UNIVERSIDAD NACIONAL EXPERIMENTAL
“FRANCISCO DE MIRANDA” COMPLEJO ACADÉMICO "EL SABINO"

AREA DE TECNOLOGÍA

PROGRAMA DE INGENIERÍA MECANICA

UNIDAD CURRICULAR: TERMODINÁMICA APLICADA

Ejercicios resueltos tema II

Ciclos de potencia a vapor

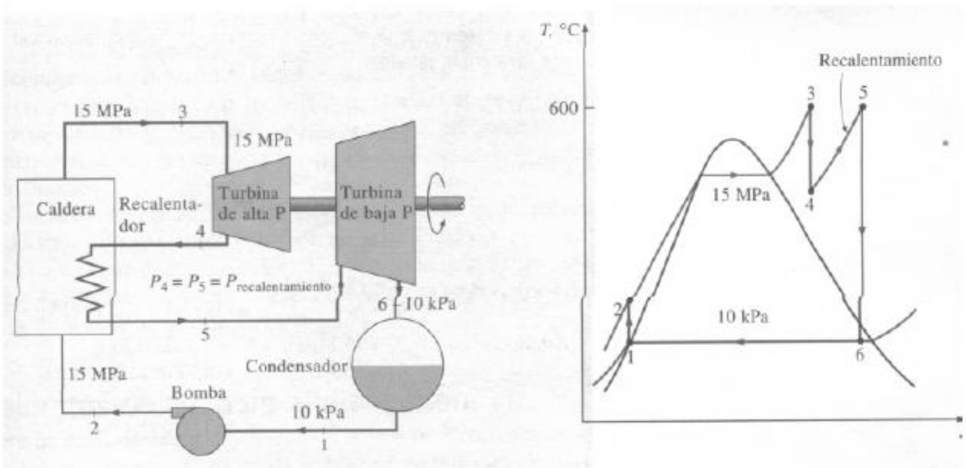
Elaborado por:

Ing. Prof. Isaac Hernández

Punto Fijo, Enero 2012

1.- Considere la planta de vapor mostrada en la figura. El vapor entra a la turbina de alta presión a 15Mpa y 600ºC, y se condensa a una presión de 10 Kpa. Si el contenido de humedad a la salida de la turbina de baja no excede de 10.4 %, determine:

a) La presión a la que el vapor se debe recalentar
b) La eficiencia térmica del ciclo



Suposiciones: Es un ciclo ideal, en el que las irreversibilidades no ejercen cambios significativos al sistema. Existen condiciones estables de operación, los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables.

Datos conocidos:

$P_2 = P_3 = 15$ Mpa $\qquad\qquad$ $P_1 = P_6 = 10$ Kpa
$T_3 = 600$ ºC $\qquad\qquad$ $(1 - X) = 10.4\% = 0.104$

Determinar:

a)$P_4 = ?$
b) $\eta_{t\,=\,?}$

PROCEDIMIENTO:

$P_4 = P_5 = P_{recalentamiento}$

Analizo el punto 5, por tener más datos, para buscar la presión, los cuales son los siguientes:

Idealmente:

$T_5 = T_3 = 600$ºC
$S_5 = S_6 = Sf_{6} + X.\ Sfg_6$ (A)

Busco Sf_6 y Sfg_6, en la tabla de saturación @10 Kpa:

Sf_6 = 0.6493 Kj/ Kg.ºK
Sfg_6 = 7.5009 Kj/ Kg.ºK

Sea: 1- X = 0,104; entonces X =(0,896), que es la calidad que requiero para poder determinar la entropía de la mezcla en el punto 6.

Sustituyendo en (A):

$S_5 = S_6$ = (0,6493 + 0,896. 7,5009) Kj/ Kg. ºK = 7,370 Kj/ Kg. ºK

Como ya tengo dos propiedades, puedo buscar P_5, ya que en este punto el vapor está completamente sobrecalentado.

En la tabla de vapor sobrecalentado @ 7,370 Kj/ Kg. ºK y 600ºC, el valor es:

P_5 = 4 Mpa = P_4 ; Rta a) 4 Mpa

b) $\eta_{t\,=\,?}$

Se determina a partir de:

$\eta_{t\,=}\ 1-\frac{qsal}{qent}=\frac{wneto}{qent}$ (B)

Para ahorrar tiempo, se recomienda buscar las entalpías en cada estado, ya que generalmente se utilizan todas. Cuando se seleccione el valor de entalpías por tabla, seleccione además otros datos de importancia, como volumen específico, o entropía, que probablemente también se requieran para el cálculo.

