Os bocais de um turbina fornecem 4.0 kg/s de vapor com ângulo de 18° e 426 m/s . O ângulo de saída da pá é 22° e o coeficiente de velocidade da pá é 0.76 . Calcule a potência desenvolvida na coroa e o ângulo de entrada da pá. Velocidade de rotação 160 m/s .

Gabarito das questões

- 1 Nas variáveis da Figura 16, $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 35.19^\circ$, $\gamma = 50^\circ$, $\delta = 99.1^\circ$, $V_2 = 253.3 \text{ m/s}$, $V_{2r} = V_{1r} = 326.4 \text{ m/s}$
- 2 Nas variáveis da Figura 16 ?
- 3 Eficiência da pá: 79.8 %
- 4 $V_2 = 439.6 \text{ m/s}$, $\eta = 86.4\%$
- 5 Ver resolução no arquivo do diretório do ftp do Demec
- 6 Nas variáveis da Figura 20, $D=854 \text{ mm}$,
 $\beta_1 = 33^\circ$, $\beta_2 = 24.3^\circ$, $C_i = 868 \text{ m/s}$, $w_2 = 416.8 \text{ m/s}$, $C_2 = 171 \text{ m/s}$, $N_k = 417.2 \text{ kW}$, $\eta = 76.7\%$
- 7 Nas variáveis da Figura 20, $\beta_1 = 29^\circ$, $\beta_2 = 22^\circ$, $\alpha_1 = 18^\circ$, $\alpha_2 = 73^\circ$, $w_1 = 272.4 \text{ m/s}$, $w_2 = 207.02 \text{ m/s}$, $C_1 = 426 \text{ m/s}$, $C_2 = 81.1 \text{ m/s}$, $N_k = 699.6 \text{ kW}$

Obrigado

Referências

- 1 LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. do. *Geração termelétrica: planejamento, projeto e operação*. Rio de Janeiro: [s.n.], 2004. v. 1.
- 2 WYLEN, G. J. V.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. *Fundamentos da termodinâmica clássica*. 4. ed. São Paulo: [s.n.], 1995.