UNIVERSIDAD SIMÓN BOLÍVAR
Departamento de Termodinámica y Fenómenos de Transferencia

Materia :	Termodinámica II (Ing. Mecánica) (TF-2123)
Fecha :	27/02/1999
Profesor :	E. Santiso
Problemario	-

1. CICLO RANKINE.

Ejemplo resuelto #1. Una planta generadora de potencia opera como un ciclo Rankine ideal. Los tubos de la caldera están bastante deteriorados y solamente soportan una presión máxima de 700 kPa. La presión en el condensador es de 40 kPa. Con estos datos, calcule:

(a) La eficiencia del ciclo.
(b) Comparar la eficiencia con la que tendría un ciclo de Carnot operando entre los mismos reservorios.
(c) Si los tubos de la caldera se reemplazan por otros capaces de soportar una presión máxima de 1,4 MPa, ¿cuál será la nueva eficiencia? ¿cuál será la máxima temperatura en el ciclo? ¿podría aumentarse aún más la presión en la caldera?

Solución.

(a) Las propiedades de las corrientes necesarias para la resolución se indican en la tabla #1.1. Todas pueden definirse de la siguiente forma:

Corriente 1: Líquido saturado a la presión del condensador.
Corriente 2: Líquido a la presión de la caldera con la misma entropía que la corriente 1.
Corriente 3: Vapor a la presión de la caldera con la misma entropía que la corriente 4.
Corriente 4: Vapor saturado a la presión del condensador.

La entalpía de la corriente 2 puede estimarse, si no se tienen tablas de líquido, utilizando el modelo incompresible:

$$h_2 \approx h_1 + v_1(P_2 - P_1) \quad \text{(a entropía constante)}$$

Tabla #1.1. Propiedades de las corrientes del ciclo Rankine.

Corriente	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)
1	40	75,87	317,58	1,0259
2	700		318,26	1,0259
3	700	407,95	3291,95	7,6700
4	40		2636,8	7,6700

La eficiencia será:

$$\eta = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 0{,}2201$$

(b) Puesto que no se indican los valores de las temperaturas de los reservorios, se comparará con el ciclo de Carnot que operaría entre las temperaturas máxima (407,95°C) y mínima (75,87°C) del ciclo. De este modo, se obtiene:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{349{,}02\,K}{681{,}10\,K} = 0{,}4876$$

La eficiencia del ciclo de Carnot es más del doble que la del ciclo real, lo que sugiere que debe ser posible mejorar la eficiencia del ciclo real.

(c) En este caso, las propiedades de las corrientes 1 y 4 siguen siendo las mismas, y las de las corrientes 2 y 3 son las que se indican en la tabla #1.2.

Tabla #1.2. Propiedades de las corrientes del ciclo Rankine.

Corriente	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)
2	1400		318,98	1,0259
3	1400	525,08	3529,46	7,6700

De este modo, la nueva eficiencia del ciclo será:

$$\eta = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 0{,}2776$$

Lo cual representa un aumento considerable. Sin embargo, la temperatura a la salida de la caldera está entre 500 y 600°C, lo cual indica que, de aumentar la presión en la caldera, podría haber problemas de falla térmica de los materiales de la caldera. En este caso, se alcanza el límite de temperatura máxima mucho antes de llegar a presiones de 5 a 6 MPa, con lo que la temperatura máxima es la variable que limita la eficiencia del ciclo.

Ejemplo resuelto #2. Los tubos de la caldera del ejemplo #1 se reemplazan por otros capaces de soportar una presión máxima de 6 MPa y una temperatura máxima de 525,08°C.

(a) Si se utilizara un ciclo Rankine ideal, ¿cuál sería la eficiencia? ¿A qué presión debería operar la caldera?
(b) Si la caldera opera a la presión máxima, ¿cuántas etapas de recalentamiento se necesitan? ¿cuál será la nueva eficiencia?

Solución.

(a) Este caso es el mismo de la parte (c) del ejemplo #1. La presión de operación de la caldera sería de 1,4 MPa y la eficiencia sería 0,2776. En este caso, se alcanza la temperatura máxima a la salida de la caldera a una presión muy por debajo de la máxima, lo que sugiere la necesidad de un recalentamiento.

(b) Primero debe determinarse el número de etapas de recalentamiento necesarias. En la figura #1.1 se muestran los dos casos posibles. En el primer caso, la isóbara de presión de recalentamiento intersecta primero a la línea de entropía igual a la de entrada del condensador que a la línea de temperatura máxima, de modo que sólo se necesita un recalentamiento. En el segundo caso, la isóbara intersecta primero a la línea de temperatura máxima, con lo que se necesita un recalentamiento adicional. De este modo, se tienen dos posibilidades para determinar si se necesita una etapa adicional de recalentamiento:

1. Con la presión del recalentamiento y la entropía a la entrada del condensador, calcular la temperatura. Si esta es menor que la máxima, no es necesario un recalentamiento adicional. Si es mayor, se necesita un nuevo recalentamiento.

2. Con la presión del recalentamiento y la temperatura máxima, calcular la entropía. Si esta es mayor que la de la entrada del condensador, no es necesario un nuevo recalentamiento. Si es menor, se necesita un recalentamiento adicional.

En este caso, la entropía a la salida de la caldera es de 6,9548 kJ/kgK (a la presión y temperatura máximas) y la presión del recalentamiento sería 335,5 kPa (vapor saturado con la entropía de la salida de la caldera)[1]. Si se utiliza el segundo procedimiento indicado, se tiene:

A P_{rec} = 335,5 kPa y $T_{máx}$ = 525,08 °C, s = 8,3050 kJ/kgK

Puesto que la entropía a la entrada del condensador es 7,6700 kJ/kgK (calculada en el ejemplo 1), no es necesaria una etapa adicional de recalentamiento. De este modo, el diagrama del ciclo sería el indicado en la figura #1.2, y las propiedades de las corrientes serán las que se muestran en la tabla #1.3.