Estado 1:
$h_1 = h_f$ @ 10 Kpa en la tabla de saturación del agua
h_1 = 191,83 Kj/ Kg
$v_1 = v_f$ @ 10 Kpa en la tabla de saturación del agua; v_1 = 0,00101 m^3 / Kg

Estado 2:
Aplicamos el balance de energía en la bomba

$h_2 = h_1 + wb$ (C)

El trabajo de la bomba se determina a partir de la siguiente ecuación:

$Wb = v_{f1}.\ (P_2 - P_1)$ (D)

Sustituyendo en (D), los valores conocidos, nos queda:

$$Wb = 0{,}00101\ m^3 / Kg\ .\ (15000 - 10)\ Kpa.\ \frac{1\ Kj}{1\ Kpa\ .m^3} = 15{,}14\ Kj/Kg$$

Sustituyendo en (C)

$h_2 = (191{,}83 + 15{,}4)\ Kj/Kg\ ) = 206{,}97\ Kj/\ Kg$

Estado 3:

Determinamos el estado, en este caso es un vapor sobrecalentado ya que @ 15 Mpa, la Tsat= 342.24ºC, entonces, Tsist > Tsat.

En la tabla de V.S.C busco h_3 y S_3 @ 15 Mpa y 600ºC

$h_3 = 3582.3\ Kj/\ Kg$
$S_3 = 6.6776\ Kj\ /\ Kg.\ ºK$

Estado 4:

$P_4 = 4\ Mpa$
$S_4 = S_3 = 6.6776\ Kj\ /\ Kg.\ ºK$

Es de suponerse, que estamos en presencia de un vapor sobrecalentado, sin embargo, se recomienda determinarlo, de la siguiente manera:

@ 4 Mpa, leemos $S_f = 2{,}7964\ Kj\ /\ Kg.\ ºK$ y $Sg= 6{,}0701\ Kj\ /\ Kg.\ ºK$, entonces, Ssist > Sg, se comprueba que es un V.S.C.

Ahora, leemos h_4, interpolando, nos queda:

$h_4 = 3154{,}26\ Kj\ /\ Kg.\ ºK$

Estado 5:

En V.S.C @ $T_5 \approx T_3 = 600ºC$, y $S_5 = 7{,}370\ Kj/\ Kg.\ ºK$, leemos $h_5 = 3674{,}4\ Kj/Kg$

Estado 6:
Por ser mezcla, se busca la entalpía por la ecuación de mezcla.

$h_6 = h_{f6} + X.\ hfg_6$
@ 10 Kpa, $h_{f6} = 191{,}83\ Kj/\ Kg$ y $hfg_6 = 2392{,}8\ Kj/\ Kg$

Sustituyendo nos queda:

$h_6 = (191{,}83 + 0{,}896.\ 2392{,}8)$ Kj/ Kg = 2335,77 Kj/ Kg

Aplicando un balance de energía en el condensador:

$q_{salida} = h_6 - h_1$

$q_{salida} = 2335{,}77 - 191{,}83 = 2143{,}94$ Kj/ Kg

Aplicando un balance de energía en la caldera con recalentamiento:

$q_{entrada} = q_{\ I} + q_{\ II} = q_{cald} + q_{\ rec} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$

Al sustituir, las entalpías, resulta:

$q_{entrada} = 3895{,}38$ Kj/ Kg

Finalmente, sustituimos en (B), para hallar la eficiencia térmica del ciclo rankine con recalentamiento:

$$\boxed{\eta_{térmica} = 0{,}4496 \approx 45\%}$$

2) Considere una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal simple y que tiene una salida de neta de potencia de 45 MW. El vapor entra a la turbina a 7 MPa y 500 °C, y se enfría en el condensador a una presión de 10 kPa mediante el agua de enfriamiento proveniente de un lago y que circula por los tubos del condensador a una tasa de 2000 kg/s. Muestre el ciclo en un diagrama T-s respecto de las líneas de saturación y determine a) la eficiencia térmica del ciclo, b) el flujo másico del vapor y c) el aumento de temperatura del agua de enfriamiento.

Solución: un diagrama T-s del problema se muestra en la figura 29

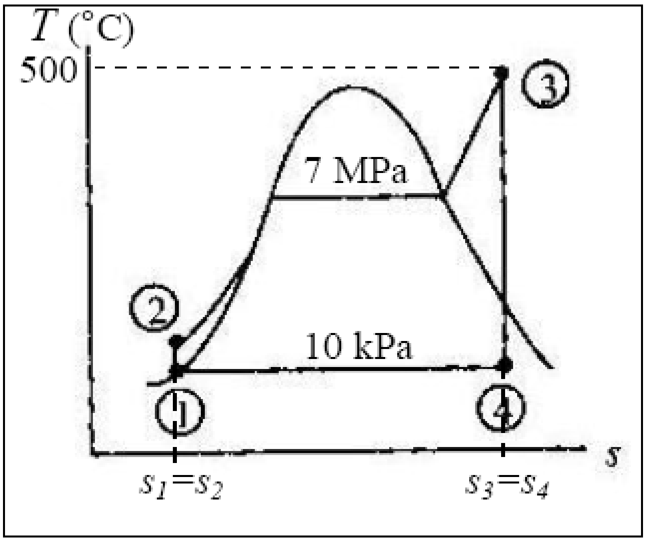


Fig. 2. Diagrama T-s del problema 3.

