8 - Exergía

Ejercicio 8.1

Estando el estado muerto (o de referencia) a la temperatura T_0 y presión p_0, escribir las expresiones matemáticas utilizadas para calcular los siguientes casos (se suponen conocidas las funciones U, H, S, V, ω y z de todos los estados considerados):

a) La exergía $\mathbf{Ex_{c\,1}}$ de un sistema cerrado en el estado **1,** con velocidad $\boldsymbol{\omega_1}$ y altura $\mathbf{z_1}$

b) La variación de exergía $\mathbf{\Delta Ex_c}$ de un sistema cerrado que evoluciona reversiblemente desde el estado **1** al **2**; despreciar energías cinéticas y potenciales gravitatorias del sistema.

c) Idem (b), pero irreversiblemente, **1** al **2'** .

d) La exergía $\mathbf{Ex_{a\,3}}$ de una corriente que circula por una cañería en un estado **3** de régimen estacionario, con $\boldsymbol{\omega_3 \neq 0}$ y $\mathbf{z = 0}$

e) La variación de la exergía $\mathbf{\Delta\, Ex_a}$ entre salida **4** y entrada **3** de un sistema abierto en régimen estacionario. Despreciar energías cinéticas y potenciales.

f) La exergía $\mathbf{Ex_{a\,5}}$ de una corriente que circula por una cañería en un estado **5** en régimen transitorio.

g) La variación de exergía **ΔEx** de un sistema abierto en régimen transitorio, de estado inicial **I**, estado final **F**, estado de masa de entrada **E** y de salida **S**

h) El rendimiento exergético de un proceso en general.

Respuestas:

a) $Ex_{c\,1} = (U_1 - U_0) - T_0\,(S_1 - S_0) + p_0\,(V_1 - V_0) + m\,\frac{\omega_1^2}{2} + m\,g\,z_1$

b)

c) $\Delta\,Ex_c = Ex_{c\,2'} - Ex_{c\,1} = (U_{2'} - U_1) - T_0\,(S_{2'} - S_1) + p_0\,(V_{2'} - V_1)$

d) $\dot{E}x_{a\,3} = (\dot{H}_3 - \dot{H}_0) - T_0\,(\dot{S}_3 - \dot{S}_0) + \dot{m}\,\frac{\omega_3^2}{2}$

e) $\Delta\dot{E}x_a = (\dot{H}_4 - \dot{H}_3) - T_0\,(\dot{S}_4 - \dot{S}_3)$

f) $\dot{E}x_{a\,5} = (\dot{H}_5 - \dot{H}_0) - T_0\,(\dot{S}_5 - \dot{S}_0)$

g) $\Delta Ex = (U_F - U_I) - T_0\,(S_F - S_I + S_S - S_E) + (H_S - H_E) + p_0\,(V_F - V_I)$

h) $\eta_{ex} = \dfrac{\text{Exergías producidas}}{\text{Exergías consumidas}}$

Ejercicio 8.2

Para un estado de referencia $T_0 = 300$ K y $p_0 = 1$ bar , calcular la exergía de los siguientes casos:

a) 100 kg de aire (gas ideal), a t_1=650 °C y p_1=12 bar

b) 100 kg de aire (gas ideal), a t_1=27 °C y p_1=0.1 bar

c) 7.10^6 m^3 de agua de un lago, a 70 m de altura, sobre el nivel de referencia., a T_0 y p_0 .

d) Una bala de cañón de 10 kg, que se desplaza horizontalmente a 250 m/s, con rozamiento, y sin rozamiento.

e) Una corriente de 60 kg / h de oxígeno, en régimen permanente, a p_1 = 12 bar y t_1 = –20°C.

f) Una corriente de 30 kg / h de hidrógeno a p_1 = 0,01 bar y T_1 = 300 K .

g) La exergía de 10000 kCal de energía calórica que salen de una estufa a t_1 = 600°C.

h) La exergía de 10000 kCal de calor de calefacción que ingresa a un salón, a t_1 = 40°C.

i) La exergía de 1 kWh de trabajo eléctrico entregado a una resistencia eléctrica.

j) La exergía de 1 m^3 de vacío.

k) La exergía de 1 kg de vapor de agua a 275°C y 12 bar. t_0 = 20°C y p_0 = 101.3 kPa

l) La exergía de 1 kg/s de vapor en el mismo estado del caso anterior.

m) La exergía de 1 kg de vapor húmedo de agua a 125°C y x = 0,5. t_0 = 20°C y p_0 = 101.3 kPa

Respuestas:

a) Ex = 25,87 MJ

b) Ex = 57,66 MJ

c) Ex = 4,8 x 10^{12} J = 4,8 x 10^6 MJ

d) Con y sin rozamiento: Ex = 312,5 kJ

e) $\dot{E}x$ = 3,29 kW

f) $\dot{E}x$ = -47,5 kW

g) Ex = 6564 kCal = 27,46 MJ

h) Ex = 415 kCal = 1736 kJ

i) $\dot{E}x$ = 1 kW

j) Ex $_{VACÍO}$ = 100 kJ

k) Ex $_{VAPOR}$ = 736 kJ

l) Ex $_{VAPOR}$ = 870 kJ

m) Ex $_{VAPOR}$ = 303,0 kJ

Ejercicio 8.3 - Resuelto en página 144

Para el mismo estado de referencia del ejercicio anterior, T_0 = 300 K y p_0 = 1 bar, calcular las variaciones de exergía de los siguientes casos:

a) 1 kg de aire (gas ideal), a t_1 = 650 °C y p_1 = 12 bar, se expanden isoentrópicamente hasta la presión del medio de referencia.

b) Una bala de cañón de 10 kg, que se desplaza horizontalmente 250 m/s. baja su velocidad a 150 m/s debido al rozamiento con el aire.

c) Una corriente de 300 kg / h de aire a p_1=1,2 kg_f/cm^2 y T_1=300 K,se calientan a presión constante hasta T_2=500 K.

d) Un recipiente de 1 m^3 de capacidad donde se ha realizado vacío inicialmente, debido a fugas, es llenado por el aire ambiente, quedando en equilibrio con el medio de referencia.

e) Una fuente térmica de capacidad infinita, a T_F = 1200 K , recibe 1000 kCal .

f) Una tobera adiabática reversible, ingresan 100 kg / h de aire a baja velocidad, p_1 = 10 kg_f/cm^2 y t_1=80 °C y sale a 200 m/s.

g) Un kg de agua en estado de líquido saturado a 200°C que se calienta a presión constante hasta 300°C.

Respuestas:

a) ΔEx = –229,3 kJ

b) Ex_{BALA} = –200 kJ

c) $\Delta \dot{E}x$ = 3,92 kW

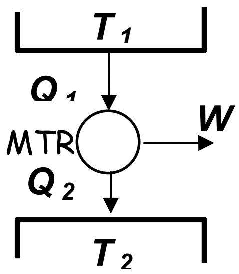
d) Ex =–100 kJ

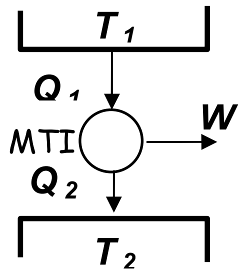
e) Ex = 750 kCal = 3138 kJ

f) $\Delta \dot{E}x$ = 0

Ejercicio 8.4

Dos máquinas térmicas funcionan entre dos fuentes a T_1 =1200 K , y T_2 = 300 K , retirando cada una Q = 1000 kW de la fuente caliente. Una de ellas funciona reversiblemente y la otra irreversiblemente. La segunda entrega a la fuente fría Q_2 = 400 kW.





Calcular para ambas máquinas el rendimiento térmico η y el rendimiento exergético η_{EX} , para un medio a T_0 = 300 K.

Realizar para cada caso un diagrama de Sankey de exergía.

Respuestas:

$\eta_{t\,A}$ = 0,75 $\eta_{EX\ A}$ = 1

$\eta_{t\,B}$ = 0,6 $\eta_{EX\ B}$ = 0,8

Ejercicio 8.5 - Resuelto en página 146

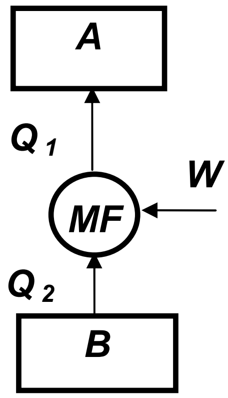
Dos bloques de metal A y B de 10 kg cada uno y calor específico c = 0,418 kJ / kg K se encuentran inicialmente a t_1 = 27 °C. Una máquina frigorífica retira calor de un bloque y se lo entrega al otro.

Calcular:

a) El trabajo mínimo necesario para provocar entre ambos una diferencia de 100 °C.

b) Las variaciones de exergía de ambos bloques, ΔEx_A y ΔEx_B . T_0=300 K,.

c) El rendimiento exergético, η_{EX} si se empleara 25 % más que el trabajo mínimo requerido, por causas de irreversibilidades.



Respuestas:

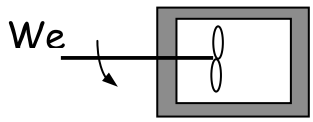
a) Wmin = –34,6 kJ

b) ΔEx_A = 18,2 kJ y ΔEx_B = 16,4 kJ

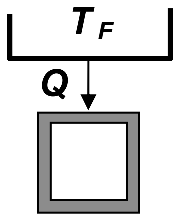
c) η_{EX}= 0,797

Ejercicio 8.6

10 kg de aire a 1 kg_f/cm^2 y 27 °C encerrados en un recipiente rígido deben ser calentados hasta t_F = 227 °C . Calcular: ΔU, Q, W, ΔS_S, ΔS_m, ΔS_U, ΔEx_S, ΔEx_m, ΔEx_U, y η_{EX}, para cada uno de los siguientes casos (el estado de referencia es p_0 =1 kg_f/cm^2 y t_0 = 27 °C :

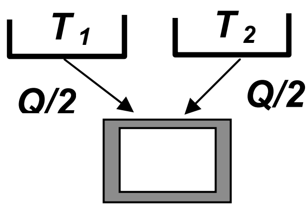


a) Mediante una rueda de paletas que gira en su interior.

