Tema 8 - APLICACIONES DE LA SEGUNDA LEY

ÍNDICE

La Segunda Ley es muy útil para calcular interacciones (de calor y trabajo) en procesos internamente reversibles, integrando las expresiones

$$\delta Q_{\text{int. rev.}} = TdS \qquad [8.1]$$

$$\delta W_{\text{int. rev.}} = PdV \quad \text{ó} \quad \delta W_{a,\text{int. rev.}} = -VdP \qquad [8.2]$$

Los procesos reales se analizan por comparación con los reversibles, introduciendo unos parámetros llamados ***rendimiento*** o ***eficiencia***.

La Segunda Ley permite también analizar si un proceso es posible o no, y si lo es, si es reversible o no.

1. ENTROPÍA GENERADA Y TRABAJO DISIPADO

Es posible relacionar el trabajo disipado con la entropía generada.

Partimos de la Primera y Segunda Ley en forma diferencial, para una masa de control sin variación de energía cinética ni potencial:

CAMPUS TECNOLÓGICO DE LA UNIVERSIDAD DE NAVARRA. NAFARROAKO UNIBERTSITATEKO CAMPUS TEKNOLOGIKOA
Paseo de Manuel Lardizábal 13. 20018 Donostia-San Sebastián. Tel.: 943 219 877 Fax: 943 311 442 www.tecnun.es

$$\text{(P1)}\quad dU = \delta Q - \delta W \quad \therefore \quad \delta W = \delta Q - dU \qquad [8.3]$$

$$\text{(P2)}\quad dS = \frac{\delta Q}{T} + \delta\sigma \quad \therefore \quad \delta Q = TdS - T\delta\sigma \qquad [8.4]$$

La energía interna se puede expresar, por la ecuación de Gibbs o relación fundamental, como

$$dU = TdS - PdV \qquad [8.5]$$

Sustituimos [8.4] y [8.5] en [8.3] y queda que el trabajo se expresa como

$$\delta W = PdV - T\delta\sigma \qquad [8.6]$$

Comparamos la ecuación [8.6] con la expresión general del trabajo, como suma del trabajo de fuerzas cuasiestáticas más el trabajo disipativo:

$$\delta W = P_e dV + \delta W_d \qquad [8.7]$$

Se deduce fácilmente que el trabajo disipativo o disipado se relaciona directamente con la entropía generada:

$$\begin{aligned} &\delta W_d = (P - P_e)dV - T\delta\sigma \\ &\therefore \quad W_d = \int (P - P_e)dV - \int T\delta\sigma \leq 0 \end{aligned} \qquad [8.8]$$

Es decir, ***las causas de la disipación de trabajo son los desequilibrios y la generación de entropía*** (irreversibilidades).

2. TRABAJO EN PROCESOS DE EXPANSIÓN Y COMPRESIÓN

Los procesos de expansión y compresión en flujo tienen gran importancia en ingeniería:

- La ***expansión*** sucede en turbinas, toberas, etc., en las que la presión de un fluido se reduce para producir trabajo o para acelerar el propio fluido.

- La ***compresión*** ocurre en compresores, bombas, difusores, etc. Aquí el objetivo es aumentar la presión del fluido, a expensas de un aporte de trabajo al sistema o de una reducción de su energía cinética.

2.1 CÁLCULO DEL TRABAJO

Consideramos ahora la aplicación de las leyes de la termodinámica a ***sistemas de producción o consumo de trabajo***, tales como turbinas, bombas o compresores. Suelen operar en régimen estacionario y flujo unidimensional, con lo que la primera ley queda

$$\dot{Q} - \dot{W}_a = \dot{m}\left[(h_2 - h_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right] \qquad [8.9]$$

Cuando los cambios de altura y velocidad son pequeños,

$$\dot{Q} - \dot{W}_a = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad \text{[kW]} \qquad [8.10]$$

Dividiendo [8.10] por $\dot{m}$ queda una ecuación expresada por unidad de masa que fluye a través del volumen de control:

$$q - w_a = h_2 - h_1 \quad \text{[kJ/kg]} \qquad [8.11]$$

Por otro lado, se puede escribir para esa unidad de masa:

$$dh = Tds + vdP \qquad [8.12]$$

que integrando entre la entrada y la salida queda

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 Tds + \int_1^2 vdP \qquad [8.13]$$

Sustituyendo [8.13] en [8.11] obtenemos la interacción de trabajo del equipo:

$$w_a = \left(q - \int_1^2 Tds \right) - \int_1^2 vdP \qquad [8.14]$$

Si recordamos la expresión del balance de entropía en volúmenes de control, flujo unidimensional:

$$\Delta\dot{S} = \dot{m}(s_2 - s_1) = \int_1^2 \left(\frac{\delta\dot{Q}}{T} \right) + \dot{\sigma} \quad \therefore \quad s_2 - s_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta q}{T} \right) + \sigma \qquad [8.15]$$

expresado en forma diferencial,

$$ds = \frac{\delta q}{T} + \delta\sigma \quad \therefore \quad Tds = \delta q + T\delta\sigma \quad \therefore \quad Tds \geq \delta q\,, \quad \text{pues } \delta\sigma \geq 0 \qquad [8.16]$$

se deduce que el término entre paréntesis de [8.14] nunca es positivo, y se anula para un proceso reversible. Por tanto, para un ***proceso reversible*** se obtiene:

$$\boxed{w_{a,rev} = -\int_1^2 vdP = -\int_1^2 \frac{dP}{\rho}} \qquad [8.17]$$

La integración de [8.17] requiere conocer cómo varía v a lo largo de un camino reversible (cuasiestático y sin disipación). Para el caso particular de un ***gas ideal***, proceso ***politrópico reversible***, sabemos que

$$Pv^n = \text{cte.} = P_1 v_1^n = P_2 v_2^n \quad \therefore \quad v = v_1 \left(\frac{P_1}{P} \right)^{1/n} \qquad [8.18]$$

sustituyendo en [8.17] e integrando queda

$$w_{a,rev} = \frac{n}{n-1} P_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = \frac{nRT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \qquad [8.19]$$

Para un ***proceso adiabático en un gas ideal***, reversible o no, el trabajo se calcula mucho más sencillamente, a partir del P1:

$$w_a = -\Delta h = c_P (T_1 - T_2) \qquad (\text{si } c_P \text{ es cte.}) \qquad [8.20]$$

Si además es reversible, se conoce la línea de estados: proceso isoentrópico:

$$ds = c_P \frac{dT}{T} - R \frac{dP}{P} = 0 \Rightarrow \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{c_P} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{R} \qquad [8.21]$$

Sustituyendo [8.21] en [8.20] se llega a una expresión del ***trabajo reversible adiabático en un gas ideal***, en función de las presiones inicial y final (que es lo que suele estar determinado):

$$\boxed{w_{a,rev} = c_P T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{R/c_P} \right]} \quad (\text{gas ideal en flujo, adiabático, reversible}) \qquad [8.22]$$

La ecuación [8.22] es idéntica a la [8.19], para $n = k$.