Este problema se soluciona tomando como volumen de control cada uno de los equipos del ciclo, y encontrar las variables a determinar, aplicando en ellos, la primera ley de la conservación de la masa, luego la primera ley de la conservación de la energía, y después la segunda ley de la termodinámica (si es necesario). El inciso c) se determina realizando un análisis de primera ley a un volumen de control alrededor del condensador. Por lo tanto, se tiene:

a) La eficiencia térmica.

Volumen de control: Turbina.

Estado a la entrada: P3, T3 conocidas; estado fijo.

Estado a la salida: P4 conocida.

Análisis:

Primera ley:

$$w_{turb} = h_3 - h_4$$

Segunda ley:

$$s_4 = s_3$$

Propiedades de los puntos:

(Tabla Cengel) → h3=3410,5 kJ/kg, s3=6.798kJ/kgK,
s3=s4=6,798kJ/kgK → 6,798=0,6493+x47,5009
x4=0,8197 → h4=191,83+0,8197(2392,8)
h4=2153,2 kJ/kg

$$w_{turb} = 3410{,}5 - 2153{,}2 = 1247{,}3kJ / kg$$

a) La eficiencia térmica del ciclo.
Volumen de control: bomba.
Estado a la entrada: P1 conocida, líquido saturado; estado fijo.
Estado a la salida: P2 conocida.
Análisis:
Primera ley:

$$w_{bomb} = h_2 - h_1$$

Segunda ley:

$$s_2 = s_1$$

Porque

$$s_2 = s_1, \quad h_2 - h_1 = \int_1^2 vdP$$

Propiedades de los puntos:
(Tabla Cengel) → h1= 191,83kJ/kg, v1=0,001010 m3/kg
Como el líquido se considera incompresible, se tiene:

$$h_2 = 191,83 + 0,001010(7000 - 10) = 198,89\frac{kJ}{kg}$$

$$w_{bomb} = 198{,}86 - 191{,}83 = 7{,}03 kJ/kg$$

$$w_{neto} = w_{turb} - w_{bomb} = 1247,3 - 7,03 = 1240,27 kJkg$$

Volumen de control: caldera

Estado a la entrada: P2, h2 conocidas; estado fijo.

Estado a la salida: P3, h3 conocidas, estado 3 fijo (según se indica).

Análisis:

Primera ley:

$$q_{cald} = h_3 - h_2$$

$$q_{cald} = 3410{,}5 - 198{,}89 = 3211{,}6 kJ/kg$$

$$\eta = \frac{w_{neto}}{q_{cald}} = \frac{1240{,}27}{3211{,}6} = 38,6\%$$

b) El flujo másico del vapor.

$$\dot{m}_{cald} = \frac{\dot{W}_{neta}}{w_{neto}} = \frac{45000}{1240,27} = 36,28 kg/s$$

c) El aumento de temperatura del agua de enfriamiento.

Volumen de control: condensador.

Estado a la entrada, vapor: P4, h4 conocida, estado 4 fijo.

Estado a la entrada, H2O: estado líquido.

Estado a la salida, vapor: P1 conocida, líquido saturado, estado 1 fijo.

Estado a la salida, H20: estado líquido.

Análisis:

Primera ley:

$$\dot{Q}_{H2O} = \dot{Q}_{vapor}$$

$$\dot{m}_{H2O} C_{H2O} \Delta T_{H2O} = \dot{m}_{cond} (h_4 - h_1)$$

$$\Delta T_{H2O} = \frac{\dot{m}_{cald} (h_4 - h_1)}{C_{H2O} \dot{m}_{H2O}}$$

Propiedades de los puntos:

(Tabla Cengel: “propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes”) → CH2O=4,18kJ/kg°C Si *CH20* es el calor específico del agua liquida en condiciones ambientales (como se obtiene del lago) y *ΔTH20* es el cambio de temperatura del agua de enfriamiento, se tiene:

$$\Delta T_{H2O} = \frac{36,28(2153,2 - 191,83)}{4,18(2000)} = 8,51°C$$

3) Ciclo Rankine con sobrecalentamiento.

A la turbina de un ciclo Rankine ideal que se observa en la figura (16) entra vapor sobrecalentado a 30 bar y 500 ºC y sale del condensador como líquido saturado a 0,1 bar. Determine a) El rendimiento térmico, b) el flujo másico de vapor necesario en Kg/h, c) flujo de calor suministrado al ciclo en MW, y d) flujo másico de agua de enfriamiento en Kg/h si ésta aumenta de temperatura desde 18 hasta 28 ºC. La potencia neta de salida es 100 MW.