Tabla #1.3. Propiedades de las corrientes del ciclo Rankine.

Corriente	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)
1	40		317,58	1,0259
2	6000		323,70	1,0259
3	6000	525,08	3481,59	6,9548
4	335,5		2730,43	6,9548
5	335,5		3079,95	7,6700
6	40		2636,8	7,6700

Y la nueva eficiencia del ciclo será:

[1] Esto asume que el recalentamiento se hace justo al alcanzar el estado de vapor saturado. En la sección siguiente se verá que esto no es necesariamente lo más conveniente.

$$\eta = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{h_6 - h_1}{h_3 - h_2 + h_5 - h_4} = 0{,}3388$$

Lo cual representa un aumento muy grande en la eficiencia del ciclo.

Ejemplo resuelto #3. Se desea optimizar el ciclo con recalentamiento del ejemplo #2. Si la calidad mínima admisible a la salida de las turbinas es del 95%, calcule:

(a) Las presiones máxima y mínima de recalentamiento.
(b) Si la presión óptima es dos tercios de la presión de la caldera ¿cuál será la nueva eficiencia del ciclo?

Solución.

(a) La presión máxima de recalentamiento será la presión a la temperatura máxima y a la entropía de la entrada del condensador, es decir:

$$P_{máx} = \text{P a } 525{,}08°\text{C y } 7{,}6700 \text{ kJ/kgK} = 1407{,}30 \text{ kPa}$$

La presión mínima de recalentamiento será la presión a la entropía de la salida de la caldera y la calidad mínima, con lo que se tiene:

$$P_{mín} = \text{P a } 95\% \text{ de calidad y } 6{,}9548 \text{ kJ/kgK} = 139{,}90 \text{ kPa}$$

(b) La presión óptima será

$$P_{opt} = \frac{2}{3} P_{máx} = 938{,}20 \text{ kPa}$$

Con lo que las propiedades de las corrientes del ciclo serán las indicadas en la tabla #1.4.

Tabla #1.4. Propiedades de las corrientes del ciclo Rankine.

Corriente	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)
1	40		317,58	1,0259
2	6000		323,70	1,0259
3	6000	525,08	3481,59	6,9548
4	938,20		2943,53	6,9548
5	938,20		3387,28	7,6700
6	40		2636,8	7,6700

Y la nueva eficiencia del ciclo será:

$$\eta = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{h_6 - h_1}{h_3 - h_2 + h_5 - h_4} = 0{,}3561$$

Que es mayor que la del ciclo sin optimizar.

Ejemplo resuelto #4. Para el diseño de una planta de generación de potencia se dispone de los siguientes equipos:

- Una caldera con tuberías capaces de resistir una presión máxima de 7 MPa y una temperatura máxima de 600 ºC.
- Un condensador diseñado para operar a una presión mínima de 31,19 kPa.
- Varias bombas isentrópicas, capaces de operar con una alimentación de líquido saturado.
- Varias turbinas isentrópicas. Debido a la corrosión causada por el líquido en los álabes, la calidad a la salida de las turbinas no debe ser nunca inferior al 95%.

(a) Lleve a cabo el diseño de la planta. Para esto, examine las diferentes alternativas (ciclo Rankine, Rankine con una etapa de recalentamiento, Rankine con una o varias etapas de regeneración de vapor). Al añadir etapas de regeneración de vapor, asuma que no es rentable agregar una nueva etapa si el incremento en la eficiencia del ciclo no es de al menos un 0,5%, y considere solamente los regeneradores abiertos (se dispone de bombas, pero no de intercambiadores de calor). Asuma también que sólo es posible utilizar una etapa de recalentamiento (¿sería conveniente utilizar más de una? ¿por qué?).
(b) Bosqueje el diagrama T-s del ciclo propuesto.
(c) ¿Cómo resolvería usted el problema si, en lugar de ser isentrópicas, las bombas y las turbinas tuvieran una eficiencia menor de 100%? ¿En qué afectaría esto a los resultados obtenidos? Bosqueje en un diagrama T-s el ciclo modificado al añadir esta nueva condición.

Solución.

(a) Analizaremos primero el ciclo Rankine. En este caso, tendríamos la configuración mostrada en la figura #1.3.

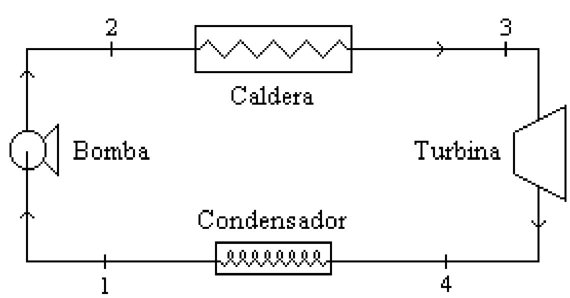

Figura #1.3. Ciclo Rankine.

Las siguientes condiciones maximizan la eficiencia del ciclo:

- Entrada de la bomba en líquido saturado (y no en líquido comprimido).
- Máxima presión posible en la caldera.

- Calidad a la salida de la turbina de 95% (esto permite expandir al máximo el vapor, no se pone una calidad menor debido a la restricción que impone la corrosión causada por el líquido).

