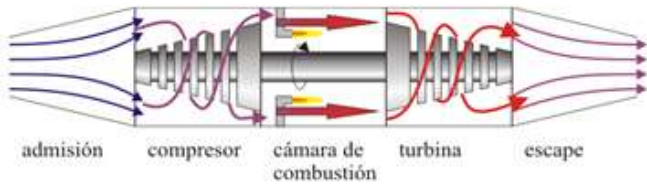


UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza

El ciclo Brayton describe el comportamiento ideal de un motor de turbina de gas, como los utilizados en las aeronaves. Las etapas del proceso son las siguientes:



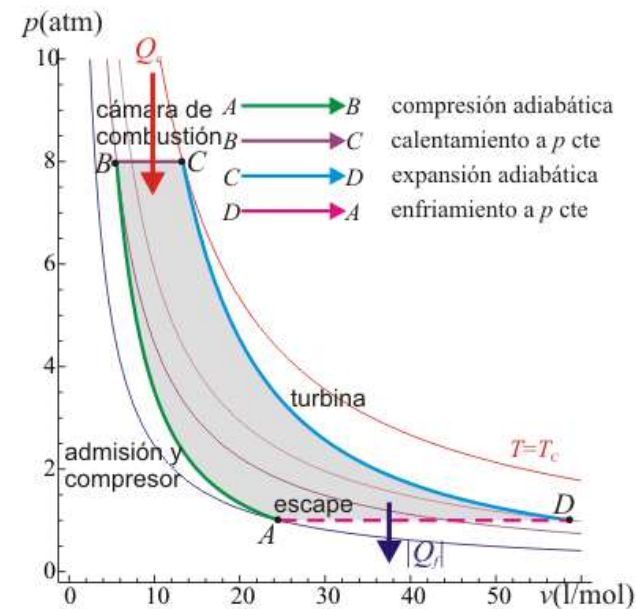
Admisión: El aire frío y a presión atmosférica entra por la boca de la turbina

Compresor: El aire es comprimido y dirigido hacia la cámara de combustión mediante un compresor (movido por la turbina). Puesto que esta fase es muy rápida, se modela mediante una compresión adiabática $A \rightarrow B$.

Cámara de combustión: En la cámara, el aire es calentado por la combustión del queroseno. Puesto que la cámara está abierta el aire puede expandirse, por lo que el calentamiento se modela como un proceso isobárico $B \rightarrow C$.

Turbina: El aire caliente pasa por la turbina, a la cual mueve. En este paso el aire se expande y se enfría rápidamente, lo que se describe mediante una expansión adiabática $C \rightarrow D$.

Escape: Por último, el aire enfriado (pero a una temperatura mayor que la inicial) sale al exterior. Técnicamente, este es un ciclo *abierto* ya que el aire que escapa no es el mismo que entra por la boca de la turbina, pero dado que sí entra en la misma cantidad y a la misma presión, se hace la aproximación de suponer una *recirculación*. En este modelo el aire de salida simplemente cede calor al ambiente y vuelve a entrar por la boca ya frío. En el diagrama PV esto corresponde a un enfriamiento a presión constante $D \rightarrow A$.



PROCESOS DE TERMODINÁMICA (IM8601)

**CLASE 19: Ciclos de potencia de vapor y
combinados**

CICLO ESCOLAR: 22-2

DOCENTE: M. en I. José Ulises Cedillo Rangel

Ciclos de potencia de vapor y combinados

Se consideran ciclos de potencia de vapor en los que el fluido de trabajo se evapora y condensa alternadamente. Así mismo, se analiza la generación de potencia acoplada con un proceso de calentamiento llamada cogeneración.

La constante demanda de eficiencias térmicas más altas ha producido algunas modificaciones innovadoras en el ciclo básico de potencia de vapor. Entre éstos, se estudian ciclos con recalentamiento y regenerativo así como ciclos combinados de potencia de gas y vapor.

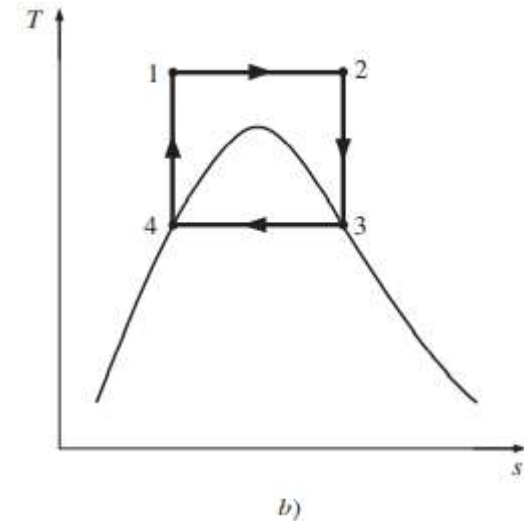
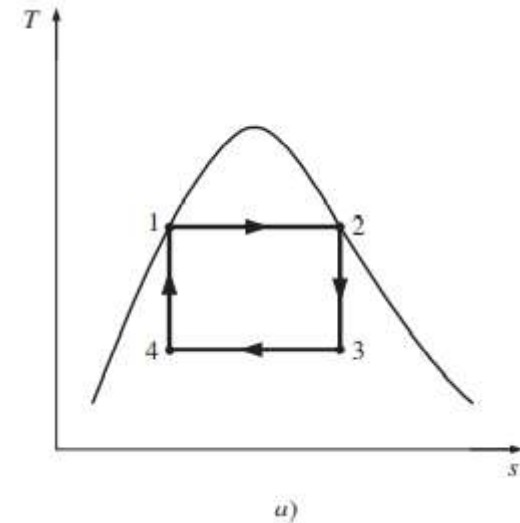
El vapor de agua es el fluido de trabajo usado más comúnmente en ciclos de potencia de vapor debido a sus muchas y atractivas características como bajo costo, disponibilidad y alta entalpía de vaporización.