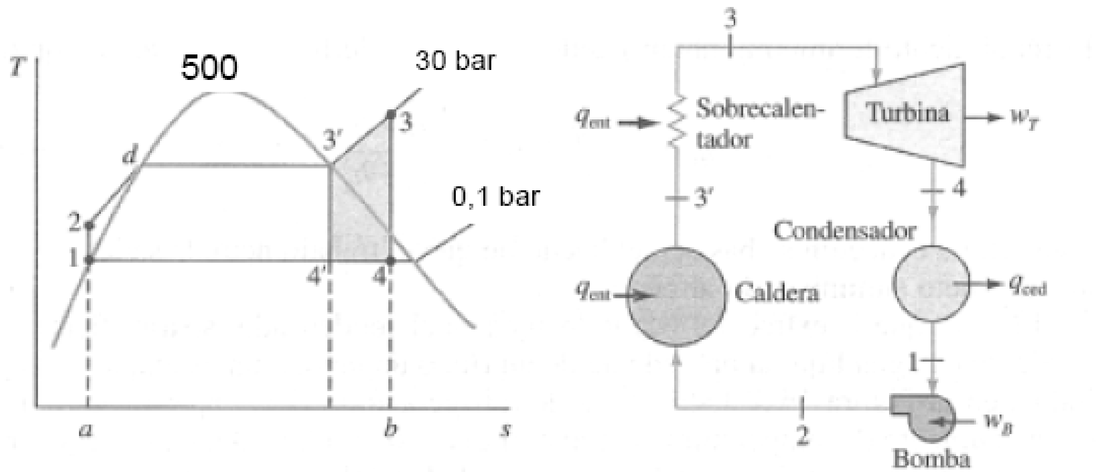


Fig. 1.16 Esquema del ciclo termodinámico planteado en el problema. Fuente: Kenneth Wark y Donald Richards, "Termodinámica", sexta edición.

ITEM	T (ºC)	P (BAR)	h (KJ/Kg)	S (KJ/Kg. K)	V (M^3/Kg)
1		0,1	191,8	0,665	$1,0121x10^{-3}$
2		30	194,89	0,665	
3 *	500	30	3456,5	7,2338	
4		0,1	2297,5	7,2338	

a) ηt :? b) $\overset{*}{m}$:? C) q_{sum} :? d) $\dot{m}_{ar}$:?

a) Para determinar el rendimiento térmico se plantea:

$$\eta_T = \frac{w_{T,sal} - w_{B,ent}}{q_{sum}} = \frac{h_3 - h_4 - v_{f,1}(P_2 - P_1)}{h_3 - h_2} \quad \textbf{\textit{(1)}}$$

Trabajo en la turbina:

$$w_{T,sal} = h_3 - h_4 \quad \textbf{\textit{(2)}}$$

Como el punto ***4*** se encuentra en la zona de mezcla (0,1 bar) se plantea lo siguiente:

$$h_4 = h_{f4} + x_4 h_{fg} \quad con \quad s_4 = s_3 \quad \textbf{\textit{(3)}}$$

Planteado esto se tiene que:

$$s_3 = s_{f4} + X_4 s_{fg4} \;\Rightarrow\; X_4 = \frac{s_3 - s_{f4}}{s_{fg4}} \;\Rightarrow\; X_4 = \frac{7{,}2338 - 0{,}6493}{8{,}1505 - 0{,}6493} \;\Rightarrow\; X_4 = 0{,}878 \;\; (87{,}8\%)$$

Sustituyendo en ***3*** se tiene:

$$h_4 = 191{,}8 + 0{,}878(2392{,}8) = 2292{,}7 KJ / Kg$$

Sustituyendo en ***2*** se obtiene el trabajo en la turbina:

$$\boxed{w_{T,sal} = 3456{,}5 - 2292{,}7 \;\Rightarrow\; w_{T,sal} = 1163{,}8 KJ / Kg}$$

Para determinar el trabajo en la bomba utilizamos la ecuación:

$$w_{B,ent} = v_{f1}(P_2 - P_1) \;\Rightarrow\; w_{b,ent} = 1{,}01121x10^{-3} m^3 / Kg \times (30 - 0{,}1) bar \times \frac{1 \times 10^2 KJ}{bar \times m^3}$$

$$\boxed{w_{B,ent} = 3 KJ / Kg}$$

Determinamos ahora el calor suministrado por la caldera al sistema mediante la ecuación:

$$q_{sum} = h_3 - h_2 \qquad \textbf{\textit{(4)}}$$

Debido a que la entalpía ***2*** no esta determinada se utiliza la ecuación de trabajo en la bomba despejando h_2 y sustituyendo tenemos:

$$w_{Bomba} = h_2 - h_1 \quad \Rightarrow \quad h_2 = w_{Bomba} + h_1 \quad \Rightarrow \quad h_2 = 3 + 191{,}8 = 194{,}8 KJ/Kg$$
$$h_2 = 194{,}8 KJ/Kg$$

Determinada la entalpía en ***2*** se sustituye la ecuación ***4***:

$$\boxed{q_{sum} = 3456{,}5 - 194{,}89 \quad \Rightarrow \quad q_{sum} = 3261{,}6 KJ/Kg}$$

