


**Trabajo Práctico N° 11: PROCESOS Y CICLOS DE POTENCIA DE VAPOR**
**Procesos con vapor**

1) En un cierto proceso industrial se comprimen 100 kg/h de vapor de *agua* desde un estado inicial de  $P_1 = 0.20$  MPa y  $T_1 = 130$  °C, hasta un estado final de  $P_2 = 0.50$  MPa y  $T_2 = 180$  °C.

El calor transferido por el compresor al medio exterior es de 10460 kJ/h.

Las variaciones de energía cinética y potencial son despreciables. Calcular:

a) La potencia requerida para accionar al compresor, en kW.

b) La irreversibilidad del proceso.

R: a) 5.406 kW, b) 1.461 kJ/h

2) Ingresa vapor de *agua* a baja velocidad a una tobera adiabática a  $P_1 = 20$  bar y  $T_1 = 280$  °C, y sale de ella a una velocidad  $C_2 = 450$  m/s y a una presión  $P_2 = 10$  bar. El caudal de vapor es de 1500 kg/h. Calcular:

a) La temperatura del vapor a la salida.

b) El cambio de entropía del universo, en kJ/kg.K.

c) El cambio de exergía del universo, en kJ/kg, si  $T_0 = 300$  K.

R: a) 220.4°C, b) 0.107 kJ/kg.K, c) -32.1 kJ/kg.

3) Inicialmente, 0.1 kg de refrigerante *134a* es una mezcla húmeda a 40 °C con un contenido de humedad del 50 %. Se expande isotérmicamente hasta una presión de 5 bar. El trabajo debido a la expansión es 19 N.m/g.

a) Determine la magnitud, en kJ, y el sentido del calor transferido si lo hubiera.

b) Represente el proceso en los diagramas  $P-v$  y  $h-s$ .

R: a) 9.93 kJ.

4) *Agua*, en estado de líquido comprimido (1), pasa por una válvula adiabática y luego entra a una cámara adiabática, en donde se separa el líquido del vapor (cámara "flash"). Calcular:

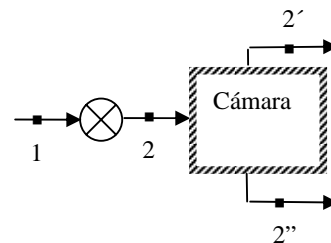
a) El caudal másico de agua en el estado (1) necesario para obtener una producción de vapor de 1000 kg/h.

b) El contenido exergético de cada corriente de salida.

c) La generación de entropía en la cámara.

d) Representar en un diagrama T-s.

Datos:  $P_1 = 150$  atm,  $T_1 = 310$  °C,  $P_{\text{cámara}} = 25$  atm.



5) En un sistema de refrigeración que opera con *freón 12 (R12)*, ingresa vapor saturado a  $T_1 = -10\text{ °C}$  y sale a  $P_2 = 10\text{ kg}_f/\text{cm}^2$  y  $T_2 = 95\text{ °C}$ . El caudal másico es  $\dot{m} = 60\text{ kg/h}$  y la potencia entregada al compresor es de  $1\text{ kW}$ .

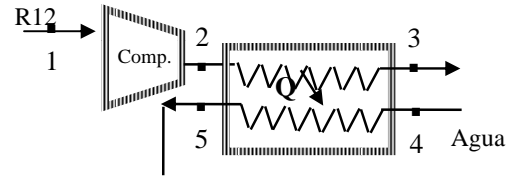
Al salir del compresor, el refrigerante ingresa a un condensador aislado térmicamente, enfriado por *agua*, del que sale como líquido saturado a  $P_3 = 10\text{ kg}_f/\text{cm}^2$ .

El agua ingresa a  $T_4 = 20\text{ °C}$  y egresa a  $T_5 = 30\text{ °C}$ .

Calcular:

- Calor intercambiado en el compresor.
- Caudal másico de agua requerido en el condensador.

R: a)  $-20\text{ kcal/h}$ , b)  $240\text{ kg/h}$ .



6) Se comprimen adiabáticamente  $5\text{ kg/s}$  de *amoníaco* desde  $P_1 = 7\text{ atm}$  y  $T_1 = 30\text{ °C}$  hasta una  $P_2 = 14\text{ atm}$ , en un proceso de flujo a régimen estacionario.

Debido a irreversibilidades internas, la entropía aumenta en  $0.1\text{ kcal/K.s}$ .

Suponiendo despreciables la variación de energía cinética, calcular:

- $T_2$ .
- Potencia suministrada, en kW.
- Rendimiento isoentrópico del proceso.

R: a)  $95\text{ °C}$ , b)  $800\text{ kW}$ , c)  $0.83$ .

7) En una turbina aislada entran  $50\,000\text{ kg/h}$  de vapor de *agua* a  $80\text{ bar}$  y  $560\text{ °C}$ . En cierto punto del proceso se practica una extracción del  $25\%$  del flujo a  $20\text{ bar}$  y  $440\text{ °C}$ . El resto del vapor sale de la turbina a  $0.10\text{ bar}$  como vapor saturado.