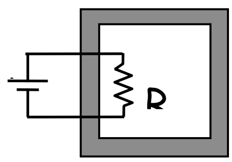


b) Todo el calor con una fuente a 227 °C.

c) Todo el calor con una fuente a 327 °C



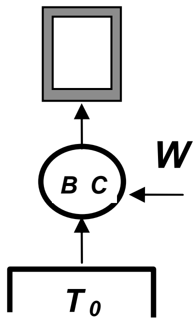
d) Desde 27 °C hasta 127 °C con una fuente a 127 °C y desde 127 °C hasta 227 °C con una fuente a 227 °C.



e) Mediante una resistencia eléctrica (despreciar la masa de la resistencia).

f) Entregando calor en pequeñas cantidades, gradualmente, mediante infinitas fuentes entre 27 °C y 227 °C.

g) Mediante una bomba de calor reversible que opera entre el medio atmosférico (a 27 °C y p_0=1 kg_f/cm^2) y el aire que se calienta. .



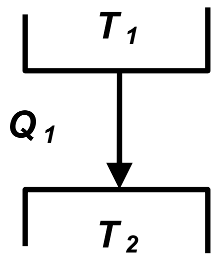
Respuestas:

a) $\eta_{EX} = 0{,}23$ b) $\eta_{EX} = 0{,}58$ c) $\eta_{EX} = 0{,}47$

d) $\eta_{EX} = 0{,}72$ e) $\eta_{EX} = 0{,}23$ f) $\eta_{EX} = 1$

g) $\eta_{EX} = 1$

Ejercicio 8.7



Calcular el cambio de exergía que experimenta una fuente a $T_1 = 1000$ K, cuando la misma cede 1000 KJ. Dicha cantidad de calor es transferida a otra fuente a $T_2 = 400$ K.

Calcular la pérdida de exergía del universo como consecuencia de esta transferencia de calor. Temperatura del medio $T_0 = 300$ K.

Respuestas: $\Delta Exu = -450$ kJ

Ejercicio 8.8

Un kg de aire se encuentra a 27 °C y 1 bar de presión. Determinar su exergía para los siguientes estados del medio de referencia:

a) $T_0 = 300$ K ; $p_0 = 1$ bar
b) $T_0 = 330$ K ; $p_0 = 1$ bar
c) $T_0 = 273$ K ; $p_0 = 1$ bar
d) $T_0 = 300$ K ; $p_0 = 1{,}5$ bar
e) $T_0 = 300$ K ; $p_0 = 0{,}8$ bar

Respuestas:

a) $Ex_{AIRE} = 0$
b) $Ex_{AIRE} = +1{,}46$ kJ
c) $Ex_{AIRE} = +1{,}26$ kJ
d) $Ex_{AIRE} = +8{,}13$ kJ
e) $Ex_{AIRE} = +1{,}99$ kJ

Ejercicio 8.9

Determinar la variación de exergía que experimentan 100 kg de aire (gas ideal) al pasar de un estado inicial "1" de $p_1 = 1$ bar y $T_1 = 300$ K, a otro estado "2" con $p_2 = 1$ bar y $T_2 = 400$ K,, considerando distintos medios de referencia:

a) $p_0 = 1$ bar y $T_0 = 300$ K

b) $p_0 = 1$ bar y $T_0 = 347{,}6$ K

c) $p_0 = 2$ bar y $T_0 = 400$ K

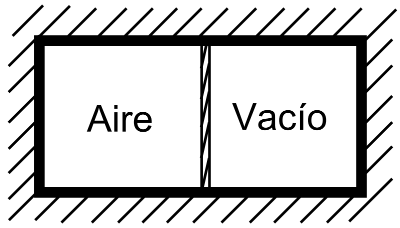
Respuestas:

a) Δ Ex $_{AIRE}$ = +1378 kJ

b) Δ Ex $_{AIRE}$ = +0,172 kJ

c) Δ Ex $_{AIRE}$ = +1353 kJ

Ejercicio 8.10 - - Resuelto en página 150



Un recipiente adiabático está separado por un tabique en dos partes iguales. De un lado hay 10 kg de aire a T_1 = 500 K, y p_1 =10 bar, y del otro lado hay vacío inicialmente. El tabique se abre y el aire se expande ocupando todo el volumen .

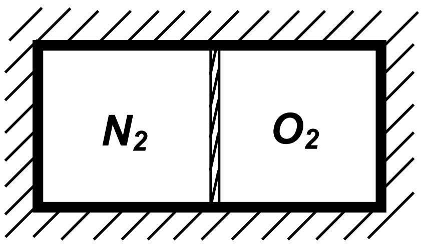
Calcular :

1. La pérdida de exergía como consecuencia de la expansión libre.
2. El trabajo mínimo necesario para volver el gas a las condiciones iniciales.

Medio de referencia: T_0= 300 K, y p_0 =1 bar

Respuestas: 1. ΔEx = –597 kJ ; 2. W_{MIN} =597 kJ

Ejercicio 8.11



0,79 moles de N_2 a T_0 =300 K están separados por una membrana de 0,21 moles de O_2 a la misma presión y temperatura.

La membrana se rompe y los gases se mezclan en un proceso adiabático para formar una mezcla uniforme.

Calcular:

a) La variación de exergía del proceso, ΔEx_{MEZCLA}.

b) El trabajo mínimo necesario para separar el O_2 del N_2 .

Medio de referencia: T_0= 300 K, y p_0 =1 bar

Respuestas:

a) ΔEx_{MEZCLA} = – 1,1575 kJ

b) W_{MIN} = 1,1575 kJ

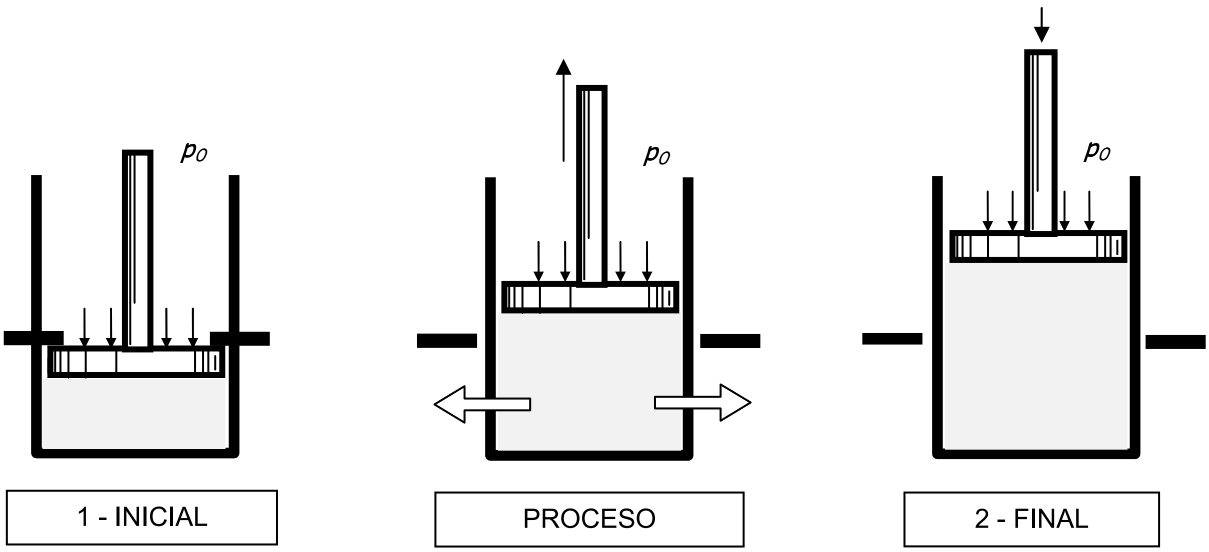
Ejercicio 8.12

Un cilindro cerrado por un pistón contiene 0,05 kg de vapor de agua a p_1 = 1000 kPa y t_1 = 300°C. El pistón se halla inicialmente trabado. Se quitan las trabas y el vapor se expande realizando trabajo sobre un mecanismo (a presión variable) y sobre la atmósfera hasta llegar a la presión final p_2 = 200 kPa y t_2 = 150°C. Las pérdidas de calor del vapor al medio ambiente durante el proceso son de 2 kJ.

El medio está a t_0 = 30°C y p_0 = 100 kPa.

Determinar:

a) La disponibilidad del vapor en el estado final y en el estado inicial.
b) El trabajo útil del proceso.
c) El rendimiento exergético del proceso.