Planteado todos los requerimientos tenemos:

$$\boxed{\eta_t = \frac{1163{,}8 - 3}{3261{,}6} \quad \Rightarrow \quad \eta_T = 0{,}3558\,(35{,}58\%)}$$

b) El flujo másico de vapor de agua se obtiene de la relación fundamental entre trabajo y potencia:

$$\overset{*}{W} = \overset{*}{m}\, w \quad \Rightarrow \quad \overset{*}{m} = \frac{\overset{*}{W}_{sist}}{w_{sist}} \quad \Rightarrow \quad \overset{*}{m} = \frac{\overset{*}{W}}{w_T - w_B} \qquad \textbf{\textit{(5)}}$$

Sustituyendo los valores correspondientes a la ecuación se tiene:

$$\overset{*}{m}_{vapor} = \frac{100\,MW}{(1163{,}8 - 3) KJ/Kg} \times \frac{10^3\,KW}{1\,MW} \times \frac{1KJ}{KW \times S} \times \frac{3600\,S}{1\,H}$$

$$\boxed{\overset{*}{m}_{Vapor} = 3{,}11 \times 10^5\,Kg/H}$$

c) El flujo de calor suministrado al ciclo se obtiene por medio de:

$$\overset{*}{Q}_{Sum} = \overset{*}{m}\, q_{sum} \quad \textbf{(6)}$$

Sustituyendo en ***6*** tenemos:

$$\overset{*}{Q}_{Sum} = 3{,}11 \times 10^{5}\, Kg/H \times 3261{,}6\, KJ/Kg \times \frac{1H}{3600S} \times \frac{1KW.S}{1KJ} \times \frac{1MW}{1 \times 10^{3}\, KW}$$

$$\boxed{\overset{*}{Q}_{Sum} = 281000KW \quad \Rightarrow \quad \overset{*}{Q} = 281MW}$$

d) Al aplicar el balance de energía al volumen de control localizado alrededor del condensador, se tiene:

$$\overset{*}{m}(h_1 - h_4) + \overset{*}{m}_{ar}(h_{sal} - h_{ent})_{ar} = 0 \quad \Rightarrow \quad \overset{*}{m}\, h_1 - \overset{*}{m}\, h_4 + \overset{*}{m}_{ar}\, h_{sal} - \overset{*}{m}_{ar} h_{ent} = 0$$

$$\overset{*}{m}_{ar} = \frac{\overset{*}{m}(h_4 - h_1)}{(h_{sal} - h_{ent})} \quad \Rightarrow \quad \frac{3{,}11 \times 10^{5}\, \boldsymbol{Kg/h} \times (2292{,}7 - 191{,}8)\boldsymbol{KJ/Kg}}{(117{,}43 - 75{,}58)\boldsymbol{KJ/Kg}}$$

$$\boxed{\overset{*}{m}_{ar} = 15{,}56 \times 10^{6}\, \boldsymbol{Kg/H}}$$

Ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración

Un ciclo de potencia de vapor ideal que se muestra en la figura (1.17) funciona con las dos condiciones siguientes. A) El vapor de agua a 120 bar y 600 ºC se expansiona hasta 10 bar, donde se extrae una parte y se lleva a un calentador abierto. El resto se recalienta hasta 540 ºC y se expande hasta 0,08 bar. Calcúlese (1) la fracción de la corriente total extraída hacia el calentador, y (2) el rendimiento térmico del ciclo.

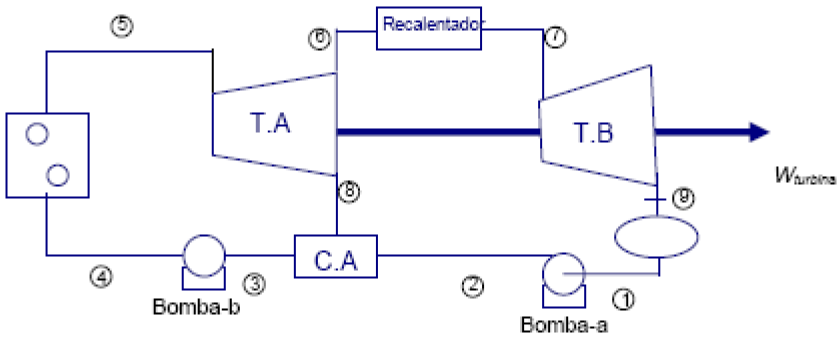


Fig. 1.16 Esquema del ciclo termodinámico planteado en el problema

Ítem	T (ºC)	P (bar)	h (Kj/Kg)	S (KJ/Kg)	V (m^3/Kg)
1		0.08	173,88		0,0010084
2		10	174,88		
3		10	762,81		0,0011273
4		120	775.21		
5*	600	120	3608,3	6,8037	
6		10	2778,1		
7	540	10	3565,6	7,8720	
8		10	2778,1		
9		0.08	2456,82		

a) Realizamos el balance de energía en el calentador:

$$h_3 m_3 = h_8 m_8 + h_2 m_2$$

$$m_3 = m_8 + m_2 \Rightarrow m_2 = m_3 - m_8 \Rightarrow m_8 = m_3 - m_2$$

$$(h_3 m_3 = h_8 m_8 + h_2 (m_3 - m_8)) \Rightarrow h_3 m_3 = h_8 m_8 + h_2 m_3 - h_2 m_8)\frac{1}{m_3}$$

$$h_3 = h_8\, m_8/m_3 + h_2(1 - m_8/m_3) \quad \Rightarrow \quad h_3 = h_8 m_8/m_3 + h_2 - h_2 m_8/m_3$$

$$\frac{m_8}{m_3} = \frac{h_3 - h_2}{h_8 - h_2} = C_8 \quad (1)$$

Se calcula la entalpía en ***2*** utilizando el trabajo en la bomba **a**.

$$w_B = h_2 - h_1 \Rightarrow h_2 = w_B + h_1 \quad (2)$$

Para obtener mayor precisión en el cálculo de trabajo en la bomba se realiza:

$$\boldsymbol{w_{B,1}} = \boldsymbol{v_{f,1}}(\boldsymbol{P_2} - \boldsymbol{P_1}) \Rightarrow 0{,}0010084\,\boldsymbol{m^3/Kg} \times (10 - 0{,}08)\boldsymbol{bar} \times \frac{1.10^2\,\boldsymbol{KJ}}{\boldsymbol{bar.m^3}}$$

$$\boxed{\boldsymbol{w_{B,a}} = 1\boldsymbol{KJ/Kg}}$$

Como la entalpía ***1*** se calcula asumiendo un líquido saturado se sustituye en ***2***:

$$h_2 = 1 + 173{,}88$$
$$h_2 = 174{,}88 Kj/Kg$$

Se asume la entalpía en ***3*** y ***8*** como líquido y vapor saturado respectivamente entonces se sustituye en 1:

$$\frac{m_8}{m_3} = \frac{(762{,}81 - 174{,}88)}{(2778{,}1 - 174{,}88)}$$

$$\boxed{\frac{m_8}{m_3} = 0{,}225 = C_8}$$

b) Rendimiento del Ciclo.

$$\eta_{t,Ciclo} = \frac{(\boldsymbol{w_{T,Baja}} + \boldsymbol{w_{T,Alta}}) - (\boldsymbol{w_{B,a}} + \boldsymbol{w_{B,b}})}{\boldsymbol{q_{Caldera}} + \boldsymbol{q_{recalentador}}}$$

Realizando el balance de energía para ambas turbinas de forma simultánea se tiene:

$$h_5 m_5 + h_7 m_7 = w_{T,total} + h_8 m_8 + h_6 m_6 + h_9 m_9$$

$$m_5 = m_3$$

$$m_9 = m_7 = m_6 = (m_3 - m_8)\frac{1}{m_3} = (1 - C_8)$$

$$h_5 m_3 + h_7 (m_3 - m_8) = w_{T,total} + h_8 m_8 + h_6 (m_3 - m_8) + h_9 (m_3 - m_8)$$

$$h_5 (1) + h_7 (1 - C_8) = w_{T,total} + h_8 (C_8) + h_6 (1 - C_8) + h_9 (1 - C_8)$$

$$h_5 + h_7 (1 - 0{,}225) = w_{T,total} + h_8 0{,}225 + h_6 (1 - 0{,}225) + h_9 (1 - 0{,}225)$$

$$w_{T,total} = h_5 + h_7 0{,}775 - h_8 0{,}225 - h_6 0{,}775 - h_9 0{,}775$$

$$S_7 = S_9 \quad \Rightarrow \quad S_7 = S_{f,9} + X_9 S_{fg,1} \quad \Rightarrow \quad X_9 = \frac{S_7 - S_{f,9}}{S_{fg,9}} \quad \Rightarrow \quad X_9 = \frac{7{,}8720 - 0{,}5926}{7{,}6361}$$

$$X_9 = 0{,}95$$

$$h_9 = h_{f9} + X_9 h_{fg9} \quad \Rightarrow \quad h_9 = 173{,}88 + 0{,}95 \times 2403{,}1 \quad \Rightarrow \quad h_9 = 2456{,}82 Kj / Kg$$

Se Sustituye en la ecuación de trabajo de la turbina:

$$\boxed{w_{T,total} = 1689{,}50 Kj / Kg}$$

Se realiza el balance de energía en la bomba **(b)**:

$$\boldsymbol{w_{B,b}} = \boldsymbol{h}_4 - \boldsymbol{h}_3 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{h}_4 = \boldsymbol{w_{B2}} + \boldsymbol{h}_3$$

$$\boldsymbol{w_{B,b}} = \boldsymbol{v_{f,3}}(\boldsymbol{P}_4 - \boldsymbol{P}_3) \quad \Rightarrow \quad 0{,}0011273 \boldsymbol{m}^3 \boldsymbol{/ Kg}(120 - 10)\boldsymbol{bar} \times 1.10^2 \frac{\boldsymbol{Kj}}{\boldsymbol{bar.m}^3}$$