Asumiendo esto, se tendrá:

Corriente 1: P_1 = 31,19 kPa, T_1 = 70 ºC, v_1 = 0,001023 m^3/kg,
x_1 = 0, h_1 = 292,98 kJ/kg, s_1 = 0,9549 kJ/(kgK)
Corriente 4: P_4 = 31,19 kPa, T_4 = 70 ºC, v_4 = 4,7900 m^3/kg,
x_4 = 0,95, h_4 = 2510,11 kJ/kg, s_4 = 7,4155 kJ/(kgK)

En el mejor de los casos, la presión en la caldera sería de 10 MPa (esto maximiza la eficiencia), con lo que tendríamos P_3 = 7 MPa, y $s_3 = s_4$ = 7,4155 kJ/(kgK). En estas condiciones, T_3 = 728,1 ºC, que es mayor que la temperatura máxima. Por tanto, la presión en la caldera será menor de 7 MPa. Asumiendo entonces que se alcanza sólo la temperatura máxima, tendremos T_3 = 600 ºC, y con esto y s_3 = 7,4155 kJ/(kgK), obtenemos P_3 = 3,635 MPa y h_3 = 3677,34 kJ/kg. Es importante notar que, aunque disponemos de tuberías capaces de resistir hasta 7 MPa de presión, sólo estamos utilizando el 52% de esa capacidad. Al introducir el recalentamiento podrá operarse a la presión máxima, y estó permitirá aumentar la eficiencia del ciclo.

Finalmente, la entalpía de la corriente 2 puede calcularse con la presión en la caldera y la entropía (igual a la de la corriente 1), obteniéndose h_2 = 296,67 kJ/kg. Con estos datos podemos calcular la eficiencia del ciclo como:

$$\eta = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 0,3442$$

Es decir, un 34,42 %. La siguiente pregunta es, ¿cómo mejorar el ciclo a partir de este punto? La primera idea es introducir un recalentamiento de manera que pueda aprovecharse la resistencia a la presión de las tuberías de la caldera. Haciendo esto, tendríamos el esquema mostrado en la figura #1.4.

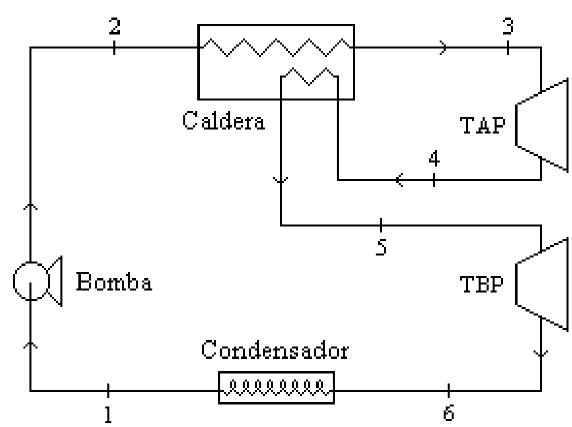

Figura #1.4. Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento.

Las corrientes de entrada y salida del condensador siguen a las mismas condiciones que en el caso anterior:

Corriente 1: P_1 = 31,19 kPa, T_1 = 70 ºC, v_1 = 0,001023 m^3/kg,
x_1 = 0, h_1 = 292,98 kJ/kg, s_1 = 0,9549 kJ/(kgK)

Corriente 6: P_6 = 31,19 kPa, T_6 = 70 ºC, v_6 = 4,7900 m^3/kg,
x_6 = 0,95, h_6 = 2510,11 kJ/kg, s_6 = 7,4155 kJ/(kgK)

La corriente 2 tiene la misma entropía que la 1 y una presión de 7 MPa, con lo que la entalpía vale h_2 = 300,11 kJ/kg. La corriente 3 estará ahora a la presión y temperatura máximas, por tanto:

Corriente 3: P_3 = 7 MPa, T_3 = 600 ºC, v_3 = 0,055652 m^3/kg
h_3 = 3650,26 kJ/kg, s_3 = 7,0894 kJ/(kgK)

En este momento, es importante tener en cuenta que no necesariamente es conveniente que la turbina de alta presión expanda el vapor hasta llegar a la calidad del 95%, sino que es necesario determinar la presión intermedia que maximiza la eficiencia del ciclo. En este caso, la presión intermedia óptima es cercana a los 4,67 MPa. Sin embargo, debemos recordar que, durante el recalentamiento, la temperatura no puede superar en ningún momento la máxima de 600 ºC. Puesto que sólo se utilizará un recalentamiento, esto implica que hay una presión máxima a la cual puede efectuarse el recalentamiento. Para determinar cuál es esta presión, buscamos a qué presión intersecta la línea de $s = s_6$ a la de T = 600 ºC (esto correspondería a un recalentamiento que llegara exactamente a la temperatura máxima). Esta presión es de 3,63 MPa, por lo que la presión óptima no puede ser alcanzada con un sólo recalentamiento. De este modo, si no se permite utilizar dos recalentamientos (que sería lo ideal para poder alcanzar la presión óptima), la eficiencia será máxima a la presión permisible más cercana a la óptima, que es esta de 3,63 MPa. Por tanto, esta será la presión de descarga de la turbina de alta presión y tendremos, dados P_4 y $s_4 = s_3$:

Corriente 4: P_4 = 3,63 MPa, T_4 = 481,9 ºC, v_4 = 0,09302 m3/kg
h_4 = 3408,2 kJ/kg, s_4 = 7,0849 kJ/(kgK)

La corriente 5 tendría T_5 = 600 ºC (puesto que esta fue la condición impuesta para elegir la presión de recalentamiento) y $s = s_6$:

Corriente 5: P_5 = 3,63 MPa, T_5 = 600 ºC, v_5 = 0,108975 m^3/kg
h_5 = 3677,3 kJ/kg, s_5 = 7,4155 kJ/(kgK)

Ahora podemos hallar la eficiencia del ciclo con recalentamiento como:

$$\eta = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{h_6 - h_1}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)} = 0,3874$$

Es decir, la eficiencia aumenta un 4,32 % al introducir el recalentamiento.