Para un ***proceso cualquiera***, reversible o irreversible, el trabajo es

$$\boxed{w_a \leq -\int_1^2 v dP = -\int_1^2 \frac{dP}{\rho}} \qquad [8.23]$$

La ec. [8.23] indica un límite de la cantidad de trabajo asociada a un volumen de control en régimen estacionario, en función de la variación de presión. Se aplica a expansión (turbinas) y compresión (compresores, bombas), con independencia de que haya o no interacciones en forma de calor. Se deduce de [8.17] que el trabajo es positivo cuando la presión disminuye (expansión), y negativo cuando la presión aumenta (compresión). El valor absoluto del trabajo depende del volumen específico del fluido de trabajo: el trabajo asociado a los líquidos, que tienen bajos volúmenes específicos (alta densidad), es mucho menor que el trabajo asociado a gases, que tienen volúmenes específicos elevados (densidad baja).

2.2 TRABAJO DE BOMBAS DE LÍQUIDOS

La ec. [8.23] es muy útil para calcular el trabajo de bombeo de líquidos. En estos casos el volumen específico es muy pequeño y puede aproximarse a un valor constante. La integración es inmediata:

$$w_a \leq -v(P_2 - P_1) = -\frac{P_2 - P_1}{\rho} \qquad [8.24]$$

Para la compresión reversible de líquidos:

$$w_{a,rev} = -v(P_2 - P_1) = -\frac{P_2 - P_1}{\rho} \qquad [8.25]$$

Ejemplo 8.1

En una planta industrial, se bombea agua a 25 °C y 1 bar hacia una caldera a 25 bar de presión, con un caudal de 10000 kg/h. Calcular la potencia de la bomba suponiendo que es reversible.

Solución

De la ec. [8.25], el trabajo de bomba reversible es:

$$\dot{W}_a = -\dot{m}\frac{P_2 - P_1}{\rho} = -\frac{10000/3600\,[\text{kg/s}]}{997{,}05\,[\text{kg/m}^3]}(2500 - 100)[\text{kPa}] = -6{,}686\ \text{kW}$$

La densidad del agua se toma como constante a 25 °C.

2.3 COMPRESORES DE GASES. COMPRESIÓN POR ETAPAS

En la industria se emplean compresores para incrementar la presión de un gas hasta un valor determinado; la temperatura final del gas no tiene importancia. La pregunta es: ¿cuál es el modo más efectivo de comprimir un gas? Es decir, ¿qué proceso consume la menor cantidad de trabajo?

Suponemos cuatro procesos reversibles representativos para comprimir un gas desde P_1 hasta P_2:

a. Compresión adiabática
b. Compresión isoterma
c. Compresión politrópica ($1<n<k$)
d. Compresión en dos etapas adiabáticas con enfriamiento a la presión intermedia p_i.

En la Figura 8.1 se muestran los cuatro procesos en el diagrama *P-v*. Para todos, el estado inicial es el punto 1; sin embargo, el estado final es distinto en cada caso.

El trabajo de compresión en cada caso se puede calcular mediante la ec. [8.17]:

$$-w_a = \int_1^2 vdP \qquad [8.17]$$

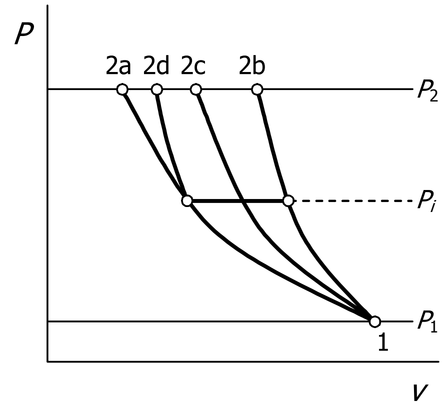


Figura 8.1 – *Cuatro modos de comprimir un gas (procesos reversibles): (a) compresión isoterma; (b) adiabática; (c) politrópica con enfriamiento; (d) dos etapas adiabáticas, con enfriamiento intermedio hasta la temperatura inicial.*

El trabajo es el área limitada entre el eje P y la curva respectiva. El área más pequeña en el diagrama P-v, que corresponde al consumo mínimo de trabajo, es el proceso de compresión isoterma (1–2b), mientras que la compresión adiabática (1–2a) es la que consume más trabajo. Por tanto, es deseable refrigerar el gas durante la compresión, de modo que su temperatura de salida sea lo más baja posible, para reducir el consumo de trabajo.

Sin embargo, en la práctica es difícil refrigerar el compresor durante la compresión, debido a la falta de superficies para la transferencia de calor. Por este motivo, es habitual dividir la ***compresión en varias etapas***; cuanto mayor es la relación de presiones, son necesarias más etapas. Entre etapa y etapa, el gas se somete a un ***enfriamiento*** con un fluido refrigerante, normalmente agua o aire, hasta que recupera la temperatura ambiente. El trabajo de un compresor adiabático reversible en dos etapas con enfriamiento intermedio a presión P_i para un gas ideal se deduce de la ec. [8.22]:

$$w_a = (w_a)_{1i} + (w_a)_{i2d} = c_P T_1\left[1-\left(\frac{P_i}{P_1}\right)^{R/c_P}\right] + c_P T_1\left[1-\left(\frac{P_2}{P_i}\right)^{R/c_P}\right] \qquad [8.26]$$

La presión intermedia óptima, P_i, es la que produce el mínimo consumo de trabajo en el compresor. Se calcula derivando w_a respecto a P_i e igualando a cero:

$$\frac{\partial w_a}{\partial P_i} = 0 \Rightarrow P_i \text{ óptima} \qquad [8.27]$$

La presión intermedia óptima es la media geométrica:

$$(P_i)_{opt} = \sqrt{P_1 P_2} \qquad [8.28]$$

El trabajo de compresión correspondiente es

$$w_a = 2c_P T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{R}{2c_P}} \right] \qquad [8.29]$$

Del mismo modo, para un compresor con r etapas el trabajo de compresión óptimo es

$$w_a = rc_P T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{R}{rc_P}} \right] \qquad [8.30]$$

donde la relación de compresión en cada etapa viene dada por

$$\frac{P_{i+1}}{P_i} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/r} \qquad [8.31]$$

En principio, se podría conseguir una compresión isoterma mediante un número infinito de etapas adiabáticas, con enfriamiento intermedio. En la práctica, el número de etapas de un compresor resulta de un compromiso entre el ahorro de trabajo y la complejidad y coste del compresor.

3. EFECTIVIDAD DE PROCESOS ADIABÁTICOS

Estudiamos ahora el cálculo del trabajo en procesos irreversibles en los que es posible estimar el grado de irreversibilidad. El caso más habitual son los procesos adiabáticos.

En un proceso adiabático, reversible, en flujo estacionario, la entropía no cambia (ec. [8.15]: $Q = 0$ y $\sigma = 0$); de este modo, el estado final viene determinado por la presión final P_2 y la entropía $s_2 = s_1$. El trabajo por unidad de masa en un proceso isoentrópico es

$$(w_a)_s = -(h_{2s} - h_1) \qquad [8.32]$$

donde el subíndice s indica que el estado 2 tiene la misma entropía que el 1. El trabajo adiabático reversible, calculado con la ec. [8.32], es positivo para procesos de expansión y negativo para procesos de compresión.

En procesos adiabáticos irreversibles entre las mismas presiones, la entropía necesariamente tiene que aumentar (ec. [8.15]: $Q = 0$ y $\sigma > 0$):

$$s_2 > s_1 \qquad [8.33]$$

Estos procesos se pueden representar en un diagrama *h–s*, Figura 8.2. Tanto en expansión como en compresión, el punto 2, que tiene la misma presión que 2*s* pero mayor entropía, tiene también mayor entalpía: $h_2 > h_{2s}$.