$$\boxed{\boldsymbol{w_{B,b}} = 12{,}40 \boldsymbol{Kj / Kg}}$$

$$\boldsymbol{h}_4 = 12{,}40 + 762{,}81$$

$$\boldsymbol{h}_4 = 775{,}21 \boldsymbol{KJ / Kg}$$

Se Realiza el balance de energía en la caldera:

$$\overset{*}{Q} + h_4 m_4 = h_5 m_5$$

$$\overset{*}{Q} = (h_5 - h_4) m_5 \Rightarrow \quad m_4 = m_5 = 1$$

$$q_{cal} = h_5 - h_4 \quad \Rightarrow \quad q_{cal} = 3608{,}3 - 775{,}21$$

$$\boxed{q_{cal} = 2833{,}09 Kj / Kg}$$

Se realiza el balance de energía en el recalentador:

$$\overset{*}{Q} + h_6 m_6 = h_7 m_7 \quad \Rightarrow \quad m_6 = m_7 = m_2 = 0{,}774$$
$$q_{rec.} = (h_7 - h_6) \times 0{,}774 \quad \Rightarrow \quad (3565{,}6 - 2778{,}1) \times 0{,}774$$
$$q_{rec} = 609{,}52 Kj / Kg$$

El calor suministrado por el sistema está dado por:

$$q_{sum} = q_{cal} + q_{rec} \quad \Rightarrow \quad 2833{,}09 + 609{,}52$$
$$\boxed{q_{sum} = 3442{,}61 Kj / Kg}$$

El balance de energía en la bomba **(a)** tomando en cuenta la fracción de masa:

$$h_1 m_1 = h_2 m_2 - w_B$$
$$w_{B1} = (h_2 - h_1) m_2 \quad \Rightarrow \quad m_1 = m_2 = 0{,}775$$
$$w_{B1} = (174{,}88 - 173{,}88) \times 0{,}774$$
$$\boxed{w_{B1} = 0{,}775 KJ / Kg}$$

Sustituimos los valores en la ecuación de eficiencia:

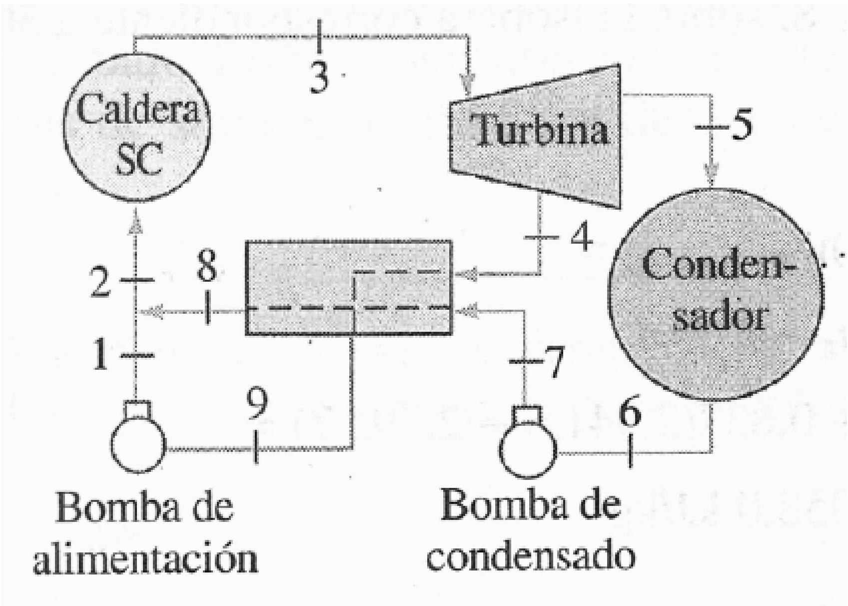
$$\eta_t = \frac{1689{,}50 - (12{,}40 + 0{,}775)}{3442{,}61}$$

$$\boxed{\eta_t = 0{,}465 \quad \Rightarrow \quad \eta_t = 46{,}50\%}$$

Un ciclo real de potencia de potencia de vapor con regeneración, opera en tal forma que las condiciones en la entrada de la turbina son: 400 psia y 900ºF, y en la salida llega a 1 psia. Se utiliza un solo calentador cerrado que opera a 60 psia. Calcule:

a) El trabajo neto real si la turbina tiene una eficiencia isoentropica de 83%.

b) El flujo másico que requiere la turbina para producir una potencia neta de 300 Mw.



Datos:

P_3= 400 psia
T_3= 900ºF
P_5= 1 psia
P_4=60 psia

Se pide:

a) $W_{neto,real}$=? a η_t=83%
b) $\dot{m}$=? para $\dot{W}_{neta}$=300Mw

Determinamos las entalpias:
Estado 1: Liquido comprimido, podemos aplicar un balance de energía en la bomba.