Ciclos de potencia de vapor y combinados

El ciclo de vapor Carnot

Como se ha mencionado, el ciclo de Carnot es el más eficiente de los ciclos que operan entre dos límites especificados de temperatura. Así, es natural considerar primero a este ciclo como un prospecto de ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor. Si fuera posible, se adoptaría como el ciclo ideal. Sin embargo, el ciclo de Carnot no es un modelo apropiado para los ciclos de potencia. A lo largo de todo el análisis se ha considerado al vapor como el fluido de trabajo, ya que su uso predomina en los ciclos de potencia de vapor.

Considere un ciclo de Carnot de flujo estacionario ejecutado dentro de la curva de saturación de una sustancia pura. El fluido se calienta de manera reversible e isotérmicamente en una caldera (proceso 1-2); se expande isotrópicamente en una turbina (proceso 2-3); se condensa reversible e isotérmicamente en un condensador (proceso 3-4), y se comprime de manera isentrópica mediante un compresor hasta su estado inicial (proceso 4-1). El ciclo de Carnot no puede lograrse en los dispositivos reales y no es un modelo realista para los ciclos de potencia de vapor.



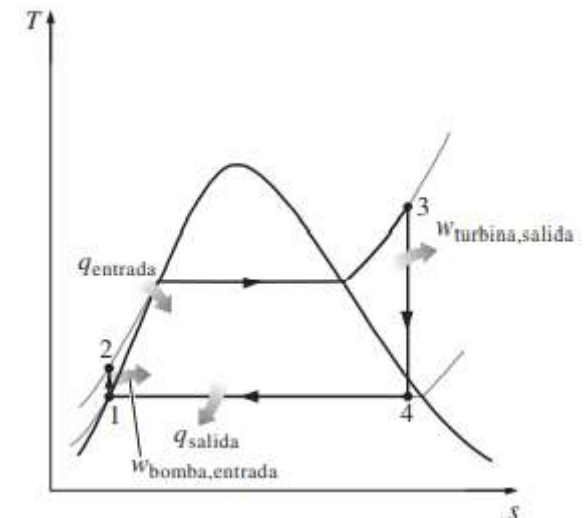
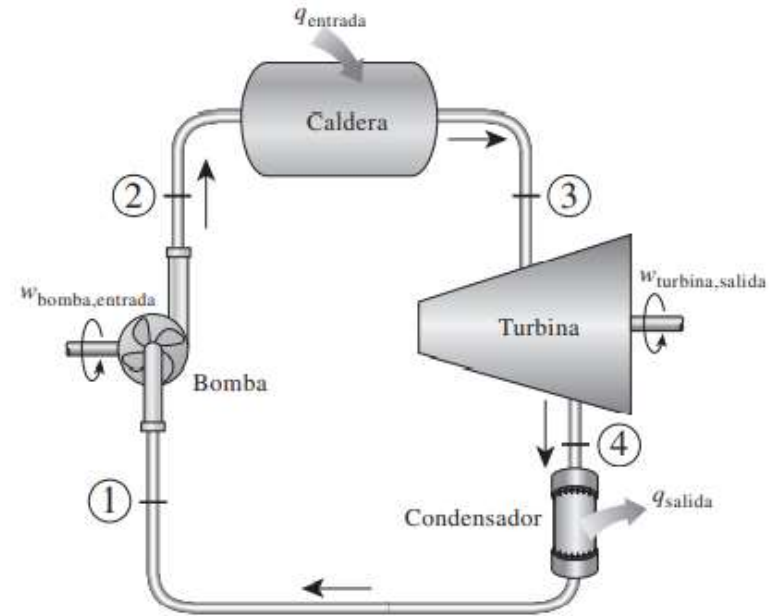
Ciclos de potencia de vapor y combinados

Ciclo Rankine: el ciclo ideal para los ciclos de potencia de vapor

Es posible eliminar muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo de Carnot si el vapor es sobrecalentado en la caldera y condensado por completo en el condensador, como se muestra de manera esquemática en un diagrama T-s. Lo que resulta es el ciclo Rankine, el cual es el ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor. El ciclo Rankine ideal no incluye ninguna irreversibilidad interna y está compuesto de los siguientes cuatro procesos:

- 1-2 Compresión isentrópica en una bomba
- 2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera
- 3-4 Expansión isentrópica en una turbina
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

https://youtu.be/4aO1NEQXd_I Ciclo de Rankine Ideal 4:19



Ciclos de potencia de vapor y combinados

Análisis de energía del ciclo Rankine ideal

Los cuatro componentes asociados con el ciclo Rankine (la bomba, la caldera, la turbina y el condensador) son dispositivos de flujo estacionario, por lo tanto los cuatro procesos que conforman el ciclo Rankine pueden ser analizados como procesos de flujo estacionario. Por lo general, los cambios en la energía cinética y potencial del vapor son pequeños en relación con los términos de trabajo y de transferencia de calor, de manera que son insignificantes. Entonces, la ecuación de energía de flujo estacionario por unidad de masa de vapor se reduce:

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = h_s - h_e \quad (\text{kJ/kg})$$

La caldera y el condensador no incluyen ningún trabajo y se supone que la bomba y la turbina son isoentrópicas, entonces la relación de conservación de la energía para cada dispositivo puede expresarse como:

$$\text{Bomba } (q = 0): \quad w_{\text{bomba,entrada}} = h_2 - h_1$$

Ciclos de potencia de vapor y combinados

O,

$$w_{\text{bomba, entrada}} = v(P_2 - P_1)$$

donde

$$h_1 = h_f \text{ a } P_1 \quad \text{y} \quad v \cong v_1 = v_f \text{ a } P_1$$

Caldera ($w = 0$):

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2$$

Turbina ($q = 0$):

$$w_{\text{turbina, salida}} = h_3 - h_4$$

Condensador ($w = 0$):

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1$$

La eficiencia térmica del ciclo Rankine se determina a partir de:

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}}$$

donde

$$w_{\text{neto}} = q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}} = w_{\text{turbina, salida}} - w_{\text{bomba, entrada}}$$

Ciclos de potencia de vapor y combinados

La eficiencia de conversión de las centrales eléctricas estadounidenses se expresa a menudo en términos de la tasa térmica, que es la cantidad en Btu de calor suministrada para generar 1 kWh de electricidad. Cuanto menor es la tasa térmica, más grande será la eficiencia. Si se considera que 1 kWh = 3 412 Btu, y sin tomar en cuenta las pérdidas asociadas con la conversión de potencia en el eje a potencia eléctrica, la relación entre la tasa térmica y la eficiencia térmica puede expresarse como:

$$\eta_{\text{té}} = \frac{3\,412 \text{ (Btu/kWh)}}{\text{Tasa térmica (Btu/kWh)}}$$

Por ejemplo, una tasa térmica de 11 363 Btu/kWh es equivalente a una eficiencia térmica de 30 por ciento. La eficiencia térmica también puede interpretarse como la relación entre el área encerrada por el ciclo en un diagrama T-s y el área bajo el proceso de adición de calor.

<https://youtu.be/CSXUjur1huM> El Ciclo Rankine - Clase 20 Termodinámica / Plantas Térmicas 14:32

Ciclos de potencia de vapor y combinados

¿CÓMO INCREMENTAR LA EFICIENCIA DEL CICLO RANKINE?