Ahora es necesario considerar las etapas de regeneración. Nuevamente es necesario tener en cuenta a qué presión en la etapa de regeneración la eficiencia del ciclo será máxima. En este caso podemos asumir que esta presión es de aproximadamente un tercio de la presión en la caldera, 2,33 MPa. Puesto que este nivel de presión se alcanza durante la expansión en la turbina de baja presión, de ésta desviaremos una corriente para calentar la corriente de salida de la primera bomba. El esquema sería, por tanto, el mostrado en la figura.

Las corrientes de entrada y salida del condensador siguen teniendo las mismas propiedades que en los casos anteriores. Lo mismo ocurre con las corrientes de entrada y salida de cada una de las turbinas (excepto para el desvío al regenerador). Por tanto, tenemos:

Corriente 1: P_1 = 31,19 kPa, T_1 = 70 ºC, v_1 = 0,001023 m^3/kg,
x_1 = 0, h_1 = 292,98 kJ/kg, s_1 = 0,9549 kJ/(kgK)
Corriente 5: P_5 = 7 MPa, T_5 = 600 ºC, v_5 = 0,055652 m^3/kg
h_5 = 3650,26 kJ/kg, s_5 = 7,0894 kJ/(kgK)
Corriente 6: P_6 = 3,63 MPa, T_6 = 481,9 ºC, v_6 = 0,09302 m3/kg
h_6 = 3408,2 kJ/kg, s_6 = 7,0849 kJ/(kgK)
Corriente 7: P_7 = 3,63 MPa, T_7 = 600 ºC, v_7 = 0,108975 m^3/kg
h_7 = 3677,3 kJ/kg, s_7 = 7,4155 kJ/(kgK)
Corriente 8: P_8 = 31,19 kPa, T_8 = 70 ºC, v_8 = 4,7900 m^3/kg,
x_8 = 0,95, h_8 = 2510,11 kJ/kg, s_8 = 7,4155 kJ/(kgK)

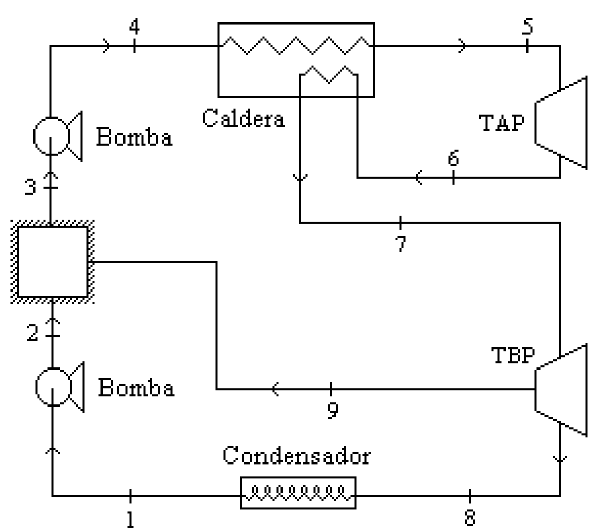

Figura #1.5. Ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración.

La corriente 2 tiene $s_2 = s_1$ y P_2 = 2,33 MPa, con lo que h_2 = 295,33 kJ/kg. La corriente 9 tiene P_9 = 2,33 MPa y $s_9 = s_7$, con lo que h_9 = 3509,3 kJ/kg. Si imponemos que la corriente 3 sea de líquido saturado, tendremos P_3 = 2,33 MPa y x_3 = 0, con lo que se obtiene h_3 = 944,88 kJ/kg y s_3 = 2,5203 kJ/(kgK). De este modo, haciendo un balance de energía en el condensador podemos obtener la fracción del flujo másico que entra a la turbina de baja presión que se desvía al regenerador:

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_9 \cdot h_9 = \dot{m}_3 \cdot h_3$$

poniendo $\dot{m}_9/\dot{m}_3 = y$ queda $\dot{m}_2/\dot{m}_3 = 1 - y$, con lo que:

$$(1-y) \cdot h_2 + y \cdot h_9 = h_3 \Rightarrow y = \frac{h_3 - h_2}{h_9 - h_2} = 0{,}2021$$

Finalmente, la corriente 4 tiene P_4 = 7 MPa y $s_4 = s_3$, con lo que h_4 = 950,46 kJ/kg. Con esto podemos calcular la nueva eficiencia como:

$$\eta = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{\dot{m}_2 \cdot (h_8 - h_1)}{\dot{m}_3 \cdot (h_5 - h_4 + h_7 - h_6)} = 0{,}4041$$

Esto representa un aumento en un 1,67 % de la eficiencia del ciclo, lo que indica que el cambio es rentable.

Si agregamos una nueva etapa de regeneración, sería ya más problematico decidir a qué presión extraer el vapor para ésta nueva etapa. En este caso sería necesario calcular el ciclo para varias presiónes en la segunda etapa de regeneración y seleccionar la presión que de la eficiencia máxima. En este caso, manteniendo la presión de la primera etapa de regeneración en 2,33 MPa, el óptimo se obtiene aproximadamente en 4,67 MPa, que se alcanza durante la expansión en la turbina de alta presión. Introduciendo la nueva etapa de regeneración a esta presión, el ciclo queda como se muestra en la figura #1.6.

