Equation Chapter 1 Section 1

Universidad Carlos III de Madrid
Dpto. de Ingeniería Térmica y de Fluidos
Asignatura: Turbomáquinas

Problema 3.2 Rendimiento de una turbina axial.

En Dixon S. L. “Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery” 5ª ed. Pergamon Press, 1998, p. 97 puede encontrarse una sencilla demostración que dice que el rendimiento isentrópico de un escalón de turbina axial (ro+es) se puede poner en términos de unos coeficiente de pérdidas en rotor y en estator, haciendo uso de la teoría de la línea media:

$$\zeta_{es} = \frac{h_1 - h_{1s}}{\frac{1}{2}V_1^2} \; ; \; \zeta_{ro} = \frac{h_2 - h_{2s}}{\frac{1}{2}W_2^2} \tag{1.1}$$

De esta manera, una buena aproximación del rendimiento total a total y total a estático resulta ser:

$$\eta_{\begin{Bmatrix} tt \\ t \end{Bmatrix}} = \left[1 + \frac{\frac{T_2}{T_1}\zeta_{es}V_1^2 + \zeta_{ro}W_2^2 + \begin{Bmatrix} 0 \\ V_2^2 \end{Bmatrix}}{2\left(h_0 - h_2\right)} \right]^{-1} \tag{1.2}$$

Para turbinas no muy cargadas se suele simplificar esta expresión, asumiendo $T_2 = T_1$. No obstante, se podría calcular si se conociera el parámetro c_pT_{0t}/U^2, pues el resto de la expresión es función de Φ, ψ y R:

$$\text{gicp: } \underbrace{\left(c_pT_1 + \frac{V_1^2}{2} - c_pT_2 - \frac{V_2^2}{2} \right)}_{h_{1t} - h_{2t}} = \underbrace{-\Psi U^2}_{-\tau_{fl}} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{\Psi + \frac{1}{2}\left(\frac{V_1^2}{U^2} - \frac{V_2^2}{U^2} \right)}{\frac{c_pT_{0t}}{U^2} - \frac{V_1^2}{2U^2}} \tag{1.3}$$

Si se asume que la velocidad axial a la entrada y salida del escalón son iguales (escalón de repetición) y el radio medio también (diagrama simple de velocidades medias), resulta fácil obtener el denominador en la ec. (1.2):

$$h_0 - h_2 = h_{0t} - h_{2t} = -\tau_{fl} = -U\left(V_{2\theta} - V_{1\theta}\right) \tag{1.4}$$

Los valores de ambos coeficientes se han obtenido experimentalmente y se pueden aproximar por una correlación simple, que es la denominada **correlación de Soderberg,** en condiciones de referencia, donde ε es la deflexión de la corriente en grados:

$$\zeta^* = 0{,}04 + 0{,}06\left(\frac{\varepsilon}{100^{\circ}} \right)^2 \tag{1.5}$$

Proporciona errores inferiores al 3% para $\varepsilon < 120^{\circ}$, con incidencia nula (luego apropiado para el punto de diseño) y para una esbeltez axial $h/b = 3$. Se considera válida hasta deflexiones de 140º. Se le ha achacado a esta correlación el no tener en cuenta que las pérdidas en las coronas de álabes aceleradores de la corriente son generalmente inferiores a las de aquellas que mantienen la presión o que difunden. Una mejora a este respecto es la **correlación de Ainley y Mathieson**, también en el Dixon, p. 83. Está basada en la correlación de Soderberg. Su implementación es más compleja y exige conocer más detalles de la corona.

1. Para otras esbelteces es:

$$1 + \zeta_1 = \left(1 + \zeta^*\right)\left(0{,}993 + 0{,}021\frac{b}{h} \right) \tag{1.6}$$

2. ζ_1 es el coeficiente para un número de Reynolds de 10^5. Para valores distintos se corrige este valor con el correspondiente a cada etapa, pero suele resultar lo suficientemente aproximado asumir un número de Reynolds *Re* medio a la salida del estator, basado en el diámetro hidráulico equivalente del espacio inter-álabe, con lo que:

$$\zeta_2 = \zeta_1 \left(\frac{10^5}{Re} \right)^{1/4} \zeta_1 \; ; \; Re = \frac{\rho_1 V_1 D_h}{\mu_1} \; ; \; D_h = \frac{2s \cos \alpha_1 h}{s \cos \alpha_1 + h} \qquad (1.7)$$

3. Las pérdidas por el intersticio que forma el juego radial *j* de la punta del rotor con la carcasa se tienen en cuenta empíricamente multiplicando el rendimiento resultante con ζ_2 por la relación de área axial de los álabes del rotor a área total (álabes+juego radial):

$$\eta = \eta_{j=0} \frac{2\pi D_{1m} h_1}{2\pi D_{1m} (h_1 + j)} = \eta_{j=0} (1 + j / h_1)^{-1} \qquad (1.8)$$

4. Las pérdidas aerodinámicas y por fricción causadas por el giro del disco y cinturón periférico que puede sujetar los álabes se consideran aparte, como una pérdida externa.

Se pide:

1.- Para condiciones de referencia exprese los dos rendimientos como función de ϕ, ψ y *R* exclusivamente y parámetros numéricos. Puede usar varias ecuaciones encadenadas.

2.- Simplifique estas expresiones para *R* = ½ y *R* = 0 y comente el resultado.

3.- Represente ambos rendimientos, para *R* = 1/2 y *R* = 0, como función de ϕ para tres valores de ψ = [-1, -2 y -3]. Comente los resultados y las diferencias entre ambos tipos de turbina. En concreto, averigüe si hay algún máximo destacable (puede usarse para ello MathCad o Excel y usar de referencia informativa el Dixon para los máximos).

-

4.- Represente el diagrama simple de composición de velocidades medias de una turbina con ψ = -1, entrada y salida axial y R = 0,5.

5.- Comente el efecto que tiene un aumento del número de Reynolds en el rendimiento, usando para ello una duplicación del tamaño. Comente también como cabe esperar que evolucione el rendimiento a lo largo del tiempo al arrancar una turbina en frío, por el mero efecto de la variación del juego durante el calentamiento. Finalmente comente en que escalones es más importante el efecto del juego, en los primeros o bien en los últimos.