$h_1 = h_9 + wb_{II}$ (A)

$Wb_{II} = v_{f9}.\ (P_9 – P_1)$ (B)

Sustituyendo en (B), el volumen especifico del líquido leído en la tabla de saturación del agua a 60 psia y las presiones conocidas nos queda:

Wb_{II} = 0,017325pie^3/Lbm(400–60)psia.x(144/778.17) = 1.09Btu/Lbm
h_9 =hf a 60 psia en tabla de saturación. Como la temperatura de saturación en 8 se alcanza a la presión de extracción, las entalpias en 8 y 9 se pueden considerar iguales.
Sustituyendo en (A)

h_1 = (1.09 + 262.25) Btu/Lbm) = 263.34Btu/Lbm

Estado 2: líquido comprimido. Aplicamos un balance de energía en la unión, ya que solo se conoce una sola propiedad en este punto.
$h_2 = h_1.y + (1\text{-}y).h_8$ (C)

Para determinar la fracción de flujo que se extrae hacia el calentador (y), se aplica un balance de energía en el calentador cerrado:

$h_4.y + h_7.(1\text{-}y)= h_9.y + h_8.(1\text{-}y)$

Despejamos la y:

$$y = \frac{h8 - h7}{h4 - h7 - h9 + h8} = \frac{262.25 - 70.93}{1243.89 - 70.93 - 262.25 + 262.25} = 0.163$$

Sustituyendo en (C) encontramos h_2:

h_2 = 262.42Btu/Lbm

Estado 3: Vapor sobrecalentado, se requieren dos propiedades para entrar a la tabla, en este caso tenemos presión y temperatura (400 psia y 900ºF):
h_3 = 1470.1 Btu/Lbm y s_3 = 1.7252 Btu/Lbm.ºR= $s_4 = s_5$

Estado 4: Vapor sobrecalentado.
En este caso leemos la entalpía a una presión de 60psia y $s_4 = s_3$ = 1.7252 Btu/Lbm.ºR.
Al aplicar la interpolación lineal nos queda:
h_4 = 1243.89 Btu/Lbm

Estado 5: Mezcla
Es necesario determinar la calidad, ya que al buscar en la tabla de saturación, aparece líquido y vapor, para lo cual se debe aplicar la ecuación de la entalpía de la mezcla:

$h_5 = h_{f5} + x.hfg_5$

h_{f5} a 1 psia= 69.74Btu/Lbm

hfg_5 a 1 psia = 1036 Btu/Lbm

x =?

s_{f5} a 1 psia= 0.13266 Btu/Lbm.ºR

sfg_5 a 1 psia = 1.8453 Btu/Lbm.ºR

Ahora, si determinamos h_5 = 960.7Btu/Lbm
Estado 6: Liquido saturado

h_6 a 1 psia= 69.74Btu/Lbm
vf_6 a 1 psia = 0.016136 Btu/Lbm

Estado 7: Liquido comprimido
$h_7 = h_6 + wb_I$ (D)
$Wb_I = v_{f6}.\ (P_7 - P_6)$

Sustituyendo el volumen especifico del liquido leído en la tabla de saturación del agua a 1 psia y las presiones conocidas nos queda:
Wb_I= 0,016136pie^3/Lbm(400–1)psia.x(144/778.17) = 1.191Btu/Lbm

Sustituyendo en (D)
h_7 = (69.74+1.191) Btu/Lbm) = 70.93 Btu/Lbm

Estado 8: Liquido saturado. Se consigue a la temperatura de saturación que se alcanza a la presión de extracción. Por esta razón, las entalpías en los estdos 8 y 9 son aproximadamente iguales:
$h_8 = h_9$ = 262.25 Btu/Lbm

Ahora procedemos a determinar el trabajo neto real:
$w_{neto,real} = \eta \times wneto_{,ideal}$ (E)
$wneto_{ideal} = wt - wb_I - wb_{II}$ (F)

Aplicamos un balance de energía en la turbina:

$h_3 = y.h_4 + h_5.(1-y) + w_t$

Despejando y sustituyendo, calculo el trabajo producido por la turbina:
w_t = 463.24 Btu/Lbm
Ahora determinamos el trabajo neto ideal sustituyendo en (F)

$wneto_{ideal}$ = 463.24-1.191-1.09=460 Btu/Lbm
Sustituyendo en (E):

$w_{neto,real}$ = 0.83x460= 381.8Btu/Lbm

b) Fjujo másico:
$\dot{m} = \dot{W}neta/ w_{neto,real}$ (G)
$\dot{W}$neta= 300Mw=1023,9.10^6 Btu/hr
$w_{neto,real} = w_{turb,real} - wb_I - wb_{II}$
$w_{neto,real} =$ 381.8 – 1.19 – 1.09 = 379.52 Btu/Lbm
Finalmente el flujo másico sera:

$\dot{m}$= 1023,9.10^6 Btu/hr/ (379.52Btu/Lbm) = 2697881.53 Lbm/hr = 44964.69Lbm/min