Determinar:

- El contenido exergético de los tres estados, en kJ/kg.  $T_0 = 20\text{ °C}$ .
- La potencia máxima posible, en kW.
- La potencia real.

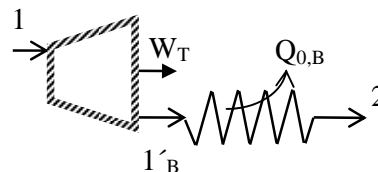
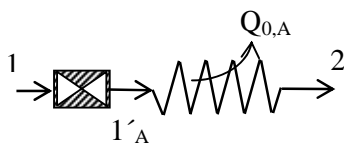
R: a)  $b_1 = 1526$ ,  $b_2 = 1213$ ,  $b_3 = 200$ ; b)  $15680\text{ kW}$ , c)  $10730\text{ kW}$ .

8) En un sector de una planta industrial se dispone de vapor de agua a  $P_1 = 30\text{ bar}$  y  $T_1 = 700\text{ °C}$ . En otro sector se requiere vapor a  $P_2 = 20\text{ bar}$  y  $T_2 = 400\text{ °C}$ .

Para lograr tal objetivo, los ingenieros de la planta proponen dos alternativas:

Caso A: Estrangular el vapor en una válvula aislada hasta reducir la presión del vapor a  $20\text{ bar}$  y luego enfriarlo isobáricamente, por transferencia de calor con el medio ambiente en un enfriador.

Caso B: Expandir el vapor en una turbina aislada, de rendimiento isoentrópico  $0.80$ , hasta que la presión en el escape sea de  $20\text{ bar}$  y a continuación, enfriar isobáricamente el vapor por intercambio de calor con el medio ambiente, en un enfriador.



Asumir:  $T_0 = 20\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_0 = 1\text{ bar}$

Representar en diagramas T-s la evolución del vapor en cada caso y evaluar:

- Calor recibido por el medio ambiente en cada uno de los casos, en kJ/kg.
- La irreversibilidad específica en cada caso e indicar cuál es la alternativa más conveniente.
- Confeccionar un diagrama de flujos de exergía para cada alternativa.

R.: a) -664.1, -486; b) 475, 338.14 [kJ/kg].

### Ciclos de potencia de vapor

1) Una central térmica de vapor funciona con una presión de caldera de 40 atm y una presión en el condensador de 0.07 atm.

Calcular:

- El rendimiento térmico ( $\eta$ ) de un ciclo de *Carnot* para el que el ingreso de calor se da entre los estados de líquido saturado y vapor saturado.
- $\eta$  de un ciclo *Rankine ideal* sin sobrecalentamiento.
- La temperatura media  $\bar{T}_c$  y  $\eta$  de un ciclo *equivalente de Carnot* correspondiente al caso (b).
- Graficar (b) y (c) sobre el mismo diagrama T-s e interpretar los resultados.

R: a) 0.402, b) 0.346.

2) El agua es el fluido de trabajo de un ciclo *Rankine con sobrecalentamiento*. En la turbina ingresa vapor a 8 MPa y 480 °C. La presión en el condensador es de 8 kPa. La potencia neta del ciclo es 100 MW.

Rendimiento isoentrópico de la turbina: 0.85.

Rendimiento isoentrópico de la bomba: 0.70.

Calcular:

- Rendimiento térmico.
- Flujo másico de vapor, en kg/h, para la producción de la potencia citada.
- Flujo másico de agua de refrigeración, en kg/h, si el agua entra al condensador a 15 °C y sale a 35 °C sin cambio de presión.

R: a) 0.336, b)  $3.38 \cdot 10^5$  kg/h, c)  $48 \cdot 10^6$  kg/h.

3) Las condiciones de entrada a la turbina de un ciclo Rankine son 30 bar y 500 °C y la presión a la salida de la misma es 0.1 bar. La turbina funciona adiabáticamente con un rendimiento del 82 %, mientras que el rendimiento de la bomba es del 78 %.

Calcule:

- El rendimiento térmico del ciclo.
- La relación de acoplamiento o de trabajo ( $r_w$ ).
- El flujo másico de agua necesario, en kg/h, si la potencia neta de salida es de 100 MW.
- El flujo másico de agua de refrigeración necesario, en kg/h, si la temperatura del agua aumenta desde 18 °C hasta 28 °C.

- e) La generación de entropía en la turbina y en la bomba, en kJ/kg.K.
- f) Las irreversibilidades en la turbina y en la bomba.
- g) Las irreversibilidades en la caldera y condensador provocados por la transferencia de calor con las fuentes. Asumir que la temperatura de la fuente caliente es constante e igual a 1500 K.
- h) Comparar los resultados de f) y g) observando cuáles son las mayores fuentes de irreversibilidad.
- i) Representar el ciclo en un diagrama T-s, incluyendo las temperaturas de las fuentes.