Respuestas:

a) Ex_1 = 33,38 kJ Ex_2 = 23,67 kJ
b) Wu = 5,37 kJ
c) η_{ex} = 55,3 %

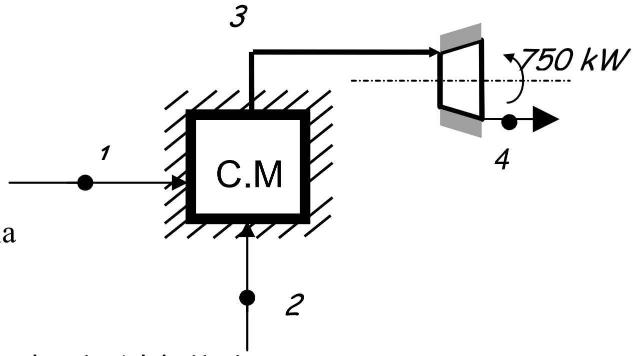
Ejercicio 8.13 - - Resuelto en página 151

Se dispone de un gasto másico $\dot{m}_1$ = 3000 kg/h de vapor de H_2O que se encuentra a una presión p_1 = 2200 kPa y título x = 0,93 , para ser mezclado, (en una cámara de mezcla adiabática), con otra corriente de H_2O de gasto másico $\dot{m}_2$, a determinar. Ambas corrientes ingresan a una turbina adiabática que suministra una potencia de $\dot{W}$ = 750 kW. La variación de entropía específica de la turbina es $s_4 - s_3$ = 0,52388 kJ / kg K y las condiciones de descarga son p_4 = 80 kPa y t_4 = 100°C . El medio de referencia se encuentra a p_0 = 100 kPa y T_0 = 300K.

Determinar:

a) Gasto másico $\dot{m}_2$.

b) Estado de la masa $\dot{m}_2$ a la entrada de la cámara, p_2, t_2, h_2, s_2 .

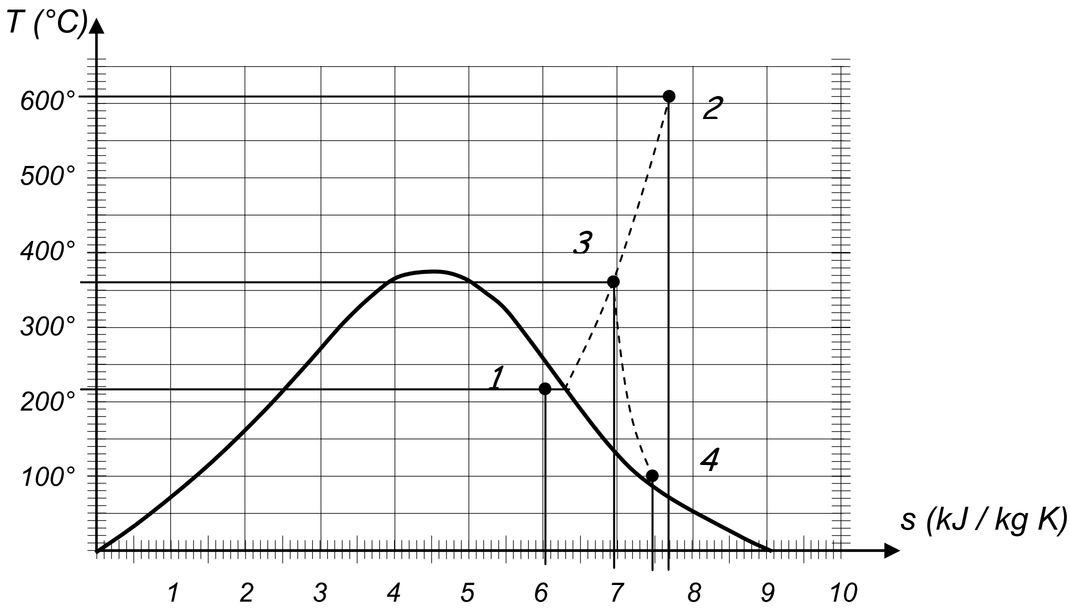


c) Entropía generada en el proceso.
d) Variación de exergía del universo.
e) Rendimiento exergético de la turbina.
f) Volcar los resultados (a) a (e) en una tabla
g) Representación en el diagrama T- s
h) Realizar para el proceso un diagrama de Sankey de exergía

Respuestas:

a)	b)				c)	d)	e)
$\dot{m}_2$	p_2	t_2	h_2	s_2	$\Delta\dot{S}_{Universo}$	$\Delta\dot{E}x_{Universo}$	$\eta_{exergético}$
kg / h	kPa	°C	KJ/kg.	kJ / K kg	kW / K	kW	----
2646	2200	610	3710	7,68	1,040	- 312,1	0,753

g) Diagrama T- s



Ejercicio 8.14

Un tanque rígido y adiabático contiene aire a p_0 =1 bar y T_0 =293 K,. Un compresor adiabático comprime aire desde la atmósfera y lo envía al tanque hasta que su presión es p_F =3 bar . El volumen es de V = 0,7 m^3 . La temperatura final es de T_F =413 K,. Medio de referencia: p_0 = 1 bar ; T_0 = 293 K,

Calcular:

a) Trabajo del compresor W_c .

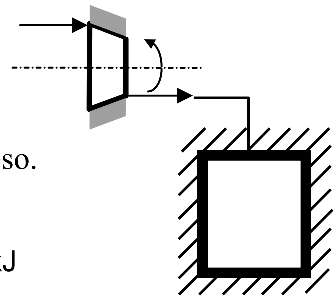
b) Variación de entropía del universo, ΔS_U.

c) Variación de exergía del universo, ΔEx_U .

d) Rendimiento exergético, η_{EX} .

e) ¿Es posible el estado indicado?, justificarlo.

f) Dibujar el diagrama de Sankey de exergía del proceso.



Respuestas:

a) $W_C = -72{,}4$ kJ

b) $\Delta S_U = 0{,}052$ kJ /K

c) $\Delta Ex_u = -15{,}2$ kJ

d) $\eta_{EX} = 0{,}79$

e) Si, pues también cumple con el segundo principio.

Ejercicio 8.15

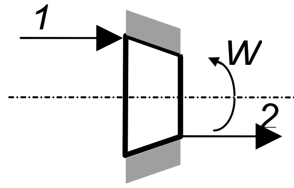
A un compresor adiabático ingresan 360 m^3/h de aire a $p_1 = 1$ bar, $t_1 = 20$ °C y $\omega_1 = 120$ m/s . El aire sale del compresor a una presión de $p_2 = 4$ bar y a una velocidad de $\omega_2 = 60$ m/s . El rendimiento isoentrópico del compresor es de $\eta_C = 0{,}9$. Calcular:

a) El trabajo entregado al compresor.

b) La variación de exergía del aire.

c) El rendimiento exergético del proceso, η_{EX} .

Referencia: $T_0 = 300K$, $p_0 = 1$ bar



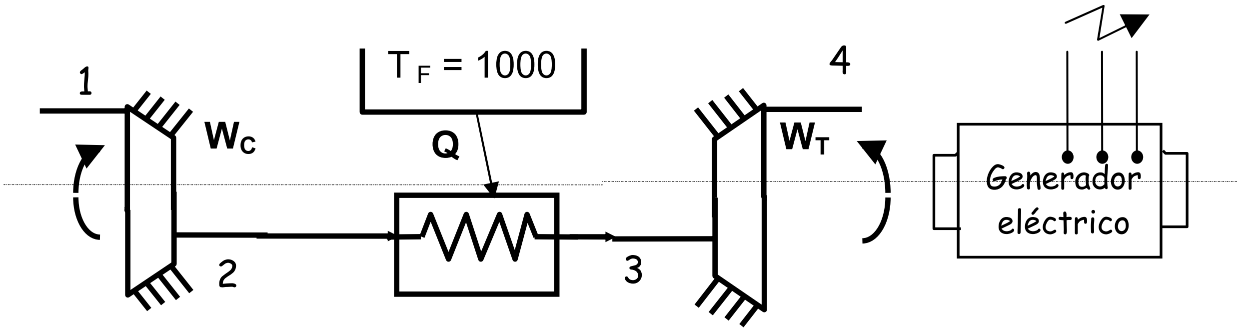
Compresor adiabático

Respuestas:

$\dot{W} = -18{,}45$ kW $\eta_{EX} = 0{,}929$ $\Delta \dot{E}x_{AIRE} = 17{,}14$ kW

Ejercicio 8.16 - Resuelto en página 154

Para producir energía eléctrica durante las horas de mayor demanda se utilizan máquinas llamadas “Turbinas de gas”. Básicamente están constituidas por cuatro elementos:



- un compresor adiabático que aspira aire atmosférico.
- un calentador del aire comprimido (que en la realidad se hace inyectando combustible y quemándolo) ,
- una turbina adiabática que descarga el aire en la atmósfera, y

- un alternador o generador eléctrico.

El compresor adiabático aspira aire a p_1 =101 kPa y t_1 = 27 °C y lo comprime hasta la presión final p_3 mediante un trabajo W_T . El aire pasa a una turbina adiabática luego de sufrir un calentamiento a presión constante p_3 , hasta t_3 =727 °C saliendo de la turbina a p_4 = 101 kPa.

La turbina produce un trabajo que en parte es usado por el compresor (están montadas sobre el mismo eje) y el resto es trabajo útil que se usará para mover el generador eléctrico. La turbina entrega un trabajo W_T tal que $W_C = 0{,}75\ W_T$. Tanto la turbina como el compresor tienen un rendimiento adiabático (o rendimiento isoentrópico) $\eta_t = \eta_c = 0{,}9$.

La potencia mecánica útil es $\dot{W}_U = \dot{W}_T - \dot{W}_C$ = 3000 HP.

El sistema funciona en régimen estacionario, de modo que decir “trabajo” equivale a hablar de “potencia”.