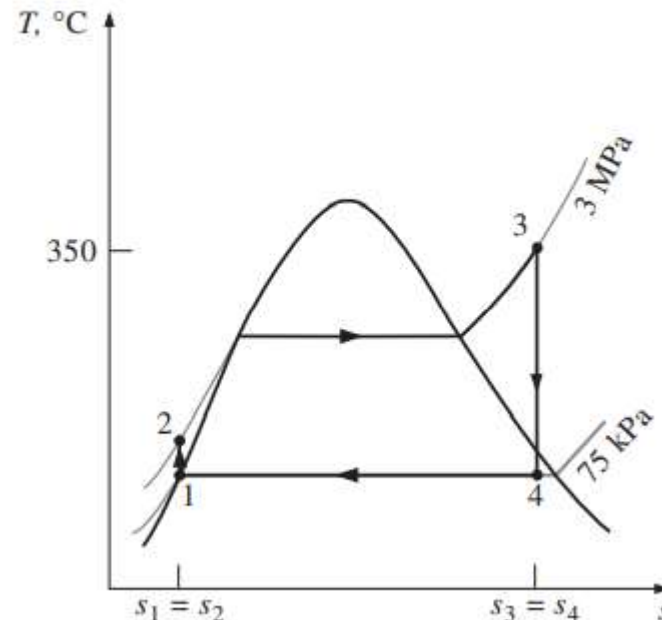
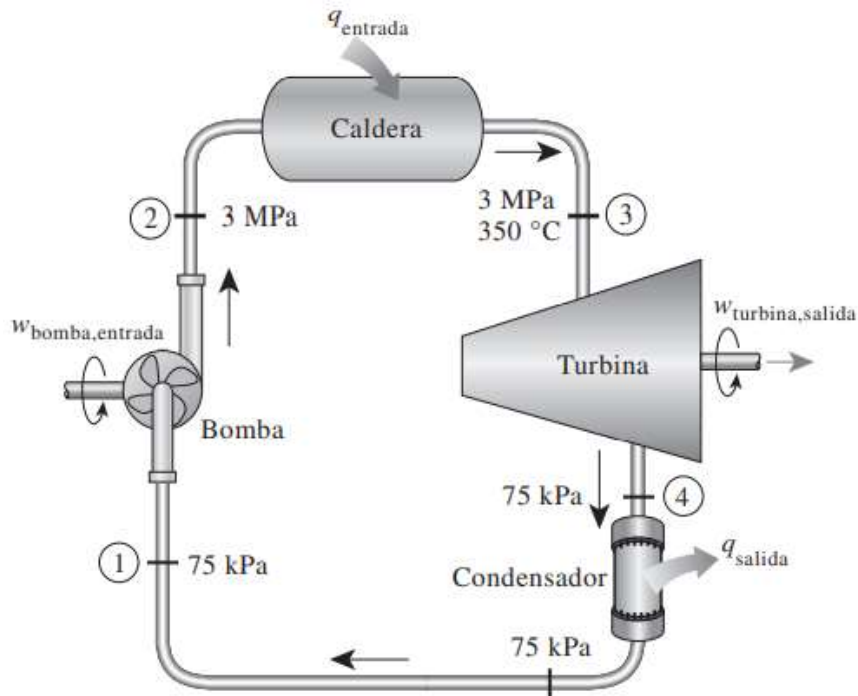
Las centrales eléctricas de vapor son responsables de producir la mayor parte de la energía eléctrica del mundo, e incluso pequeños incrementos en la eficiencia térmica pueden significar grandes ahorros en los requerimientos de combustible. En consecuencia, es válido cualquier esfuerzo para mejorar la eficiencia del ciclo con que operan las centrales eléctricas de vapor.

La idea básica detrás de todas las modificaciones para incrementar la eficiencia térmica de un ciclo de potencia es la misma: incrementar la temperatura promedio a la que el calor se transfiere al fluido de trabajo en la caldera, o disminuir la temperatura promedio a la que el calor se rechaza del fluido de trabajo en el condensador. Es decir, la temperatura promedio del fluido debe ser lo más alta posible durante la adición de calor y lo más baja posible durante el rechazo de calor.

Ciclos de potencia de vapor y combinados

Ejemplo. El ciclo Rankine ideal simple

Considere una central eléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal simple. El vapor de agua entra a la turbina a 3 MPa y 350 °C y es condensado en el condensador a una presión de 75 kPa. Determine la eficiencia térmica de este ciclo.



Ciclos de potencia de vapor y combinados

Ejemplo. El ciclo Rankine ideal simple

- Existen condiciones estacionarias de operación
- Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.
- No hay caídas de presión en la caldera, ni en el condensador y el vapor sale de éste para entrar a la bomba como líquido saturado a la presión del condensador.

1. Primero se determinan las entalpías en varios puntos del ciclo, utilizando los datos de las tablas de vapor (Agua saturada A-4, A-5; vapor sobrecalentado A-6)

$$\text{Estado 1: } P_1 = 75 \text{ kPa} \rightarrow \begin{cases} h_1 = h_f @ 75 \text{ kPa} = 384.44 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_f @ 75 \text{ kPa} = 0.001037 \text{ m}^3/\text{kg} \end{cases}$$

líquido saturado

$$\text{Estado 2: } P_2 = 3 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1$$

$$W_{\text{bomba, entrada}} = v_1 (P_2 - P_1) \\ = (0.001037 \text{ m}^3/\text{kg}) (3000 - 75) \text{ kPa} \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ = 3.03 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + W_{\text{bomba, entrada}} \\ = 384.44 \text{ kJ/kg} + 3.03 \text{ kJ/kg} \\ = 387.47 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Estado 3: } \left. \begin{array}{l} P_3 = 3 \text{ MPa} \\ T_3 = 350^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_3 = 3116.1 \text{ kJ/kg} \\ s_3 = 6.7450 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

$$\text{Estado 4: } P_4 = 75 \text{ kPa (mezcla saturada)} \\ s_4 = s_3$$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7450 - 1.2132}{6.2426} = 0.8861$$

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 384.44 + (0.8861)(2278.0) \\ = 2402.97 \text{ kJ/kg}$$

2. Balances energía

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = (3116.1 - 387.47) \text{ kJ/kg} \\ = 2728.6 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = (2403 - 384.44) \text{ kJ/kg} \\ = 2018.56 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 0.26 \rightarrow 26\%$$

Ciclos de potencia de vapor y combinados

Ejemplo. El ciclo Rankine ideal simple

La eficiencia térmica también puede determinarse a partir de:

$$W_{\text{turbina, salida}} = h_3 - h_4 = (3116.1 - 2402.97) \text{ kJ/kg} \\ = 713.13 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{\text{neto}} = W_{\text{turbina, salida}} - W_{\text{bomba, entrada}} \\ = (713.13 - 3.03) \text{ kJ/kg} \\ = 710.1 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{W_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{710.1 \text{ kJ/kg}}{2728.6 \text{ kJ/kg}} = 0.26 \rightarrow 26\%$$

Esta central eléctrica convierte en trabajo neto 26% del calor que suministra la caldera.

