GUÍA DE APOYO PARA LA RESOLUCIÓN DE EJERCICIOS DE TERMODINÁMICA

CICLOS DE POTENCIA

2020

UTN–FRBA, DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA, CÁTEDRA: TERMODINÁMICA
Dra. Ing. Paula Castesana

Nota: Los ejercicios resueltos en esta guía no son necesariamente iguales (aunque sí similares) a los propuestos por la cátedra a través de las guías de problemas de cada año. Este material constituye sólo un apoyo para el estudio de la asignatura, y deberá ser complementado con el conocimiento transmitidos por el equipo de docentes en clase y con la bibliografía correspondiente.

Ejemplo 1

Considere una planta de energía con una turbina que produce 210 MW, que opera con vapor en un ciclo Rankine ideal con sobrecalentamiento. El vapor entra a la turbina a 10 MPa y 500ºC y se enfría en el condensador a una presión de 10 kPa.

i. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s*.

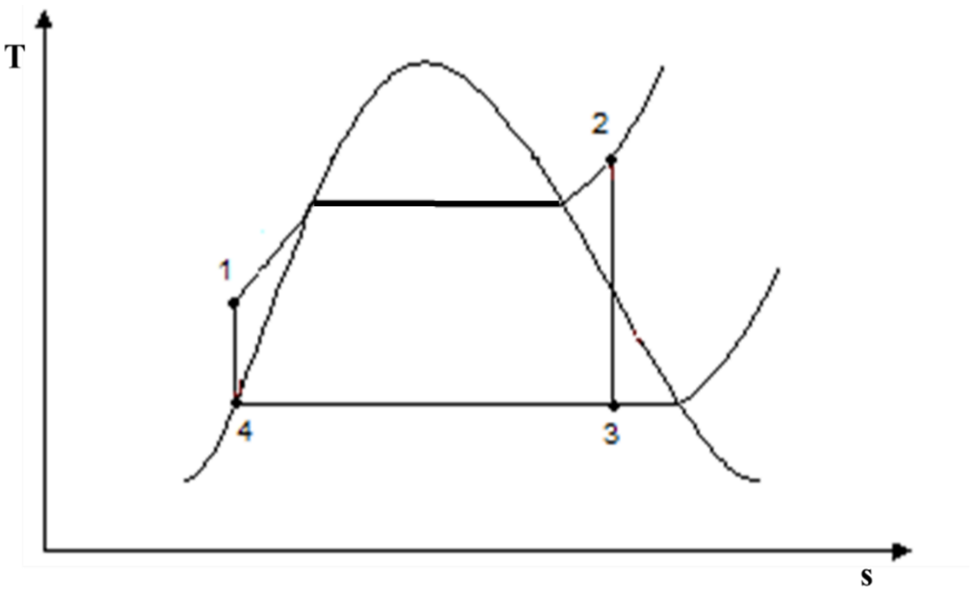
ii. Determine la calidad del vapor a la salida de la turbina (título).

iii. Calcule el caudal másico de vapor.

iv. Determine la eficiencia térmica del ciclo.

v. Realice el balance de exergía y calcule el trabajo perdido para el ciclo, suponiendo una temperatura de fuente de 1.500 K y una temperatura de sumidero de 290 K.

i.



ii. Construcción de la tabla con las propiedades de cada punto:

A partir del enunciado el posible ubicar al punto 2 (entrada a la turbina) y la presión del condensador que, al trabajar de manera isobárica, coincide con la presión de salida de la turbina (presión de baja). Por lo tanto, la presión para los puntos 3 y 4 será de 10 kPa. Al ser un ciclo ideal, la turbina y la bomba trabajan isoentrópicamente, por lo tanto, la entropía del punto 3 será la misma que la del punto 2 (entrada y salida de la turbina). Teniendo entonces la presión y la entropía, es posible entrar a la tabla de propiedades del agua y encontrar que dicha entropía es mayor a la del líquido saturado y menor a la del vapor saturado a 10 kPa, Por dicha razón, se deduce que el punto 3 se encuentra en la zona de líquido vapor, y con el valor de entropía del punto 3 y los correspondientes a entropía del líquido y del vapor saturado a la misma presión, es posible calcular el título, y con ello la entalpía de la salida de la turbina.