Representar las evoluciones en un diagrama T-s para el aire y calcular:

a) Presión p_3.

b) Flujo másico $\dot{m}$ que circula por la instalación.

c) Calor $\dot{Q}$ recibido por el aire en el calentamiento a presión constante.

d) Rendimiento térmico: $\eta = W_U / Q$

e) La variación de entropía del sistema, medio y universo, si la fuente se encuentra a una temperatura de 1000 K.

f) Variaciones de exergía del sistema, medio y universo, y rendimiento exergético del proceso

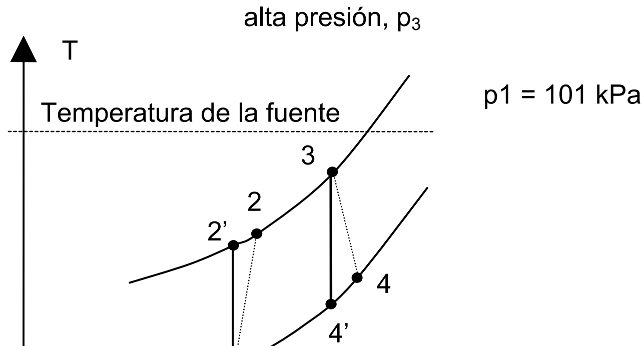
g) Calcular las pérdidas de exergía en el compresor, el calentamiento (fuente incluida), en la turbina, y en el alternador, suponiendo que la energía eléctrica producida sea el 99% del trabajo útil.

h) Realizar el diagrama de Sankey de exergía del proceso.

Respuestas:

a)

p_3 = 1199 kPa



b) $\dot{m}$ = 19,2 kg / s

c) $\dot{Q}$ = 6922 kW

d) $\eta = W_U / Q = 0{,}318$

e) ΔS_{Aire} = 11,52 kW / K

ΔS_M = 6,92 kW / K

ΔS_U = 4,59 kW / K

f) Ex_{Aire} = 1266 kW

ΔEx_M = – 4846 kW

$\Delta Ex_U = -1379$ kW

g) $Ex_{PER\ COMP} = 316{,}5$ kW

$Ex_{PER\ CALENT} = 495$ kW

$Ex_{PERTURBINA} = 565$ kW

$Ex_{PER\ ALT} = 22$ kW

Ejercicio 8.17

Se tiene un compresor adiabático irreversible, que aspira 300 kg/h de vapor saturado (x = 1) de H_2O, desde una presión $p_0 = 1$ bar, y lo comprime hasta una presión $p_2 = 3$ bar. La variación de exergía del universo del compresor es de : - 430,2 kJ/h.

La potencia que consume (el compresor), la provee una máquina térmica irreversible, que funciona entre T_f (fuente caliente) y la atmósfera (fuente fría), $T_0 = 300$ K.

Se sabe que el módulo del calor utilizable Q_{U1} es de 501,9 kJ/h y además se conoce el rendimiento térmico de esa máquina, si la misma fuera reversible y es de 0,5. El medio de referencia es $p_0 = 1$ bar y $T_0 = 300$ K.

Se pide calcular:

a) Potencia que consume el compresor.

b) Rendimiento isentrópico y exergético del compresor.

c) Diagrama T-S, para el proceso que experimentó el H_2O.

d) Temperatura de la fuente caliente, calor entregado por la máquina: Q_2 y rendimiento térmico de la máquina irreversible.

e) Variación de entropía y exergía del universo de la máquina (M.T.I., fuente caliente y fuente fría) y rendimiento exergético de la misma.

Ejercicio 8.18

Un tanque rígido y adiabático, contiene vapor de agua a 0,7 bar y x = 0,96. Está comunicado con un cilindro adiabático cerrado, dentro del cual se ha hecho vacío. Dentro del cilindro, hay un pistón que debido a su peso propio ejerce una presión de 0,10 bar. El volumen del recipiente A es de 10 m³ y 100 m³ es el de B.

Sabiendo que el estado de referencia al abrir la válvula es: $p_0 = 1$ bar y $T_0 = 300$ K, se pide determinar:

a) Estado final del H_2O.
b) Energía intercambiadas.
c) Variación de entropía del universo y si es posible o no el proceso.
d) Variación de exergía del universo (Rendimiento exergético).
e) Diagrama T-S del proceso.

Ejercicios Resueltos

Ejercicio 8.3

Para el mismo estado de referencia del Ejercicio 8. anterior, $T_0 = 300$ K y $p_0 = 1$ bar, calcular las variaciones de exergía de los siguientes casos:

h) 1 kg de aire (gas ideal), a $t_1 = 650$ °C y $p_1 = 12$ bar, se expanden isoentrópicamente hasta la presión del medio de referencia.

i) Una bala de cañón de 10 kg, que se desplaza horizontalmente 250 m/s. baja su velocidad a 150 m/s debido al rozamiento con el aire.

j) Una corriente de 300 kg / h de aire a p_1=1,2 kg_f/cm^2 y T_1=300 K,se calientan a presión constante hasta T_2=500 K.

k) Un recipiente de 1 m^3 de capacidad donde se ha realizado vacío inicialmente, debido a fugas, es llenado por el aire ambiente, quedando en equilibrio con el medio de referencia.

l) Una fuente térmica de capacidad infinita, a $T_F = 1200$ K , recibe 1000 kCal .

m) Una tobera adiabática reversible, ingresan 100 kg / h de aire a baja velocidad, $p_1 = 10$ kg_f/cm^2 y t_1=80 °C y sale a 200 m/s.

Solución:

1. 1 kg de aire se expande isoentrópicamente. Para resolverlo seguimos los siguientes pasos:

sistema cerrado: aire

planteo del estado inicial

$T_1 = 650 + 273 = 923$ K
$p_1 = 12$ bar $= 1200$ kPa
$V_1 = m\,R\,T_1 / p_1 = 1 \,.\, 0{,}287 \,.\, 923 / 1200 = 0{,}2206\ m^3$

planteo del estado final

$T_F = ?$
$p_F = p_0 = 100$ kPa
$V_F = m\,R\,T_F / p_F = ?$

relaciones politrópicas entre parámetros de estados iniciales y finales (es un gas ideal, que evoluciona isoentrópicamente)

con $\kappa = 1{,}399$ para el aire

$$T_F = T_1 \left(\frac{p_F}{p_1}\right)^{(\kappa-1)/\kappa} = 923 \left(\frac{100}{1200}\right)^{0,2852} = 453{,}8 \text{ K}$$

cálculo de ΔU , ΔS y ΔV

$\Delta U = m\,c_V\,\Delta T = 1 \,.\, 0{,}719 \,.\, (454-923) = -337{,}4$ kJ
$\Delta S = 0$ por ser isoentrópica

$V_F = m\,R\,T_F / p_F = 1 \,.\, 0{,}2868 \,.\, 453{,}8 / 100 = 1{,}3015\ m^3$
$\Delta V = V_F - V_1 = 1{,}3015 - 0{,}2206 = 1{,}081\ m3$

Cálculo de variación de exergía para un sistema cerrado sin variaciones de energía cinética y ni potencial.

$\Delta Ex = \Delta U - T0\ \Delta S + p0\ \Delta V = -337{,}4 - 300 \,.\, 0 + 100 \,.\, 1{,}081 =$
$\Delta Ex = -229{,}26\ kJ$

2. Bala de cañón: La variación de exergía de un sistema cerrado, en el que no se puede despreciar la energía cinética ni potencial es:

$$\Delta Ex = \Delta U - T_0\ \Delta S + p_0\ \Delta V + \frac{m}{2}\Delta(\omega^2) + m\ g\ \Delta z$$

y siendo la energía interna, la entropía y el volumen constantes, ya que no hay cambios en la bala, y además, por ser un desplazamiento horizontal es $\Delta\ z = 0$

$$\Delta Ex = \frac{m}{2}\Delta(\omega^2) = \frac{10}{2}(150^2 - 250^2) = -200\ 000\ J = -200\ kJ$$

3. Calentamiento de aire a presión constante, en régimen permanente

$$\Delta \dot{E}x_A = \dot{m}_A\ (\Delta h) - \dot{m}_A\ T_0\ (\Delta s)$$

$$\Delta \dot{E}x_A = \dot{m}_A\ (c_P\ \Delta T) - \dot{m}_A\ T_0\ (c_P \ln\frac{T_2}{T_1} - \underbrace{\cancel{R \ln\frac{p_2}{p_1}}}_{=0})$$

$$\Delta \dot{E}x_A = \frac{300}{3600}\ (1{,}006\ (500 - 300)) - \frac{300}{3600}\ 300\ (1{,}006 \ln\frac{500}{300})$$

$$\Delta \dot{E}x_A = 3{,}92\ kW$$

4. Variación de exergía por desaparición del vacío.

$\Delta Ex = Ex_{FINAL} - Ex_{INICIAL} = Ex_{AIRE} - Ex_{VACÍO}$

$Ex_{AIRE} = 0$ por estar en equilibrio con el medio ambiente

$Ex_{VACÍO} = + p_0\ V_{VACÍO}$ exergía del vacío (estado inicial)

$\Delta Ex = 0 - p_0\ V_{VACÍO} = -100\ kPa\ 1\ m^3 = -100\ kJ$

5. Calentamiento de una fuente. Tratamos a la fuente como un sistema cerrado.

Entra calor (Q = +1000 kCal) , no hay trabajo (W = 0) y por lo tanto aumenta su energía interna: $\Delta U_F = Q - W = 1000\ kCal$.
El volumen de la fuente no cambia $\Delta V = 0$.
La variación de entropía :

$$\Delta S_F = \frac{Q_{REV}}{T} = \frac{Q}{T_F} = \frac{1000\ kCal}{1200\ K}$$

La variación de exergía del sistema cerrado (de la fuente) :

$$\Delta Ex_F = \Delta U - T_0\ \Delta S + p_0\ \Delta V = 1000 - 300\ \frac{1000}{1200} + 100 \,.\, 0$$

$\Delta Ex_F = +750$ kCal

6. Tobera adiabática reversible en régimen estacionario.

Por el primer principio: $Q = \Delta H + W + \Delta Ec + \Delta Ep$

que queda reducida a: $0 = \Delta H + 0 + \Delta Ec + 0$

o sea: $0 = \Delta H + \Delta Ec$

Por otra parte, al ser adiabática reversible será $\Delta S = 0$ (isoentrópica)

De la expresión de variación de exergía para un sistema en régimen permanente:

$$\Delta \dot{E}x_A = \dot{m}_A \ (\Delta h - T_0 \ (\Delta s) + \Delta ec)$$

ordenando:

$$\Delta \dot{E}x_A = \dot{m}_A \ (\underbrace{\cancel{\Delta h + \Delta ec}}_{=0 \text{ por } 1°\text{ppio}} - T_0 \underbrace{\cancel{(\Delta s)}}_{=0 \text{ por isoentrópico}}) = 0$$

No podía ser de otra manera ya que es un proceso reversible.

Ejercicio 8.5

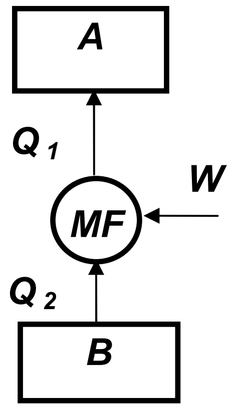
Dos bloques de metal A y B de 10 kg cada uno y calor específico c = 0,418 kJ / kg K se encuentran inicialmente a $t_1 = 27$ °C. Una máquina frigorífica retira calor de un bloque y se lo entrega al otro.

Calcular:

d) El trabajo mínimo necesario para provocar entre ambos una diferencia de 100 °C.

e) Las variaciones de exergía de ambos bloques, ΔEx_A y ΔEx_B . T_0=300 K,.

f) El rendimiento exergético, η_{EX} si se empleara 25 % más que el trabajo mínimo requerido, por causas de irreversibilidades.



Solución:

A medida que se le quita calor al cuerpo B, se le entregará calor al A. Pero no en la misma cantidad ya que el calor Q_1 será igual a la suma del calor Q_2 y del trabajo W .

$$W = Q_1 - Q_2$$

La diferencia de temperatura entre los cuerpos A y B será proporcional a la suma de los dos calores (en módulo).

$$100°C = \Delta T = \text{cte} \ (Q_1 + Q_2)$$

O sea, que debemos obtener un valor determinado de la suma de los calores, con el mínimo trabajo posible.

El coeficiente de efecto frigorífico ($\varepsilon = Q_2 / W$) es máximo cuando la máquina es reversible.

De las tres expresiones anteriores, operando algebraicamente, obtenemos:

$$W = \frac{\Delta T / cte}{(1 + 2\varepsilon)}$$

Entonces, como era previsible, el mínimo trabajo se obtiene cuando ε es máximo, o sea cuando la máquina opera reversiblemente (procesos internos de la máquina reversibles, y transferencia de calor con los cuerpos A y B también reversibles, sin saltos térmicos finitos)

Para que sea reversible la entropía del universo debe permanecer sin cambios:

$$\Delta S_U = 0$$

y como la máquina es cíclica

$$\Delta S_M = 0$$

resulta

$$\Delta S_U = \Delta S_A + \Delta S_B + 0 = 0$$

$$\Delta S_A + \Delta S_B = 0$$

Por definición de entropía:

$$dS_A = (dQ_A / T)_{REV}$$

Q_A es calor entrante al cuerpo A y T_A la temperatura (variable) del cuerpo A

$$dQ_A = C_A \, dT_A$$

$$\Delta S_A = \int_{T_0}^{T_{FA}} \frac{dQ_A}{T} = \int_{T_0}^{T_{FA}} \frac{C_A \, dT}{T} = C_A \ln \frac{T_{FA}}{T_0}$$

En B, del mismo modo que con el otro cuerpo:

$$\Delta S_B = C_B \ln \frac{T_{FB}}{T_0}$$

además, ambos cuerpos tienen la misma capacidad calorífica

$$C_A = C_B = C = 10 \text{ kg} \,.\, 0{,}418 \text{ kJ / kg K} = 4{,}18 \text{ kJ / K}$$

reemplazando queda:

$$\ln \frac{T_{FB}}{T_0} + \ln \frac{T_{FA}}{T_0} = 0$$

resolviendo la ecuación queda:

$$\sqrt{T_{FA} \; T_{FB}} = T_0$$

La condición original del problema:

$$T_{FA} - T_{FB} = 100°C$$

Las últimas dos constituyen un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas, cuya solución son las raíces de una ecuación de segundo grado:

$$T_{FB} \quad T_0^{\,2} - T_{FB}^{\,2} - 100°C = 0$$

$$T_{FB} = \frac{100}{-2} \pm \frac{\sqrt{10000 + 4\,.\,(-1).90000}}{-2} = -50 + 304{,}14 =$$

$$T_{FB} = 254,\ 14\ K$$

(se descarta la solución $T_{FB} = -50 - 304{,}14 = -354,\ 14\ K$, por carecer de sentido una temperatura absoluta negativa)

$$T_{FA} = T_{FB} + 100 = 354,\ 14\ K$$

Con las temperaturas calculamos los calores:

$$Q_A = C_A\ \Delta T_A = 4{,}18\ kJ / K\ \ (354{,}14 - 300)\ K = +\ 226{,}3\ kJ$$

(Q_A se tomó positivo entrando al bloque)

$$Q_B = -C_B\ \Delta T_B = -4{,}18\ kCal / K\ (254{,}14 - 300)\ K = +191{,}7kJ$$

(Q_B se tomó positivo saliendo del bloque)

Luego:

$$\boxed{W = Q_A - Q_B = 34{,}61\ kJ}\ \text{(positivo entrando a la máquina)}$$

Cálculos de exergía:

Bloque 1: sistema cerrado

$$\Delta Ex_A = \Delta U_A - T_0\ \Delta S_A + p_0\ \ \Delta V_A$$

$$\Delta U_A = Q_A\ = +\ 226{,}3\ kJ$$

(ΔU_A es igual al calor entrante, porque no entra ni sale trabajo de A)

$$\Delta S_A = C\ \ln\frac{T_{FA}}{T_0} = 4{,}18\ \ \ln\frac{354{,}14}{300} = 0{,}6935\ kJ / K$$

$$\Delta V_A = 0$$

$$\Delta Ex_A = +226{,}3\ kJ - 300K\ \ 0{,}6935\ kJ / K + 100\ kPa\ .\ 0 = 18{,}26\ kJ$$

Bloque 2: sistema cerrado

$$\Delta Ex_B = \Delta U_B - T_0\ \Delta S_B + p_0\ \ \Delta V_B$$

$$\Delta U_B = -191{,}7\ kJ$$

(Igual al calor entrante. Resulta negativo . No entra ni sale trabajo de B)

$$\Delta S_B = C\ \ln\frac{T_{FB}}{T_0} = 4{,}18\ \ \ln\frac{254{,}14}{300} = -0{,}6935\ kJ$$

$$\Delta V_B = 0$$

$$\Delta Ex_B = -191{,}7\ kJ - 300K\ (-0{,}6935\ )\ kJ / K + 100\ kPa\ .\ 0 = 16{,}35kJ$$

Rendimiento exergético

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Exergías producidas}}{\text{Exergías consumidas}} = \frac{\Delta\text{Ex ganadas}}{\Delta\text{Ex usadas}} = \frac{\Delta Ex_A + \Delta Ex_B}{W} = \frac{18{,}26 + 16{,}35}{34{,}61} = 1$$

Rendimiento exergético igual a 1 indica proceso reversible.

c) Nueva condición del problema: el trabajo es 25 % superior al anteriormente calculado, siendo $T_{FA} - T_{FB} = 100°C$ igual que antes. Ya no es reversible.

$$W = 1,25\ W_{anterior} = 1,25 * 34,61 = 43,26\ kJ$$

nuevas condiciones:

$$W = Q_A - Q_B = C\ (T_{FA} - T_0) - C\ (T_0 - T_{FB})$$

$$43,26 / 4,18 = (T_{FA} - T_0 - T_0 + T_{FB}) = T_{FA} - 2\ T_0 + T_{FB}$$

como antes:

$$T_{FA} - T_{FB} = 100°C$$

Las dos últimas ecuaciones forman un sistema cuyas incógnitas son T_{FA} y T_{FB}.

Resolviéndolo:

$$T_{FA} = 355,18\ K \qquad y \qquad T_{FB} = 255,18\ K$$

Haciendo nuevamente los cálculos:

Bloque A: sistema cerrado

$$\Delta Ex_A = \Delta U_A - T_0\ \Delta S_A + p_0\ \Delta V_A$$

$$\Delta U_A = +230,65\ kJ$$

$$\Delta S_A = C \ln\frac{T_{FA}}{T_0} = 4,18\ \ln\frac{355,18}{300} = 0,7056\ kJ / K$$

$$\Delta V_A = 0$$

$$\Delta Ex_A = +226,3\ kJ - 300K\ \ 0,7056\ kJ / K + 100\ kPa\ .\ 0 = 18,919\ kJ$$

Bloque B: sistema cerrado

$$\Delta Ex_B = \Delta U_B - T_0\ \Delta S_B + p_0\ \Delta V_B$$

$$\Delta U_B = -187,35\ kJ$$

(Igual al calor entrante. Resulta negativo . No entra ni sale trabajo de B)

$$\Delta S_B = C \ln\frac{T_{FB}}{T_0} = 4,18\ \ln\frac{255,18}{300} = -0,6763\ kJ$$

$$\Delta V_B = 0$$

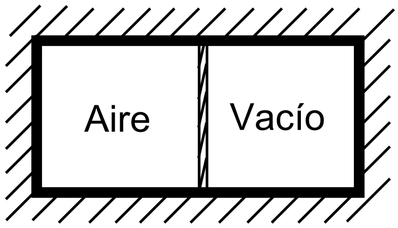
$$\Delta Ex_B = -187,35\ kJ - 300K\ (-0,6763)\ kJ / K + 100\ kPa\ .\ 0 = 15,57\ kJ$$

Rendimiento exergético

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta Ex\ ganadas}{\Delta Ex\ usadas} = \frac{\Delta Ex_A + \Delta Ex_B}{W} = \frac{18,919 + 15,57}{43,26} = 0,797 \neq \frac{1}{1,25} = 0,8$$

Un error común es calcular el rendimiento exergético como 0,8 como consecuencia directa de considerar al trabajo 1,25 el del original. Ocurre que las variaciones de exergías de los bloques cambian ya que sus temperaturas finales son distintas respecto al primer caso.

Ejercicio 8.10



Un recipiente adiabático está separado por un tabique en dos partes iguales. De un lado hay 10 kg de aire a $T_1 = 500$ K, y p_1 =10 bar, y del otro lado hay vacío inicialmente. El tabique se abre y el aire se expande ocupando todo el volumen .

Calcular :

3. La pérdida de exergía como consecuencia de la expansión libre.
4. El trabajo mínimo necesario para volver el gas a las condiciones iniciales.

Medio de referencia: T_0= 300 K, y p_0 =1 bar

Solución:

Sistema: todo lo contenido dentro del recipiente, que en el estado inicial es aire y vacío y en el final es aire ocupando todo el recinto.

Estado inicial:

$m = 10$ kg $\qquad T_1 = 500$ K

$p_1 = 10$ bar $= 1000$ kPa

$V_1 = m\, R\, T_1 / p_1 = 10 \quad 0{,}287 \quad 500 \;/\; 1000 = 1{,}42$ m^3

$V_1 = V_{\text{VACÏO}}$

Estado final:

$m = 10$ kg

$V_2 = V_{\text{VACÏO}} + V_1 = 2\, V_1 = 2{,}84$ m^3

$p_2 = ?$

$T_2 = ?$

$p_2\, V_2 = m\, R\, T_2$

Primer Principio

$Q = \Delta U + W$

$Q = 0$ por adiabático

$W = 0$ el aire se expande en el vacío , además el medio no recibe ni entrega trabajo ya que el recipiente (límites del sistema) es rígido.

Entonces queda

$$\Delta U = 0$$

y por ser un gas ideal su energía interna es:

$$\Delta U = m\, c_V\, \Delta T$$

lo que indica que la temperatura no varía:

$$T_1 = T_2$$

entonces, con la ecuación de estado de arriba calculamos la presión final:

$$p_2 = m\, R\, T_2 \;/\; V_2 = 500 \text{ kPa}$$

Cálculo de variación de exergía del sistema, medio y universo

$\Delta Ex_S = \Delta U_S - T_0\, \Delta S_S + p_0\, \Delta V_S$

donde:

$\Delta U_S = m\, cV\, (T2 - T1) = 10 \;.\; 0{,}719 \;.\; (\,500 - 500\,) = 0$

$T_0 = 300$ K

$\Delta S_S = m\,(c_P \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}) = 10\,(1{,}006 \ln \frac{500}{500} - 0{,}287 \ln \frac{500}{1000}) = 1{,}989 \frac{kJ}{K}$

$\Delta V_S = 0$ (el aire cambió su volumen, pero el sistema no)

$\Delta Ex_S = 0 - 300$ K . 1,989 kJ + 100 . 0 = – 596,8 kJ

$\Delta Ex_{MEDIO} = 0$ el medio no recibe ni entrega nada

$\Delta Ex_U = \Delta Ex_S + \Delta Ex_{MEDIO} = -596{,}8$ kJ + 0 = – 596,8 kJ

Tomando como sistema al aire solamente, el planteo hubiera sido algo distinto, pero el resultado debe ser el mismo:

En el cálculo de la variación de exergía del sistema el cambio de volumen ahora no es cero:

$\Delta V_S = V_2 - V_1 = 2{,}84 - 1{,}42 = 1{,}42\ m^3$

$\Delta Ex_S = 0 - 300$ K . 1,989 kJ + 100 . 1,42 = – 454,8 kJ

$\Delta Ex_{MEDIO} = Ex_{MED\ F} - Ex_{MED\ I} = 0 - p_0\ \Delta V_{VACÍO} =$

$\Delta Ex_{MEDIO} = -p_0\ \Delta V_{VACÍO} = -100$ kPa $1{,}42\ m^3 = -142$ kJ

el medio pierde la exergía del vacío

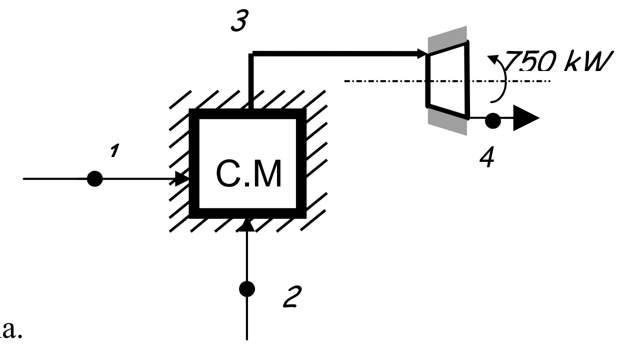
$\Delta Ex_U = \Delta Ex_S + \Delta Ex_{MEDIO} = -454{,}8$ kJ –142 kJ= – 596,8 kJ

que es igual que antes.

Ejercicio 8.13

Se dispone de un gasto másico $\dot{m}_1 = 3000$ kg/h de vapor de $H_2 0$ que se encuentra a una presión $p_1 = 2200$ kPa y título x = 0,93 , para ser mezclado, (en una cámara de mezcla adiabática), con otra corriente de $H_2 0$ de gasto másico $\dot{m}_2$, a determinar. Ambas corrientes ingresan a una turbina adiabática que suministra una potencia de $\dot{W} = 750$ kW. La variación de entropía específica de la turbina es $s_4 - s_3 = 0{,}52388$ kJ / kg K y las condiciones de descarga son $p_4 = 80$ kPa y $t_4 = 100$°C . El medio de referencia se encuentra a $p_0 = 100$ kPa y $T_0 =$ 300K.

Determinar:



i) Gasto másico $\dot{m}_2$.
j) Estado de la masa $\dot{m}_2$ a la entrada de la cámara, p_2, t_2, h_2, s_2 .
k) Entropía generada en el proceso.
l) Variación de exergía del universo.
m) Rendimiento exergético de la turbina.

n) Volcar los resultados (a) a (e) en una tabla
o) Representación en el diagrama T- s

Solución:

Sistema región 1-2-4 $\longrightarrow$ Sistema Abierto en régimen y estado permanente.

Cámara de mezcla:

$\Delta H = 0$
$m_1 (h_3 - h_1) + m_2 (h_3 - h_2) = 0$ (1)
El estado 1 lo puedo determinar porque tengo p_1 y x_1 , voy a la tabla de saturación:

p_1	t_1	h'_1	h''_1	s'_1	s''_1
2200	217,64	930,95	2799,05	2,49221	6,30148

$h_1 = x_1 h' + (1-x_1) h''$
$h_1 = 2668,283$
$s_1 = x_1 s' + (1-x_1) s''$
$s_1 = 6,0348$
del estado 2 tengo sólo la presión, desconozco todo lo demás y del estado 3 solo tengo la presión ya que $p_1 = p_2 = p_3$. Por lo tanto sigo con la turbina.

Turbina:

Estado 4: p_4 = 80 kPa y t_4 = 100°C voy a la tabla y lo busco

p_4	t_4	h_4	s_4
80	100	2678,75	7,47028

El estado 4 es vapor sobrecalentado

Estado 3:

$s_4 - s_3 = 0,52388$ kJ / kg K

$s_4 - 0,52388 = s_3$

$7,47028 - 0,52388 = 6,9464$

$s_3 = 6,964$ kJ/kg K

Teniendo s_3 y p_3 voy a la tabla y obtengo.

p_3	t_3	h_3	s_3
2200	360	3156,93	6,9464

Aplicando el primer principio a la turbina:

$\dot{W} = 750$ kW $= -\Delta H = m_3 (h_3 - h_4)$

$m_3 = \dot{W} / (h_3 - h_4) = 750 / (3156,93 - 2678,75) = 1,568$ kg/s $= 5646$ kg/h

$m_3 = 5646$ kg/h

a) Gasto másico $\dot{m}_2$

$\dot{m}_3 - \dot{m}_1 = \dot{m}_2$

$\dot{m}_2 = 0{,}735 \text{ kg/s} = 2646 \text{ kg/h}$

b) Estado de la masa $\dot{m}_2$ a la entrada de la cámara, p_2, T_2, h_2, s_2

Con la ecuación (1) obtengo la entalpía del estado 2

$\dot{m}_1 \; (h_3 – h_1) + \dot{m}_2 \; (h_3 – h_2) = 0$

$h_2 = 3710{,}87$ kJ/kg.

Con h_2 y p_2 se busca en tablas el estado, y se encuentra el siguiente:

p_2	t_2	h_2	s_2
2200	610°C	3710,09	7,6824

que difiere en 0,02% del valor de entalpía, y se toma por bueno. También podría haberse interpolado entre 610 y 620°C para obtener un valor más exacto, hubiera sido: $t_2 = 610{,}34$°C y $s_2 = 3710{,}87$ kJ/kg K

c) Variación de entropía del universo

$\Delta\dot{S}_{Universo} = \Delta\dot{S}_S + \Delta\dot{S}_m$

$\Delta\dot{S}_m = 0$

$\Delta\dot{S}_{Universo} = 1{,}040 \text{ kW / K} = 3745 \text{ k J / K h}$

d-Variación de exergía del universo

$\Delta\dot{E}x_{Universo} = - T_0 \; \Delta\dot{S}_{Universo} = - 300 \text{ K} \; . \; 1{,}04 = - 312{,}1 \text{ kW}$

$\Delta\dot{E}x_{Universo} = - 312{,}1 \text{ kW}$

e-Rendimiento exergético de la turbina

$\eta_{exergético} = \dot{W}_{TURBINA} \; / \; (-\Delta\dot{E}x_{\text{VAPOR TURBINA}})$

$\Delta\dot{E}x_{\text{VAPOR TURBINA}} = (H_4 – H_3) - T_0 \; . \; (S_4 – S_3)$

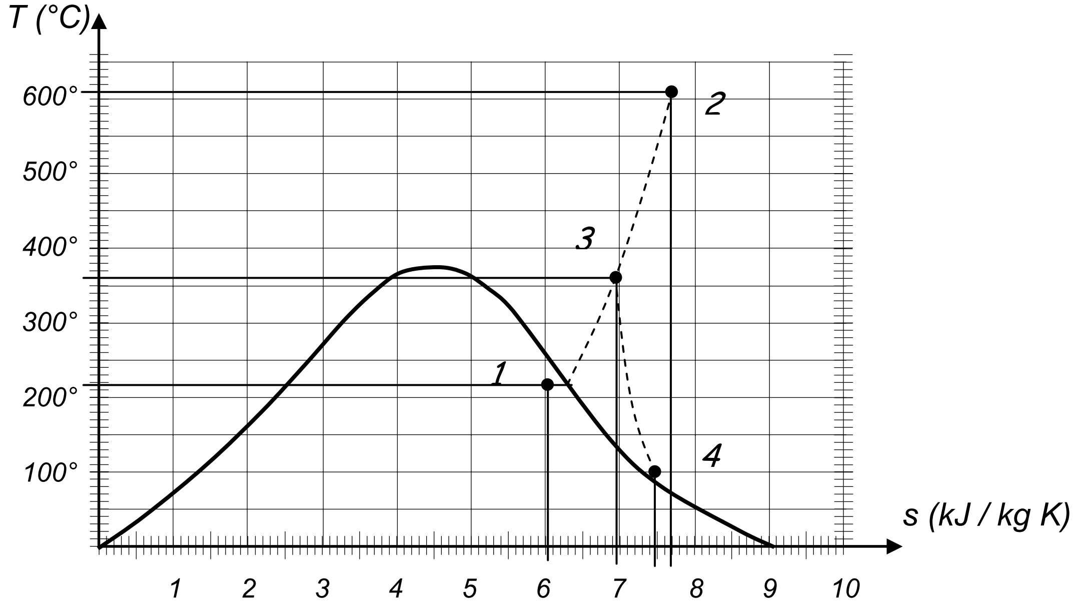
$\Delta\dot{E}x_{\text{VAPOR TURBINA}} = - 996{,}5 \text{ kW}$

$\eta_{exergético} = 750 / 996 = 0{,}753$

f) Respuestas:

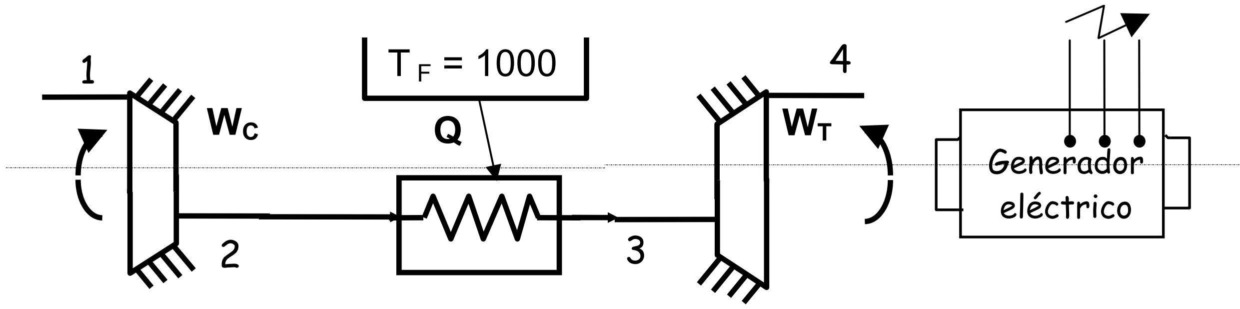
$\dot{m}_2$	p_2	t_2	h_2	s_2	$\Delta\dot{S}_{Universo}$	$\Delta\dot{E}x_{Universo}$	$\eta_{exergético}$
kg / h	kPa	°C	KJ/kg.	kJ / K kg	kW / K	kW	----
2646	2200	610	3710	7,68	1,040	- 312,1	0,753

f- Diagrama T- s



Ejercicio 8.16

Para producir energía eléctrica durante las horas de mayor demanda se utilizan máquinas llamadas “Turbinas de gas”. Básicamente están constituidas por cuatro elementos:



- un compresor adiabático que aspira aire atmosférico.
- un calentador del aire comprimido (que en la realidad se hace inyectando combustible y quemándolo) ,
- una turbina adiabática que descarga el aire en la atmósfera, y
- un alternador o generador eléctrico.

El compresor adiabático aspira aire a p_1 =101 kPa y t_1 = 27 °C y lo comprime hasta la presión final p_3 mediante un trabajo W_T . El aire pasa a una turbina adiabática luego de sufrir un calentamiento a presión constante p_3 , hasta t_3 =727 °C saliendo de la turbina a p_4 = 101 kPa.

La turbina produce un trabajo que en parte es usado por el compresor (están montadas sobre el mismo eje) y el resto es trabajo útil que se usará para mover el generador eléctrico. La turbina entrega un trabajo W_T tal que $W_C = 0{,}75\ W_T$. Tanto la turbina como el compresor tienen un rendimiento adiabático (o rendimiento isoentrópico) $\eta_t = \eta_c = 0{,}9$.

La potencia mecánica útil es $\dot{W}_U = \dot{W}_T - \dot{W}_C = 3000$ HP.

+El sistema funciona en régimen estacionario, de modo que decir "trabajo" equivale a hablar de "potencia".

Representar las evoluciones en un diagrama T-s para el aire y calcular:

i) Presión p_3.

j) Flujo másico $\dot{m}$ que circula por la instalación.

k) Calor $\dot{Q}$ recibido por el aire en el calentamiento a presión constante.

l) Rendimiento térmico: $\eta = W_U / Q$

m) La variación de entropía del sistema, medio y universo, si la fuente se encuentra a una temperatura de 1000 K.

n) Variaciones de exergía del sistema, medio y universo, y rendimiento exergético del proceso

o) Calcular las pérdidas de exergía en el compresor, el calentamiento (fuente incluida), en la turbina, y en el alternador, suponiendo que la energía eléctrica producida sea el 99% del trabajo útil.

p) Diagrama de Sankey del proceso.

Solución:

Las transformaciones en el compresor y en la turbina son irreversibles. En el calentamiento $2 \rightarrow 3$, si bien el proceso es irreversible debido a la transferencia de calor desde la fuente térmica con salto finito de temperatura, la transformación del gas es considerada cuasiestático principalmente al despreciar las caídas de presión a lo largo de la serpentina).
Datos:

$p1 = p4 = 101$ kPa	$\dot{W}_T - \dot{W}_C = 3000$ HP $= 2200$ kW
$t1 = 27°C$	$\dot{W}_C = 0{,}75\ \dot{W}_T$
$t_3 = 727°C$	$\eta t = \eta c = 0{,}9$

Desarrollo de la solución
relaciones entre parámetros:

adiabática reversible $1 \rightarrow 2'$ ($t_{2'}$ estado ideal) (1) $\left(\dfrac{T_{2'}}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(\dfrac{p_{2'}}{p_1}\right)$

adiabática irreversible (2) $\eta_c = 0{,}9 = \dfrac{T_1 - T_{2'}}{T_1 - T_2}$

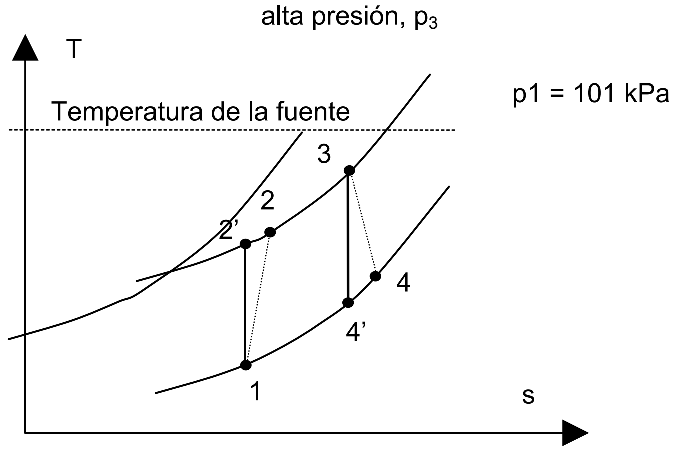
adiabática reversible $3 \rightarrow 4'$ ($t_{4'}$ estado ideal) (3) $\left(\dfrac{T_3}{T_{4'}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(\dfrac{p_3}{p_{4'}}\right)$

adiabática irreversible (4) $\eta_t = 0{,}9 = \dfrac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4'}}$

(5) $p_2 = p_{2'} = p_3$

$p_1 = p_{4'} = p_4$

Diagrama T-s



Primer principio:

$$(6) \qquad \dot{W}_T - \dot{W}_C = 2200 \text{ kW}$$

$$(7) \qquad \dot{W}_C = 0{,}75\ \dot{W}_T$$

$$(8) \qquad \dot{W}_T = \dot{m}\, c_p\, (T_3 - T_4)$$

$$(9) \qquad \dot{W}_C = \dot{m}_T\, c_p\, (T_2 - T_1)$$

$$\dot{Q}_{2\to 3} = m\, c_p\, (T_3 - T_2)$$

Todo esto constituye un sistema de ecuaciones con las siguientes incógnitas:

$$p_3,\ p_{2'},\ T_4,\ T_2,\ T_{4'},\ T_{2'},\ \dot{W}_T,\ \dot{W}_C,\ \dot{m}$$

Este sistema que a simple vista parece ser de compleja resolución, se reduce a pocos pasos:

De la (6) y la (7) se obtienen:

$$\dot{W}_T = 8800 \text{ kW} \qquad \text{y} \qquad \dot{W}_C = 6600 \text{ kW}$$

Con la (5) se reemplazan las presiones en (1) y (3) . Entonces éstas se pueden igualar, y reemplazando $T_{2'}$ con la (2) y $T_{4'}$ con la (4) , se obtiene:

$$\frac{300 - 0{,}9\,(300 - T_2)}{300} = \frac{1000}{1000 - \dfrac{1000 - T_4}{0{,}9}}$$

para reemplazar en la anterior, de la (8) y (9) se obtiene

$$(1000 - T_4) = \frac{8800}{1{,}006}\left(\frac{1}{\dot{m}}\right) \qquad \text{y} \qquad (T_2 - 300) = \frac{6600}{1{,}006}\left(\frac{1}{\dot{m}}\right)$$

luego:

$$\frac{300 - 0{,}9\left(\frac{6600}{1{,}006}\left(\frac{1}{\dot{m}}\right)\right)}{300} = \frac{1000}{1000 - \frac{8800}{1{,}006}\left(\frac{1}{\dot{m}}\right)\frac{1}{0{,}9}}$$

de donde: $\boxed{\dot{m} = 19{,}2 \text{ kg / s}}$

Luego:

$$T_4 = 544{,}5 \text{ K}$$

$$T_2 = 641{,}7 \text{ K}$$

$$p_3 = p_2 = 101 \text{ kPa}\left(\frac{300 - 0{,}9\,(\,300 - T_2\,)}{300}\right)^{\frac{1{,}399}{1{,}399-1}} = 1198{,}5 \text{ kPa}$$

$$T_{2'} = 300 - (\,300 - T_2\,)\,0{,}9 = 607{,}5 \text{ K}$$

$$T_{4'} = 1000 - \frac{1000 - T_4}{0{,}9} = 493{,}8 \text{ K}$$

Con el sistema de ecuaciones resuelto se contestan las preguntas a) y b)

c) Cálculo del calor:

$$\dot{Q}_{2\to3} = \dot{m}\, c_p\,(T_3 - T_2) = 19{,}2\ .\ 1{,}006\ .\ (\,100 - 641{,}7\,) = 6922{,}1 \text{ kW}$$

d) Rendimiento térmico:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{ÚTIL}}{\dot{Q}_{2\to3}} = \frac{2200}{6922} = 0{,}318$$

e) Variaciones de entropía:

$\Delta\dot{S}_{SISTEMA} = 0$ por ser un sistema en régimen estacionario

$$\Delta\dot{S}_{GASES} = \dot{m}\,(c_P \ln\frac{T_4}{T_1} - R\ln\frac{p_4}{p_1}) = 19{,}2\,(\,1{,}006\ln\frac{544{,}5}{300} - 0{,}287\ln\frac{101}{101}\,) = 11{,}519\,\frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

$$\Delta\dot{S}_F = \frac{\dot{Q}_F}{T_F} = \frac{-6922}{1000} = -6{,}922\,\frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

$$\Delta\dot{S}_U = \Delta\dot{S}_{SIS} + \Delta\dot{S}_{GASES} + \Delta\dot{S}_F = 4{,}591\,\frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

e) Variaciones de exergía (sin tener en cuenta el generador eléctrico)

$$\Delta\dot{E}x_S = \Delta\dot{H}_S - T_0\,\Delta\dot{S}_S = 19{,}2\ .\ 1{,}006\ .\ (544{,}5 - 300\,) - 300\ .\ 11{,}519 = 1266{,}4 \text{ kW}$$

$$\Delta\dot{E}x_M = -\dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right) = -6922{,}1\left(1 - \frac{300}{1000}\right) = -4845{,}5 \text{ kW}$$

$$\Delta\dot{E}x_{M\,(W)} = \dot{W}_{ÚTIL} = 2200 \text{ kW}$$

$$\Delta \dot{E}x_U = \Delta \dot{E}x_S + \Delta \dot{E}x_M + \Delta \dot{E}x_{M\,(W)} = 1266{,}4 + -4845{,}5 + 2200 = -1379 \text{ kW}$$

verificación:

$$\Delta \dot{E}x_U = -T_0 \,.\, \Delta \dot{S}_U$$

$$-1379 = -300 \,.\, 4{,}591$$

$$-1379 = -1379$$

rendimiento exergético:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{ÚTIL}}{\dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right)} = \frac{2200}{4845{,}5} = 0{,}454$$

g) Pérdidas de exergía: (balances de exergía). Se tomará para cada componente la sumatoria algebraica de las exergías entrantes menos la sumatoria de las salientes.

$$\dot{E}x_{PERDIDA} = \sum \dot{E}x_{ENTRANTES} - \sum \dot{E}x_{SALIENTES}$$

Por lo tanto, en un sistema abierto en régimen estacionario, la variación de exergía del sistema en cuestión ΔEx_S, cambiada de signo compone la pérdida de exergía; a esta se le resta el trabajo producido y la exergía del calor entregado al medio, y se le suma el trabajo utilizado por el sistema, y la exergía del calor entrante.

En el compresor

$$\dot{E}x_{PER\ COMP} = -\Delta \dot{E}x_{1\to 2} + \dot{W}_c$$

$$\dot{E}x_{PER\ COMP} = -\Delta \dot{H}_{1\to 2} + T_0 \,.\, \Delta \dot{S}_{1\to 2} + \dot{W}_c$$

$$\dot{E}x_{PER\ COMP} = -\dot{m} \,.\, c_P \,.\, (T_2,T_1) + T_0 \,.\, \dot{m} \,.\left(c_P \ln\frac{T_2}{T_1} - R \ln\frac{p_2}{p_1} \right) + \dot{W}_c =$$

$$= -19{,}2 \,.\, 1{,}006\,(641{,}7 - 300) + 300 \,.\, 19{,}2 \,.\left(1{,}006 \ln\frac{641{,}7}{300} - 0{,}287 \ln\frac{1198{,}5}{101} \right) + 6600$$

$$\dot{E}x_{PER\ COMP} = 316{,}5 \text{ kW}$$

Esta exergía perdida, lo es debido a las irreversibilidades de la compresión

En el calentador

$$\dot{E}x_{PER\ CALENT} = -\Delta \dot{E}x_{2\to 3} + \dot{E}x_{Q\ FUENTE}$$

$$\dot{E}x_{PER\ CALENT} = -\Delta \dot{H}_{2\to 3} + T_0 \,.\, \Delta \dot{S}_{2\to 3} + \dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right)$$

$$\dot{E}x_{PER\ CALENT} = -\dot{m} \,.\, c_P \,.\, (T_3,T_2) + T_0 \,.\, \dot{m} \,.\left(c_P \ln\frac{T_3}{T_2} - R \ln\frac{p_3}{p_2} \right) + \dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right) =$$

$$= -19{,}2 \,.\, 1{,}006\,(1000 - 641{,}7) + 300 \,.\, 19{,}2 \,.\left(1{,}006 \ln\frac{1000}{641{,}7} - 0{,}287 \ln\frac{1198{,}5}{1198{,}5} \right) + 4845$$

$$\dot{E}x_{PER\ CALENT} = 495\ kW$$

Esta exergía perdida es la consecuencia de las irreversibilidades de la transferencia de calor desde la fuente al calentador.

En la turbina

$$\dot{E}x_{PER\ TURBINA} = -\Delta\dot{E}x_{3\rightarrow 4} - \dot{W}_T$$

$$\dot{E}x_{PER\ TURBINA} = -\Delta\dot{H}_{3\rightarrow 4} + T_0 \,.\, \Delta\dot{S}_{3\rightarrow 4} - \dot{W}_T$$

$$\dot{E}x_{PER\ TURBINA} = -\dot{m} \,.\, c_P \,.\, (T_4, T_3) + T_0 \,.\, \dot{m} \,.\left(c_P \ln\frac{T_4}{T_3} - R \ln\frac{p_4}{p_3} \right) - \dot{W}_T =$$

$$= -19{,}2 \,.\, 1{,}006\,(544{,}5{,}1000) + 300 \,.\, 19{,}2 \,.\left(1{,}006 \ln\frac{544{,}5}{1000} - 0{,}287 \ln\frac{101}{1198{,}5} \right) - 8800$$

$$\dot{E}x_{PER\ TURBINA} = 565\ kW$$

La exergía perdida es debida a las irreversibilidades de la turbina, puestas en evidencia por el rendimiento isoentrópico menor que la unidad.

Obsérvese que la suma de las tres pérdidas precedentes es igual y de signo contrario al valor de la variación de exergía del universo.

En el alternador. Entran 2200 kW de energía mecánica y sale 2200 * .99 = 2178 kW de energía eléctrica (el resto es calor perdido en el medio ambiente, generado por las pérdidas propias, y que carece de valor exergético).

$$\dot{E}x_{PER\ ALTERNADOR} = 2200 - 2178 = 22\ kW$$