Ciclos de potencia de vapor y combinados

EL CICLO RANKINE IDEAL CON RECALENTAMIENTO

El aumento en la presión de la caldera incrementa la eficiencia térmica del ciclo Rankine, pero que también incrementa el contenido de humedad del vapor a niveles inaceptables. Entonces, es natural formular la siguiente pregunta:

¿Cómo podemos aprovechar las mayores eficiencias a presiones más altas de la caldera sin tener que enfrentar el problema de humedad excesiva en las etapas finales de la turbina?

Se puede pensar en dos posibilidades:

1. Sobrecalentar el vapor a temperaturas muy altas antes de que entre a la turbina. Ésta sería la solución deseable porque la temperatura promedio a la que se añade calor también se incrementaría, lo cual aumentaría la eficiencia del ciclo. Sin embargo, no es una solución viable ya que requiere elevar la temperatura del vapor hasta niveles metalúrgicamente inseguros.
2. Expandir el vapor en la turbina en dos etapas y recalentarlo entre ellas. En otras palabras, modificar el ciclo Rankine ideal simple con un proceso de recalentamiento. El recalentamiento es una solución práctica al problema de y es comúnmente utilizada en modernas centrales eléctricas de vapor

Ciclos de potencia de vapor y combinados

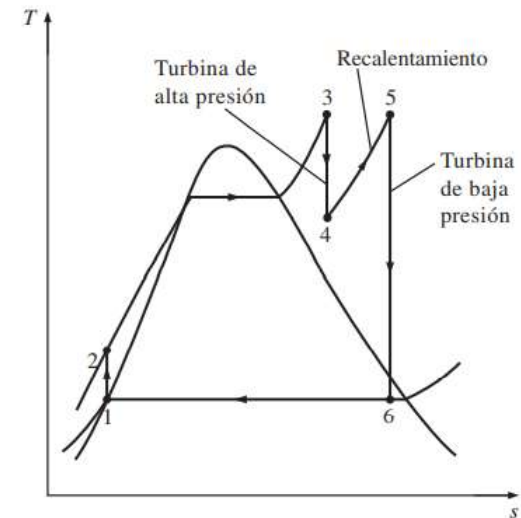
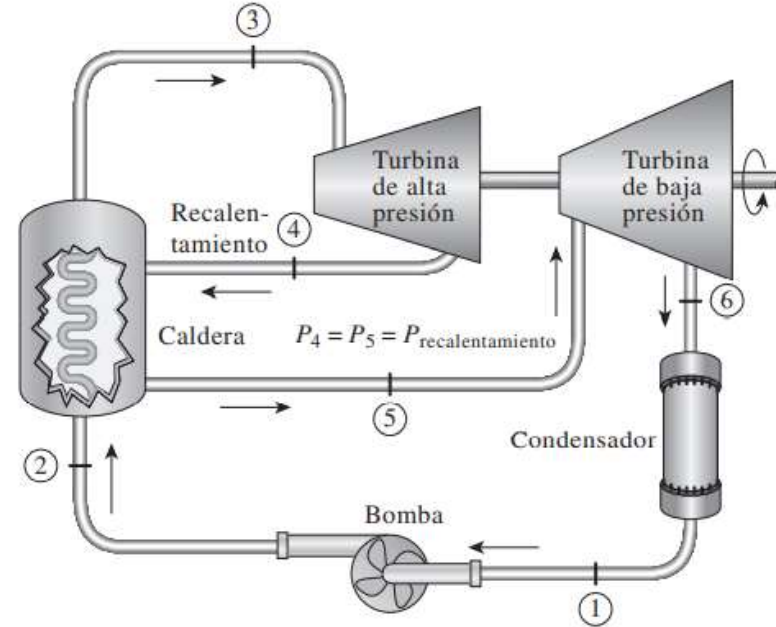
EL CICLO RANKINE IDEAL CON RECALENTAMIENTO

El ciclo Rankine ideal con recalentamiento difiere del ciclo Rankine ideal simple en que el proceso de expansión sucede en dos etapas. En la primera (la turbina de alta presión), el vapor se expande isoentrópicamente hasta una presión intermedia y regresa a la caldera donde se recalienta a presión constante, por lo general hasta la temperatura de entrada de la turbina de la primera etapa. Después, el vapor se expande isoentrópicamente en la segunda etapa (turbina de baja presión) hasta la presión del condensador.