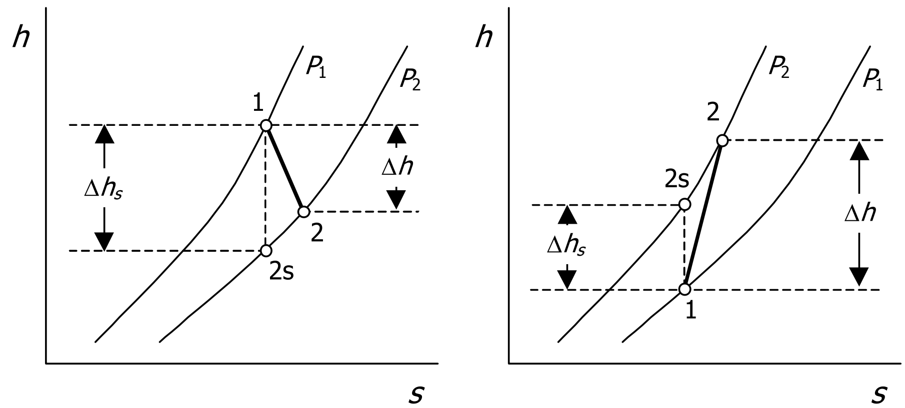


Figura 8.2 – *Procesos de expansión y compresión adiabática: comparación del proceso isoentrópico y real.*

Por tanto, en un proceso de ***expansión*** adiabática irreversible, ***se obtiene menos trabajo*** que en el proceso adiabático reversible entre las mismas presiones ($h_1 - h_2 < h_1 - h_{2s}$). El cociente entre el trabajo real y el reversible se llama ***rendimiento isoentrópico*** de la expansión; se define de modo que su valor sea menor que la unidad:

$$\boxed{\eta_s = \frac{W_a}{(W_a)_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}} \quad \text{(expansión)} \qquad [8.34]$$

El rendimiento isoentrópico es una medida de la efectividad de un proceso adiabático real, respecto al proceso adiabático mejor posible, es decir, el proceso isoentrópico. Nunca es mayor que 1. El rendimiento isoentrópico de las grandes turbinas modernas es del orden de 0,92–0,96; para las turbinas pequeñas el rendimiento es sensiblemente menor, del orden de 0,7–0,9.

En una ***compresión*** adiabática reversible, ***se gasta más trabajo*** que en el proceso adiabático reversible entre las mismas presiones ($h_2 - h_1 > h_{2s} - h_1$). El cociente de ambos trabajos es el ***rendimiento isoentrópico*** de la compresión; se define a la inversa que en expansión, para que su valor sea menor que 1:

$$\boxed{\eta_s = \frac{-(W_a)_s}{-W_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}} \quad \text{(compresión)} \qquad [8.35]$$

El concepto de rendimiento isoentrópico se puede extender a toberas y difusores. En estos casos no hay interacción de trabajo, sino cambio de energía cinética. En el caso de

toberas, en las que se reduce la presión y se aumenta la velocidad, el rendimiento isoentrópico se define como con turbinas; recordando el balance de energía, ec. [8.9]:

$$0 = \underbrace{(h_2 - h_1)}_{<0} + \underbrace{\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}}_{>0}$$

$$\eta_s = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{c_{2s}^2 - c_1^2} \quad \text{(toberas)} \qquad [8.36]$$

Para ***difusores***, en los que la presión aumenta a expensas de la energía cinética, el rendimiento es paralelo al definido para compresores:

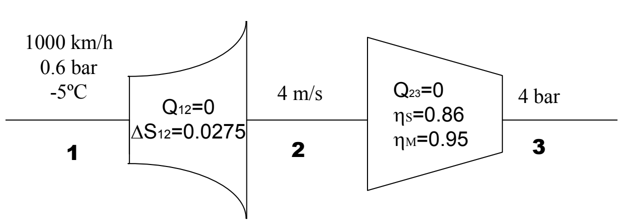
$$0 = \underbrace{(h_2 - h_1)}_{>0} + \underbrace{\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}}_{<0}$$

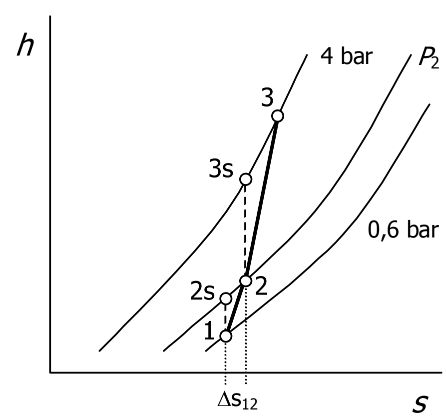
$$\eta_s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{c_1^2 - c_{2s}^2}{c_1^2 - c_2^2} \quad \text{(difusores)} \qquad [8.37]$$

Ejemplo 8.2

Un avión que circula a 1000 km/h, toma aire por un difusor cuya sección de entrada es de 10 cm de diámetro. El aire exterior está a 60 kPa y -5 °C. El derrame en el difusor es adiabático, pero experimenta una variación de entropía de 0,0275 kJ/kg K, y disminuye su velocidad hasta la salida, que es de 4 m/s. El difusor alimenta un compresor adiabático con η_s = 0,86 y alcanza la presión de 400 kPa. (a) Calcular la temperatura, presión y diámetro de la sección de salida del difusor. (b) Calcular la potencia en kW del motor del compresor, si el rendimiento mecánico de dicho motor es de 0,95.

Solución





(a) Para el proceso 1-2, se aplica el P1:

$q_{12}–w_{12}= \Delta h_{12}+\Delta ec_{12}+\Delta ep_{12} \quad \therefore \quad 0=c_p(T_2–T_1)+(c_2^2–c_1^2)/2$

Despejando $T_2=T_1–(c_2^2–c_1^2)/2c_p$=306,5 K=33,4 °C, donde c_p=7R/2=(7/2)(8,3145)/29 kJ/kgK

Conocido el dato de Δs_{12}, y considerado el aire como gas ideal, puede hallarse P_2 despejándola de la expresión de Δs en función del cambio de presión y temperatura en un GI:

$\Delta s_{12}=c_p\ln(T_2/T_1)-R\ln(P_2/P_1) \Rightarrow$ **P_2= 0,872 bar**

Para hallar el diámetro de salida de 2, se recurre a la ley de la conservación de la masa entre 1 y 2: $\dot{m}_1=\dot{m}_2$. Si además se tiene en cuenta que $\dot{m}=\rho cA=cA/v$, puede obtenerse el diámetro a través del área según:

$\dot{m}=cA/v=c_1A_1P_1/RT_1=1{,}704$ kg/s$=c_2A_2P_2/RT_2$ y $A_2=\pi\phi_2^2/4$, de donde se obtiene que **ϕ_2=73,9 cm**

(b) Para hallar la potencia del motor del compresor, se emplea el dato del rendimiento isoentrópico [8.35]: $\eta_s=w_{23s}/w_{23}$, de modo que $w_{23}=w_{23s}/\eta_s$ donde 23 denota el proceso real y 23s el ideal si este proceso fuera reversible (es decir, es el proceso isoentrópico).