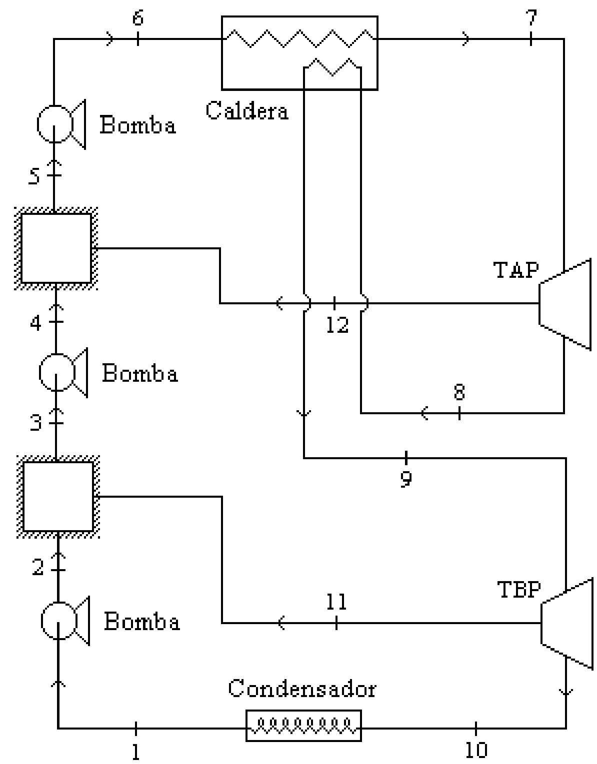

Figura #1.6. Ciclo Rankine con recalentamiento y dos etapas de regeneración.

Poniendo P_{12} = 4,67 MPa, se obtiene que la fracción del flujo másico que circula por la caldera que se desvía al primer regenerador es $y_1 = 0{,}0727$ y la fracción del flujo másico que circula por la caldera que se desvía al segundo regenerador es $y_2 = 0{,}1874$ (pruebe estos resultados). La eficiencia del nuevo ciclo será de:

$$\eta = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{(1 - y_1 - y_2)\cdot(h_{10} - h_1)}{(h_7 - h_6) + (1 - y_1)\cdot(h_9 - h_8)} = 0{,}4064$$

El incremento producido en la eficiencia al agregar el nuevo regenerador es sólo de un 0,23%, por lo que no es rentable (de acuerdo a las condiciones del enunciado), y nos quedaremos con el ciclo con una sola etapa de regeneración.

(b) El diagrama del ciclo con una sola etapa de regeneración será aproximadamente el mostrado en la figura #1.7.

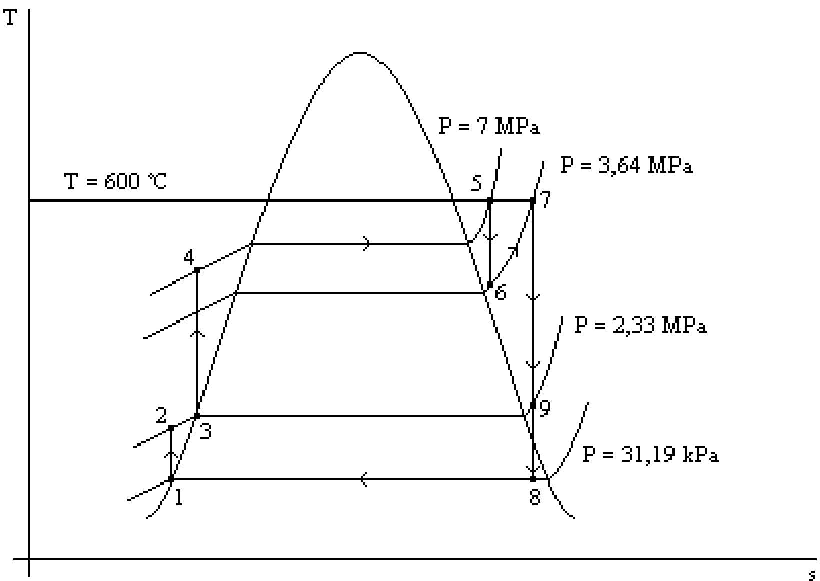

Figura # 1.7. Diagrama T-s del ciclo.

(c) Al no ser isentrópicas las bombas ni las turbinas, se hace más difícil el cálculo de las condiciones de las corrientes 2, 4, 6, 7 y 9. El punto más difícil es obtener la presión máxima a la que puede efectuarse el recalentamiento, puesto que la presión de la corriente 7 ya no viene dada por la entropía de la corriente 8, sino por la eficiencia de ambas turbinas. El cálculo tendría que hacerse de la siguiente forma:

1. Puesto que se conoce el estado de la corriente 8 (presión y calidad) y la temperatura de la corriente 7 (que seguirá siendo de 600 ºC para mantener la presión lo más cerca posible de la óptima), debe tantearse con la presión de la corriente 7 de la siguiente forma:

1.1. Suponer una P_7.
1.2. Dados P_7 y T_7, calcular h_7, s_7.
1.3. Con s_7, calcular $s_{8,is}$ y $s_{9,is}$.
1.4. Con la eficiencia de la turbina, calcular $h_9 = h_7 + \eta_{TBP} \cdot \left(h_{9,is} - h_7\right)$ (esto corresponde a la expansión desde P_7 hasta P_9 = 2,33 MPa)
1.5. Si no se cumple $\eta_{TBP} = \dfrac{h_8 - h_9}{h_{8,is} - h_9}$ (esto corresponde a la expansión desde P_9 hasta P_8 = 31,19 kPa), regresar a 1.1.

2. Una vez conocida la presión de la etapa de recalentamiento, puede calcularse la entalpía de la corriente 6 despejándola de la ecuación de eficiencia de la turbina de alta presión (las condiciones de 5 ya se calcularon en la parte (a), las de 6,is se calculan con la entropía igual a la de 5 y la presión calculada en el paso 1).

3. La entalpía de la corriente 2 puede calcularse directamente de la expresión para la eficiencia de la bomba, $\eta_{bomba} = \dfrac{h_{2,is} - h_1}{h_2 - h_1}$ (se conocen las condiciones de 1 y 2,is que ya se calcularon en la parte (a)).

4. Con un balance de energía en el regenerador, debe obtenerse la fracción del flujo másico que se desvía a la etapa de regeneración (la corriente 3 continúa siendo de líquido saturado a 2,33 MPa).

