

TURBINAS DE VAPOR – FORMAS BASICAS

ETAPA CON GRADO DE REACCION 0,5

Las turbinas de tambor se construyen con etapas con un grado de reacción $\rho = 0,5$; o sea que los saltos de entalpía en los enrejados directriz y móvil son iguales al 50% del salto de entalpía de la etapa:

$$\Delta i'_s = \Delta i''_s = 0,5\Delta i_s$$

ver los esquemas del diagrama $i - s$, triángulos de velocidades y el corte de las paletas.

Los triángulos de velocidades de entrada y salida, resultan semejantes, con los ángulos:

$$\alpha_1 = \beta_2; \beta_1 = \alpha_2$$

y si la velocidad de salida c_2 se aprovecha en la etapa siguiente, resulta:

$$c_o = c_2 = w_2 \quad \text{y} \quad c_{1s} = \sqrt{2\Delta i'_s + c_o^2} = w_{2s} = \sqrt{2\Delta i''_s + w_1^2}$$

los ángulos $\alpha_2, \beta_1, \alpha_o$ son aproximadamente de 90° . Las paletas directrices y móviles resultan semejantes, lo que facilita la construcción de las mismas y reduce los costos. Se usan perfiles de ala de sustentación.

Relación de velocidades óptima: u/c_1 (Römer pág. 79 y Dietzel pág. 55)

En el caso ideal sin pérdidas (coeficientes de paletas igual a 1.0) y los ángulos igual a cero, para el máximo rendimiento periférico, debe ser $c_2 = w_1 = 0$ y si observamos los esquemas de la paleta ideal y los triángulos teóricos, debe ser $c_1 = u = w_2$ y por lo tanto la relación $u/c_1 = 1$.

El valor del trabajo periférico teórico sería:

$$L_u = u (w_{1u} + w_{2u}) = u (c_1 - u + c_1) = 2 c_1 u - u^2$$

Se ve que para $u = 0$ y $u = 2 c_1$, resulta el $L_u = 0$, entonces debe existir un valor de u para el cual el L_u es máximo. Este valor se determina igualando a cero la derivada de L_u con respecto a u :

$$2 c_1 - 2 u = 0 \text{ de donde resulta: } u/c_1 = 1.$$

Trabajo Periférico Máximo.

$$L_{u_{\text{Max}}} = 2 c_1^2 - c_1^2 = c_1^2 = \Delta i_s \quad (\text{para } \varphi = \varphi = 1; \quad u = c_1s)$$

Rendimiento Periférico.

La expresión matemática del rendimiento periférico teórico en función de la relación de velocidades, es una parábola:

$$\eta_u = \frac{u}{c_{1s}} \left(2 - \frac{u}{c_{1s}} \right)$$

En el caso real con pérdidas, los coeficientes de paletas son menores que 1 y los ángulos mayores que 0; con ello resulta, $\alpha_1 = \beta_2$, $\beta_1 = \alpha_2 = 90^\circ$; $c_0 = c_2 = w_1$, $c_1 = w_2$, por lo tanto:

$$\eta_u = \frac{2uc_1 \cos \alpha_1 - u^2}{\frac{c_1^2}{\phi^2} - w_1^2}$$

Igualando a cero la derivada de esta expresión con respecto a u , resulta que la relación de velocidades con la cual se obtiene el máximo rendimiento periférico, entonces es:

$$u/c_1 = \cos \alpha_1$$

Para $\alpha_1 = 25^\circ$, sería $u/c_1 = 0,90$; Un valor práctico es: **$u/c_1 = 0.70$** (ver fig. 54.1 de Römer)

Salto de entalpía de la etapa:

Para la etapa con grado de reacción 0,5, el salto de entalpía isoentrópico, resulta:

$$\Delta i_s = \Delta i_s' + \Delta i_s'' = c_{1s}^2 (A/g) = (u/0.7)^2 (A/g) \quad \text{(Ver el gráfico)}$$

Para $u = 140$ a 230 m/s (velocidades admisibles), el salto de entalpía por etapa es: $\Delta i_s = 10$ a 25 kcal/kg

Comparación entre una etapa de acción ($\rho = 0$) y de reacción ($\rho = 0.5$):

Para la etapa de acción es $u/c_{1s} = 0.5$, o sea: $c_{1s} = 2u$ y $\Delta i_{s\text{Accion}} = \frac{c_{1s}^2}{2} = 2u^2$

Para la etapa de reacción es $u/c_{1s} = 1.0$, o sea: $c_{1s} = u$ y $\Delta i_{s\text{Reaccion}} = c_{1s}^2 = u^2$

El salto de entalpía de la etapa de acción es teóricamente el doble del salto de la etapa de reacción. En ambos casos el salto de entalpía real resulta un poco mayor por ser la relación de velocidades u/c_1 menor que el valor teórico, pues se observa que las curvas del rendimiento periférico son aproximadamente planas en la zona próxima al máximo, de modo que se puede reducir el diámetro de la rueda (menor u) sin perder mucho en el rendimiento.

Δi_s Total de la turbina

Δi_s en una etapa de acción: 15 a 40 kcal/kg

Δi_s en una etapa de reacción: 10 a 25 kcal/kg

(u/c_{1s}) práctico es aprox: 0,45 para turbina de cámara

$N_{\text{etapa}} \text{ (TV Tambor)} = N_{\text{etapa}} \text{ (TV Cámara)}$

En la ejecución de turbinas de múltiples etapas, para un mismo salto de entalpía total, la **Turbina de Tambor** (con grado de reacción 0.5), tiene aproximadamente 1,7 a 1,8 veces más etapas que la **Turbina de Cámara** (con etapas de acción). Pero la longitud de ambas turbinas es aproximadamente la misma, pues los tabiques con las paletas directrices en la de turbina de cámara, son de mayor espesor debido a que la diferencia de presiones $p_0 - p_1$ es mayor, aun considerando que la Turbina de tambor tiene un embolo para compensar el empuje axial que no existe en la turbina de cámara.