A su vez, $w_{23s}=-(h_{3s}-h_2)=-c_p(T_{3s}-T_2)$. [1]

Hay que obtener T_{3s}. Puesto que el proceso 2-3s es un proceso adiabático reversible, puede escribirse:
$\Delta s_{23s}=0=c_p\ln(T_{3s}/T_2)-R\ln(P_{3s}/P_2) \Rightarrow T_{3s}=T_2(P_3/P_2)^{R/cp}=306{,}5(4/0{,}872)^{2/7}=473{,}6$ K

Sustituyendo en [1], $w_{23s}=-167{,}7$ kJ/kg

$w_{23}=w_{23s}/\eta_s=-167{,}7/0{,}86=-195$ kJ/kg

Ahora hay que tener en cuenta el rendimiento mecánico: Si w_{23} es la potencia que debe llegar al compresor para que funcione como se ha estudiado en el problema y tiene un rendimiento mecánico, esto es, pérdidas por rozamiento... habrá que realizar un aporte extra de potencia, a sabiendas de que se perderá, de forma que llegue la potencia adecuada al compresor. Así,

$w_{23}^{real}=w_{23}/\eta_{mec}=-195/0{,}95=-205{,}3$ kJ/kg.

Multiplicando por la masa en flujo, $\dot{W}_{23}^{REAL}=w_{23}^{REAL}\dot{m}=-205.3\cdot 1.704=-349.8\,\mathrm{kW}$

Ejemplo 8.3

(Examen del 11/09/98) 18 kg/s de aire entran en una turbina a una cierta presión, a 800 °C y con una velocidad de 100 m/s. Al pasar por la turbina, el aire se expande adiabáticamente, pero no isoentrópicamente, y sale a velocidad de 150 m/s. Después entra en un difusor donde la velocidad se reduce hasta un valor despreciable y la presión aumenta hasta 1,01 bar. El aire se vierte a la atmósfera que se encuentra a esa presión.

(a) Si el proceso en el difusor se puede suponer isoentrópico y la turbina produce 3.600 kW, determinar la presión del aire entre la turbina y el difusor.

(b) Representar el proceso en un diagrama T-s, e indicar por qué piensa Vd. que se añade el difusor a la turbina.

(c) Sabiendo que el rendimiento isoentrópico de la turbina es de 0,90, calcular la variación de entropía del universo o entropía generada.

<u>Datos</u>: aire gas ideal, c_p = 1,005 kJ/kg K; k = 1,4.

Solución

(a) Presión entre turbina y difusor.

Aplicando el 1er principio a la turbina:

$$\dot{Q}=\dot{W}+\Delta\dot{H}+\Delta\dot{E}_c \Rightarrow 0=\dot{W}+\Delta\dot{H}+\Delta\dot{E}_c \Rightarrow$$

$$0=3600+18\cdot 1{,}005\cdot(T_2-1073)+\frac{1}{2}\cdot 18\cdot(150^2-100^2)\cdot 10^{-3} \Rightarrow T_2=867{,}8\,\mathrm{K}$$

Aplicando el 1[er] principio al difusor:

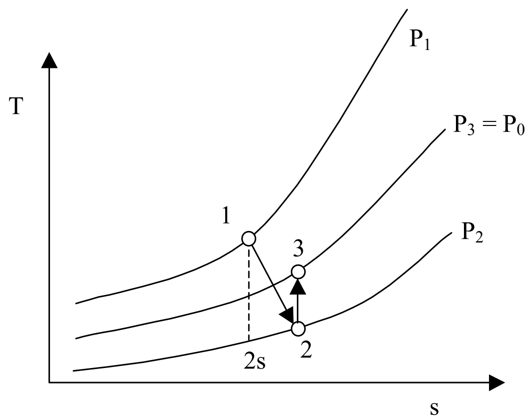
$$\dot{Q} = \dot{W} + \Delta\dot{H} + \Delta\dot{E}_c \Rightarrow 0 = 0 + \Delta\dot{H} + \Delta\dot{E}_c \Rightarrow$$

$$18 \cdot 1{,}005 \cdot (T_3 - 867{,}8) = -\frac{1}{2} \cdot 18 \cdot (0^2 - 150^2) \cdot 10^{-3} \Rightarrow T_3 = 879\ \text{K}$$

Conociendo T_3 y como se dice en el enunciado que el difusor es isoentrópico:

$$\Delta\dot{s}_{23} = 0 \Rightarrow \dot{m}\left(c_p \ln\frac{T_3}{T_2} - R\ln\frac{P_3}{P_2}\right) = 0 \Rightarrow 1{,}005\ln\frac{879}{867{,}8} = \frac{0{,}4 \cdot 1{,}005}{1{,}4}\ln\frac{1{,}01}{P_2} \Rightarrow P_2 = 0{,}966\ \text{bar}$$

(b) Diagrama T-s.



El difusor se coloca después de la turbina para poder expandir en la turbina hasta P_2 menor que P_0 y obtener más trabajo. En el difusor se aprovecha la velocidad del aire a la salida de la turbina para alcanzar P_0 y poder expulsarlo a la atmósfera.

(c) Entropía generada.

$$\dot{\sigma} = \Delta\dot{S}_{univ} = \Delta\dot{S}_{sist.} + \Delta\dot{S}_{m.r.} = \Delta\dot{S}_{13} = \dot{m}\left(c_p \ln\frac{T_3}{T_1} - R\ln\frac{P_3}{P_1}\right)$$

$$\eta_{sturbina} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{2s}} = 0{,}9 \Rightarrow T_{2s} = 845\ \text{K}$$

$$\Delta\dot{S}_{12s} = 0 \Rightarrow \left(c_p \ln\frac{T_{2s}}{T_1} - R\ln\frac{P_2}{P_1}\right) = 0 \Rightarrow P_1 = 2{,}23\ \text{bar}$$

$$\dot{\sigma} = 0{,}4834\ \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

4. TRABAJO Y CALOR EN PROCESOS ISOTERMOS

En los procesos isotermos reversibles, es posible calcular el trabajo y el calor haciendo uso de la entropía.

4.1 PROCESOS ISOTERMOS REVERSIBLES EN SISTEMA CERRADO

En un sistema cerrado, el calor reversible transferido es

$$\delta Q = TdS \qquad [8.1]$$

Se puede integrar fácilmente para un proceso isotermo, donde T = cte.,

$$Q = T\Delta S = T(S_2 - S_1) \qquad [8.38]$$

El trabajo se puede calcular a partir de la primera ley,

$$W = Q - (U_2 - U_1) \qquad [8.39]$$

También es posible calcular el trabajo directamente, pues se trata de un proceso reversible,

$$W = \int_1^2 PdV = m\int_1^2 Pdv \qquad [8.40]$$

sin embargo, para integrar [8.40] es necesario conocer la relación entre P y v (o ρ) a lo largo del proceso, lo cual siempre puede ser bastante complejo. Está claro que el uso de la entropía simplifica grandemente estos cálculos.