5. La entalpía de la corriente 4 puede calcularse directamente de la expresión para la eficiencia de la bomba (se conocen las condiciones de 3 y de 4,is, calculadas en (a)).

Una vez hechos estos cálculos, la eficiencia del ciclo podría obtenerse como en la parte (a). En todo caso, la eficiencia obtenida debe ser menor para el ciclo con irreversibilidades en las bombas y turbinas. El diagrama T-s quedaría aproximadamente como se muestra en la figura #1.8.

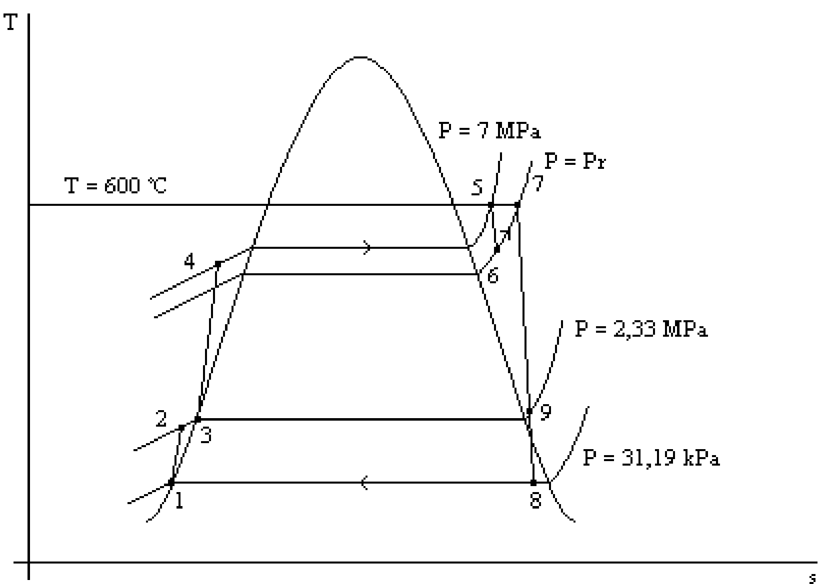

Figura #1.8. Diagrama T-s del ciclo considerando irreversibilidades.

2. CICLOS DE REFRIGERACIÓN Y COGENERACIÓN.

Ejemplo resuelto #1. En la figura #1.9. se muestra un ciclo de refrigeración con una etapa de enfriamiento regenerativo. La presión en el condensador es de 700 kPa y en el evaporador es de 150 kPa, y los compresores tienen eficiencias del 90%. Si el fluido de trabajo es Freón-12, y la presión en el regenerador es de 350 kPa:

(a) Calcule el coeficiente de operación del ciclo.
(b) ¿Cuál sería el coeficiente de operación si se eliminara la etapa de regeneración?

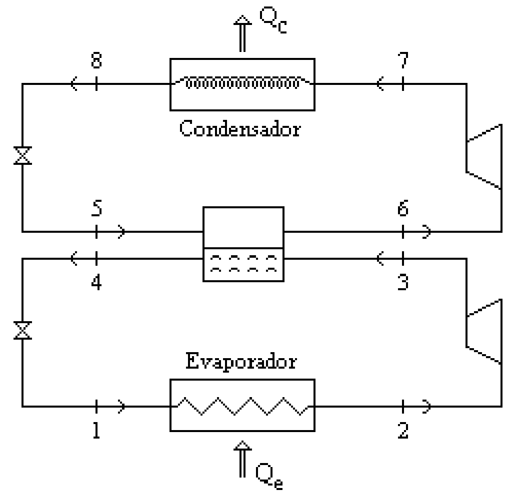

Figura #1.9. Ciclo de refrigeración con enfriamiento regenerativo.

Solución.

(a) Primero se calcularán las entalpías de todas las corrientes. Las corrientes 4 y 8 son de líquido saturado a 350 kPa y 700 kPa respectivamente, con lo que se tienen:

$$h_1 = h_4 = 39{,}659\ \mathrm{kJ/kg}$$
$$h_5 = h_8 = 62{,}291\ \mathrm{kJ/kg}$$

Las corrientes 2 y 6 son de vapor saturado a 150 kPa y 350 kPa respectivamente, con lo cual quedan:

$$h_2 = 178{,}664\ \mathrm{kJ/kg} \qquad s_2 = 0{,}70880\ \mathrm{kJ/(kgK)}$$
$$h_6 = 189{,}186\ \mathrm{kJ/kg} \qquad s_6 = 0{,}69466\ \mathrm{kJ/(kgK)}$$

Finalmente, de las relaciones de eficiencia de los compresores se obtienen:

$$h_3 = h_2 + \frac{h_{3,is} - h_2}{\eta_c} = 194{,}756\ \mathrm{kJ/kg}\ \text{ con }\ h_{3,is} = 193{,}147\ \mathrm{kJ/kg}$$
$$h_7 = h_6 + \frac{h_{7,is} - h_6}{\eta_c} = 202{,}717\ \mathrm{kJ/kg}\ \text{ con }\ h_{7,is} = 201{,}364\ \mathrm{kJ/kg}$$

Es necesario conocer la relación entre los flujos másicos en el ciclo superior y en el inferior. Del balance de energía en el regenerador, se tiene:

$$\dot{m}_3(h_3 - h_4) = \dot{m}_5(h_6 - h_5) \Rightarrow \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_5} = \frac{h_6 - h_5}{h_3 - h_4} = 0{,}8182$$

Por tanto, el coeficiente de operación será:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} = \frac{\dot{m}_3(h_2 - h_1)}{\dot{m}_3(h_3 - h_2) + \dot{m}_5(h_7 - h_6)} = \frac{(\dot{m}_3/\dot{m}_5)(h_2 - h_1)}{(\dot{m}_3/\dot{m}_5)(h_3 - h_2) + (h_7 - h_6)} = 4{,}7334$$

(b) Si se elimina la etapa de regeneración, las corrientes 3, 4, 5 y 6 dejan de existir y la corriente 7 debe definirse nuevamente mediante la relación de eficiencia del compresor:

$$h_7 = h_2 + \frac{h_{7,is} - h_2}{\eta_c} = 208{,}715\,\text{kJ/kg} \;\text{ con }\; h_{7,is} = 205{,}710\,\text{kJ/kg}$$

Las corrientes 2 y 8 quedan igual, y la entalpía de la corriente 1 sería ahora la de la corriente 8. De este modo, el coeficiente de operación del ciclo sin el regenerador sería:

$$\beta = \frac{q_L}{w} = \frac{h_2 - h_1}{h_7 - h_2} = \frac{h_2 - h_8}{h_7 - h_2} = 4{,}3028$$

que es, lógicamente, menor que el del ciclo con la regeneración.

Ejemplo resuelto #2. El sistema de refrigeración en cascada mostrado en la figura #1.10 se utiliza para mantener una cámara a 170 K. La presión en el evaporador es de 70 kPa, la presión del condensador es 250 kPa, y las relaciones de presiones de los compresores son de 4,167:1 para el ciclo superior y 4,286:1 para el inferior. El 10% del calor cedido en el intercambiador al ciclo de arriba proviene de los alrededores debido a fallas en el aislamiento de las paredes. Ambos compresores tienen eficiencias del 93%. El fluido de trabajo es propano en el ciclo superior y etileno en el ciclo inferior. Si la capacidad de refrigeración del sistema es de 250 ton, calcule:

(a) El flujo másico de refrigerante en cada ciclo.
(b) El consumo de potencia de los compresores.
(c) El coeficiente de operación del sistema.

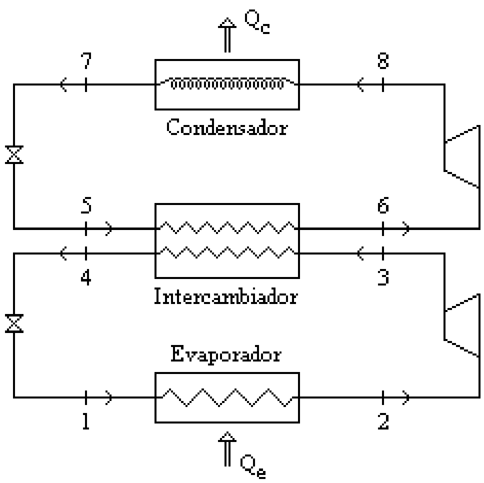

Figura #1.10. Ciclo de refrigeración en cascada.

Solución.

(a) Primero se calcularán las entalpías de todas las corrientes. Las presiones de todas las corrientes pueden calcularse directamente a partir de las presiones en el evaporador y en el condensador, y de las relaciones de presiones de los compresores:

$$P_1 = P_2 = 70\,\text{kPa}$$
$$P_3 = P_4 = 4{,}286 \cdot 70\,\text{kPa} = 300\,\text{kPa}$$
$$P_5 = P_6 = 250\,\text{kPa}/4{,}167 = 60\,\text{kPa}$$
$$P_7 = P_8 = 250\,\text{kPa}$$

La entalpía de la corriente 1 es la misma de la corriente 4, que es líquido saturado a 300 kPa, con lo que:

$$h_1 = h_4 = 99{,}383\,\text{kJ/kg}$$

La corriente 2 es vapor saturado a 70 kPa, con lo que se tienen:

$$h_2 = 523{,}824\,\text{kJ/kg} \qquad s_2 = 3{,}2185\,\text{kJ/(kgK)}$$

Para definir la corriente 3 se utiliza la eficiencia del compresor:

$$h_3 = h_2 + \frac{h_{3,is} - h_2}{\eta_c} = 615{,}063\,\text{kJ/kg con } h_{3,is} = 608{,}676\,\text{kJ/kg}$$

Similarmente, las entalpías de las corrientes 5 y 8 son iguales, y la corriente 8 es líquido saturado a 250 kPa, con lo que:

$$h_5 = h_8 = 120{,}621\,\text{kJ/kg}$$

La corriente 6 es vapor saturado a 60 kPa, y:

$$h_6 = 479{,}94\,\text{kJ/kg} \qquad s_6 = 2{,}1908\,\text{kJ/(kgK)}$$

Finalmente, la corriente 7 se define utilizando la eficiencia del compresor:

$$h_7 = h_6 + \frac{h_{7,is} - h_6}{\eta_c} = 546{,}415\,\text{kJ/kg con } h_{7,is} = 541{,}762\,\text{kJ/kg}$$

Ahora pueden calcularse los flujos másicos. Del balance de energía en el evaporador, se tiene:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_e(h_2 - h_1) \Rightarrow \dot{m}_e = \frac{\dot{Q}_L}{(h_2 - h_1)} = 2{,}0715\,\text{kg/s} \;\text{ con }\; \dot{Q}_L = 250\,\text{ton} = 879{,}21\,\text{kW}$$

Donde $\dot{m}_e$ es el flujo másico del etileno. Del balance de energía en el intercambiador, queda:

$$\dot{m}_p(h_6 - h_5) = \dot{Q}_i + \dot{m}_e(h_3 - h_4)$$

Donde $\dot{m}_p$ es el flujo másico del propano y $\dot{Q}_i$ es el calor que entra en el intercambiador. Puesto que el calor que recibe el ciclo superior es el que entra en el intercambiador, se tiene:

$$\dot{Q}_i = 0{,}1\,\dot{m}_p(h_6 - h_5)$$

Y, reemplazando en el balance de energía, queda:

$$0{,}9\,\dot{m}_p(h_6 - h_5) = \dot{m}_e(h_3 - h_4) \Rightarrow \dot{m}_p = \frac{h_3 - h_4}{0{,}9\,(h_6 - h_5)} = 1{,}5946\,\text{kg/s}$$