(1)

$$x_3 = \frac{s_3 - s_L}{s_V - s_L} = 0{,}793$$

(2)

$$h_3 = h_V \cdot x_3 + h_L \cdot (1 - x_3) = 2.098{,}83$$

Al estar trabajando con un ciclo Rankine, se asume que la salida del condensador es líquido saturado y, al tener como dato su presión, es posible definir todas sus propiedades termodinámicas a partir del uso de tablas. Para definir el punto 1 sólo basta considerar que la caldera también opera isobáricamente y, por lo tanto, la presión del punto 1 es la misma que la de la entrada a la turbina (presión de alta). Al ser un ciclo ideal, la entropía del punto 1 será igual a la entropía del punto 4. Planteando la diferencia de entropía entre 1 y 4 (considerando fluido incompresible) tenemos:

(3)

$$\Delta s = c \cdot \ln\frac{T_1}{T_4} = 0 \;\Rightarrow\; T_1 = T_4$$

En el punto 1 el fluido se encuentra en la zona de líquido comprimido o subenfriado, región para la cual no siempre se dispone de valores tabulados (las tablas utilizadas en clases no la incluyen). En este caso, se deberá calcular la entalpía en forma analítica, y para ello se asumirá que el fluido puede ser considerado como un *fluido incompresible*. El cálculo de la entalpía del líquido saturado se realizará en base a la entalpía del líquido saturado *a la temperatura buscada* [1], corrigiendo dicho valor con la diferencia de presión entre la presión buscada y la presión de equilibrio a dicha temperatura. En este caso, se toma h_4 (que corresponde al líquido saturado a la temperatura T_1) y se lo corrige con la diferencia de presión entre 1 y 4 a partir de la expresión del Δh para fluidos incompresibles:

(4)

$$h_{(T_1,\,P_X)} - h_{(T_1,\,P_1)} = c \cdot \cancel{(T_1 - T_1)} + v_{liq\ a\ T_1} \cdot (P_X - P_1)$$

(5)

$$h_{(T_1,\,P_1)} = h_{(liq\ sat\ a\ T_1)} + v_{liq\ sat\ a\ T_1} \cdot (P_1 - P_{equilibrio\ a\ T_1})$$

(6)

$$h_1 = h_4 + v_{liq\ sat\ a\ T_1} \cdot (P_1 - P_4) = 201{,}92$$

El volumen del líquido saturado a la temperatura T_1 (en este caso es 0,00101 $m^3.kg^{-1}$) se obtiene de tablas.

[1] Si bien la justificación de porqué deberá procederse de esta manera se ve en clase, recuerden que es muy importante realizar este cálculo en base a la entalpía del líquido saturado a la temperatura buscada para luego corregir con la presión, y no al revés.

De esta manera, quedan definidos todos los puntos del ciclo (Tabla 1).

Tabla 1: Propiedades de los puntos del ejemplo 1.

	1	**2**	**3**	**4**
P (kPa)	10.000	10.000	10	10
T (K)	318,98	773,15	318,98	318,98
h ($kJ.kg^{-1}$)	201,92	3.374,60	2.089,83	191,83
s ($kJ.kg^{-1}.K^{-1}$)	0,6493	6,5994	6,5994	0,6493
x	-	-	0,793	0 (líq. sat.)

* Los valores fueron tomados de la tabla de propiedades del agua (líquido-vapor, vapor sobrecalentado) provista por la cátedra.

iii. Caudal másico circulante:

Para determinar la masa circulante en el sistema, es necesario recurrir a algún dato que contenga dicha información. Si bien hasta el momento sólo se ha trabajado con propiedades intensivas, hay información extensiva en el enunciado: la potencia de la turbina, expresada en MW, directamente proporcional al caudal másico circulante ($\dot{m}$).

(7)

$$\dot{m} = \frac{-\dot{W}_{Turbina}}{h_3 - h_2} = 163{,}45\ kg/s$$

iv. Eficiencia térmica:

La eficiencia térmica de un ciclo se calcula como el cociente entre la potencia neta del mismo, y la energía térmica suministrada. En este ejemplo se cuenta sólo con una turbina y una bomba como equipos con potencia, y una única fuente que entrega energía en forma de calor a la caldera del sistema.

Balance en la bomba (se la considera adiabática):

(8)

$$\dot{W}_{Bomba} = -\dot{m} \cdot (h_1 - h_4) = -1.630{,}98\ kW$$

Balance en la caldera:

(9)

$$\dot{Q}_{cald} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 518.603{,}07\ kW$$

Eficiencia térmica del ciclo:

(10)

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{Turbina} + \dot{W}_{Bomba}}{\dot{Q}_{cald}} = 0{,}40$$

v. Balance de exergía y trabajo perdido:

De la expresión *ciclo ideal* surge que se trata de un ciclo cuyos equipos con potencia operan de manera isoentrópica (eficiencia isoentrópica igual a 1).

Balance en la turbina (se considera adiabática, trabaja isoentrópicamente):

(11)

$$\Delta \dot{S}_u^T = \Delta \dot{S}^T + \Delta \dot{S}_{alr}^T = 0, \qquad \Delta \dot{S}_{alr}^T = 0$$

(12)

$$\Delta \dot{S}^T = \dot{m} \cdot (s_3 - s_2) = 0$$

Potencia perdida en la turbina, donde T_0 es 298 K:

(13)

$$\dot{W}_p^T = T_0 \cdot \Delta \dot{S}_u^T = 0$$

El mismo razonamiento se aplica para el caso de la bomba:

(14)

$$\Delta \dot{S}_u^B = \Delta \dot{S}^B + \Delta \dot{S}_{alr}^B = 0, \qquad \Delta \dot{S}_{alr}^B = 0$$