4.2 PROCESOS ISOTERMOS REVERSIBLES EN VOLUMEN DE CONTROL

En un volumen de control en régimen estacionario, el calor reversible se puede calcular como

$$\dot{Q} = T\Delta\dot{S} = T\left(\sum_s \dot{m}_s s_s - \sum_e \dot{m}_e s_e\right) \qquad [8.41]$$

Para un sistema con una entrada y una salida,

$$\dot{Q} = \dot{m}T(s_2 - s_1) \quad \therefore$$

$$\boxed{q = \dot{Q}/\dot{m} = T(s_2 - s_1)} \qquad [8.42]$$

El trabajo se calcula a partir de la primera ley:

$$\begin{aligned}\dot{W}_a &= \dot{Q} - \Delta\dot{H} = T\left(\sum_s \dot{m}_s s_s - \sum_e \dot{m}_e s_e\right) - \left(\sum_s \dot{m}_s h_s - \sum_e \dot{m}_e h_e\right) \\ &= -\left[\sum_s \dot{m}_s (h_s - Ts_s) - \sum_e \dot{m}_e (h_e - Ts_e)\right]\end{aligned} \qquad [8.43]$$

Para sistemas con una entrada y una salida,

$$\dot{W}_a = -\dot{m}\left[(h_2 - h_1) - T(s_2 - s_1)\right] \quad \therefore$$

$$\boxed{w_a = \dot{W}_a / \dot{m} = (h_1 - h_2) - T(s_1 - s_2)} \qquad [8.44]$$

5. EFECTIVIDAD DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

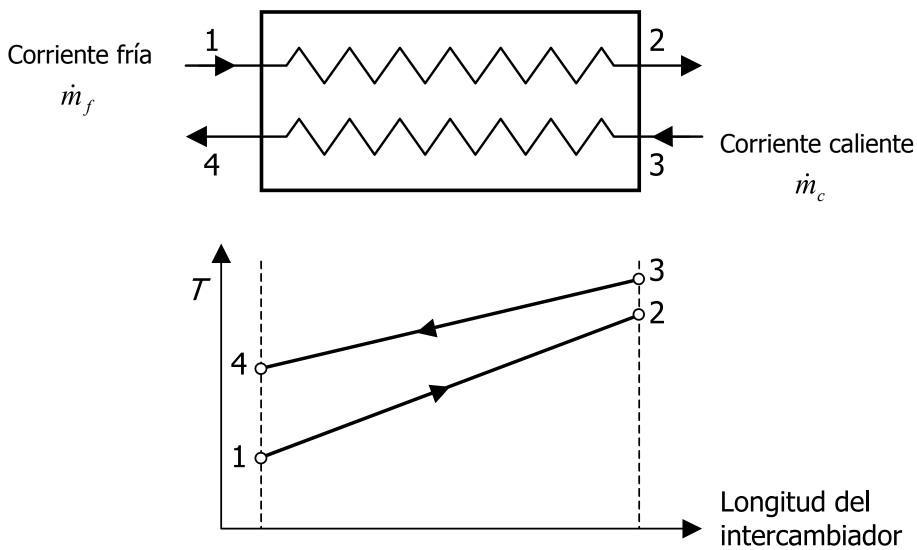


Figura 8.3 – *Esquema de un intercambiador de calor en contracorriente. Se indica un posible perfil de temperaturas a lo largo del intercambiador.*

La segunda ley permite también cuantificar la efectividad de intercambiadores de calor. Consideramos el intercambiador en contracorriente representado en la Figura 8.3. El análisis de la primera ley da

$$\dot{m}_f(h_2 - h_1) = \dot{m}_c(h_3 - h_4) \qquad [8.45]$$

Este análisis sólo proporciona un balance entre el enfriamiento de la corriente caliente y el calentamiento de la corriente fría. Pero no dice nada sobre la eficacia de ese intercambio de calor, es decir, cuál sería el máximo intercambio de calor posible.

Un corolario de la segunda ley dice que no se puede transferir calor desde una corriente a baja temperatura hacia otra a temperatura mayor. Esto ocurre en cualquier punto intermedio del intercambiador, y también en los extremos:

$$T_2 \le T_3 \quad \text{y} \quad T_1 \le T_4 \qquad [8.46]$$

Ambas condiciones deben cumplirse simultáneamente con independencia del diseño del intercambiador.

Supongamos ahora un caso particular: intercambiador con las dos corrientes isobaras y c_p constante. Se puede escribir la ec. [8.45] como

$$(\dot{m}c_p)_f(T_2 - T_1) = (\dot{m}c_p)_c(T_3 - T_4) \quad [8.47]$$

Si las capacidades caloríficas (producto $\dot{m}c_p$) son iguales para las dos corrientes, se habla de un ***intercambiador balanceado*** (líneas paralelas en la Figura 8.3):

$$(\dot{m}c_p)_f = (\dot{m}c_p)_c \quad \Rightarrow \quad T_2 - T_1 = T_3 - T_4 \quad \therefore \quad T_3 - T_2 = T_4 - T_1 \quad [8.48]$$

El intercambiador más efectivo será el que cumple las igualdades de la ec. [8.46] (las líneas de la Figura 8.3 se solapan):

$$T_2 = T_3 \quad \text{y} \quad T_1 = T_4 \quad [8.49]$$

Si el ***intercambiador no está balanceado***, sólo la corriente con menor capacidad calorífica puede –en el mejor de los casos– salir a la temperatura de entrada de la otra corriente:

$$T_2 = T_3 \quad \text{y} \quad T_1 < T_4 \quad \text{si} \quad (\dot{m}c_p)_f < (\dot{m}c_p)_c \quad [8.50]$$

$$T_2 < T_3 \quad \text{y} \quad T_1 = T_4 \quad \text{si} \quad (\dot{m}c_p)_f > (\dot{m}c_p)_c \quad [8.51]$$

Un intercambiador real opera con menor efectividad. La ***efectividad*** se mide como cociente entre el calor realmente transferido y el máximo calor que se podría transferir cumpliendo las restricciones termodinámicas:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\text{calor transferido real}}{\text{calor máximo posible}} \quad [8.52]$$

Para un ***intercambiador balanceado***:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_1} = \frac{\Delta T}{\Delta T_{\max}} \quad [8.53]$$

Para ***intercambiador con c_p variable o no balanceado***:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{h_2 - h_1}{h(T_3) - h_1} \quad \text{si} \quad (\dot{m}c_p)_f < (\dot{m}c_p)_c \quad [8.54]$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h(T_1)} \quad \text{si} \quad (\dot{m}c_p)_f > (\dot{m}c_p)_c \quad [8.55]$$

$h(T_1)$ significa la entalpía de la corriente 3–4 a la temperatura T_1.

Ejemplo 8.4

Gases de escape de una turbina se emplean para precalentar el mismo caudal de aire comprimido. Los caudales de ambas corrientes son de 5,0 kg/s, y las temperaturas de entrada son 450 °C y 200 °C. Determinar el calor intercambiado y las temperaturas de salida si la eficacia del intercambiador es ε = 0,82. Suponer que las propiedades de los gases de escape son idénticas a las del aire, c_p=1,0035 kJ/kgK.

Solución

Nos referimos al esquema de la Figura 8.3, con T_1=200 °C, T_3=450 °C. Este intercambiador está balanceado (mismos caudales y calores específicos). Por tanto,

$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} = \varepsilon \dot{m}(h_3 - h_1) = \varepsilon \dot{m} c_p (T_3 - T_1) = (0,82)(5,0)(1,0035)(450-200) = 1028,6$ kW

$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T \Rightarrow \Delta T = \dot{Q}/(\dot{m} c_p) = 1028,6/(5,0 \times 1,0036) = 205$ °C (igual para las dos corrientes).

$T_2 = T_1 + \Delta T = 405$ °C; $T_4 = T_3 - \Delta T = 245$ °C.

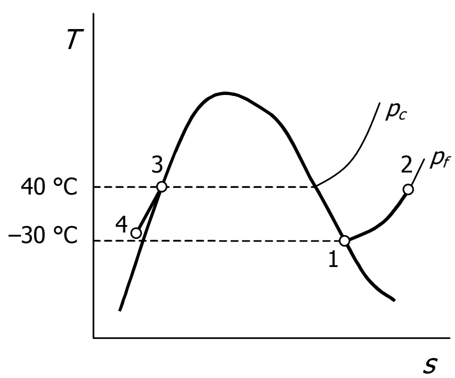
Obsérvese que la corriente fría sale (T_2) a **mayor** temperatura que la caliente (T_4). Pero eso no viola la segunda ley, pues esos dos puntos no están en contacto físico.

Ejemplo 8.5

Freón-12 líquido saturado a 40 °C se enfría con el mismo caudal de R-12 vapor saturado a –30 °C en un intercambiador en contracorriente. El caudal de ambas corrientes es de 0,8 kg/s. Determinar la temperatura de salida de cada corriente y el calor intercambiado, si (a) el intercambiador es ideal; (b) si la eficacia es de 0,85.

Solución

El diagrama T-s esquematiza el proceso de intercambio de calor; nótese que ambas corrientes están a diferente presión.



(a) Las propiedades de las corrientes se dan en la tabla siguiente (se subrayan los datos del enunciado):

Estado	T (°C)	P (kPa)	x	h (kJ/kg)
1	<u>–30</u>	100,1	<u>1,00</u>	174,50
2	40	<u>100,1</u>	-	215,60
3	<u>40</u>	958,8	<u>0,00</u>	74,50
4	–3	<u>958,8</u>	-	32,499

El intercambiador no está balanceado, pues aunque los caudales son iguales, los calores específicos son diferentes. Se pueden plantear dos posibilidades (ecs. [8.50] y [8.51]):

$T_2 = T_3$ y $T_1 < T_4$, o bien $T_2 < T_3$ y $T_1 = T_4$.

Si suponemos cierto el segundo caso, $T_1 = T_4 = -30$ °C, P_4=958,8 kPa $\Rightarrow$ $h_4 \cong h_f(-30$ °C$)$=8,73 kJ/kg.

$\dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{m}(h_4 - h_3) = 0 \Rightarrow h_2 = h_1 + h_3 - h_4 = 174,50 + 74,50 - 8,73 = 240,27$ kJ/kg.

En las tablas del R-12 (100 kPa), se lee T_2=78 °C>T_3, luego este caso es imposible.

Suponiendo ahora $T_2 = T_3 = 40$ °C, P_2=100,1 kPa $\Rightarrow$ h_2=215,60 kJ/kg.

$\dot{Q} = \dot{m}\,(h_2 - h_1) = -\dot{m}\,(h_4 - h_3) = 0{,}8(215{,}60 - 174{,}50) =$ **32,88 kW**.

$h_4 = h_3 - (h_2 - h_1) = 33{,}40$ kJ/kg $\Rightarrow$ **$T_4 = -3$ °C**.

(b) Si $\varepsilon = 0{,}85$: $\dot{Q} = 0{,}85\,\dot{Q}_{max} = 27{,}948$ kW.

$\Delta h = \dot{Q}/\dot{m} = 27{,}948/0{,}8 = 34{,}94$ kJ/kg; por tanto:

$h_{2'} = h_1 + \Delta h = 209{,}44$ kJ/kg $\Rightarrow$ **$T_{2'} = 30$ °C**; $h_{4'} = h_3 - \Delta h = 39{,}57$ kJ/kg $\Rightarrow$ **$T_{4'} = 4$ °C**.

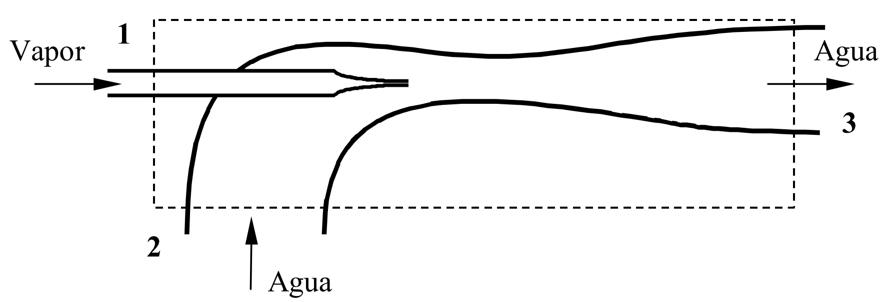
6. TEST DE IMPOSIBILIDAD DE PROCESOS

La segunda ley de la termodinámica permite identificar procesos que nunca pueden ocurrir, con independencia de los detalles del sistema. Un ejemplo es el llamado ***móvil perpetuo de segunda especie*** (PMM2) o máquina anti-Kelvin, es decir, un sistema capaz de producir trabajo interaccionando con un solo foco térmico.

Un test general para un ***proceso imposible*** consiste en comprobar si viola la segunda ley de la termodinámica o alguno de sus corolarios. Un proceso que viola la segunda ley es evidente que es imposible.

Ejemplo 8.6

(Examen del 2/02/98) Un inventor solicita registrar una patente de un aparato llamado inyector, representado en la figura. De acuerdo con lo que el inventor sostiene, el equipo es adiabático y opera en régimen estacionario. Emplea vapor a 3 bar y 250 °C para bombear agua líquida a 1 bar y 20 °C. Afirma que la relación de caudales entre las corrientes es $\dot{m}_2 / \dot{m}_1 = 10$. Las dos corrientes se mezclan y salen del aparato como una única corriente a 5 bar.



(a) Determinar el estado de la corriente de salida, suponiendo que el equipo opera como afirma su inventor.

(b) Representar los tres estados del sistema en un diagrama *T-s*. Indique claramente la posición de los puntos en sus isotermas e isobaras.

(c) El funcionario de patentes, tras echar un vistazo a la solicitud, asegura que es imposible mezclar dos corrientes, ambas a baja presión, y obtener otra corriente a mucha mayor presión, sin que eso requiera el aporte de trabajo desde el exterior. Sin embargo, como es un burócrata prudente y experimentado, ha decidido contratarle a Vd. como consultor antes de rechazar la patente. ¿Cuál sería su informe? Indique si el invento es posible o no, y por qué.

Solución

(a) Estado de salida.

Se pone la tabla con las propiedades de todos los estados (subrayados los datos y en negrita lo que se pide):

Estado	*P* (kPa)	*T* (ºC)	*h* (kJ/kg)	*s* (kJ/kgK)
1	300	250	2967,87	7,5183
2	100	20	83,94	0,2931
3	500	**82,56**	**346,12**	**1,1030**

El estado 1 se obtiene directamente de la Tabla 22, página 33.

El estado 2 se obtiene interpolando en la Tabla 22, página 32.

Aplicando la ecuación de conservación de la masa:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \Rightarrow \dot{m}_3 = \dot{m}_1 + 10\dot{m}_1 = 11\dot{m}_1$$

Aplicando el 1er Principio a un sist. abierto en rég. estacionario:

$$\dot{Q} = \dot{W}_a + \Delta\dot{H} + \Delta\dot{E}_c + \Delta\dot{E}_p .$$

Todos los términos son nulos excepto la variación de entalpía (se trata de una mezcla adiabática):

$$\Delta\dot{H} = 0 \Rightarrow \dot{m}_3 h_3 - (\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2) = 0 \Rightarrow 11\dot{m}_1 h_3 - \dot{m}_1 h_1 - 10\dot{m}_1 h_2 = 0 \Rightarrow$$

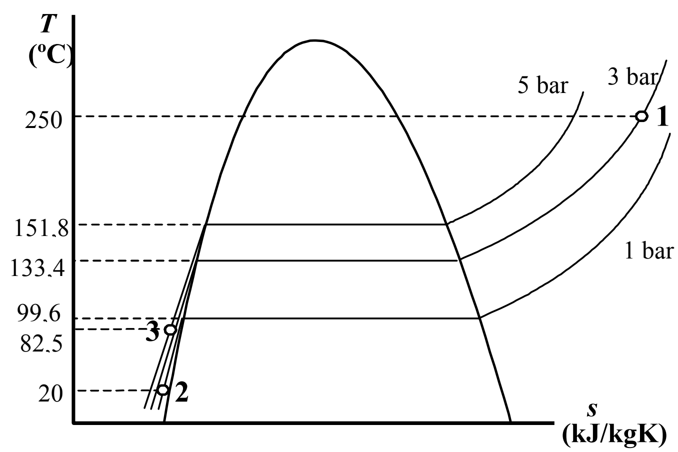
h_3 = (2967,87+10·83,94) / 11 ⇒ $\underline{h_3 = 346{,}12 \text{ kJ/kg}}$.

Interpolando en la Tabla 22, página 33 se obtiene:

$\underline{T_3 = 82{,}56 \text{ ºC y } s_3 = 1{,}1030 \text{ kJ/kgK}}$.

(b) Representación diagrama *T-s*.

Hay que tener en cuenta *P*, *T* y *s* de cada punto:



(c) Posibilidad del proceso.

Lo que determina o no la posibilidad del proceso es el cumplimiento o no del 2º Principio. Se debe cumplir que la entropía generada sea mayor que cero.

$$\dot{\sigma} = \Delta\dot{S}_{sist.} + \Delta\dot{S}_{m.r.} > 0$$

$\Delta\dot{S}_{m.r.} = 0$, porque no hay intercambio de calor con el entorno.

$$\Delta\dot{S}_{sit.} = \dot{m}_3 s_3 - (\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_2 s_2) = 0 \Rightarrow 11\dot{m}_1(1{,}1030) - \dot{m}_1(0{,}2931) - 10\dot{m}_1(7{,}5183)$$

Como desconocemos el valor de $\dot{m}_1$ expresaremos el resultado dividiendo por el caudal (kg/s):

$\frac{\dot{\sigma}}{\dot{m}} = 1{,}6837\left[\frac{\text{kW/K}}{\text{kg/s}}\right] = 1{,}6837\left[\text{kJ/kg K}\right] > 0$. Luego, el proceso **SÍ** es posible; o mejor dicho, no es imposible (no viola P2).

BIBLIOGRAFÍA

- M.J. MORAN y H.N. SHAPIRO, *Fundamentos de Termodinámica Técnica*, Barcelona, Reverté, 1993, pp. 273–295.
- A. SHAVIT & C. GUTFINGER, *Thermodynamics. From concepts to applications*, London, Prentice Hall, 1995, pp. 152–169.
- J. M. SEGURA, *Termodinámica Técnica*, Madrid, AC, 1980, pp. 402–432.
- K. WARK, *Termodinámica* (5ª ed.), Mexico, McGraw-Hill, 1991, pp. 279–307.

PROBLEMAS PROPUESTOS

8.8. 3000 kg/h de vapor de agua a 9 MPa y 375 °C se expansionan adiabáticamente en una turbina con rendimiento isoentrópico de 0,895, siendo su presión a la salida de 400 kPa. (a) Cuál es la potencia conseguida, en kW. (b) Cuál es la variación de su energía interna, en kJ/kg. (c) El vapor de escape se divide en dos corrientes del mismo flujo másico. Una se utiliza para calefacción, condensándose a presión constante hasta convertirse en agua líquida a 50 °C. ¿Cuál es la variación de entropía que experimenta, en kJ/kg K? (d) La otra corriente se estrangula hasta 100 kPa y también se utiliza en calefacción, siendo el agua de salida de 25 °C de temperatura. ¿Qué cantidad de calor por hora puede suministrarnos?

Solución: (a) $m_1(h_2–h_1)$ = 451,4 kW; (b) $u_2–u_1$ = 2331,5–2786,3 = –454,8 kJ/kg; (c) $s_3–s_2$ = 0,7038–6,3131 = –5,6093 kJ/kgK; (d) $Q = 0,5m_1(h_5–h_4)$ = –996,0 kW = –3586 MJ/h.

8.9. Una instalación de turbocompresión está formada por:

a) Un compresor isotermo que comprime 10 t/h de aire desde 0,1 MPa y 300 K hasta 2 MPa, con un rendimiento de 0,75.

b) Una turbina que acciona el compresor y que expande en forma adiabática dióxido de carbono desde 2 MPa y 500 K hasta 0,5 MPa con un rendimiento isoentrópico de 0,80.

Se pide: (a) potencia absorbida por el compresor en kW; (b) caudal másico de CO_2; (c) entropía generada en el conjunto de la instalación en kW/K.

Datos: Suponer que el aire y el CO_2 se comportan idealmente y que c_p para el CO_2 es c_p = 30 kJ/kmol K. $M(CO_2)$ = 44; M(aire) = 29.

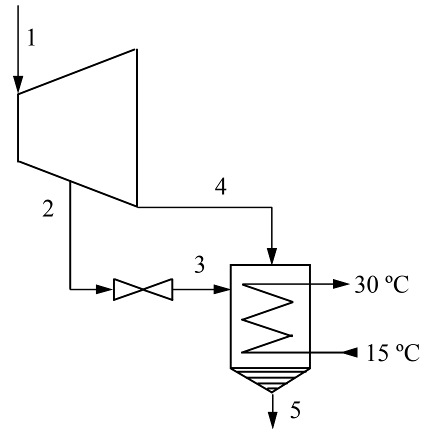
Solución: (a) 954,3 kW; (b) 10,97 kg/s; (c) 1,465 kW/K.

8.10. 80 t/h de vapor de 8 MPa y 450 °C (estado 1) entra en una turbina, donde se expansiona hasta 7 kPa. De la turbina se extrae una sangría con el 10% del caudal circulante en el escalonamiento correspondiente de 100 kPa de presión (2).

La sangría de la turbina se estrangula hasta la presión del condensador (3), mezclándose con (4). A la salida de éste, el líquido es saturado (estado 5).

El rendimiento isoentrópico de la turbina entre 1 y 2 es de 0,90, y en los escalamientos de baja presión (de 2 a 4) es de 0,85.

Determinar (a) la potencia conseguida en el eje de la turbina (en kW) y (b) el caudal de agua (en kg/s) que ha de utilizarse en la refrigeración del condensador, sabiendo que entra a 15 °C y no debe salir a más de 30 °C.



Solución: (a) W_n = 80000/3600 [$(h_1–h_2)$+0,90$(h_2–h_4)$] = 23964 kW; (b) m = 80000/3600 (0,90h_4+0,1h_3–h_5)/(c_{pa}(30–15)) = 45117 [kW]/62,8 [kJ/kg] = 718,4 kg/s.

8.11. Una turbina trabaja con He (gas perfecto) que se expansiona desde 400 °C y 6 MPa hasta 2 MPa, separando 75 kJ/kg al medio ambiente, que se encuentra a 15 °C. La variación de entropía del universo durante el proceso es de 0,800 kJ/kg K. ¿Qué trabajo produce la turbina por kg de He en flujo? (b) Para producir más trabajo se sugiere aislarla completamente, evitando las pérdidas de calor al exterior. ¿Significa alguna ganancia en trabajo esta modificación? Suponer que la entropía generada es la misma en ambos casos.

Solución: (a) 923 kJ/kg; (b) 868,5 kJ/kg.

8.12. 130 kg/s de vapor de 6 MPa y 400 °C se expansiona adiabáticamente en una turbina hasta alcanzar la línea de vapor saturado, variando su entropía en 0,159 kJ/kg K.

El vapor de escape se recalienta a presión constante hasta 300 °C y entra en otra turbina (turbina de baja) expansionándose hasta la presión de 5 kPa y título 0,9.

a) Si la velocidad de salida no debe ser mayor de 250 m/s, cuál debe ser la sección de salida de la turbina de baja.

b) Calcular la potencia total en MW.

c) Calcular el rendimiento isoentrópico de la turbina de baja.

Solución: (a) 13,2 m^2; (b) 149,9 MW; (c) 0,88.

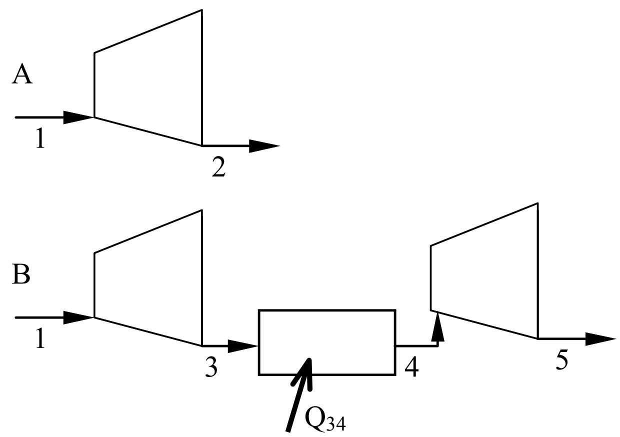
8.15. (Examen del 9/09/95) (a) Vapor entra en una turbina a 120 bar y 450 °C (estado 1), y se expande hasta 1 bar (estado 2). A la salida la entropía es 0,650 kJ/kgK mayor que a la entrada. El proceso es adiabático, y pueden despreciarse las variaciones de energía cinética y potencial. Determinar el trabajo obtenido en la turbina, en kJ/kg.

(b) Se realiza el mismo proceso, con las mismas condiciones iniciales (estado 1) y la misma presión final (estado 3), pero retirando el aislamiento térmico de la turbina. Se ha encontrado que el aumento de la entropía del vapor es ahora de 0,600 kJ/kgK, y que se produce un flujo de calor del vapor hacia el ambiente, que se encuentra a 300 K. La variación de entropía del entorno es de 0,0850 kJ/K por kilogramo de vapor. Determinar el calor transferido y el trabajo obtenido en la turbina de vapor con estas nuevas condiciones, en kJ/kg.

(c) Representar ambos procesos en un único diagrama *T-s*.

Solución: (a) w_a = 685,7 kJ/kg; (b) q_b = -25,5 kJ/kg; w_b = 678,7 kJ/kg.

8.16. (Examen del 29/01/96) La empresa ACME desea obtener energía eléctrica a partir de unos gases calientes a presión. El departamento de ingeniería contempla dos posibles instalaciones con turbinas adiabáticas, denominadas A y B. Ambas operan en régimen estacionario, con un gas ideal de peso molecular 22 y cociente de calores específicos k = 1,38. El gas se alimenta a las turbinas a 800 K y 2,5 MPa, y el escape se encuentra a la presión atmosférica de 1 bar.



La turbina A opera en una etapa, con un rendimiento isoentrópico de 0,88. La turbina B se divide en dos etapas de la misma relación de compresión (presión de entrada/presión de salida); a la presión intermedia el gas se calienta a presión constante hasta 800 K, con un foco a 850 K. El rendimiento isoentrópico de las dos etapas es el mismo que para la turbina A.

Se pide:

(i) Demostrar gráficamente en un diagrama *P-v* cuál de las dos turbinas produce mayor trabajo, suponiendo todos los procesos reversibles.

(ii) Calcular la temperatura final de salida del gas para las dos turbinas, suponiendo irreversibles los procesos de expansión, con rendimiento de 0,88.

(iii) Calcular el trabajo obtenido en cada turbina, por kg de gas circulante.

(iv) Calcular la entropía generada en las dos turbinas, por kg de gas en flujo.

Solución: (ii) T_2 = 386,1 K; T_5 = 548,0 K; (iii) w_A = 568 kJ/kg; w_B = 691,6 kJ/kg; (iv) σ_A = 0,217 kJ/kgK; σ_B = 0,290 kJ/kgK.

8.19. (Examen del 12/09/97) En un ciclo de potencia con recalentamiento el vapor de agua entra en la turbina de alta a 12 MPa y 500 ºC. A la salida la entropía del vapor es 0,1885 kJ/kgK mayor que a la entrada.

Antes de entrar en la turbina de baja el vapor se recalienta hasta 450 ºC a presión constante. En el recalentador de la caldera, cuya temperatura media es de 800 ºC, se aportan 404 kJ por kilogramo de agua circulante y el vapor experimenta un aumento de entropía de 0,645 kJ/kgK.

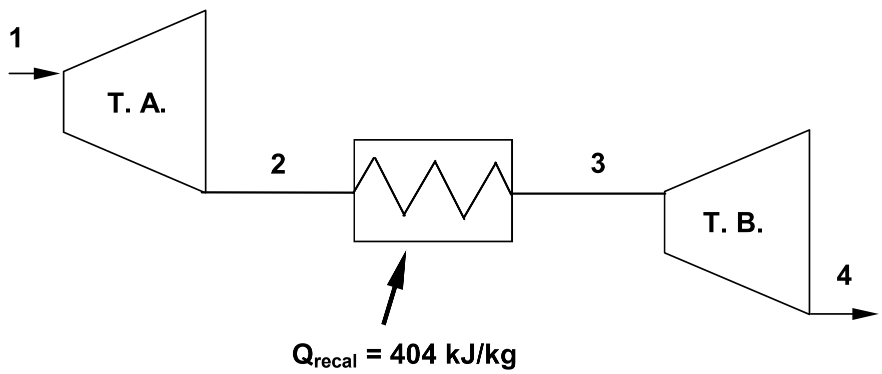
La turbina de baja tiene un rendimiento isoentrópico del 90 % y la salida se produce a 10 kPa. La temperatura ambiente es T_0=15 ºC. Se pide:

(a) Presión en el recalentador.

(b) Rendimiento isoentrópico de la turbina de alta.

(c) Caudal de agua necesario para obtener una potencia de 150 kW (kg/s).

(d) Entropía generada (W/K).



Solución: (a) P_2 = 1850 kPa; (b) η_s = 80,0 %; (c) m = 0,1128 kg/s; (d) σ = 88,3 W/K.