

TEORIA ELEMENTAL DE ETAPA DE LA TURBOMAQUINA AXIAL (Bibliografía: "THERMISCHE KRAFTANLAGEN" de H. J. Thomas)

Generalmente una turbina consta de una serie de etapas, de las cuales cada una tiene un enrejado o empaletado directriz (fijo) y otro móvil; fig. E1 y E2.

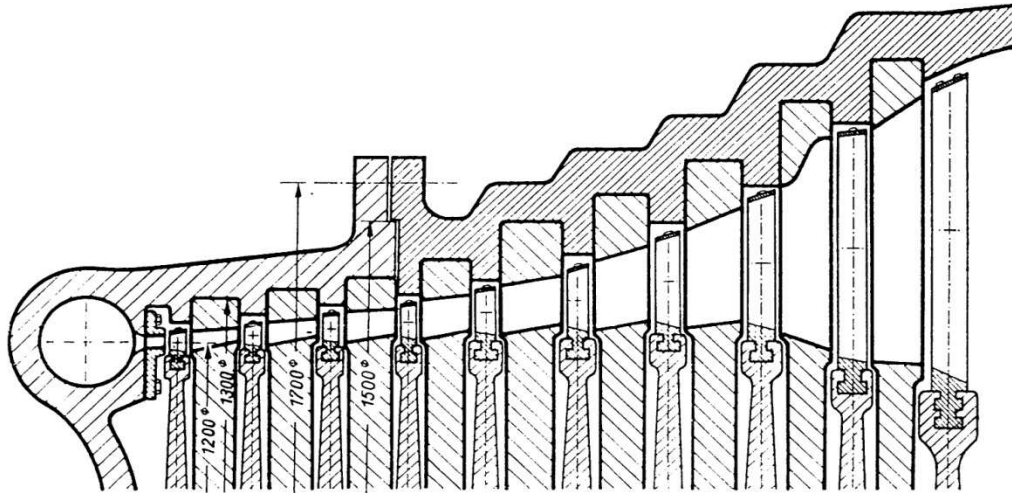


FIGURA E1 - TURBINA DE CONDENSACION

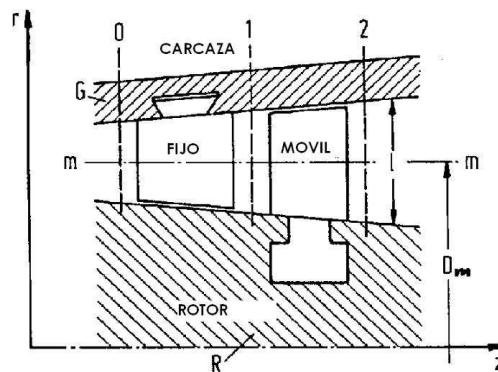


FIGURA E2: CORTE DIAMETRAL

La parte interior de la carcasa y la superficie del rotor, forman un conducto de sección anular, cuyo corte longitudinal a través del eje del rotor (corte diametral), se denomina canal meridional y su altura es "l". La bisectriz de "l" define la línea media del canal, que se puede imaginar como la generatriz de un cono.

Se supone que aproximadamente el estado del fluido en cada sección transversal al eje del rotor o del canal, es uniforme. En este caso se puede limitar a considerar solamente determinados lugares, que son los planos de control entre los enrejados fijos y móviles: "0" delante de las paletas directrices, "1" entre directrices y móviles y "2" después del enrejado móvil.

En una turbina netamente axial, el mencionado cono sería un cilindro.

Para el análisis de la etapa, se considera el desarrollo sobre un plano del corte cilíndrico, considerando pequeño el ángulo entre el eje y la línea media del canal, Fig. E3; se ve cual es el ancho "b" del enrejado y el paso "t".

El vapor que llega al enrejado directriz con la velocidad "c₀", proviene de la etapa anterior y sale con "c₁". Estas velocidades referidas a la parte fija, son velocidades absolutas. En el enrejado móvil, que gira con velocidad periférica "u", el vapor entra con la velocidad relativa "w₁" y sale con "w₂". De la regla del movimiento relativo, resulta la suma vectorial:

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad \text{Con: } u = \frac{\pi * D_m * n}{60} \text{ [m/s]; } D_m \text{ [m]; } n \text{ [r.p.m.]} \quad (1)$$

que forman los triángulos de velocidades de entrada y salida (fig. E4). Para indicar las direcciones, se consideran los ángulos con respecto al plano transversal; también se acostumbra indicar los ángulos como en la fig. E5, para ser consecuente con el desarrollo analítico.

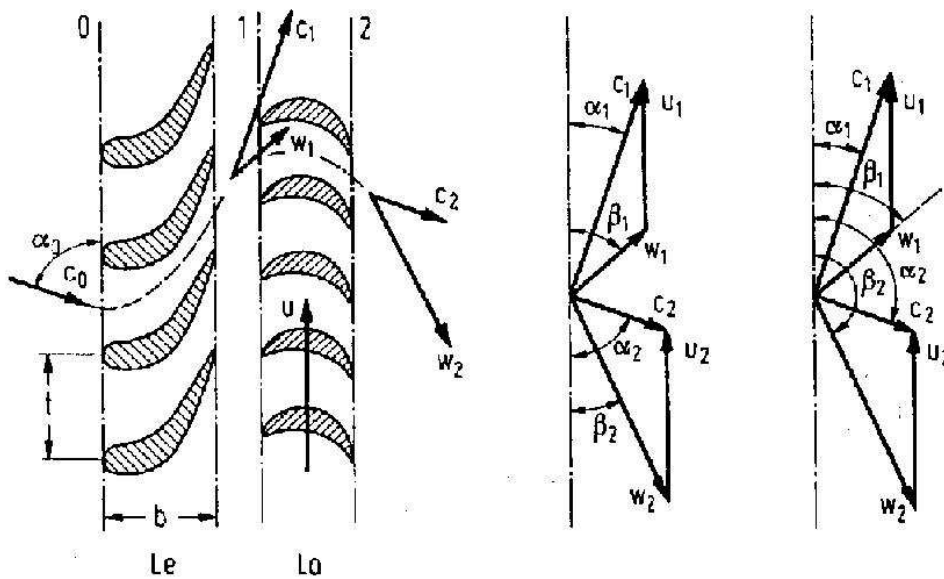


FIGURA E3: CORTE CILINDRICO

FIGURA E4 - E5
 TRIANGULOS DE VELOCIDADES

ENREJADO DIRECTRIZ

Normalmente "c₀" es idéntica a la "c₂" de salida de la etapa anterior, o bien, como en el caso de la primera etapa, se calcula con la ecuación de continuidad:

$$c = \dot{m} * v / s \quad (2)$$

con "c" [m/s] velocidad absoluta, \dot{m} [kg/seg.] es el caudal másico (kp/s en el sistema técnico) y "v" [m³/kg] es el volumen específico del vapor, para una sección transversal "S" [m²].

En la primera etapa, la entrada del fluido es casi siempre en dirección axial: α₀ = 90° y la velocidad vale:

$$c_0 = \dot{m} * v_0 / S_0 \quad (3)$$

con S₀ = π * D₀ * l₀, sección transversal del canal (m²)

D₀: diámetro medio del canal en la entrada

L_0 : altura del canal

Para determinar la velocidad de salida c_1 , se parte del hecho de que en el enrejado directriz no se realiza trabajo, por lo que se debe mantener constante la entalpía total (o de reposo) " i_0^* ".

$$i_0^* = i_0 + c_0^2 / 2 = i_{1s} + c_{1s}^2 / 2 \quad [\text{J/kg}] \text{ en el S.I. (4)}$$

o multiplicado por $A/g = \frac{1}{4187}$ en el S.T. con entalpías en kcal/kp

C_{1s} [m/s]: velocidad teórica (isoentrópica) de salida

i_0 : entalpía del fluido a la presión P_0 y temperatura t_0

UNIDADES

Entalpía, Sistema Internacional: Nm/kg o J/kg ó kJ/kg
 Sistema Técnico: kcal/kp - 1 kcal = 4187 J = 4,187 kJ

Equivalente mecánico del calor, A : 1 kcal / 426,9 kpm

Aceleración de la gravedad: $g = 9,80665 \text{ m/s}^2$ - $A / g = 1 / 4187$

Sistema Ingles: BTU (Unidad Térmica Británica)
 1 BTU = 0,252 kcal; 1 kcal = 3,968 BTU
 1 BTU/lb = 0,555 kcal/kp; 1 kcal/kp = 1,8 BTU/lb

De la expresión del primer principio resulta la velocidad absoluta de salida de las paletas directrices C_{1s} , teórica sin pérdidas:

$$\frac{c_{1s}^2}{2} = (i_0 - i_{1s}) + \frac{c_0^2}{2} = \Delta i_s' + \frac{c_0^2}{2} \quad (5)$$

La expansión real del fluido se realiza con pérdidas que se consideran con el rendimiento del enrejado fijo:

$$\eta' = \frac{c_1^2}{c_{1s}^2} \text{ o sea: } \frac{c_1^2}{2} = \eta' * \frac{c_{1s}^2}{2} = \eta' \left(\Delta i_s' + \frac{c_0^2}{2} \right) \quad (6)$$

Siendo $\Delta i_s'$ el salto de entalpía isoentrópico (teórico) en el enrejado directriz.

Con el coeficiente de velocidad $\phi = c_1 / c_{1s}$ (0,90 a 0,95) que se determina por medio de ensayos y depende de la terminación de la superficie interior del canal, resulta la velocidad real de salida del enrejado directriz; considera las pérdidas por rozamiento del vapor en la expansión:

$$c_1 = \phi * c_{1s} ; c_{1s} = \sqrt{2\Delta i_s' + c_0^2} \quad (7)$$

En el S.T. es: $c_1 = \phi * 91,5 \sqrt{\Delta i_s'}$ si se desprecia la velocidad c_0 (para $c_0 = 40$ m/s es $\frac{1}{4187} * \frac{40^2}{2} = 0,19$)

$$\text{Salto de entalpía real en el enrejado directriz: } \Delta i' = i_0 - i_1 = \frac{1}{2} (c_1^2 - c_0^2) \quad (8)$$

$$\frac{c_1^2}{2} = \Delta i' + \frac{c_o^2}{2} \quad \text{y} \quad \eta' = \frac{\Delta i' + \frac{c_o^2}{2}}{\Delta i_s' + \frac{c_o^2}{2}}$$

El rendimiento η' tiene en cuenta las pérdidas por rozamiento del vapor en el enrejado directriz; estas se calculan con:

$$\bullet \quad h_d = (1 - \varphi^2) * \Delta i_s' 0$$

con $\varphi^2 = \eta'$, se define el coeficiente de pérdidas: $\zeta' = 1 - \eta' = 1 - \varphi^2$ que se determina mediante ensayos.

En la fig. E6 se indica en un diagrama i - s esquemático, el salto de entalpía teórico y el real.

ENREJADO MOVIL - Trabajo Periférico

En el enrejado móvil, el vapor entrega potencia a las paletas o sea que realiza un trabajo. Se denomina Trabajo Periférico L_u [Nm/kg] al trabajo de un kg de vapor (en el S.T. es L_u en kpm/kg ó $\frac{A}{g} * L_u$ en kcal/kg).

El momento M_t [N m] ó [kp m] que se obtiene en el eje, resulta por diferencia de los flujos de impulsión en los planos de control (1) y (2), según:

$$M_t = \dot{m} * (r_1 * c_{1u} - r_2 * c_{2u}) \quad [\text{N} * \text{m}] \quad (9)$$

Multiplicando por la velocidad angular ω (rad/s) del rotor y dividiendo por el caudal \dot{m} , se obtiene el Trabajo Periférico L_u (Nm/kg):

$$L_u = \omega * (r_1 * c_{1u} - r_2 * c_{2u}) = u_1 * c_{1u} - u_2 * c_{2u} \quad (10)$$

$$\text{Ó en el S.T.: } L_u = \frac{A}{g} * (u_1 * c_{1u} - u_2 * c_{2u}) \quad [\text{kcal/kg}]$$

Que es la ecuación de Euler para las turbomáquinas. En el caso de ser la máquina netamente axial, es $r_1 = r_2 = D_m/2$; resulta $u_1 = u_2$ (fig. E7):

$$L_u = u * (c_{1u} - c_{2u}) = u * \Delta c_u = u * \Delta w_u \quad (11)$$

Ver los triángulos de velocidades de entrada y salida:

$$c_{1u} = c_1 * \cos \alpha_1 ; \quad w_{1u} = w_1 * \cos \beta_1 ; \quad c_{2u} = c_2 * \cos \alpha_2 ; \quad w_{2u} = w_2 * \cos \beta_2$$

Si se conoce n (revoluciones por minuto) es:

$$u = 3,14 * D_m * n / 60 \quad (\text{m/s}).$$

En la fig. E6, se indican los saltos de entalpía isoentrópico teórico $\Delta i_s'$ y real Δi de los enrejados fijo y móvil y el trabajo periférico L_u .

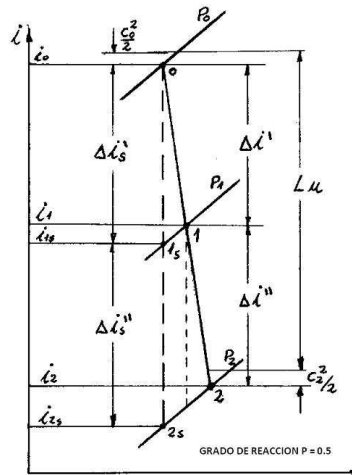


FIGURA E6: SALTO DE ENTALPIA DE UNA ETAPA DE UNA TURBINA DE VAPOR EN EL DIAGRAMA i-s

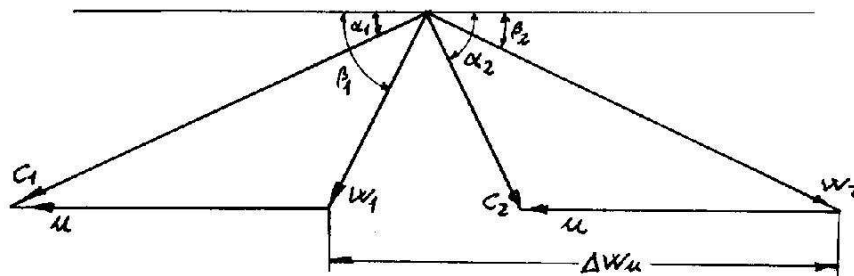


FIGURA E7: TRIANGULO DE VELOCIDADES

Grado de reacción

Es la relación entre el salto de entalpía en el enrejado móvil y el salto de entalpía de la etapa:

$$\rho = \frac{\Delta i_s''}{\Delta i_s}$$

El trabajo periférico también resulta de la diferencia de la entalpía total o de reposo i^* entre los planos de control 1 y 2:

$$L_u = i_1^* - i_2^* \quad \text{con } i_1^* = i_0^* \quad (12)$$

Para tratar el flujo a través del enrejado móvil conviene trabajar con las velocidades relativas w ; con los triángulos de velocidades se obtiene:

$$c^2 = w^2 + u^2 - 2 * w * u * \cos(180 - \beta) = w^2 + u^2 + 2 * u * w_u$$

Resulta para la entalpía total: $i^* = i + \frac{c^2}{2} = i + \frac{1}{2}(w^2 + u^2 + 2u * w_u)$

Con lo que se obtiene:

$$L_u = i_1^* - i_2^* = i_1 - i_2 + \frac{1}{2}[w_1^2 - w_2^2 + u_1^2 - u_2^2 + 2(u_1 * w_{1u} - u_2 * w_{2u})] \quad (13)$$

Con $w_u = w^* \cos \beta = c_u - u$ y $\Delta i''' = i - i_2$, resulta:

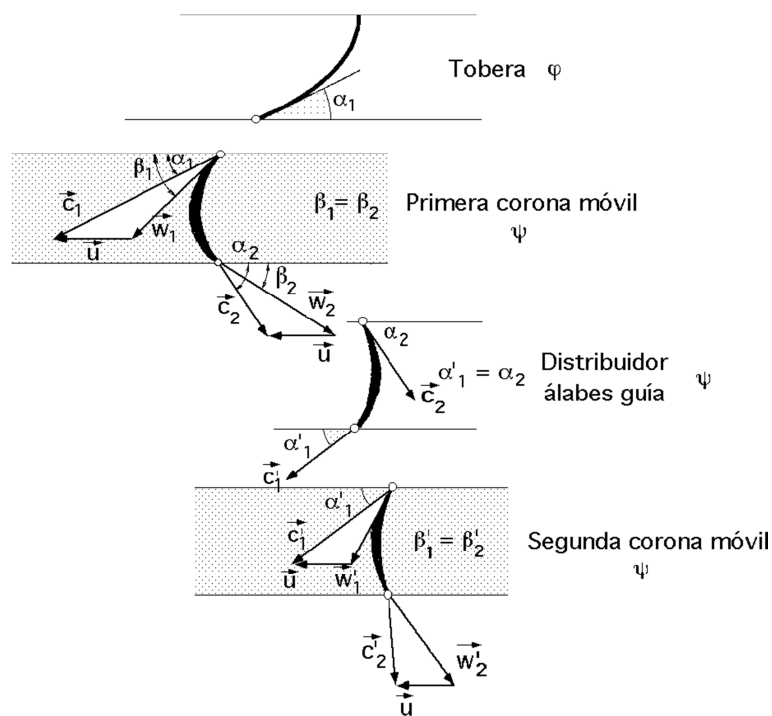
$$L_U = \Delta i''' + \frac{1}{2} [w_1^2 - w_2^2 + u_2^2 - u_1^2 + 2(u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u})] \quad (14)$$

Comparando esta ecuación con la N° (10): $L_U = u_1 * c_{1u} - u_2 * c_{2u}$, es:

$$\Delta i''' = \frac{1}{2} (w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2) \quad (15)$$

y para el caso de ser la etapa netamente axial, con $u_1 = u_2$, resulta:

$$\Delta i''' = \frac{1}{2} (w_2^2 - w_1^2) \quad (16)$$



Que es similar a la expresión N° (8)

En el caso de paletas largas (últimas etapas de grandes turbinas de condensación) las velocidades u_1 y u_2 pueden ser diferentes.

Para el enrejado móvil también se define el rendimiento η'' , que tiene en cuenta las pérdidas por rozamiento del vapor, choques en el borde de entrada de las paletas y otras que se estudian más adelante (pérdidas por intersticios):

$$\eta'' = \frac{w_2^2}{w_{2s}^2} = \psi^2 ; \text{ siendo } \psi = \frac{w_2}{w_{2s}} \text{ el coeficiente de velocidad de las paletas}$$

móviles y depende de la forma, ángulos y longitud de las paletas; se determina mediante ensayos.

Coefficiente de pérdidas: $\zeta'' = 1 - \eta = 1 - \psi^2$

$$\frac{w_2^2}{2} = \eta'' (\Delta i_s''' + \frac{w_1^2}{2}) = \eta'' [\Delta i_s''' + \frac{1}{2} (w_1^2 - u_1^2 + u_2^2)]; w_2 = \psi (2\Delta i_s''' + w_1^2)^{\frac{1}{2}} \quad (17)$$

Salto interno de la etapa: $\Delta i = \Delta i' + \Delta i''$

$$\text{Trabajo Periférico: } Lu = i_o * -i_2 * = \Delta i + \frac{1}{2}(c_o^2 - c_2^2) \quad (18)$$

Reemplazando $\Delta i'$ y $\Delta i''$ por las expresiones (8) y (15), resulta la expresión general del trabajo periférico para las turbomáquinas:

$$Lu = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2) \quad [\text{Nm/kg}] \quad (19) \text{ En el S.T. es } L_u/g \text{ [kpm/kp]}$$

La Potencia Periférica resulta al multiplicar por el caudal másico \dot{m} [kg/s]:

$$Nu = \dot{m} * Lu \quad [\text{Nm/s}] \quad \text{ó} \quad [\text{W}] \quad (20)$$

RENDIMIENTO PERIFÉRICO (s/ TRAUPEL I - página 138)

El rendimiento periférico define la bondad de una etapa y se determina por la relación entre el trabajo periférico L_u y el trabajo máximo ideal del fluido; tiene en cuenta las pérdidas en las paletas directrices (ó toberas), en las paletas móviles y por velocidad de salida C_2 . Ver los esquemas del diagrama $i - s$ para los 4 casos siguientes:

I.- Caso de una etapa intermedia en la cual se aprovecha la energía del vapor de salida ($C_2^2/2$) en la etapa siguiente:

$$\eta_u = \frac{L}{\Delta i_s^*} = \frac{\Delta i + \frac{1}{2}(C_o^2 - C_2^2)}{\Delta i_s + \frac{1}{2}(C_o^2 - C_2^2)} = \frac{a}{b} \quad (21)$$

II.- Caso de la primera etapa de regulación con admisión parcial, última etapa o turbina de una sola etapa, cuando se pierde la energía de salida:

$$\eta_u = \frac{\Delta i + \frac{1}{2}(C_o^2 - C_2^2)}{\Delta i_s + \frac{1}{2}C_o^2} = \frac{a}{c} \quad (22)$$

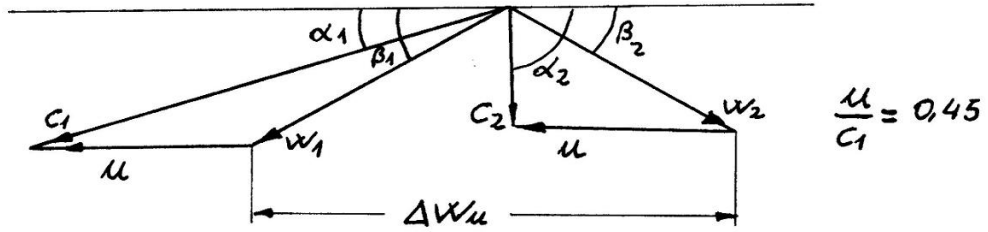
III.- Caso de una turbina de una sola etapa (Rueda Curtis) con Δi_s relativamente grande y se puede despreciar $C_o^2/2$ con respecto a $C_2^2/2$:

$$\eta_u = \frac{\Delta i - C_2^2/2}{\Delta i_s} = \frac{d}{e} \quad (23)$$

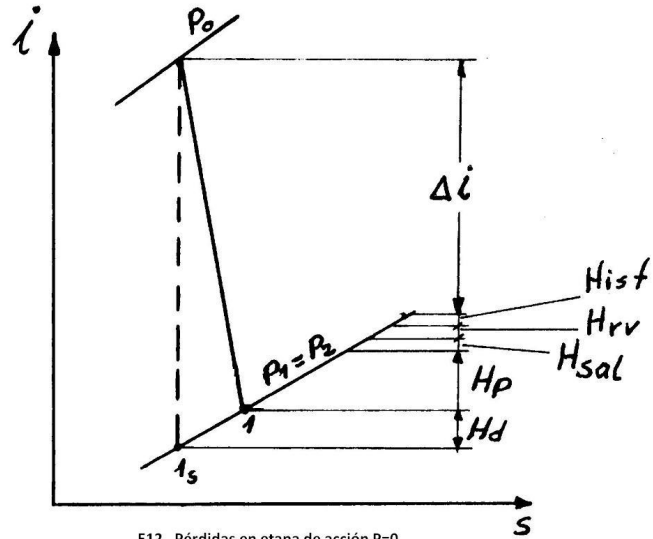
IV.- Definición netamente termodinámica, según el cambio de estado con pérdidas, sin considerar la transformación de energía en su totalidad.

$$\eta_u = \frac{\Delta i}{\Delta i_s} \quad (24)$$

La consideración de las velocidades c_0 y c_2 , es más importante en el caso de las T. V. de múltiples etapas, cuando los saltos parciales son pequeños.



Triángulo de velocidades de una etapa de acción



E12 - Pérdidas en etapa de acción P=0