De modo que la entrada de calor total y la salida total de trabajo de la turbina en un ciclo de recalentamiento vienen a ser:

$$q_{\text{entrada}} = q_{\text{primario}} + q_{\text{recalentamiento}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

$$w_{\text{turbina, salida}} = w_{\text{turbina, I}} + w_{\text{turbina, II}} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)$$



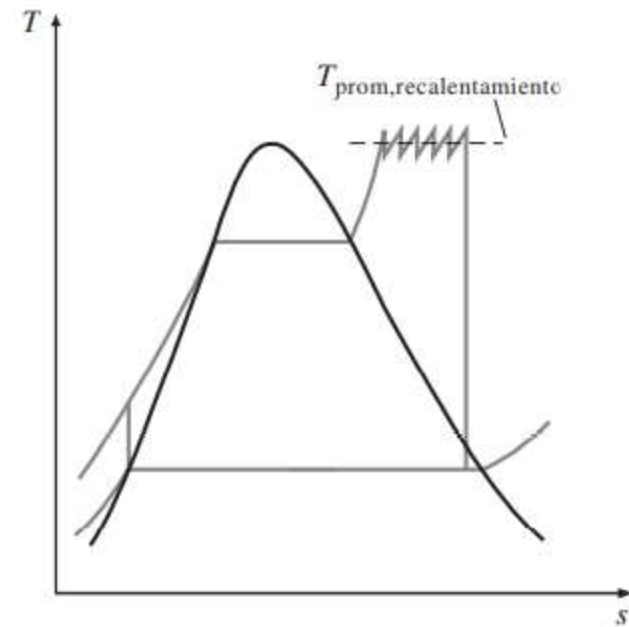
Ciclos de potencia de vapor y combinados

EL CICLO RANKINE IDEAL CON RECALENTAMIENTO

La incorporación de un recalentamiento simple en una central eléctrica moderna mejora la eficiencia del ciclo en 4 o 5 por ciento, ya que se incrementa la temperatura promedio a la cual el calor se transfiere al vapor.

La temperatura promedio durante el proceso de recalentamiento puede incrementarse aumentando el número de etapas de expansión y recalentamiento. Cuando se hace esto, los procesos de expansión y recalentamiento se acercan a un proceso isotérmico a la temperatura máxima.

Sin embargo, el uso de más de dos etapas de recalentamiento no es práctico. El mejoramiento teórico en la eficiencia debido al segundo recalentamiento es cercano a la mitad del mejoramiento debido a un solo recalentamiento.



La temperatura promedio a la que se transfiere el calor durante el recalentamiento aumenta cuando se incrementa el número de etapas de recalentamiento.

Ciclos de potencia de vapor y combinados

EL CICLO RANKINE IDEAL CON RECALENTAMIENTO

Si la presión de entrada de la turbina no es lo suficientemente alta, el doble recalentamiento resulta en un escape sobrecalentado. Esto es indeseable por que causaría que la temperatura promedio para el rechazo de calor aumente y de esta manera la eficiencia del ciclo disminuya. Por lo tanto, el doble recalentamiento se utiliza solamente en centrales eléctricas de presión súper crítica ($P > 22.06$ MPa). Una tercera etapa de recalentamiento incrementa la eficiencia del ciclo en casi la mitad de la mejora alcanzada por el segundo recalentamiento. Esta ganancia es tan pequeña que no justifica el costo y la complejidad adicionales.