(15)

$$\Delta \dot{S}^B = \dot{m} \cdot (s_1 - s_4) = 0$$

Potencia perdida en la bomba, donde T_0 es 298 K:

(16)

$$\dot{W}_p^B = T_0 \cdot \Delta \dot{S}_u^B = 0$$

Para responder el ítem ***v.***, es posible plantear los balances de entropía de cada equipo (tal como se ve en la unidad de sistemas abiertos) para luego sumarlos y obtener los valores asociados al proceso cíclico, procediendo de la misma forma para la exergía. Sin embargo, hay una manera mucho más simple de hacerlo, que además demuestra un conocimiento extra en quien lo está resolviendo: plantear los balances para el *ciclo completo*. La simplicidad de este camino reside en que tanto la función entropía como la exergía asociadas al sistema, son nulas para un ciclo por ser función de estado[2]. Esto es, al depender sólo y únicamente del estado inicial y final, en un ciclo sus valores se anulan. En caso de decidir resolver el ejercicio a partir de los balances en cada equipo, esta condición de nulidad de las funciones de estado deberá probarse.

[2] Para algunos autores, la exergía NO es una función de estado ya que la misma depende de una variable externa al sistema, que es la temperatura del estado muerto. Sin embargo, dejando fijas las condiciones de dicho estado para un dado análisis, en este curso la función exergía será tratada como función de estado.

Balance de entropía para el ciclo:

(17)

$$\Delta\dot{S}_u^{ciclo} = \cancel{\Delta\dot{S}^{ciclo}} + \Delta\dot{S}_{alr}^{ciclo}$$

La variación de entropía de los alrededores en un ciclo será la suma de la variación de entropía asociada a cada una de las fuentes con las cuales el proceso cíclico intercambia calor, vinculando por supuesto el calor recibido o cedido por el sistema, con la fuente que lo entrega o recibe, respectivamente.

(18)

$$\Delta\dot{S}_{alr}^{ciclo} = \Delta\dot{S}_{alr}^{cald} + \Delta\dot{S}_{alr}^{cond}$$

La fuente que entrega calor a la caldera se encuentra a 1.500 K, mientras que la temperatura de la fuente que recibe calor del condensador (sumidero) se encuentra a 290 K.

(19)

$$\Delta\dot{S}_u^{ciclo} = \Delta\dot{S}_{alr}^{ciclo} = \frac{-\dot{Q}_{cald}}{T_{fuente}} + \frac{-\dot{Q}_{cond}}{T_{sumidero}} = 724{,}04\ kW/K$$

A partir de ello es posible calcular el trabajo perdido del ciclo:

(20)

$$\dot{W}_p^{ciclo} = T_0 \cdot \Delta\dot{S}_u^{ciclo} = 215.763{,}09\ kW$$

De manera similar a lo planteado para entropía, se plantea el balance de exergía para el ciclo:

(21)

$$\Delta\dot{Ex}_{total}^{ciclo} = \cancel{\Delta\dot{Ex}^{ciclo}} + \Delta\dot{Ex}_f^{ciclo}$$

(22)

$$\Delta\dot{Ex}_{total}^{ciclo} = \Delta\dot{Ex}_f^{ciclo} = -\dot{Q}_{cald} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{fuente}}\right) - \dot{Q}_{cond} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{sumidero}}\right) = -424.132{,}11\ kW$$

Resta probar que la variación de exergía total asociada al ciclo tiene la misma magnitud y signo contrario que la máxima potencia que se podría obtener a partir de este proceso (potencia útil óptima):

(23)

$$\dot{W}_u^{óp,ciclo} = \dot{W}_u^{neto,ciclo} + \dot{W}_p^{ciclo} = -\Delta\dot{Ex}_{total}^{ciclo}$$

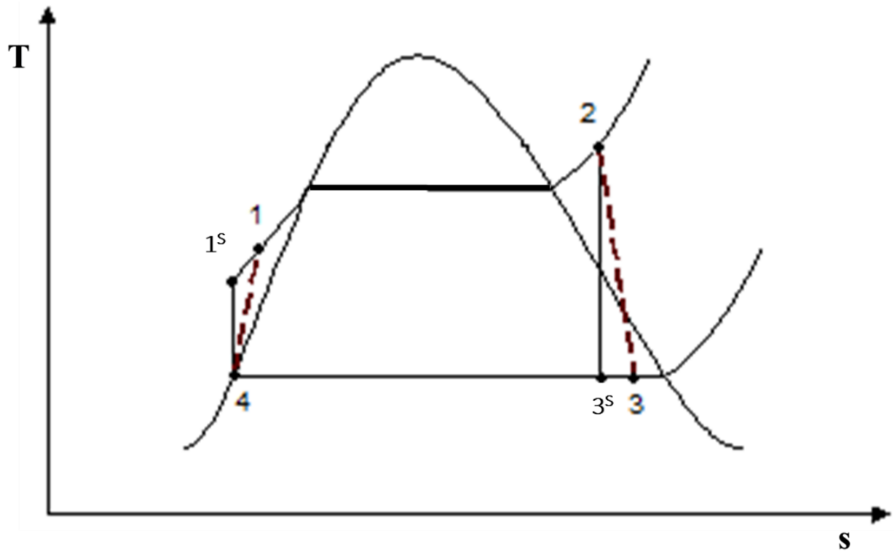
(24)

$$\dot{W}_u^{óp,ciclo} = \dot{W}_{Bomba} + \dot{W}_{Bomba} + \dot{W}_p^{ciclo} = 424.132{,}11\ kW$$