R.: a) 0.29, b) 0004, c)  $3.79 \times 10^5$ , d)  $20.92 \times 10^6$ , e) 0.6614, 0.0023, f)  $i_{\text{Tub.}} = 196.7$  kJ/kg,  $i_{\text{Bomba.}} = 0.69$  kJ/kg, g)  $i_{\text{Cond.}} = 167$  kJ/kg,  $i_{\text{Cald.}} = 1314.3$  kJ/kg,

4) En un ciclo *Rankine regenerativo* de simple expansión, el vapor entra a la turbina a 520 °C y 120 bar y se practica una extracción en la turbina a una  $P = 10$  bar.

El flujo de vapor extraído es conducido a un calentador (cámara de mezcla) que opera a 10 atm. La presión en el condensador es de 0.06 bar.

Considerando procesos isoentrópicos tanto en la turbina como en las bombas, determinar:

- a) Rendimiento térmico.
- b) Potencia desarrollada, en MW, para un caudal másico de vapor de  $10^6$  kg/h.

5) Comparar los resultados del problema anterior con los que se obtendrían de un ciclo Rankine ideal, que tiene las mismas condiciones de entrada a la turbina y la misma presión en el condensador, pero sin extracción regenerativa.

6) En un ciclo *Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento* (doble expansión), el vapor de agua entra a la turbina de alta a 8 MPa y 480 °C, expandiéndose hasta una presión de 0.7 MPa. Luego es recalentado hasta 480 °C antes de ingresar a la turbina de baja.

La presión de trabajo en el condensador es de 8 kPa. El caudal másico de vapor circulante por el ciclo es de  $2.63 \times 10^5$  kg/h.

Tanto la turbina de alta como la de baja operan con un rendimiento isoentrópico  $\eta_s = 0.80$ .

Determinar:

- a) Potencia neta del ciclo, en kW.
- b) Rendimiento térmico.
- c) La transferencia de calor al agua de refrigeración que pasa a través del condensador, en kW.

R: a) 92871.2 kW, b) 0.36, c)  $-182 \times 10^3$  kW.

7) Comparar la temperatura media de ingreso de calor ( $\bar{T}_c$ ) del ciclo Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento del Problema 6 y la correspondiente a un ciclo Rankine sin recalentamiento, que opere entre las mismas presiones de caldera y de condensador, y la misma temperatura de ingreso a la turbina.

8) El estado de entrada a la turbina de un ciclo de potencia de vapor de agua simple es 140 bar y 560 °C y la presión a la salida es de 0.06 bar. El agua de refrigeración del condensador aumenta su temperatura desde 18 °C hasta 28 °C y  $T_0 = 18$  °C.

Los rendimientos isoentrópicos de la turbina y la bomba son el 85 y 70 % respectivamente. Determine, en kJ/kg de vapor de agua:

a) Las variaciones de exergía en la caldera, la turbina, el condensador y la bomba.

b) Las irreversibilidades en la turbina, la bomba y el condensador.

R: a) 1553, -1443, -124, 14;

9) De un *ciclo combinado*, integrado por un ciclo Brayton de aire y un ciclo Rankine de vapor de agua de simple expansión, se tienen los siguientes datos

Para el ciclo de gas:

Relación de presiones	10
T de entrada al compresor	27 °C
T de entrada a la turbina	1067 °C
Rendimiento isoentrópico del compresor	0.84
Rendimiento isoentrópico de la turbina	0.87

La salida del aire de la turbina es usada como puente de energía calorífica para el ciclo Rankine. Para ello, los gases de escape de la turbina ingresan a la caldera, ceden calor al agua y salen a una temperatura de 27 °C.

Para el ciclo de vapor de agua:

Presión de caldera	10 bar
Presión de condensador	0.080 bar
Temperatura de entrada a la turbina	480 °C
Rendimiento isoentrópico de la turbina	0.86
Rendimiento isoentrópico de la bomba	0.70

Determinar:

a) Trabajo consumido por el compresor, en kJ/kg<sub>aire</sub>.

b) Ingreso de calor, en kJ/kg<sub>aire</sub>.

c) Relación de los caudales máxicos de aire y de vapor:  $\dot{m}_{aire} / \dot{m}_{vapor}$

d) Trabajo neto entregado por el ciclo de gas.

e) Trabajo neto entregado por el ciclo de aire.

f) Rendimiento térmico del ciclo de gas.

g) Rendimiento térmico del ciclo de vapor de agua.

h) Rendimiento térmico global del ciclo combinado.

R: a) -333.70, b) 710.45, c) 6.78, d) 230.55 kJ/kg<sub>a</sub>, e) 876.58 kJ/kg<sub>v</sub>, f) 0.32, g) 0.27, h) 0.51