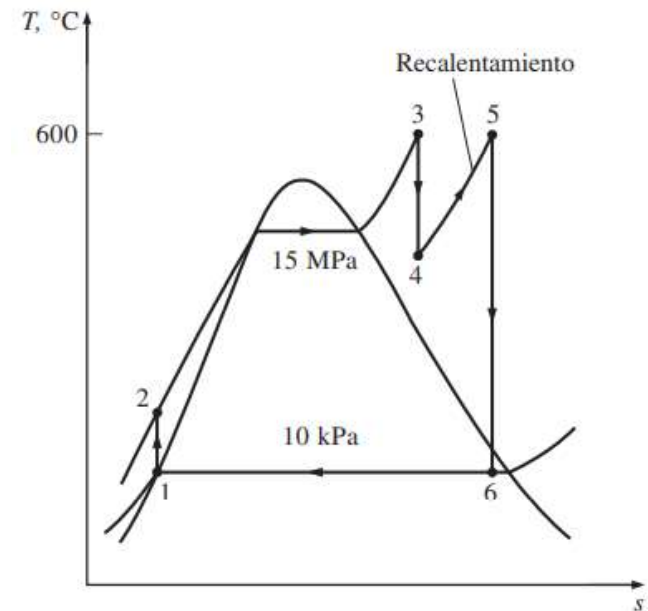
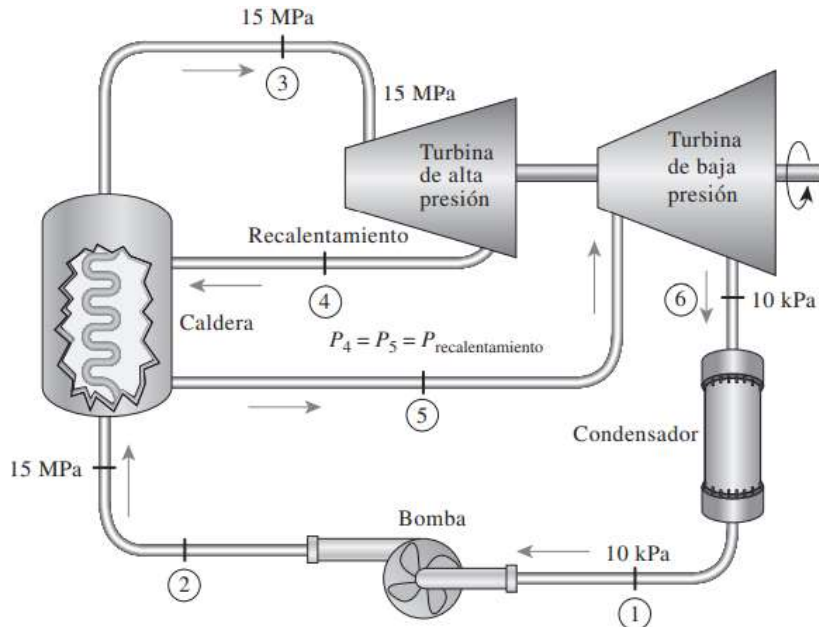
Las temperaturas de recalentamiento son muy cercanas o iguales a la temperatura de entrada a la turbina. La presión de recalentamiento óptima se acerca a un cuarto de la presión máxima del ciclo. Por ejemplo, la presión óptima de recalentamiento para un ciclo con una presión de caldera de 12 MPa es aproximadamente de 3 MPa. Recuerde que el único propósito del ciclo de recalentamiento es reducir el contenido de humedad del vapor en las etapas finales del proceso de expansión. Si se contara con materiales que soportaran temperaturas suficientemente altas, no habría necesidad del ciclo de recalentamiento.

<https://youtu.be/GO3KQDjlN6k> (hasta 14:57)

Ciclos de potencia de vapor y combinados

Ejemplo. El ciclo Rankine ideal con recalentamiento

Considere una central eléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal con recalentamiento. El vapor entra a la turbina de alta presión a 15 MPa y 600 °C y se condensa a una presión de 10 kPa. Si el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina de baja presión no excede 10.4 por ciento, determine a) la presión a la que el vapor se debe recalentar y b) la eficiencia térmica del ciclo. Su ponga que el vapor se recalienta hasta la temperatura de entrada de la turbina de alta presión.



Ciclos de potencia de vapor y combinados

Ejemplo. El ciclo Rankine ideal con recalentamiento

1. La presión de recalentamiento se determina a partir del requerimiento de que las entropías en los estados 5 y 6 sean las mismas:

Estado 6: $P_6 = 10 \text{ kPa}$

$x_6 = 0.896$ (vapor húmedo)

$$\begin{aligned} S_6 &= S_f + x_6 S_{fg} \\ &= 0.6492 + 0.896(7.4996) \\ &= 7.37 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_6 &= h_f + x_6 h_{fg} \\ &= 191.81 + 0.896(2392.1) \\ &= 2335.1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Estado 5: $T_5 = 600^\circ\text{C}$ \rightarrow $\begin{cases} P_5 = 4 \text{ MPa} \\ h_5 = 3674.9 \text{ kJ/kg} \end{cases}$
 $S_5 = S_6$

El vapor debe recalentarse a una presión de 4 MPa o menor para evitar un contenido de humedad superior a 10.4%.

TABLA A-5

Agua saturada.

Pres., P kPa	Temp. sat., T _{sat} °C	Entalpía, kJ/kg		Vapor sat., h _g	Entropía, kJ/kg · K	
		Liq. sat., h _f	Evap., h _{fg}		Liq. sat., s _f	Evap., s _{fg}
1.0	6.97	29.303	2484.4	2513.7	0.1059	8.8690
1.5	13.02	54.688	2470.1	2524.7	0.1956	8.6314
2.0	17.50	73.433	2459.5	2532.9	0.2606	8.4621
2.5	21.08	88.424	2451.0	2539.4	0.3118	8.3302
3.0	24.08	100.98	2443.9	2544.8	0.3543	8.2222
4.0	28.96	121.39	2432.3	2553.7	0.4224	8.0510
5.0	32.87	137.75	2423.0	2560.7	0.4762	7.9176
7.5	40.29	168.75	2405.3	2574.0	0.5763	7.6738
10	45.81	191.81	2392.1	2583.9	0.6492	7.4996
15	53.97	225.94	2372.3	2598.3	0.7549	7.2522

TABLA A-6

Vapor de agua sobrecalentado (continuación)

