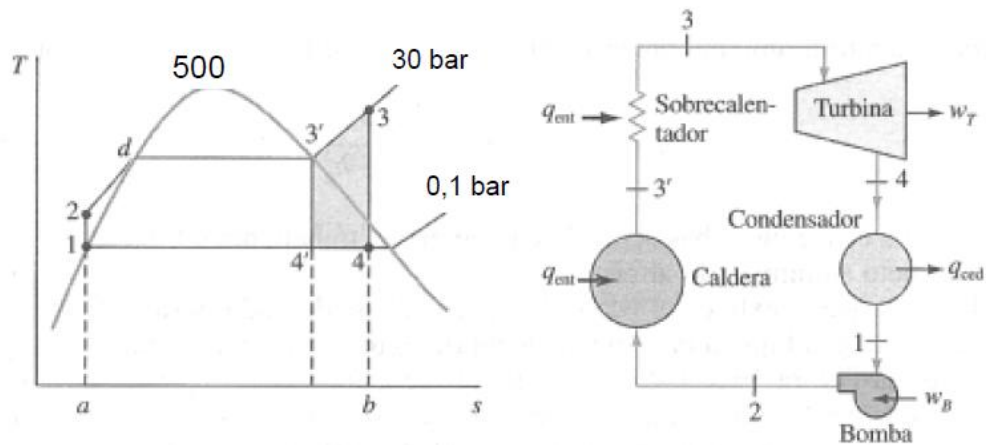


Solución Problema 2

Este problema se basa en el uso del ciclo ideal de Rankine en el cual se basa la máquina térmica o ciclo de potencia de vapor descrita en el enunciado.



La solución del problema pasa por la identificación de las condiciones de operación en cada uno de los cuatro puntos clave del ciclo termodinámico para, con ayuda de las tablas de vapor de agua, determinar la entalpía específica de cada corriente.

Así, para el caso del punto 1 y 3, antes de la expansión en turbina (1) y de la compresión en la bomba (3), se conocen las condiciones de presión, y sabiendo que en ambos casos el fluido se encuentra en su punto de saturación, como vapor y como líquido respectivamente, entonces, basta con leer la entalpía en las tablas de vapor. De este modo se tiene que:

$$h_3 = 3457,2 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$h_1 = 191,83 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

En cuanto a los otros dos puntos, el más sencillo es el caso del punto (2), que se obtiene por compresión reversible (isoentrópica) desde (1), es decir, comparte entropía con éste último:

$$s_1 = s_2 = 0,6493 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

Para el cálculo de su entalpía, basándonos en que la compresión es ideal y reversible es aplicar la siguiente ecuación:

$$w_B = \int_{(3)}^{(4)} v dp = v \cdot (p_4 - p_3)$$

Teniendo en cuenta esta expresión, y que el volumen es invariante entre (3) y (4), se tiene que:

$$v_1 = v_2 = 1,0102 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Como se cumple que:

$$h_2^{s=\text{cte}} = h_1 + w_B = 191,83 + 1,0102 \cdot 10^{-3} \cdot (3 \cdot 10^3 - 10) = 194,85 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

Por otro lado, el cálculo de la entalpía en (4) requiere conocer el título del vapor saliente de la turbina, para lo cual es necesario calcular la entropía en líquido y vapor saturado a la presión considerada, así como en (4), que coincide con (3), si la expansión fuera reversible y por tanto isoentrópica. Así:

$$s_3 = s_4 = 7,2359 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

De las tablas de vapor se tiene que:

$$s_f(0,1 \text{ Bar}) = 0,6493 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

$$s_g(0,1 \text{ Bar}) = 8,1502 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

y aplicando la proporción de entropías, determinamos el título del vapor:

$$x_4 = \frac{(s_4 - s_f)}{(s_g - s_f)} = \frac{(7,2359 - 0,6493)}{(8,1502 - 0,6493)} = 0,8781$$

Así, considerando el calor de vaporización que tiene el agua a la presión de 0,008 MPa, tenemos que:

$$h_4^{S=CTE} = h_1 + x_2 \cdot r(0,01 \text{ MPa}) = 191,83 + (0,8781) \cdot (2392,8) = 2292,97 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}$$

Conocidas todas las entalpías de los puntos característicos del ciclo, puede abordarse el cálculo de cada uno de los apartados del ejercicio:

a) Rendimiento térmico

Se refiere al rendimiento mecánico del ciclo. El rendimiento máximo vendría dado por el rendimiento de Carnot (al cual no se refiere el apartado) y que vendría dado por la expresión:

$$\eta = 1 - \frac{T_F}{T_C}$$

En estas condiciones, la temperatura del foco frío es de 45,81°C, mientras que el del foco caliente es de 295,1°C. Bajo las condiciones especificadas se tendría una eficiencia máxima de:

$$\eta = 1 - \frac{T_F}{T_C} = 1 - \frac{(273,15 + 45,81)}{(273,15 + 500)} = 0,5875$$

En cuanto al rendimiento mecánico, cabría esperar uno menor. En este caso, el rendimiento mecánico se define como:

$$\eta = \frac{(W_T - W_B)}{Q_C} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = \frac{(3457,2 - 2292,97) - (194,85 - 191,83)}{(3457,2 - 194,85)} = 0,356$$

Como se observa, el rendimiento es inferior al predicho por Carnot.

b) Caudal másico de vapor necesario en kg/h

Como la potencia neta de salida del ciclo es de 100·103 kW, basta dividir la potencia neta entre el trabajo neto generado para obtener el caudal másico necesario. De este modo:

$$F_{\text{másico}} = \frac{\text{Potencia Neta}}{(W_T - W_B)} = \frac{\text{Potencia Neta}}{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)} = \frac{100 \cdot 10^3}{(3457,2 - 2292,97) - (194,85 - 191,83)} = 86,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Como el resultado se pide en $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$, basta con multiplicar por 3600, para dar un total de **310021 $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$** .

c) Calor suministrado al ciclo en MW

El caudal suministrado al ciclo es la diferencia de entalpías entre el vapor recalentado en 3 y el líquido subenfriado en 2. Este calor vendrá expresado en $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, por lo que habrá que hacer uso del caudal para pasarlo a watios.

$$Q = (h_3 - h_2) \cdot F_{\text{másico}} = (3457,2 - 194,85) \cdot (86,1)10^{-3} = 280,9 \text{ MW}$$

d) Caudal másico de agua de enfriamiento en Kg/h si ésta aumenta de temperatura desde 18 hasta 28 °C.

El agua de enfriamiento se emplea en el condensador y retira un calor que es igual a la diferencia de entalpías entre 1 y 4, esto es $2098,12 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

Como ese calor es suficiente para elevar la temperatura del agua de refrigeración de 18 hasta 28°C , sabiendo que:

$$Q = F \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Entonces queda que:

$$2098,12 = F \cdot 4,18 \cdot (28 - 18) \therefore F = 501,9 \frac{\text{kg agua de refrigeración}}{\text{kg de vapor}}$$