Ejemplo 2

¿Cómo se resolvería el *ejemplo 1* si tanto la bomba como la turbina operaran con una eficiencia adiabática (isoentrópica) del 85%?

i. Representación gráfica: en un diagrama *T–s*, siempre las salidas de los equipos reales con potencia se encontrarán hacia la derecha de las salidas ideales, esto es, hacia valores crecientes de entropía:



ii. Construcción de la tabla con las propiedades de cada punto:

Los puntos 2 y 4 (entrada a la turbina y salida del condensador) son iguales al *ejemplo 1*. Los puntos 1 y 3 *ejemplo 1* pasan a ser 1^s y 3^s en este ejemplo, ya que son las salidas isoentrópicas de la bomba y la turbina. Las salidas reales de ambos equipos estarán a la misma presión que la salida de los equipos ideales. En la Tabla 2 se representan los puntos en común entre el ciclo ideal y el real, y se procede a determinar las propiedades de las salidas reales a continuación.

Tabla 2: Valores comunes entre el *ejemplo 1* y el *ejemplo 2*.

	1^s	**1**	**2**	**3^s**	**3**	**4**
P (kPa)	10.000	10.000	10.000	10	10	10
T (K)	318,98		773,15	318,98		318,98
h ($kJ.kg^{-1}$)	201,92		3.374,60	2.089,83		191,83
s ($kJ.kg^{-1}.K^{-1}$)	0,6493		6,5994	6,5994		0,6493
x	-		-	0,793		0 (líq. sat.)

* Los valores fueron tomados de la tabla de propiedades del agua (líquido-vapor, vapor sobrecalentado) provista por la cátedra.

Para encontrar las salidas reales se recurre al dato de la eficiencia isoentrópica (o adiabática) de la bomba y turbina, y se lo aplica para calcular h_1 y h_3, respectivamente:

(25)

$$\eta_B^s = \frac{h_{1s} - h_4}{h_1 - h_4} = 0{,}85 \qquad \Rightarrow \qquad h_1 = 203{,}57\ kJ/kg$$

(26)

$$\eta_T^s = \frac{h_3 - h_2}{h_{3s} - h_2} = 0{,}85 \qquad \Rightarrow \qquad h_3 = 2.282{,}55\ kJ/kg$$

Como en el ejemplo anterior, la salida de la bomba se encuentra dentro de la zona de líquido comprimido. A partir del valor de h_1 obtenido a través de la de la ecuación (25), es posible encontrar la temperatura de la salida real de la bomba mediante la aplicación de la expresión del Δh para un fluido incompresible entre los estados 1 y 4 (ecuación (27)), o bien entre los estados 1^s y 1 (ecuación (28)):

(27)

$$h_1 - h_4 = h_{(T_1,\,P_1)} - h_{(T_4,\,P_4)} = c \cdot (T_1 - T_4) + v_{liq\ a\ T_4} \cdot (P_1 - P_4)$$

(28)

$$h_1 - h_{1s} = h_{(T_1,\,P_1)} - h_{(T_{1s},\,P_1)} = c \cdot (T_1 - T_{1s}) + v_{liq\ a\ T_{1s}} \cdot \cancel{(P_1 - P_{1s})}$$

El volumen del líquido saturado a la temperatura T_4 (en este caso es 0,00101 $m^3.kg^{-1}$) se obtiene de tablas, y el c del agua líquida se tomó como constante e igual a 4,184 $kJ.kg^{-1}.K^{-1}$. De lo anterior surge que la temperatura T_1 es 319,40 K, y con ello es posible calcular la entropía de dicho punto:

(29)

$$s_1 - s_4 = s_1 - s_{1s} = c \cdot \ln\frac{T_1}{T_4} \qquad \Rightarrow \qquad s_1 = 0{,}6548\ kJ/(kg.K)$$

Para determinar las propiedades el punto 3, se parte del valor de h_3 obtenido a partir de la ecuación (26). Dicho valor cae dentro de la región líquido vapor a 10 kPa, con lo cual, es posible calcular el título a la salida de la turbina (o calidad del vapor), que deberá ser mayor al calculado en el *ejemplo 1*:

(30)

$$x_3 = \frac{h_3 - h_L}{h_V - h_L} = 0{,}874$$

Se procede entonces a determinar s_3, que también deberá ser mayor al calculado en el *ejemplo 1*:

(31)

$$s_3 = s_V \cdot x_3 + s_L \cdot (1 - x_3) = 7{,}204\ kJ/(kg.K)$$

De esta manera, quedan definidos todos los puntos del ciclo (Tabla 3).

