Nombre y apellido: ……………………………………………………………………………………………
AÑO: 2024

Problema N°1:

Determinar el vacío límite para una turbina de condensación y realizar el análisis correspondiente para verificarlo, volcando los datos en una tabla comparativa y analizando el gráfico resultante.

Datos adicionales:

Consumo de vapor de la turbina: 330.000 (kg/h)
Presión en el condensador: 0,06 (ata) y título 0,85
Sección de última etapa: 7 (m^2)
Rendimiento de la última etapa: 0,84.

Ing. Juárez, Javier Alejandro – Profesor Adjunto
Ing. Marchese, Augusto Ricardo – Jefe de Trabajos Prácticos
Ing. Pastorino, Luis Esteban – Jefe de Trabajos Prácticos

Guía de trabajo práctico

Complemento teórico:

BIBLIOGRAFIA:

1) Revista del Instituto de Ingeniería Mecánica No.2
"POSIBILIDADES DE AUMENTAR LA POTENCIA DE GRANDES TURBINAS Y SUS LIMITES", Dr. Ing. Carlos J. Haug

2) Die Dampfturbinen - V. Zietemann, pag. 95

3) Termische Turbomaschinen - W. Traupel

Las grandes turbinas a vapor encuentran un límite de potencia originado por el enorme volumen del vapor que tiene que salir de la última etapa, donde la longitud de las paletas no puede ser aumentada en forma ilimitada, por razones de resistencia a la fuerza centrífuga y por problemas en el extremo de las paletas cuando giran a velocidades mayores que la del sonido. El volumen específico del vapor que expande desde 250 ata y 540 C, hasta 0,025 ata, aumenta en la relación aprox. 1:4.000.
La velocidad con que sale el vapor está limitada por las pérdidas de salida:

$$H_{sal} = \frac{{c_{sal}}^2 \cdot A}{2 \cdot g} = \left(\frac{c_{sal}}{91.53}\right)^2 \quad \text{(Kcal/kg)}$$

Debido a estos límites las grandes turbinas se construyen con 2 ó 3 cuerpos de doble flujo, en la parte de condensación, para obtener así la sección de salida necesaria. Esto aumenta el tamaño y costo de la turbina.
La velocidad límite se puede expresar por medio de la fórmula:

$$c_{sal} = K \cdot p_a \cdot v_a \quad \text{(m/s)}$$

siendo K = 265 una constante; p_a (ata) presión absoluta del vapor que sale y v_a (m3/kg) el volumen específico.
Según esta fórmula: c_{sal} = 330 a 384 m/s para p_a = 0,025 a 0,06 ata y x = 0,9 a 1,0.
La fórmula fué deducida de la relación existente entre el crecimiento de las pérdidas de salida y el aumento del salto isentrópico de entalpía cuando baja la presión absoluta en la salida de la turbina.
El límite del vacío teóricamente aprovechable está dado por la siguiente condición:

$$\frac{dH_{sal}}{-dp_a} = \frac{dH_i}{-dp_a} \qquad \text{o bien} \qquad \frac{\Delta H_{sal}}{-\Delta p_a} = \frac{\Delta H_i}{-\Delta p_a}$$

Para un determinado estado de vapor dado por p_a y v_a, resulta:

$$\frac{G_s}{F_a} = K \cdot p_a \qquad \text{siendo:} \quad \frac{G_s}{F_a} = \frac{c_a}{v_a} = K \cdot p_a \cdot \frac{v_a}{v_a} = K \cdot p_a$$

Al variar G_s/F_a, varía también la presión que corresponde al vacío límite; o sea que la sección de salida necesaria para un determinado caudal de vapor depende solamente de la presión absoluta del vapor.
También es importante notar que, manteniendo el tamaño de la turbina en la parte de salida del vapor, se puede aumentar el caudal de vapor al doble, al elevar la P_a de 0,03 a 0,06 por ejemplo. Con esto prácticamente se duplica la potencia de la turbina y el rendimiento térmico del ciclo no se reduce tanto como se podría suponer. Esto se analiza por medio del costo de la turbina y su amortización, junto con el costo del combustible y factor de carga.

Prof. Asociado Ing. Carlos J. Agüero

Desarrollo:

El objetivo es determinar el vacío límite para la turbina del problema y para ello emplearemos el diagrama de Mollier o alguna de las aplicaciones recomendadas para tomar valores de: $\Delta p, \Delta i\ y\ v_i$, considerando siempre un salto isoentrópico desde el valor de presión de condensación según enunciado.

Según la teoría, para el caudal y la sección de salida resulta una densidad de flujo que se puede determinar cómo: $\frac{G_S}{F} = K.p_c$ y tomando la constante K=265, se puede determinar el valor de presión para la condensación como vacío límite.

El trabajo siguiente consiste en verificar dicho valor teórico de presión tomando intervalos de 0,01 (ata), sus correspondientes entalpías, título en cada punto (recordar salto entálpico isoentrópico) para poder calcular Δi ganado con un salto mayor teórico y salto real: hi = η_i . hs, considerando el rendimiento de esta última etapa junto con la correspondiente pérdida a la salida. en ambos casos, las cantidades deberán estar referidas a la misma variación de presión cumpliéndose:

$$\frac{dH_{sal}}{-dp_a} = \frac{dH_i}{-dp_a} \qquad \text{o bien} \qquad \frac{\Delta H_{sal}}{-\Delta p_a} = \frac{\Delta H_i}{-\Delta p_a}$$

p (ata)	Δp (ata)	i	x	v	hs	hi	Csal	hsal	Δhi	Δhsal	Δhi/Δp	Δhsal /Δp
0,06	-				0	0			-	-	-	-
0,05	0,06-0,05											
0,04	0,05-0,04											
0,03	0,04-0,03											