(b) Del balance de energía en los compresores:

$$\dot{W}_1 = \dot{m}_p(h_7 - h_6) = 106{,}00\,\text{kW}$$
$$\dot{W}_2 = \dot{m}_e(h_3 - h_2) = 189{,}00\,\text{kW}$$

(c) El coeficiente de operación será:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_1 + \dot{W}_2} = 2{,}9804$$

Ejemplo resuelto #3. El ciclo de cogeneración mostrado en la figura #1.11 se utiliza para generar 300 kW de potencia y mantener caliente un tanque a 150°C cediéndole 250 kW de calor. La presión en la caldera es de 6 MPa, y la presión en los condensadores vale 600 kPa y 100 kPa respectivamente. Las turbinas y bombas tienen eficiencias del 95%. Si la temperatura a la salida de la caldera es de 500°C y la temperatura a la entrada del condensador de alta presión es de 300°C, calcule el flujo másico de agua en cada corriente.

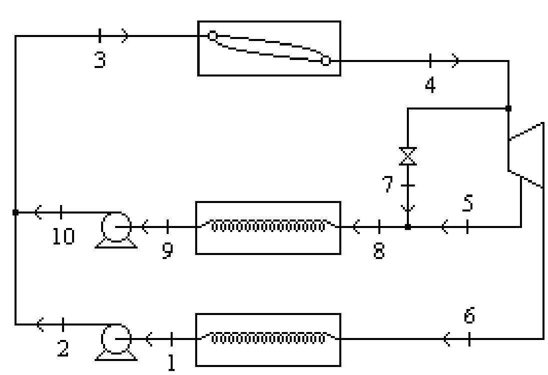

Figura #1.11. Ciclo de cogeneración.

Solución.

Primero se calcularán las entalpías de todas las corrientes (excepto la 3, que no puede definirse directamente). Las corrientes 1 y 9 son de líquido saturado a las presiones de los condensadores de alta y baja presión respectivamente:

$$h_1 = 417{,}46\ \mathrm{kJ/kg} \qquad h_9 = 670{,}56\ \mathrm{kJ/kg}$$

Las corrientes 2 y 10 pueden definirse con las eficiencias de las bombas:

$$h_2 = h_1 + \frac{v_1(P_2 - P_1)}{\eta_b} = 423{,}938\ \mathrm{kJ/kg}$$
$$h_{10} = h_9 + \frac{v_9(P_{10} - P_9)}{\eta_b} = 676{,}818\ \mathrm{kJ/kg}$$

La corriente 4 está a 6 MPa y 500°C, con lo que se tienen:

$$h_4 = 3422{,}2\ \mathrm{kJ/kg} \qquad s_4 = 6{,}8803\ \mathrm{kJ/(kgK)}$$

De la relación de eficiencia de la turbina pueden definirse las corrientes 5 y 6:

$$h_5 = h_4 + \eta_t(h_{5,is} - h_4) = 2841{,}70\ \mathrm{kJ/kg}\ \text{ con }\ h_{5,is} = 2811{,}15\ \mathrm{kJ/kg}$$
$$s_5 = 6{,}9479\ \mathrm{kJ/(kgK)}$$
$$h_6 = h_5 + \eta_t(h_{6,is} - h_5) = 2538{,}12\ \mathrm{kJ/kg}\ \text{ con }\ h_{6,is} = 2522{,}14\ \mathrm{kJ/kg}$$

Finalmente, la corriente 7 tiene la misma entalpía que la corriente 4, y la 8 está a 600 kPa y 300°C, con lo que se tienen:

$$h_7 = h_4 = 3422{,}2\ \mathrm{kJ/kg} \qquad h_8 = 3061{,}6\ \mathrm{kJ/kg}$$

Ahora se puede empezar a calcular los flujos másicos. Del balance en el condensador de alta presión, se tiene:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_8(h_8 - h_9) \Rightarrow \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \frac{\dot{Q}_c}{(h_8 - h_9)} = 0{,}09455\ \mathrm{kg/s}$$

Del balance de energía en el mezclador de las corrientes 5 y 7, se tiene:

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_9 h_8$$

Y del balance de masa, se obtiene:

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_7 = \dot{m}_9$$

Combinando estas dos últimas ecuaciones, queda:

$$\dot{m}_5(h_5 - h_7) = \dot{m}_9(h_8 - h_7) \Rightarrow \dot{m}_5 = \frac{h_8 - h_7}{h_5 - h_7}\dot{m}_9 = 0{,}05873\ \mathrm{kg/s}$$

Puesto que la potencia neta generada por el ciclo es de 300 kW, se tiene:

$$\dot{W} = \dot{m}_5(h_4 - h_5) + \dot{m}_6(h_5 - h_6) - \dot{m}_1(h_2 - h_1) - \dot{m}_9(h_{10} - h_9)$$

Como $\dot{m}_6 = \dot{m}_1$, queda:

$$\dot{W} = \dot{m}_5(h_4 - h_5) + \dot{m}_6(h_5 - h_6 + h_1 - h_2) - \dot{m}_9(h_{10} - h_9) \Rightarrow$$
$$\Rightarrow \dot{m}_6 = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \frac{\dot{W} + \dot{m}_9(h_{10} - h_9) - \dot{m}_5(h_4 - h_5)}{h_5 - h_6 + h_1 - h_2} = 0{,}8971\ \mathrm{kg/s}$$

Los flujos másicos restantes pueden obtenerse de balances de masa sencillos:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_2 + \dot{m}_{10} = 0{,}9917\ \mathrm{kg/s}$$
$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 - \dot{m}_5 = 0{,}03582\ \mathrm{kg/s}$$