Tabla 3: Propiedades de los puntos del *ejemplo 2*.

	1^s	1	2	3^s	3	4
P (kPa)	10.000	10.000	10.000	10	10	10
T (K)	318,98	319,40	773,15	318,98	318,98	318,98
h ($kJ.kg^{-1}$)	201,92	203,57	3.374,60	2.089,83	2.282,55	191,83
s ($kJ.kg^{-1}.K^{-1}$)	0,6493	0,6548	6,5994	6,5994	7,204	0,6493
x	-		-	0,793	0,874	0 (líq. sat.)

* Los valores fueron tomados de la tabla de propiedades del agua (líquido-vapor, vapor sobrecalentado) provista por la cátedra.

iii. Caudal másico circulante:

(32)

$$\dot{m} = \frac{-\dot{W}_{Turbina}}{h_3 - h_2} = 192{,}30\ kg/s$$

Operando con el ciclo real se necesita mayor caudal másico circulante para lograr la misma potencia que con el ciclo ideal del *ejemplo 1*.

iv. Eficiencia térmica:

De manera similar al *ejemplo 1*, en este ejemplo se cuenta sólo con una turbina y una bomba como equipos con potencia, y una única fuente que entrega energía en forma de calor a la caldera del sistema.

Balance en la bomba (se la considera adiabática):

(33)

$$\dot{W}_{Bomba} = -\dot{m} \cdot (h_1 - h_4) = -2.257{,}35\ kW$$

Balance en la caldera:

(34)

$$\dot{Q}_{cald} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 609.782{,}87\ kW$$

La eficiencia térmica del ciclo se obtiene a partir del cociente entre la potencia neta del mismo, y la energía térmica suministrada:

(35)

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{Turbina} + \dot{W}_{Bomba}}{\dot{Q}_{cald}} = 0{,}34$$

v. Balance de exergía y trabajo perdido del ciclo:

Nuevamente, y tal como se procedió para el *ejemplo 1*, se plantean los balances para el *ciclo completo*, demostrando que se cuenta con el conocimiento del concepto de *función de estado* aplicado a sistemas termodinámicos. Tanto la función entropía como la exergía asociadas al sistema, son nulas para un ciclo, como así también deberán serlo la energía interna y la entalpía.

Balance de entropía para el ciclo:

(36)

$$\Delta\dot{S}_{u}^{ciclo} = \cancel{\Delta\dot{S}^{ciclo}} + \Delta\dot{S}_{alr}^{ciclo}$$

La variación de entropía de los alrededores del ciclo será igual a la suma de la variación de entropía asociada a cada una de las fuentes con las cuales el proceso cíclico intercambia calor. Al igual que en *ejemplo 1*, la fuente que entrega calor a la caldera se encuentra a 1.500 K, mientras que la temperatura del sumidero se encuentra a 290 K.

(37)

$$\Delta\dot{S}_{alr}^{ciclo} = \Delta\dot{S}_{alr}^{cald} + \Delta\dot{S}_{alr}^{cond}$$

(38)

$$\Delta\dot{S}_{u}^{ciclo} = \Delta\dot{S}_{alr}^{ciclo} = \frac{-\dot{Q}_{cald}}{T_{fuente}} + \frac{-\dot{Q}_{cond}}{T_{sumidero}} = 979{,}82\ kW/K$$

A partir de ello es posible calcular el trabajo perdido del ciclo, donde T_0 es 298 K:

(39)

$$\dot{W}_{p}^{ciclo} = T_0 \cdot \Delta\dot{S}_{u}^{ciclo} = 291.987{,}46\ kW$$

De manera similar a lo planteado para entropía, se plantea el balance de exergía para el ciclo:

(40)

$$\Delta\dot{E}x_{total}^{ciclo} = \cancel{\Delta\dot{E}x^{ciclo}} + \Delta\dot{E}x_{f}^{ciclo}$$

(41)

$$\Delta\dot{E}x_{total}^{ciclo} = \Delta\dot{E}x_{f}^{ciclo} = -\dot{Q}_{cald} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{fuente}}\right) - \dot{Q}_{cond} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{sumidero}}\right) = -499.730{,}10\ kW$$

Resta probar que la variación de exergía total asociada al ciclo tiene la misma magnitud y signo contrario que la máxima potencia que se podría obtener a partir de este proceso (potencia útil óptima):

(42)

$$\dot{W}_{u}^{óp,ciclo} = \dot{W}_{u}^{neto,ciclo} + \dot{W}_{p}^{ciclo} = -\Delta\dot{E}x_{total}^{ciclo}$$

(43)

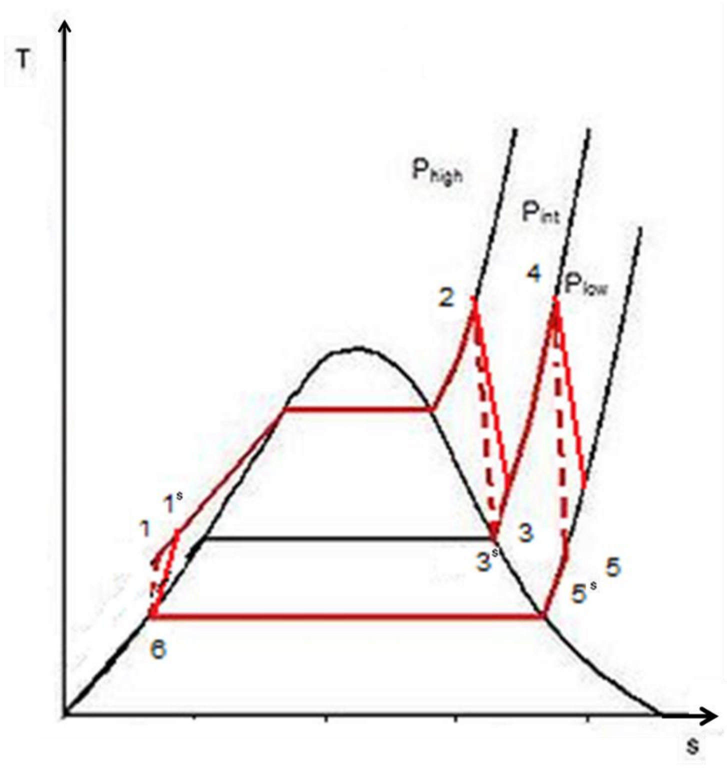
$$\dot{W}_{u}^{óp,ciclo} = \dot{W}_{Bomba} + \dot{W}_{Bomba} + \dot{W}_{p}^{ciclo} = 499.730{,}10\ kW$$

Ejemplo 3

Considere una planta de potencia de vapor que opera con un ciclo de Rankine con recalentamiento, que tiene una salida de potencia de la turbina de 80 MW. El vapor entra a la turbina de alta presión a 10 MPa y 500ºC, y a la turbina de baja presión a 1MPa y 500ºC. El vapor sale del condensador como líquido saturado a una presión de 10 kPa. La eficiencia isoentrópica de la turbina es 80% y la de la bomba 96%.

- ***i.*** Muestre el ciclo en un diagrama *T-s*.
- ***ii.*** Determine la calidad (o temperatura, si hay sobrecalentamiento) del vapor a la salida de la turbina.
- ***iii.*** Calcule el caudal másico de vapor.
- ***iv.*** Determine la eficiencia térmica del ciclo.
- ***v.*** Realice el balance de exergía y calcule el trabajo perdido para el proceso de adición de calor y el proceso de expansión. Suponga una temperatura de la fuente de 1500 K.

i. Las salidas de las distintas etapas de la turbina podrían encontrarse (o no) dentro de la región de equilibrio líquido vapor de acuerdo a las condiciones especificadas en el enunciado de cada ejercicio en particular. Sin embargo, se muestra una representación a título descriptivo, aplicable a ciclos Rankine con recalentamiento.



ii. Construcción de la tabla con las propiedades de cada punto:

A partir del enunciado el posible ubicar al punto 2 (entrada a la turbina, presión de alta), al punto 4 (entrada a la segunda turbina), y a la salida del condensador del Rankine (punto 6, líquido saturado). En este curso de termodinámica se considera aceptable la aproximación de que los procesos de transferencia de calor ocurren a presión constante, y con ello es posible obtener la presión de entrada a la caldera o salida de la bomba (punto 1), y la presión de salida de ambas etapas de la turbina (punto 3, presión media, y punto 5, presión de baja). A partir de la definición de *salida isoentrópica* de un equipo con potencia, se tiene que el punto 3^s tendrá entonces la presión de la salida de la turbina real (punto 3), y la entropía de la entrada (punto 2). El mismo razonamiento se aplica para (*i*) la segunda etapa de la turbina, en la cual la salida isoentrópica (punto 5^s) se encuentra en la intersección de la presión de salida de la turbina real (punto 5) y la entropía de la entrada (punto 4); y (*ii*) la bomba, en la cual la salida isoentrópica (punto 1^s) se encuentra a la presión de salida del equipo real (punto 1), con la misma entropía que la entrada al equipo (punto 6). Nótese que el punto 5^s se encuentra dentro de la zona líquido vapor, dado que su entropía a 10 kPa resulta menor a la del vapor saturado a la misma presión, y mayor a la del líquido saturado. En la Tabla 4 se detallan los valores de las propiedades definidas hasta el momento.

Tabla 4: Primera etapa de definición de las propiedades de los puntos del *ejemplo 3*.

	1^s	**1**	**2**	**3^s**	**3**	**4**	**5^s**	**5**	**6**
P (kPa)	10.000	10.000	10.000	1.000	1.000	1.000	10	10	10
T (K)	318,98		773,15	456,08		773,15	318,98		318,98
h ($kJ.kg^{-1}$)	201,92		3.374,60	2.783,79		3.478,3	2.460,91		191,83
s ($kJ.kg^{-1}.K^{-1}$)	0,6493		6,5994	6,5994		7,7627	7,7627		0,6493
x	-		-	-		-	0,948		0 (líq. sat.)

* Los valores fueron tomados de la tabla de propiedades del agua (líquido-vapor, vapor sobrecalentado) provista por la cátedra.

Para encontrar las salidas reales se recurre al dato de la eficiencia isoentrópica de la bomba y turbina (ambas etapas), y se lo aplica para calcular h_1, h_3 y h_5, respectivamente:

(44)

$$\eta_B^s = \frac{h_{1s} - h_6}{h_1 - h_6} = 0{,}96 \qquad \Rightarrow \qquad h_1 = 202{,}34\ kJ/kg$$

(45)

$$\eta_T^s = \frac{h_3 - h_2}{h_{3s} - h_2} = 0{,}80 \qquad \Rightarrow \qquad h_3 = 2.901{,}95\ kJ/kg$$

(46)

$$\eta_T^s = \frac{h_5 - h_4}{h_{5s} - h_4} = 0{,}80 \qquad \Rightarrow \qquad h_5 = 2.664{,}39\ kJ/kg$$

A partir de las entalpías de los puntos 3 y 5 y sus respectivas presiones, y dado que ambas son mayores a las entalpías correspondientes al vapor saturado, es posible definir completamente dichos estados mediante el uso de tablas de vapor sobrecalentado. Como es de esperar, la salida de la bomba se encuentra dentro de la zona de líquido comprimido. A partir del valor de h_1 obtenido a través de la de la ecuación (44), es posible encontrar la temperatura de la salida real de la bomba mediante la aplicación de la expresión del Δh para un fluido incompresible entre los estados 1 y 6 (ecuación (47)), o bien entre los estados 1^s y 1 (ecuación (48)):

(47)

$$h_1 - h_6 = h_{(T_1,\,P_1)} - h_{(T_6,\,P_6)} = c \cdot (T_1 - T_6) + v_{liq\ a\ T_6} \cdot (P_1 - P_6)$$

(48)

$$h_1 - h_{1s} = h_{(T_1,\,P_1)} - h_{(T_{1s},\,P_1)} = c \cdot (T_1 - T_{1s}) + v_{liq\ a\ T_{1s}} \cdot \cancel{(P_1 - P_{1s})}$$

El volumen del líquido saturado a la temperatura T_6 (en este caso es 0,00101 $m^3.kg^{-1}$) se obtiene de tablas, y el c del agua líquida se tomó como constante e igual a 4,184 $kJ.kg^{-1}.K^{-1}$. De lo anterior surge que la temperatura T_1 es 319,08 K, y con ello es posible calcular la entropía de dicho punto:

(49)

$$s_1 - s_6 = s_1 - s_{1s} = c \cdot \ln\frac{T_1}{T_6} \qquad \Rightarrow \qquad s_1 = 0{,}6506\ kJ/(kg.K)$$

De esta manera, quedan definidos todos los puntos del ciclo Rankine con recalentamiento (Tabla 5).

Tabla 5: Propiedades de los puntos del *ejemplo 3*.

	1^s	**1**	**2**	**3^s**	**3**	**4**	**5^s**	**5**	**6**
P (kPa)	10.000	10.000	10.000	1.000	1.000	1.000	10	10	10
T (K)	318,98	319,08	773,15	456,08	505,04	773,15	318,98	360,98	318,98
h ($kJ.kg^{-1}$)	201,92	202,34	3.374,60	2.783,79	2.901,95	3.478,3	2.460,91	2.664,39	191,83
s ($kJ.kg^{-1}.K^{-1}$)	0,6493	0,6506	6,5994	6,5994	6,8454	7,7627	7,7627	8,3845	0,6493
x	-	-	-	-	-	-	0,948	-	0 (líq. sat.)

* Los valores fueron tomados de la tabla de propiedades del agua (líquido-vapor, vapor sobrecalentado) provista por la cátedra.

iii. Caudal másico circulante:

Se cuenta con el dato de la potencia total producida por la turbina en este ciclo, que resulta de la suma de la potencia de cada una de las etapas. Considerando que la misma es adiabática, y que toda la energía aprovechada proviene de la entalpía del vapor (se consideran despreciables las energías mecánica y cinética), el balance de energía de la turbina queda expresado de la siguiente manera:

(50)

$$\Delta\dot{H} = \cancel{\dot{Q}_{Turbina}} - \dot{W}_{Turbina}^{total}$$

Sabiendo que hay un único caudal másico circulante:

(51)

$$\dot{m} \cdot [(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)] = -\dot{W}_{Turbina}^{I} - \dot{W}_{Turbina}^{II} = -80.000\ kW$$

De aquí surge que el caudal másico circulante es de **62,18 kg/s**.

iv. Eficiencia térmica:

Los equipos con potencia de este ejemplo son la turbina (con sus dos etapas) y la bomba, y se cuenta con dos instancias de adición de calor al proceso: la caldera y el recalentador. A continuación, se procede a realizar todos los balances de energía necesarios para calcular la eficiencia térmica del ciclo Rankine con recalentamiento.

Balance en la bomba (se la considera adiabática):

(52)

$$\dot{W}_{Bomba} = -\dot{m} \cdot (h_1 - h_6) = -653{,}11\ kW$$

Balance en el proceso de adición de calor (caldera + recalentador):

(53)

$$\dot{Q}_{ad.calor} = \dot{m} \cdot [(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)] = 233.092{,}79\ kW$$

La eficiencia térmica del ciclo se obtiene a partir del cociente entre la potencia neta del mismo, y la energía térmica suministrada:

(54)

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{Turbina}^{total} + \dot{W}_{Bomba}}{\dot{Q}_{ad.calor}} = 0{,}34$$

v.1. Balance de exergía y trabajo perdido para el proceso de adición de calor:

Con respecto al proceso de adición de calor, al no contar con información que diga lo contrario, se asume que es la misma fuente a 1.500 K la que entrega energía en forma de calor a la caldera y al recalentador.

Balance de entropía para la adición de calor:

(55)

$$\Delta\dot{S}^{ad.calor} = \dot{m} \cdot [(s_2 - s_1) + (s_4 - s_3)] = 426{,}95\ kW/K$$

(56)

$$\Delta\dot{S}_{alr}^{ad.calor} = \frac{-\dot{Q}_{ad.calor}}{T_{fuente}} = -155{,}40\ kW/K$$

(57)

$$\Delta\dot{S}_{u}^{ad.calor} = \Delta\dot{S}^{ad.calor} + \Delta\dot{S}_{alr}^{ad.calor} = 271{,}55\ kW/K$$

Potencia perdida en este proceso, donde T_0 es 298 K:

(58)

$$\dot{W}_{p}^{ad.calor} = T_0 \cdot \Delta\dot{S}_{u}^{ad.calor} = 80.922{,}50\ kW$$

Balance de exergía para el proceso de adición de calor:

(59)

$$\Delta\dot{Ex}^{ad.calor} = \dot{m} \cdot \{[(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)] - T_0 \cdot [(s_2 - s_1) + (s_4 - s_3)]\} = 105.862,52\ kW$$

(60)

$$\Delta\dot{Ex}_f^{ad.calor} = -\dot{Q}_{ad.calor} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{fuente}}\right) = -186.785,02\ kW$$

(61)

$$\Delta\dot{Ex}_{total}^{ad.calor} = \Delta\dot{Ex}^{ad.calor} + \Delta\dot{Ex}_f^{ad.calor} = -80.922,50\ kW$$

Se verifica que la variación de exergía total asociada al proceso de adición de calor tiene la misma magnitud y signo contrario que la potencia útil óptima asociada a dicho proceso:

(62)

$$\dot{W}_u^{óp,ad.calor} = \cancel{\dot{W}_u^{ad.calor}} + \dot{W}_p^{ad.calor} = -\Delta\dot{Ex}_{total}^{ad.calor}$$

v.2. Balance de exergía y trabajo perdido para el proceso de expansión:

Se consideran en este paso las dos etapas de la turbina, asumiendo que dicho proceso de expansión es adiabático.

Balance de entropía para las dos etapas de la turbina:

(63)

$$\Delta\dot{S}^{Turbina} = \dot{m} \cdot [(s_3 - s_2) + (s_5 - s_4)] = 53,96\ kW/K$$

(64)

$$\Delta\dot{S}_u^{Turbina} = \Delta\dot{S}^{Turbina} + \cancel{\Delta\dot{S}_{alr}^{Turbina}} = 53,96\ kW/K$$

Potencia perdida en este proceso, donde T_0 es 298 K:

(65)

$$\dot{W}_p^{Turbina} = T_0 \cdot \Delta\dot{S}_u^{Turbina} = 16.080,35\ kW$$

Balance de exergía para el proceso de expansión:

(66)

$$\Delta\dot{Ex}^{Turbina} = \dot{m} \cdot \{[(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)] - T_0 \cdot [(s_3 - s_2) + (s_5 - s_4)]\} = -96.080,35\ kW$$

(67)

$$\Delta\dot{Ex}_{total}^{Turbina} = \Delta\dot{Ex}^{Turbina} + \cancel{\Delta\dot{Ex}_{f}^{Turbina}} = -96.080,35\ kW$$

Por último, se verifica que la variación de exergía total asociada al proceso de expansión tiene la misma magnitud y signo contrario que la máxima potencia que se podría haber obtenido a partir de dicho proceso (potencia útil óptima):

(68)

$$\dot{W}_{u}^{óp,Turbina} = \dot{W}_{u}^{Turbina} + \dot{W}_{p}^{Turbina} = -\Delta\dot{Ex}_{total}^{Turbina}$$