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
P = 4.0 MPa (250.35°C)				
Sat.	0.04978	2601.7	2800.8	6.0696
275	0.05461	2668.9	2887.3	6.2312
300	0.05887	2726.2	2961.7	6.3639
350	0.06647	2827.4	3093.3	6.5843
400	0.07343	2920.8	3214.5	6.7714
450	0.08004	3011.0	3331.2	6.9386
500	0.08644	3100.3	3446.0	7.0922
600	0.09886	3279.4	3674.9	7.3706
700	0.11098	3462.4	3906.3	7.6214

Ciclos de potencia de vapor y combinados

Ejemplo. El ciclo Rankine ideal con recalentam

2. Para determinar la eficiencia térmica, es necesario saber las entalpías en todos los demás estados:

Estado 1: $P_1 = 10 \text{ kPa}$
 líquido saturado $\rightarrow \begin{cases} h_1 = h_{f @ 10 \text{ kPa}} = 191.81 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_{f @ 10 \text{ kPa}} = 0.00101 \text{ m}^3/\text{kg} \end{cases}$

Estado 2: $P_2 = 15 \text{ MPa}$
 $s_2 = s_1$

$$W_{\text{bomba, entrada}} = v_1 (P_2 - P_1) = (0.00101 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}) (15000 - 10) \text{ kPa} \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right)$$

$$= 15.19 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + W_{\text{bomba, entrada}} = (191.81 + 15.19) \text{ kJ/kg}$$

$$= 206.95 \text{ kJ/kg}$$

Estado 3: $P_3 = 15 \text{ MPa}$
 $T_3 = 600^\circ\text{C} \rightarrow \begin{cases} h_3 = 3583.1 \text{ kJ/kg} \\ s_3 = 6.6796 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{cases}$

TABLA A-5

Agua saturada. Tabla de presiones

Pres., P kPa	Temp. sat., T _{sat} °C	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg	
		Liq. sat., v _f	Vapor sat., v _g	Liq. sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Liq. sat., h _f	Evap., h _{fg}
1.0	6.97	0.001000	129.19	29.302	2355.2	2384.5	29.303	2484.4
1.5	13.02	0.001001	87.964	54.686	2338.1	2392.8	54.688	2470.1
2.0	17.50	0.001001	66.990	73.431	2325.5	2398.9	73.433	2459.5
2.5	21.08	0.001002	54.242	88.422	2315.4	2403.8	88.424	2451.0
3.0	24.08	0.001003	45.654	100.98	2306.9	2407.9	100.98	2443.9
4.0	28.96	0.001004	34.791	121.39	2293.1	2414.5	121.39	2432.3
5.0	32.87	0.001005	28.185	137.75	2282.1	2419.8	137.75	2423.0
7.5	40.29	0.001008	19.233	168.74	2261.1	2429.8	168.75	2405.3
10	45.81	0.001010	14.670	191.79	2245.4	2437.2	191.81	2392.1
15	53.97	0.001014	10.020	225.93	2222.1	2448.0	225.94	2372.3

TABLA A-6

Vapor de agua sobrecalentado (conclusión)

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
P = 15.0 MPa (342.16°C)				
Sat.	0.010341	2455.7	2610.8	5.3108
350	0.011481	2520.9	2693.1	5.4438
400	0.015671	2740.6	2975.7	5.8819
450	0.018477	2880.8	3157.9	6.1434
500	0.020828	2998.4	3310.8	6.3480
550	0.022945	3106.2	3450.4	6.5230
600	0.024921	3209.3	3583.1	6.6796
650	0.026804	3310.1	3712.1	6.8233

Ciclos de potencia de vapor y combinados

Ejemplo. El ciclo Rankine ideal con recalentamiento

Estado 4: $P_4 = 1 \text{ MPa}$
 $s_4 = s_3$
 $s_3 = 6.6796 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

$$\rightarrow \begin{cases} h_4 = 3155.0 \text{ kJ/kg} \\ T_4 = 375.5^\circ \text{C} \end{cases}$$

TABLA A-6

Vapor de agua sobrecalentado (continuación)

T °C	v m^3/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$
$P = 4.0 \text{ MPa}$ (250.35°C)				
Sat.	0.04978	2601.7	2800.8	6.0696
275	0.05461	2668.9	2887.3	6.2312
300	0.05887	2726.2	2961.7	6.3639
350	0.06647	2827.4	3093.3	6.5843
400	0.07343	2920.8	3214.5	6.7714
450	0.08004	3011.0	3331.2	6.9386
500	0.08644	3100.3	3446.0	7.0922
600	0.09886	3279.4	3674.9	7.3706

3. Balances de energía

$$\begin{aligned} q_{\text{entrada}} &= (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \\ &= (3583.1 - 206.95) \text{ kJ/kg} + (3674.9 - 3155.0) \text{ kJ/kg} \\ &= 3896.1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{\text{salida}} &= h_6 - h_1 \\ &= (2335.1 - 191.81) \text{ kJ/kg} \\ &= 2143.3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\eta_{\text{térmica}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{2143.3 \text{ kJ/kg}}{3896.1 \text{ kJ/kg}} = 0.45 \rightarrow 45\%$$

UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza