VIII.- RENDIMIENTO Y EXERGÍA

pfernandezdiez.es

VIII.1.- RENDIMIENTO

El rendimiento es, en general, la relación existente entre el beneficio obtenido y lo que se ha puesto en juego para obtenerlo.

En toda máquina térmica se cumple: $T = Q_1 - Q_2$, siendo Q_1 el calor aplicado.

El rendimiento térmico teórico η_t de cualquier máquina térmica, es de la forma:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{T_{teór}}{Q_1} \quad ; \quad T_{teór} = \eta_t\ Q_1$$

y para un ciclo de Carnot: $\eta_C = 1 - \dfrac{T_2}{T_1}$

Como el ciclo de toda máquina térmica es irreversible, resulta:

$$\eta_{ti\ (irreversible)} < \eta_{r\ (reversible)} < \eta_{C\ (Carnot)}$$

Al valor η_{ti} se le llama rendimiento térmico práctico o rendimiento indicado.

Coeficiente de calidad, rendimiento mecánico y global

El coeficiente de calidad η_g *se define como:* $\eta_g = \dfrac{\eta_{ti}}{\eta_t} \Rightarrow \eta_{ti} = \eta_t\ \eta_g$

El *trabajo indicado* T_i es el que se puede conseguir en el cilindro de un motor a partir de las Q_1 calorías, (o en los álabes de una turbina), de la forma:

$$T_i = Q_1\ \eta_{ti} = Q_1\ \eta_t\ \eta_g = T_t\ \eta_g$$

Estos conceptos son generales para cualquier ciclo; en primer lugar se calcula el rendimiento teórico considerando que es reversible y luego mediante el *diagrama del indicador* el correspondiente al irreversible, con lo que se puede calcular el coeficiente de calidad.

En el eje de salida de la máquina se dispone de un *trabajo útil* T_u ó *trabajo al freno*, que es menor que el trabajo indicado, debido a las pérdidas por rozamiento. Si no se consideran las pérdidas mecánicas, el trabajo es el indicado.

El *rendimiento mecánico* (rendimiento orgánico) η_m, se define en la forma:

$$\eta_m = \frac{T_{útil}}{T_{indicado}} \quad ; \quad T_{útil} = \eta_m \; T_{indicado} = \eta_m (Q_1 \; \eta_t \; \eta_g) = Q_1 \; \eta_w$$

en la que el *rendimiento global ó económico de la máquina*, es: $\eta_w = \eta_m \; \eta_t \; \eta_g$

Determinación del coeficiente de calidad mediante el diagrama entrópico.- Las sucesivas pérdidas que se producen en un ciclo real, tomando como referencia de partida el ciclo de Carnot entre las temperaturas T_1 y T_2, son:

a) En el ciclo de Carnot sólo se aprovecha parte del calor entregado por el foco caliente. Al calor que se elimina a la refrigeración se le denomina pérdidas de escape.

$$\text{Rendimiento teórico:} \;\; \eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\text{área}\,(b\,c\,d\,e\,b)}{\text{área}\,(a\,c\,d\,f\,a)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

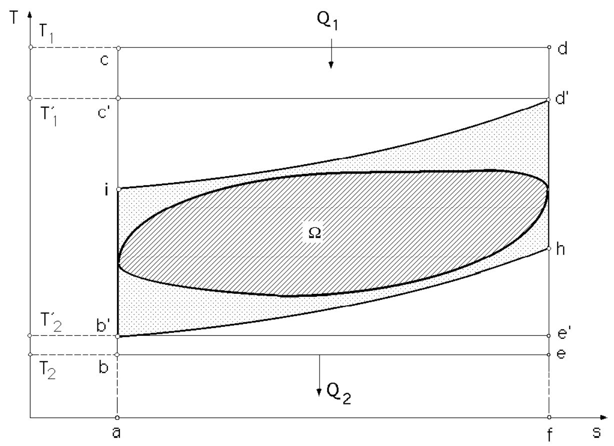


Fig VIII.1.- Pérdidas internas y externas, ciclo teórico y ciclo indicado

b) La diferencia de temperaturas entre las correspondientes a los focos térmicos a T_1 y T_2, y las del sistema que evoluciona $T_{1'}$ y $T_{2'}$ (extremas del fluido), se conoce como irreversibilidad térmica interna, que da lugar a las pérdidas por salto térmico; en consecuencia, se puede definir un rendimiento $\eta_{t'}$ en la forma:

$$\eta_{t'} = \frac{\text{área}\,(b'\,c'\,d'\,e'\,b')}{\text{área}\,(a\,c\,d\,f\,a)}$$

Un primer coeficiente de calidad $\eta_{g'}$ se define en la forma:

$$\eta_{g'} = \frac{\eta_{t'}}{\eta_t} = \frac{\dfrac{\text{área}\,(b'\,c'\,d'\,e'\,b')}{\text{área}\,(a\,c\,d\,f\,a)}}{\dfrac{\text{área}\,(b\,c\,d\,f\,a)}{\text{área}\,(a\,c\,d\,f\,a)}} = \frac{\text{área}\,(b'\,c'\,d'\,e'\,b')}{\text{área}\,(b\,c\,d\,f\,a)}$$

y el rendimiento como: $\eta_{t'} = \eta_t \; \eta_{g'}$, habiendo supuesto que en b existe una pérdida por salto térmico, pero el fluido sigue actuando según un ciclo de Carnot.

c) Si a continuación se supone el mismo salto térmico, pero actuando el fluido según un ciclo reversible *teórico que no sea de Carnot, el rendimiento η_{tr} dependerá de las evoluciones seguidas por el ciclo, llamando a las pérdidas que aparezcan "pérdidas asignadas al ciclo".*

La expresión del rendimiento térmico es: $\eta_{tr} = \dfrac{\text{área}\ (b'\ i\ d'\ h\ b')}{\text{área}\ (a\ c\ d\ f\ a)}$

definiendo un nuevo coeficiente de calidad $\eta_{g''}$ en la forma:

$$\eta_{g''} = \frac{\eta_{tr}}{\eta_{t'}} = \frac{\dfrac{\text{área}\ (b'\ i\ d'\ h\ b')}{\text{área}\ (a\ c\ d\ f\ a)}}{\dfrac{\text{área}\ (b'\ c'\ d'\ e'\ b')}{\text{área}\ (a\ c\ d\ f\ a)}} = \frac{\text{área}\ (b'\ i\ d'\ h\ b')}{\text{área}\ (b'\ c'\ d'\ e'\ b')}$$

d) Si se puede obtener el diagrama indicado, aparecen nuevas pérdidas, que llamaremos "pérdidas debidas al ciclo real", como se muestra en la Fig VIII.1.

El rendimiento es: $\eta_{ti} = \dfrac{\Omega}{\text{área}\ (a\ c\ d\ f\ a)}$, siendo el área Ω el trabajo indicado.

El coeficiente de calidad $\eta_{g'''}$ y el rendimiento de este ciclo se definen en la forma:

$$\eta_{g'''} = \frac{\eta_{ti}}{\eta_{tr}} = \frac{\dfrac{\Omega}{\text{área}\ (a\ c\ d\ f\ a)}}{\dfrac{\text{área}\ (b'\ i\ d'\ h)}{\text{área}\ (a\ c\ d\ f\ a)}} = \frac{\Omega}{\text{área}\ (b'\ i\ d'\ h)} \quad \Rightarrow \quad \eta_{ti} = \eta_{g'''}\ \eta_{tr}$$

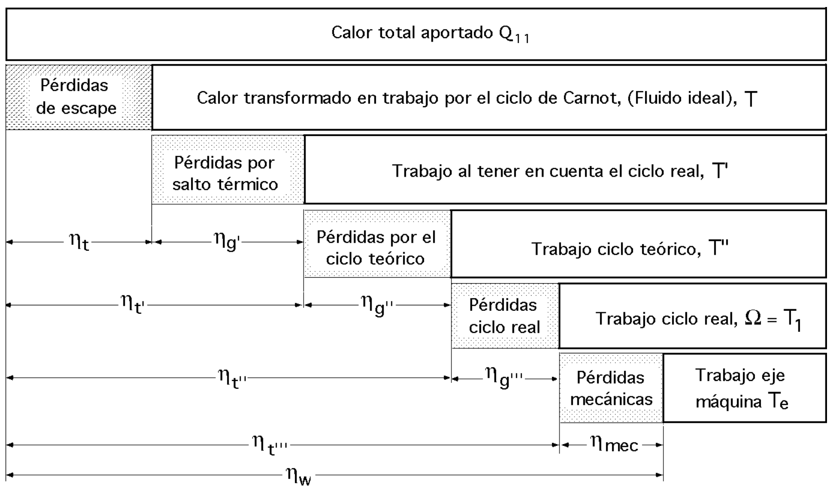


Fig VIII.2.- Esquema de rendimientos, coeficientes de calidad y trabajos

e) El trabajo que se aprovecha en el eje de salida de la máquina es el trabajo útil T_u que es menor que el proporcionado por el ciclo real (área del diagrama del indicador) T_i, debido a las pérdidas mecánicas.

Se puede representar por un área ficticia Ω', definiéndose los siguientes rendimientos:

Rendimiento global: $\eta = \dfrac{\Omega'}{\text{área}\ (a\ c\ d\ f\ a)}$

Rendimiento mecánico: $\eta_{mec} = \dfrac{\eta}{\eta_{ti}} = \dfrac{\dfrac{\Omega'}{\text{área}\ (a\ c\ d\ f\ a)}}{\dfrac{\Omega}{\text{área}\ (a\ c\ d\ f\ a)}} = \dfrac{\Omega'}{\Omega}$

por lo que: $\eta_w = \eta_{mec}\ \eta_{ti} = \eta_{mec}\ \eta_{g'''}\ \eta_{tr} = \eta_{mec}\ \eta_{g'''}\ \eta_{g''}\ \eta_{t'} = \eta_{mec}\ \eta_{g'''}\ \eta_{g''}\ \eta_{g'}\ \eta_t$

El coeficiente de calidad del ciclo es: $\eta_g = \eta_{g'''}\ \eta_{g''}\ \eta_{g'} = \dfrac{\Omega}{\text{área}\ (a\ b\ c\ d\ f\ a)}$

El coeficiente de calidad teórico: $\eta_{g(\text{teór})} = \eta_{g'''}\ \eta_{g''} = \dfrac{\Omega}{\text{área}\ (b'c'd'e')}$

VIII.2.- POTENCIA INDICADA, POTENCIA ÚTIL, CONSUMO DE COMBUSTIBLE Y COSTE DE LA ENERGÍA PRODUCIDA

Potencia indicada.- La potencia indicada es la que se obtiene en el cilindro de trabajo a causa de las Q_1 calorías suministradas por el foco térmico caliente. La potencia útil, o simplemente potencia N, es la que realmente se aprovecha en el eje de salida de la máquina, y es de la forma:

$$N = N_{indicada}\ \eta_{mec}\quad ;\qquad T = Q_1\ \eta$$

Si no se tienen en cuenta las pérdidas mecánicas, el trabajo útil en el eje de la máquina es el trabajo indicado $T = T_{ind}$.

Potencia útil.- Para calcular el número de calorías Q_1 a entregar, para que en el eje de la máquina se tenga un *trabajo útil de 1 CV/hora*, partimos de:

$$1\ (\frac{CV}{hora}) = 75\ \frac{Kgm}{seg} \times 3600\ \frac{seg}{hora} = 270.000\ \frac{Kgm}{hora} = 632{,}3\ \frac{Kcal}{hora}$$

obteniéndose: $Q_1 = \dfrac{270.000\ \frac{Kgm}{hora}}{\eta} = \dfrac{632{,}3\ \frac{Kcal}{hora}}{\eta}$

Consumo de combustible.- Si $P_{cal\ inf}$ es la potencia calorífica inferior del combustible en Kcal/kg, el número de kg de combustible necesarios G_e para obtener en el eje de la máquina *1 CV/hora*, es:

$$P_{cal\ inf}\ (\frac{Kcal}{kg})\ G_e(\frac{kg}{hora}) = Q_1 \quad\Rightarrow\quad G_e = \frac{Q_1}{P_{cal\ inf}} = \frac{632{,}3}{\eta\ N}\ \frac{kg}{hora}$$

El número de kg de combustible necesarios para obtener *1 CV/hora indicado*, se obtiene a partir de la consideración de que el trabajo útil vale 270.000 kgm/hora, por lo que el trabajo indicado correspondiente será:

$$T_{ind} = \frac{T}{\eta_{mec}} = \frac{Q_1\ \eta}{\eta_{mec}} = \frac{270.000}{\eta_{mec}}\ \frac{Kgm}{hora},\ \textit{consumiéndose } G_i \textit{ kg de combustible}$$

$$G_i = G_e \eta_{mec} = \frac{Q_1}{P_{cal\ inf}}\ \eta_{mec} = \frac{632{,}3}{P_{cal\ inf}\ \eta}\ \eta_{mec} = \frac{632{,}3}{P_{cal\ inf}\ \eta_t\ \eta_g\ \eta_{mec}}\ \eta_{mec} = \frac{632{,}3}{P_{cal\ inf}\ \eta_t\ \eta_g}\ \frac{kg}{hora}$$

VIII.3.- CONCEPTO DE EXERGÍA

El Primer Principio de la Termodinámica dice que la energía se conserva en cualquier proceso y que no se puede crear ni destruir; la energía que acompaña a un combustible, o a los flujos de materia, etc, se puede localizar y determinar en los productos resultantes, pero el Principio de Conservación de la Energía no aclara otros aspectos relativos a la utilización de los recursos energéticos.

Si se supone que un combustible se quema, el estado final viene determinado por una mezcla de gases procedentes de la combustión, cenizas, aire residual y calor; la energía asociada al sistema permanece constante, pero la mezcla inicial de combustible y aire es mucho más útil y tiene más calidad que la mezcla final de gases calientes, es decir, el combustible siempre se podría utilizar en cualquier dispositivo para generar un trabajo, mientras que los posibles usos de los productos de la combustión serían más restringidos, por lo que la energía útil del sistema al principio del proceso es mucho mayor que la energía útil que tienen los gases al final de la combustión, que se destruye a causa de la naturaleza irreversible del proceso, por lo que la energía útil así definida no se conserva, al contrario que la energía.

Los fundamentos del concepto de exergía aparecen con el Segundo Principio de la Termodinámica y las Leyes del Equilibrio de las transformaciones reales, al existir la posibilidad de poder generar un trabajo cuando dos sistemas en distintos estados térmicos, se ponen en contacto.

Si uno de ellos es un sistema ideal (medio ambiente) y el otro es un sistema cerrado, la exergía es el trabajo teórico máximo que se puede obtener de su mutua interacción hasta alcanzar el estado de equilibrio, dependiendo el valor numérico de la misma de los estados del sistema cerrado considerado y del medio ambiente.

La exergía se puede destruir a causa de las irreversibilidades y también se puede transferir hacia o desde un sistema; el uso eficiente de los recursos energéticos va asociado a la destrucción y pérdida de exergía en los sistemas, siendo el objetivo del análisis exergético el localizar, cuantificar e identificar éstas causas. La exergía es, por lo tanto, el trabajo teórico máximo que se puede obtener cuando el sistema cerrado evoluciona desde un estado inicial dado hasta su estado muerto, interaccionando sólo con el medio ambiente. También se puede definir la exergía como el trabajo teórico mínimo necesario a aportar para conseguir que el sistema cerrado pase desde su estado muerto hasta otro estado prefijado, no pudiendo ser negativa. *La exergía es, por lo tanto, una medida de la diferencia entre el estado de un sistema cerrado y el estado del medio ambiente.*

Concepto de entorno y medio ambiente.- Todo sistema evoluciona cuando interactúa con su entorno, por lo que es importante distinguir entre los conceptos de medio ambiente y de entorno.

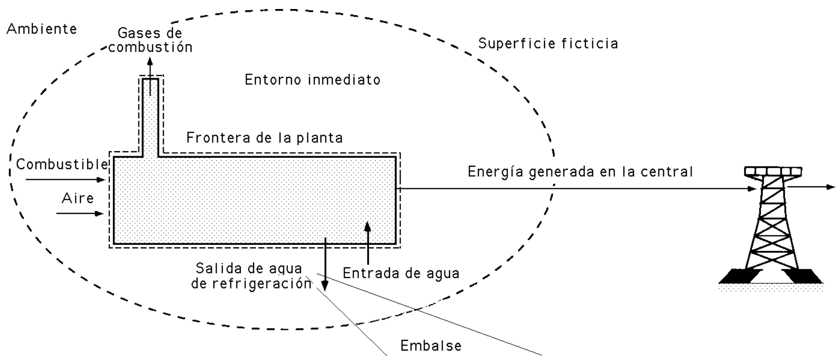


Fig VIII.3.- Entorno y medio ambiente

Se define el *entorno* como todo aquello que no estando incluido en el sistema está en contacto térmico con su superficie de intercambio (medio exterior cercano), mientras que el concepto de *medio ambiente* es mucho más amplio y se aplica a aquella región (medio exterior lejano) en la que sus propiedades intensivas son uniformes y no cambian significativamente como resultado del proceso que se efectúe, pudiéndose considerar a efectos térmicos como un cuerpo negro.

Las irreversibilidades se pueden considerar localizadas en el interior del sistema (irreversibilidades internas) o en su entorno inmediato (irreversibilidades externas).

El *medio ambiente* se supone libre de irreversibilidades, y se define como un sistema simple, compresible, de grandes dimensiones, que se mantiene siempre a una presión p_0 y temperatura T_0 uniformes, valores que pueden coincidir, o no, con las condiciones ambientales del entorno. Sus propiedades intensivas no se modifican, pero las extensivas como la energía interna U_a, entropía S_a y volumen V_a, pueden variar como resultado de la interacción con otros sistemas, estando relacionadas por la ecuación:

$$\Delta U_a = T_0\ \Delta S_a - p_0\ \Delta V_a$$

Las energías cinética y potencial se evalúan con relación al medio ambiente, pudiéndose considerar que éste siempre se encuentra en reposo con respecto a cualquier otro sistema de referencia, por lo que cualquier modificación en su energía sólo puede ser debida a una variación de su energía interna.

Concepto de estado muerto.- Si el estado de la materia que constituye el sistema cerrado, es diferente al del medio ambiente, existe la posibilidad de generar un trabajo. Sin embargo, a medida que el sistema va evolucionando hacia el equilibrio con el medio ambiente, dicha posibilidad disminuye, desapareciendo por completo cuando se alcanza el equilibrio termodinámico; a este estado particular del sistema se le denomina *estado muerto*, y en esta situación el sistema cerrado se encuentra en reposo con relación al medio ambiente a la temperatura T_0 y presión p_0.

En el estado muerto, tanto el sistema cerrado como el medio ambiente poseen una cierta energía, pero el valor de su exergía es cero, ya que no es posible que se produzca un cambio espontáneo en el sistema cerrado o en el ambiente por cuanto no pueden existir interacciones entre ellos.

VIII.4.- CALCULO DE LA EXERGÍA

La exergía de un sistema cerrado en un estado dado viene dada por la expresión:

$$Exergía = (E - U_0) + p_0 (V - V_0) - T_0 (S - S_0)$$

en la que:

$E = U + E_{cinética} + E_{potencial}$, es la energía del sistema cerrado

V y S, son el volumen y la entropía del sistema cerrado

U_0, V_0 y S_0, son los valores de estas propiedades para el sistema cerrado cuando éste se encuentre en su estado muerto

La exergía es el máximo trabajo teórico que se puede realizar cuando el sistema cerrado evoluciona hasta alcanzar el equilibrio con el ambiente, (estado muerto). Como hay que calcular el trabajo máximo que puede desarrollar el conjunto sistema cerrado y medio ambiente, su frontera se localiza de forma que las únicas transferencias de energía que ocurran a través de ella sean en forma de trabajo, lo que asegura que el trabajo desarrollado no queda afectado por una transferencia externa de calor; aunque los volúmenes del sistema cerrado y del medio ambiente pueden cambiar, la frontera del conjunto (sistema cerrado y medio ambiente) se determina de modo que su volumen permanece constante.

El balance de energía ΔE_c para el conjunto (sistema cerrado y medio ambiente) es:

$$\Delta E_c = Q_c - T_c = 0 - T_c$$

en la que: T_c es el trabajo generado y ΔE_c es el cambio de energía que experimenta, igual a la suma de las variaciones de energía del sistema cerrado y del medio ambiente.

En la energía del sistema cerrado en su estado inicial E se incluyen su energía interna y sus energías cinética y potencial, que se deben evaluar con relación al medio ambiente, de forma que la energía del sistema cerrado en su estado muerto es su energía interna U_0 por lo que ΔE_c se puede expresar en la forma:

$$\Delta E_c = (U_0 - E) + \Delta U_a = (U_0 - E) + (T_0\ \Delta S_a - p_0\ \Delta V_a) = -\ T_c$$

El volumen del conjunto (sistema cerrado y medio ambiente) permanece constante, siendo igual a la variación de volumen que experimenta el medio ambiente y de signo contrario a la variación de volumen experimentada por el sistema cerrado:

$$\Delta V_a = V_0 - V$$

por lo que la expresión del trabajo desarrollado por el conjunto (sistema cerrado y medio ambiente) T_c al pasar el sistema cerrado desde su estado inicial a su estado muerto, interaccionando únicamente con el medio ambiente, es:

$$T_c = (E - U_0) - (T_0\ \Delta S_a - p_0\ \Delta V_a) = (E - U_0) + p_0\,(V - V_0) - T_0\ \Delta S_a$$

El trabajo teórico máximo se puede calcular a partir de la generación de entropía ΔS_c debida a las irreversibilidades internas que tienen lugar en el sistema cerrado en su evolución al equilibrio con el medio ambiente, y es igual a la variación de entropía del conjunto (sistema cerrado y medio ambiente), suma de las variaciones de entropía del sistema cerrado S y del medio ambiente S_0 de la forma:

$$\Delta S_c = (S_0 - S) + \Delta S_a$$

$$T_c = (E - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0\,(S - S_0) - T_0\ \Delta S_c$$

en la que el valor $(E - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0\,(S - S_0)$, viene determinado por los estados inicial y final (estado muerto del sistema cerrado), y es independiente de la evolución de los estados intermedios del proceso que los liga; sin embargo, $T_0\ \Delta S_c$ sí depende de la naturaleza del proceso a través del cual el sistema cerrado evoluciona hacia su estado muerto, siendo positivo cuando se presentan irreversibilidades, y cero en el caso límite en que no existan irreversibilidades, no pudiendo ser negativo.

El ***trabajo teórico máximo (exergía)*** que puede generar el conjunto (sistema cerrado y medio ambiente) se obtiene haciendo $T_0\ \Delta S_c = 0$, es decir:

$$T_{c\ máximo} = (E - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0)$$

Si el sistema cerrado se encuentra en un estado distinto al del estado muerto, el sistema puede evolucionar espontáneamente hacia el estado muerto, no requiriéndose ningún trabajo para llevar a cabo este proceso, por lo que para cualquier estado del sistema cerrado siempre es posible su evolución espontánea; el trabajo máximo (exergía) no puede ser negativo.

La exergía no se conserva, sino que se destruye a causa de las irreversibilidades; un caso límite es aquel en que la exergía se destruye en su totalidad, como ocurre cuando el sistema cerrado evoluciona según un proceso espontáneo hasta su estado muerto sin poner los medios adecuados para obtener un trabajo en el proceso.

La exergía específica por unidad de masa, viene dada por:

$$exerg = (e - u_0) + p_0 (v - v_0) - T_0 (s - s_0)$$

en la que e, v y s son la energía específica, el volumen específico y la entropía específica, respectivamente, para un estado dado, y u_0, v_0 y s_0 son esas mismas propiedades específicas evaluadas para el estado muerto.

Como: $e = u + \frac{c^2}{2g} + z$, resulta:

$$exerg = (u + \frac{c^2}{2g} + z - u_0) + p_0 (v - v_0) - T_0 (s - s_0) = (u - u_0) + p_0 (v - v_0) - T_0 (s - s_0) + (\frac{c^2}{2g} + z)$$

La variación de exergía entre dos estados de un sistema cerrado viene dada por:

$$Exerg_2 - Exerg_1 = (E_2 - E_1) + p_0 (V_2 - V_1) - T_0 (S_2 - S_1)$$

donde los valores de p_0 y T_0 son los correspondientes al estado del medio ambiente.

Cuando un sistema está en su estado muerto, se encuentra en equilibrio térmico y mecánico con el medio ambiente y el valor de su exergía es cero.

Balance de exergía para sistemas cerrados.- Un sistema cerrado en un estado dado puede evolucionar y alcanzar nuevos estados mediante interacciones de calor y de trabajo con otros sistemas; como el valor de la exergía asociada al estado final es diferente del valor correspondiente al estado inicial, las transferencias de exergía a través de la frontera del sistema van a ser consecuencia de éstos intercambios de calor y trabajo.

La variación de exergía en un sistema durante un proceso no es igual a la exergía neta transferida, ya que la exergía se puede destruir a causa de las irreversibilidades presentes en el sistema durante el proceso.

En un sistema cerrado, un balance de exergía se obtiene combinando los balances de energía y entropía, en la forma:

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 dQ - \mathcal{T} \quad ; \quad S_2 - S_1 = \int_1^2 (\frac{dQ}{T})_{Frontera} + \Delta S$$

donde $\mathcal{T}$ y Q representan los intercambios de trabajo y calor entre el sistema a estudiar y su entorno; el medio ambiente no tiene por qué intervenir necesariamente en estas interacciones.

En el balance de entropía, T_F es la temperatura en la porción de frontera del sistema donde se intercambia dQ, siendo ΔS la entropía generada por las irreversibilidades internas.

El balance exergético es de la forma:

$$E_2 - E_1 - T_0 (S_2 - S_1) = \int_1^2 dQ - \int_1^2 (\frac{dQ}{T})_{Frontera} - \mathcal{T} - T_0 \Delta S$$

$$Exerg_2 - Exerg_1 - p_0 (V_2 - V_1) = \int_1^2 (1 - \frac{T_0}{T_F})\, dQ - \mathcal{T} - T_0 \Delta S$$

$$Exerg_2 - Exerg_1 = \int_1^2 (1 - \frac{T_0}{T_F})\, dQ - \{\mathcal{T} - p_0 (V_2 - V_1)\} - T_0 \Delta S$$

en la que:

$$\int_1^2 (1 - \frac{T_0}{T_F})\, dQ - \{\mathcal{T} - p_0 (V_2 - V_1)\}$$

es la transferencia de exergía y $T_0 \Delta S$ es la destrucción de exergía.

- En el primer miembro de la ecuación anterior, para unos estados inicial y final determinados dados los valores de p_0 y T_0 la variación de exergía se calcula en la forma:

$$Exerg_2 - Exerg_1 = (E_2 - E_1) + p_0 (V_2 - V_1) - T_0 (s_2 - s_1)$$

- En el segundo miembro de la misma ecuación los sumandos dependen de la naturaleza del proceso y no se pueden determinar conociendo únicamente los estados inicial y final y los valores de p_0 y T_0.

El sumando $\int_1^2 (1 - \frac{T_0}{T_F})\, dQ$ representa la transferencia de exergía que acompaña al calor y está asociado a la transferencia de calor hacia o desde el sistema durante el proceso.

El sumando $\mathcal{T} - p_0 (V_2 - V_1)$ está asociado al trabajo, y se interpreta como la transferencia de exergía que acompaña al trabajo.

El sumando $I = T_0 \Delta S$ representa la destrucción de exergía debida a las irreversibilidades internas del sistema.

Cuando se hace un balance de exergía hay que tener en cuenta las condiciones impuestas a la irreversibilidad I, por el Segundo Principio, por lo que ésta será positiva cuando se presenten irreversibilidades en el interior del sistema durante el proceso y cero en el caso límite en que no haya irreversibilidad, es decir: $\begin{cases} I > 0, \text{para procesos irreversibles internos} \\ I = 0, \text{para procesos reversibles internos} \end{cases}$

El valor de la irreversibilidad no puede ser negativo; sin embargo, la variación de exergía de un sistema puede ser positiva, negativa o nula.

Para un sistema cerrado, un balance de exergía a través de una fracción de frontera a la temperatura T_j, es:

$$\frac{dE_{exerg}}{dt} = \sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j})\, q_j - (\mathcal{T} - p_0 \frac{dV}{dt}) - A$$

en la que: $\begin{cases} \dfrac{dE_{exerg}}{dt} \text{ es la velocidad de la variación de la exergía contenida en el sistema} \\ (1 - \dfrac{T_0}{T_j})\ q_j \text{ es la velocidad de transferencia de exergía que acompaña al flujo de calor } q_j \\ T \text{ es la velocidad de transferencia de energía que acompaña al trabajo} \\ (T - p_0 \dfrac{dV}{dt}) \text{ es la velocidad de transferencia de exergía asociada} \\ \dfrac{dV}{dt} \text{ es la velocidad conque varía el volumen del sistema} \\ A \text{ es la velocidad de destrucción de exergía en el sistema por las irreversibilidades internas} \end{cases}$

Para un sistema aislado en el que, por definición, no existen interacciones de calor y trabajo con el entorno, no hay transferencia de exergía entre el sistema y su entorno, el balance de exergía se reduce a:

$$\Delta Exerg_{aislado} = - I_{aislado}$$

y como $I_{aislado}$ tiene que ser positiva para cualquier proceso real, los únicos procesos que puede experimentar un sistema aislado, de acuerdo con el Segundo Principio, son aquellos en los que la exergía del sistema aislado disminuya.

La mayoría de los sistemas térmicos reciben exergía que proviene directa o indirectamente del consumo de combustibles fósiles o de otros recursos energéticos; la destrucción y pérdida de exergía representa un derroche de dichos recursos energéticos, por lo que los balances exergéticos tienen gran importante en el desarrollo de las estrategias conducentes a un uso más racional de la energía.

VIII.5.- TRANSFERENCIA DE EXERGÍA

Si en un sistema cerrado se desarrolla un proceso en el que tiene lugar una transferencia de calor Q a través de una porción de la frontera del sistema (superficie de intercambio térmico) en la que su temperatura $T_f > T_0$ es constante, la transferencia de exergía que acompaña al calor es $(1 - \frac{T_0}{T_f})\ Q$, que es el trabajo reversible que podría desarrollar un ciclo de potencia, que recibiese Q calorías a la temperatura T_f y cediese calor al ambiente a T_0 por lo que se puede interpretar que la magnitud de la transferencia de exergía que acompaña al calor es equivalente al trabajo que se podría generar suministrando dicho calor a un ciclo de potencia reversible que operase entre las temperaturas T_f y T_0.

Esta interpretación también se puede aplicar cuando $T_f < T_0$ siendo la magnitud de la transferencia de exergía que acompaña al calor, equivalente al trabajo que se puede desarrollar por un ciclo reversible de potencia que $\begin{cases} \text{recibiese calor del ambiente a la temperatura } T_0 \\ \text{descargara } Q \text{ a la temperatura } T_f \end{cases}$

Hasta ahora sólo se ha considerado la magnitud de la transferencia de exergía que acompaña al calor, independientemente del sentido de la misma:

- La ecuación anterior indica que si $T_f > T_0$ el calor intercambiado y la transferencia de exergía asociada deben tener el mismo sentido, siendo ambas cantidades positivas o negativas

- Cuando $T_f < T_0$ el signo de la transferencia de exergía será opuesto al del calor intercambiado, de modo que éste y la transferencia de exergía tendrán sentidos opuestos

En la Fig VIII.3 se muestra un sistema constituido por un gas que experimenta un proceso de calentamiento a volumen constante, siendo las temperaturas inicial y final del gas menores que T_0. Durante el proceso el estado del sistema se acerca al estado muerto y la exergía del sistema debe disminuir según se va calentando. Si el gas se enfría desde el estado 2 hasta el estado 1, la exergía del sistema aumenta ya que su estado se aleja del estado muerto, por lo que cuando en la porción de frontera donde se produce el intercambio de calor, la temperatura es menor que la temperatura del ambiente, el flujo de calor y la transferencia de exergía que lo acompaña tienen sentidos opuestos; ésto es lo que sucede cuando se estudian las máquinas frigoríficas y las bombas de calor, en las que ocurren intercambios de calor a temperaturas inferiores a la del medio ambiente.

Si se considera la transferencia de exergía en un sistema cerrado que realiza un trabajo T mientras desarrolla un proceso adiabático en el que aumenta el volumen del sistema, $V_2 > V_1$, aunque éste no tiene por qué interactuar necesariamente con el ambiente, la magnitud de la transferencia de exergía se evalúa como el máximo trabajo que se puede obtener cuando interactuan sistema y ambiente; no todo el trabajo T realizado por el sistema durante el proceso resulta utilizable ya que una parte del mismo se emplea en vencer la presión exterior contra el ambiente que se encuentra a p_0.

En esta situación el sistema realiza un trabajo sobre su entorno igual a $p_0(V_2 - V_1)$

Por lo tanto, el máximo trabajo que se puede obtener del conjunto (sistema cerrado y medio ambiente) es:

$$T_c = T - p_0 (V_2 - V_1)$$

Si no existe una modificación del volumen del sistema durante el proceso, la transferencia de exergía que acompaña al trabajo T sería de la misma magnitud que éste.

Exergía de flujo.- Cuando se considera un flujo unidimensional, el trabajo a la entrada y a la salida del volumen de control en la unidad de tiempo es el *trabajo de flujo* de valor *$m (p v)$,* siendo:

m el flujo másico por unidad de tiempo
p la presión
v el volumen específico a la entrada o a la salida

La expresión de la transferencia de exergía por unidad de tiempo que acompaña al trabajo de flujo es:

$$m (p v - p_0 v)$$

Durante el intervalo de tiempo Δt una fracción de la masa contenida en el volumen de control sale para ocupar una pequeña región s del espacio adyacente al volumen de control. Asumiendo que el incremento de volumen del sistema cerrado en el tiempo t es igual al volumen de la región s y que el único trabajo intercambiado es el asociado a la variación de volumen, la transferencia de exergía que acompaña al trabajo es:

$$T - p_0 \Delta V$$

$$\text{siendo: } \begin{cases} \Delta V \text{ la variación del volumen del sistema, igual al volumen de la región } s\text{: } \Delta V = m_s v_s \\ m_s \text{ la masa contenida en la región } s \\ v_s \text{ su volumen específico, que se supone uniforme en dicha región} \end{cases}$$

por lo que la transferencia de exergía que acompaña al trabajo es $T - m_s\ (p_0\ v_s)$, que se puede transformar en una expresión equivalente en términos de velocidad dividiendo todos sus términos por el intervalo de tiempo Δt.

La transferencia de exergía que acompaña al trabajo, por unidad de tiempo, se determina hallando el límite cuando Δt tiende a cero, en la forma:

$$\lim_{\Delta t \to 0} \frac{T}{\Delta t} - \lim_{\Delta t \to 0} \frac{m_s}{\Delta t}(p_0\ v_s)$$

En el límite, las fronteras del sistema cerrado y del volumen de control coinciden, por lo que el único trabajo intercambiado por el volumen de control es el trabajo de flujo, es decir:

$$\lim_{\Delta t \to 0} \frac{T}{\Delta t} = m_s\ (p_s\ v_s)$$

siendo m_s el flujo másico por unidad de tiempo que abandona el volumen de control.

En el límite, cuando $\Delta t \to 0$, resulta: $\lim_{\Delta t \to 0} \frac{m_s}{\Delta t}(p_0\ v_s) = m_s\ (p_0\ v_s)$

y la *transferencia de exergía por unidad de tiempo que acompaña al trabajo de flujo* es:

$$m_s\ (p_s v_s - p_0 v_s)$$

correspondiente a la entrada y salida del volumen de control.

Cuando la masa fluye a través de la frontera del volumen de control, existe una transferencia de:

a) *Energía* asociada igual a la *transferencia de energía por unidad de tiempo que acompaña al flujo de masa*:

$$m\ e = m\ (u + \frac{c^2}{2\ g} + z)$$

siendo e la energía específica medida a la entrada o a la salida.

b) *Exergía* asociada igual a la *transferencia de exergía por unidad de tiempo que acompaña al flujo de masa*:

$$m\ (exerg) = m\ \{(e - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0)\}$$

donde *(exerg)* es la exergía específica a la entrada o a la salida.

Las transferencias de exergía asociadas al flujo de masa que acompaña al trabajo de flujo vienen dadas por:

$$m\ (p\ v - p_0\ v)$$

y ocurren en las zonas de la frontera donde la masa entra o abandona el volumen de control, por lo que se puede definir una expresión que proporcione la suma de ambos efectos, como la *transferencia de exergía por unidad de tiempo que acompaña al flujo de masa y al trabajo de flujo*:

$$(exerg) + (p\ v - p_0\ v_0) = \{(e - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0)\} + (p\ v - p_0\ v) = \frac{b}{m}$$

en la que los términos del segundo miembro representan la transferencia de exergía por unidad de masa, que acompaña al flujo de masa y al trabajo de flujo, respectivamente, y se la denomina exergía de flujo específica.

Como: $e = u + \frac{c^2}{2g} + z$, resulta:

$$b = (u + \frac{c^2}{2g} + z - u_0) + (p\,v - p_0 v_0) - T_0(s - s_0) = (i - i_0) - T_0(s - s_0) + \frac{c^2}{2g} + z$$

que es la exergía de flujo necesaria para formular el *balance de exergía* para un volumen de control.

En el desarrollo del *balance de energía* para un volumen de control, la exergía de flujo juega un papel similar al de la entalpía, teniendo ambas propiedades una interpretación similar, ya que cada una de ellas es la suma de dos términos, el primero asociado al flujo de masa (energía interna específica para la entalpía y exergía específica para la exergía de flujo) y el segundo asociado al trabajo de flujo a la entrada o a la salida.

VIII.6.- BALANCE DE EXERGÍA EN UN VOLUMEN DE CONTROL

La expresión general del balance de exergía en un volumen de control, a través de una frontera a la temperatura T_j es:

Variación de la exergía por unidad de tiempo =

= Transferencia de exergía por unidad de tiempo + Exergía destruida por unidad de tiempo

$$(\frac{dExerg}{dt})_{vol.control} = \sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j})\, q_j - (T_{vol.control} - p_0 \frac{dV_{vol.control}}{dt}) + \sum_{ent} (m\,b) - \sum_{sal} (m\,b) - Exerg_{destruida}$$

en la que:
$$\begin{cases} (\frac{dExerg}{dt})_{vol.control} \text{ es la variación de exergía acumulada en el volumen de control} \\ (1 - \frac{T_0}{T_j})\, q_j \text{ es la velocidad de transferencia de exergía que acompaña al flujo de calor } q_j \\ q_j \text{ es la velocidad de transferencia de calor por unidad de tiempo a la temperatura } T_j \\ T_{vol.control} - p_0 \frac{dV_{vol\,control}}{dt} \text{ es la transferencia de exergía asociada} \\ T_{vol.control} \text{ es la velocidad de intercambio de energía debida al trabajo, excluyendo el trabajo de flujo} \\ \frac{dV_{vol.control}}{dt} \text{ es la variación del volumen de control por unidad de tiempo} \end{cases}$$

$\begin{cases} (mb)_{ent} \\ (mb)_{sal} \end{cases}$ representan la transferencia de exergía por unidad de tiempo, que acompaña al flujo de masa y al trabajo de flujo a la entrada y a la salida, respectivamente

En *régimen estacionario,* el balance de exergía para este caso particular es:

$$(\frac{dExerg}{dt})_{vol.control} = \frac{dV_{vc}}{dt} = 0$$

$$\sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j})\, q_j - T_{vc} + \sum_{ent} (m\,b) - \sum_{sal} (m\,b) - Exerg_{destruida} = 0$$

que dice que, la velocidad conque se transfiere la exergía hacia el volumen de control tiene que ser mayor que la velocidad conque se transfiere la exergía desde el mismo, siendo la diferencia igual a la velocidad conque se destruye la exergía dentro del volumen de control a causa de las irreversibilidades.

Si solo existen una entrada 1 y una salida 2, se tiene:

$$\sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j})\, q_j - T_{vol.control} + m\,(b_1 - b_2) - Exerg_{destruida} = 0$$

en la que: $b_1 - b_2 = (i_1 - i_2) - T_0 (s_1 - s_2) + \dfrac{c_1^2 - c_2^2}{2\,g} + (z_1 - z_2)$

Eficiencia exergética en turbinas.- Para una turbina, que funciona en régimen adiabático, el balance de exergía en régimen estacionario se obtiene considerando que:

$$\sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j}) = 0$$

por lo que:

$$T_{vol.control} + m\,(b_1 - b_2) - Exerg_{destruida} = 0$$

siendo $b_1 - b_2$ la disminución de exergía de flujo entre la entrada y la salida.

La exergía de flujo disminuye porque la turbina genera un trabajo $T_{vol.control} = T_{Turbina}$, y existe una destrucción de exergía.

La efectividad de la turbina viene dada por: $\varepsilon = \dfrac{\dfrac{T_{Turbina}}{m}}{b_1 - b_2}$

Eficiencia exergética en bombas y compresores.- Para una bomba o un compresor, en régimen estacionario, sin intercambio de calor con los alrededores, el balance de exergía es:

$$- T_{vol.control} + m\,(b_1 - b_2) - Exerg_{destruida} = 0$$

$$\frac{T_{Compresor}}{m} = b_1 - b_2 - \frac{Exerg_{destruida}}{m}$$

La exergía consumida por la máquina $\dfrac{T_{Compresor}}{m}$ se utiliza en parte para incrementar la exergía de flujo entre la entrada y la salida, y el resto se destruye a causa de las irreversibilidades internas.

La efectividad de la bomba o del compresor viene dada por, $\varepsilon = \dfrac{b_1 - b_2}{\dfrac{T_{Compresor}}{m}}$

Eficiencia exergética en intercambiadores de calor de superficie.- Si la masa de fluido de la corriente caliente es m_C, la masa de fluido de la corriente fría es m_F, la entrada y salida del fluido caliente las denotamos por los subíndices C_1 y C_2, la entrada y salida del fluido frío las denotamos por los subíndices F_1 y F_2 y teniendo en cuenta que el intercambiador opera en régimen estacionario y se supone no existen pérdidas térmicas por lo que no existe transferencia de calor con el entorno, el balance de exergía es:

$$\sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j})\, q_j - T_{vol.control} + (m_C\, b_{C_1} + m_F\, b_{F_1}) - (m_C\, b_{C_2} + m_F\, b_{F_2}) - Exerg_{destruida} = 0$$

en la que: $\sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j})\, q_j = 0 \;\;;\;\; T_{vol.control} = 0$

Por lo tanto:

$$(m_C\, b_{C_1} + m_F\, b_{F_1}) - (m_C\, b_{C_2} + m_F\, b_{F_2}) - Exerg_{destruida} = 0$$

$$m_C\,(b_{C_1} - b_{C_2}) = m_F\,(b_{F_2} - b_{F_1}) + Exerg_{destruida} = 0$$

en la que el primer miembro representa la disminución de exergía que experimenta la corriente caliente (que se enfría), mientras que el primer término del segundo miembro representa el incremento de exergía de la corriente fría (que se calienta); una parte de la exergía de la corriente caliente proporciona la exergía de la corriente fría, y el resto la destruida por irreversibilidades.

La eficiencia exergética en el intercambiador de superficie es, $\varepsilon = \dfrac{m_F\,(b_{F_2} - b_{F_1})}{m_C\,(b_{C_1} - b_{C_2})}$

Eficiencia exergética en intercambiadores de calor de mezcla.- Llamamos a la masa de fluido de la corriente caliente entrante m_{C1} siendo b_{C1} su exergía, y la masa de la corriente entrante fría m_{F1} siendo b_{F1} su exergía; m_{S2} es la masa de los fluidos mezclados a la salida y b_{F2} su exergía. Si el intercambiador opera en régimen estacionario y no hay pérdidas térmicas por lo que no existe transferencia de calor con el entorno, el balance de exergía es:

$$\sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j})\, q_j - T_{vol.control} + (m_{C_1} b_{C_1} + m_{F_1} b_{F_1}) - m_{S_2} b_{F_2}) - Exerg_{destruida} = 0$$

siendo: $\sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j})\, q_j = 0 \;;\; T_{vol.control} = 0 \;;\; m_{C_1} + m_{F_1} = m_{S_2}$

por lo que:

$$(m_{C_1} b_{C_1} + m_{F_1} b_{F_1}) - m_{S_2} b_{F_2}) - Exerg_{destruida} = 0$$

$$m_{C_1}\,(b_{C_1} - b_{C_2}) = m_{F_1}\,(b_{C_2} - b_{C_1}) + Exerg_{destruida}$$

en la que el primer miembro representa la disminución de exergía que experimenta la corriente caliente entre la entrada y la salida, mientras que el primer término del segundo miembro representa el incremento de exergía de la corriente fría entre la entrada y la salida; una parte de la exergía de la corriente caliente proporciona la exergía de la corriente fría y el resto la destruida por irreversibilidades.

La eficiencia exergética en el intercambiador de mezcla es, $\varepsilon = \dfrac{m_{F_1}\,(b_{C_2} - b_{F_1})}{m_{C_1}\,(b_{C_1} - b_{C_2})}$

La eficiencia exergética permite distinguir los métodos de utilización de los recursos energéticos que son termodinamicamente efectivos de aquellos que no lo son, o lo son en menor grado; se puede emplear para determinar la efectividad de posibles proyectos técnicos destinados a mejorar las prestaciones de sistemas térmicos, comparando los valores de la eficiencia antes y después de que la modificación propuesta se lleve a cabo para ver el grado de mejora obtenido.

El límite del 100% para la eficacia exergética no es un objetivo práctico, ya que implicaría que no hubiese destrucción de exergía, lo cual supondría tiempos operativos muy largos o dispositivos con superficies de intercambio térmico muy grandes y complicadas, factores incompatibles con una operación económica rentable, fundamental a la hora de resolver un proyecto.

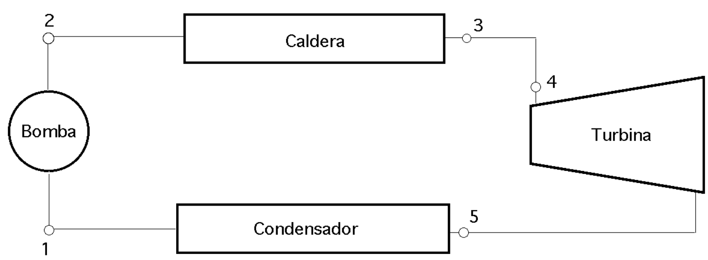
Ejemplo VIII.1.- *Hallar el balance exergético de una instalación de turbina de vapor, sabiendo que:*

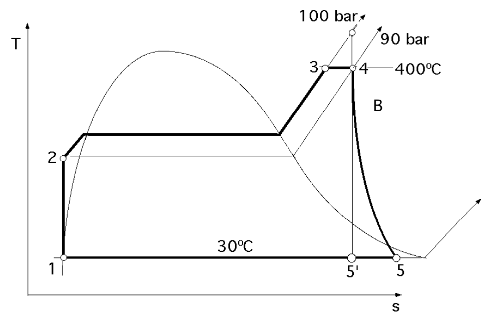
Potencia calorífica del fuel, 40000 kJ/kg
Temperatura de la combustión, 1800ºC
Pérdidas de calor en la caldera, 12%
Presión del vapor a la salida de la caldera, 100 bar
Temperatura del vapor a la salida de la caldera, 400ºC
Presión a la entrada de la turbina, 90 bar, y temperatura a la entrada de la turbina, 400ºC
Temperatura a la entrada del condensador, 30ºC
Rendimiento isentrópico de la turbina, 80%
Condiciones ambientales, (estado muerto), 1 bar, 20ºC
Trabajo de bombeo; despreciable.

RESOLUCIÓN

Si se desprecia el trabajo de la bomba el punto (2) se confunde con el (1)

$$x_{5^*} = \frac{s_{5^*} - s_{5^{*'}}}{s_{5^{*''}} - s_{5^{*'}}} = \frac{6{,}293 - 0{,}437}{8{,}455 - 0{,}437} = 0{,}73$$





Punto	*Temperatura ºC*	*Presión bar*	*Entalpía kJ/kg*	*Entropía kJ/kg.ºC*	*Título*
1	30	0,0424	125,7	0,437	
2	30	0,0424	125,7	0,437	
3	400	100	3100	6,218	
4	400	90	3121	6,293	
5'	30	0,0424	1900	6,293	0,73
5	30	0,0424	21443	7,096	

$$i_{5^*} = i_{5^{*'}} + x_{5^*}(i_{5^{*''}} - i_{5^{*'}}) = 124{,}75 + 0{,}73\,(2556{,}44 - 124{,}75) = 1900\ kJ/kg_{vapor}$$

$$i_5 = i_4 - \eta_T(i_4 - i_{5'}) = 3121 - 0{,}8\,(3121 - 1900) = 2144{,}3\ kJ/kg_{vapor}$$

$$x_5 = \frac{i_5 - i_{5'}}{i_{5''} - i_{5'}} = \frac{2144{,}3 - 125{,}7}{2556{,}4 - 125{,}2} = 0{,}83$$

$$s_5 = s_{5'} + x_5(s_{5''} - s_{5'}) = ... = 7{,}096\ kJ/kg^oC$$

Calor absorbido por el vapor en la caldera:

$$Q_1 = G_v(i_3 - i_1) = \text{Calor desprendido en la combustión, menos las pérdidas} = 40000 \times 0{,}88 = 35200\ kJ/kg_{fuel}$$

$$\text{Masa de vapor por } kg_{fuel} = G_v = \frac{Q_1}{i_3 - i_1} = \frac{35200\ kJ / kg_{fuel}}{(3100 - 125{,}7)\ kJ / kg_{vapor}} = 11{,}84\ \frac{kg_{vapor}}{kg_{fuel}}$$

$$\text{Exergías en los distintos puntos de la instalación} = Ex = \{(i - i_0) - T_0(s - s_0)\}\ G_v\ \frac{kJ}{kg_{fuel}}$$

$$\text{Exergía de la combustión} = Ex_{comb.} = Q_1\left(1 - \frac{T_0}{T_{comb.}}\right) = 40000\left(1 - \frac{293}{1800 + 273}\right) = 34346{,}35\ \frac{kJ}{kg_{fuel}}$$

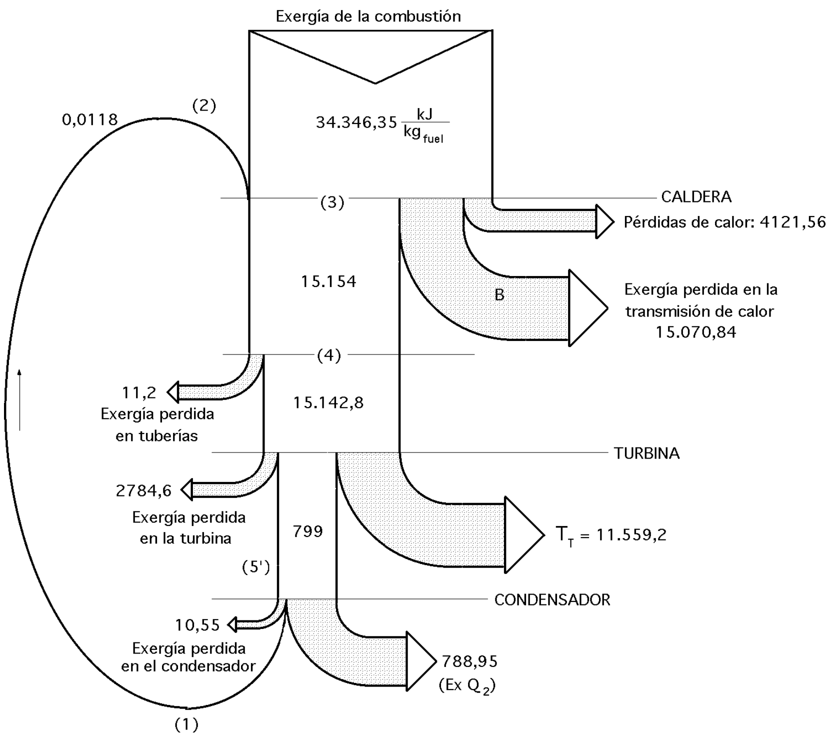
$$\text{Exergía (pérdidas de calor) en la caldera} = 34346{,}35 \times 0{,}12 = 4121{,}56\ \frac{kJ}{kg_{fuel}}$$

$$\text{Trabajo en la turbina} = G_v(i_4 - i_5) = 11{,}84\ \frac{kg_{vapor}}{kg_{fuel}}\ (3121 - 2144{,}3)\ \frac{kJ}{kg_{vapor}} = 11559{,}2\ \frac{kJ}{kg_{fuel}}$$

$$\text{Calor cedido al condensador} = Q_2 = G_v(i_5 - i_1) = 11{,}84\ (2144{,}3 - 125{,}7) = 23890{,}1\ \frac{kJ}{kg_{fuel}}$$

$$\text{Exergía del calor cedido al condensador} = 23890{,}1\left(1 - \frac{293}{303}\right) = 788{,}45\ \frac{kJ}{kg_{fuel}}$$

$$\text{Pérdida de exergía en la caldera} = ex_{(2)} - ex_{(3)} + Ex_{combustión} = (0 - 15154) + 34346{,}35 = 19192{,}4\ \frac{kJ}{kg_{fuel}}$$



Punto	$Ex = \{(i - i_0) - T_0\ (s - s_0)\}\ G_v\ \frac{kJ}{kg_{fuel}}$
1-2	(125,7 - 83,8) - 293 (0,437 - 0,294) = 0,001 kJ/kg vapor = 0,001 x 11,835 = 0,01183 kJ/kg fuel
3	(3100 - 83,8) - 293 (6,218 - 0,294) = 1280,5 kJ/kg vapor = 1280,5 x 11,835 = 15.154 kJ/kg fuel
4	(3121 - 83,8) - 293 (6,293 - 0,294) = 1279,5 kJ/kg vapor = 1279,5 x 11,835 = 15.142,8 kJ/kg fuel
5	(2144 - 83,8) - 293 (7,096 - 0,294) = 67,2 kJ/kg vapor = 67,2 x 11,835 = 799 kJ/kg fuel

Esta pérdida de exergía en la caldera se compone de dos sumandos:

(Pérdidas de calor por rendimiento caldera) + (Exergía perdida en la transmisión de calor desde la combustión a la caldera)

$$\text{Pérdida exergía combustión caldera} = 19192{,}4 - 4121{,}56 = 15070{,}84\ \frac{kJ}{kg_{fuel}}$$

$$\text{Pérdida exergía en tuberías} = ex_{(3)} - ex_{(4)} = 15154 - 15142{,}8 = 11{,}2\ \frac{kJ}{kg_{fuel}}$$

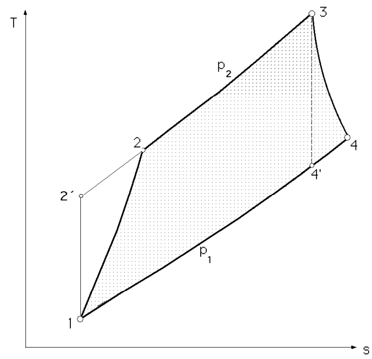
$$\text{Pérdida exergía en la turbina} = ex_{(4)} - ex_{(5)} - T_{Turb} = 15142{,}8 - 799 - 11559{,}2 = 2784{,}6\ \frac{kJ}{kg_{fuel}}$$

$$\text{Rendimiento exergético} = \frac{T_{útil}}{Ex_{combustión}} = \frac{11.559{,}2}{34.346{,}35} = 0{,}337 = 33{,}7\%$$

****

Ejemplo VIII.2.- *En un ciclo Brayton de aire standard, el rendimiento isentrópico de la turbina es 0,84, y el del compresor 0,80; la relación de presiones es 5. El aire penetra en el compresor a 21°C y 1 atm de presión, siendo la temperatura máxima alcanzada de 760°C.*
Con estos datos: $\gamma = 1{,}4$ y $c_{p(aire)} = 1$ kJ/kg°K, dibujar el diagrama exergético en los siguientes casos:
a) Ciclo Brayton normal; b) Ciclo Brayton con regeneración ideal; c) Ciclo Brayton con regeneración al 80%.

RESOLUCIÓN



a) Ciclo Brayton normal

$$R = c_p - c_v = 1 - \frac{1}{1{,}4} = 0{,}2857\ \frac{kJ}{kg°K}$$

$$\Delta = 5^{(1{,}4 - 1)/1{,}4} = 1{,}5838$$

$$T_{2'} = \Delta\ T_1 = 1{,}5838\ (21 + 273)°K = 465{,}64°K$$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2'} - T_1}{\eta_C} = 294°K + \frac{465{,}64 - 294}{0{,}8}\ °K = 508{,}55°K$$

$$T_{4'} = \frac{T_3}{\Delta} = \frac{(760 + 273)°K}{1{,}5838} = 652{,}2°K$$

$$T_4 = T_3 - \eta_T (T_3 - T_{4'}) = 1033 - 0{,}84\ (1033 - 652{,}2) = 713{,}13°K$$

$$\left.\begin{array}{l} T_C = c_p (T_2 - T_1) = 1\ \dfrac{kJ}{kg°K}\ (508{,}55 - 294)°K = 214{,}55\ \dfrac{kJ}{kg} \\ T_T = c_p (T_3 - T_4) = 1\ \dfrac{kJ}{kg°K}\ (1033 - 713{,}13)°K = 319{,}86\ \dfrac{kJ}{kg} \end{array}\right\} \Rightarrow\ T_u = T_T - T_C = 319{,}86 - 214{,}55 = 105{,}31\ \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_2) = 1\ \frac{kJ}{kg°K}\ (1033 - 508{,}55)°K = 524{,}45\ \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_2 = c_p (T_4 - T_1) = 1\ \frac{kJ}{kg°K}\ (713{,}13 - 294)°K = 419{,}14\ \frac{kJ}{kg}$$

$$\eta_{ciclo} = \frac{T_u}{Q_1} = \frac{105{,}31}{524{,}45} = 0{,}2008 = 20{,}08\%$$

EXERGIAS

Exergía de flujo: La exergía de la corriente de aire, en la que (0) es la referencia del estado muerto, es:

$$Ex = (i - i_0) - T_0 (s - s_0) = c_p (T - T_0) - T_0 (c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{p}{p_0})$$

$$Ex_{(2)} = c_p (T_2 - T_0) - T_0 (c_p \ln \frac{T_2}{T_0} - R \ln \frac{p_2}{p_0}) = 1 \times (508,55 - 294) - 294 (1 \times \ln \frac{508,55}{294} - 0,2857 \times \ln \frac{5}{1}) \frac{kJ}{kg} = 188,8 \frac{kJ}{kg}$$

$$Ex_{(3)} = c_p (T_3 - T_0) - T_0 (c_p \ln \frac{T_3}{T_0} - R \ln \frac{p_3}{p_0}) = 1 \times (1033 - 294) - 294 (1 \times \ln \frac{1033}{294} - 0,2857 \times \ln \frac{5}{1}) \frac{kJ}{kg} = 504,9 \frac{kJ}{kg}$$

$$Ex_{(4)} = c_p (T_4 - T_0) - T_0 (c_p \ln \frac{T_4}{T_0} - R \ln \frac{p_4}{p_0}) = 1 \times (713,13 - 294) - 294 \ln \frac{713,13}{294} = 158,67 \frac{kJ}{kg}$$

Exergía del calor absorbido: $Ex = Q - T_0 \int \frac{dQ}{T} = Q - T_0 \int_{T_i}^{T_F} \frac{c_p\, dT}{T} = Q - T_0\, c_p \ln \frac{T_F}{T_i}$

$$\begin{cases} Ex_{Q_1} = Q_1 - T_0\, c_p \ln \frac{T_3}{T_2} = 524,45 \frac{kJ}{kg} - (294 \times 1 \frac{kJ}{kg°K} \ln \frac{1033}{508,55}) = 316,1 \frac{kJ}{kg} \\ Ex_{Q_1} = Ex_{(3)} - Ex_{(2)} = 504,9 - 188,1 = 316,1 \frac{kJ}{kg} \end{cases}$$

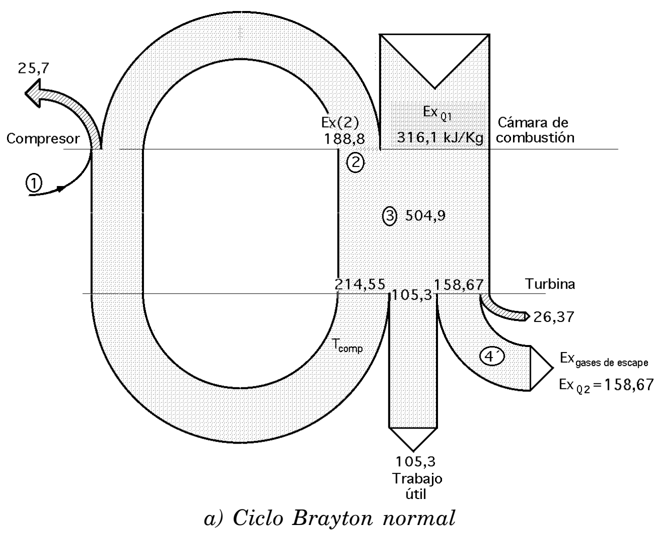
$$\begin{cases} Ex_{Q_2} = Q_2 - T_0\, c_p \ln \frac{T_4}{T_1} = 419,2 \frac{kJ}{kg} - (294 \times 1 \frac{kJ}{kg°K} \ln \frac{713,13}{294}) = 158,67 \frac{kJ}{kg} \\ Ex_{Q_2} = Ex_{(4)} - Ex_{(1)} = 158,67 - 0 = 158,67 \frac{kJ}{kg} \end{cases}$$

Ex_{Q2} es un flujo de exergía que abandona el sistema.

Rendimiento exergético $= \frac{T_u}{Ex_{Q_1}} = \frac{105,31}{316,1} = 0,3331 = 33,31\%$

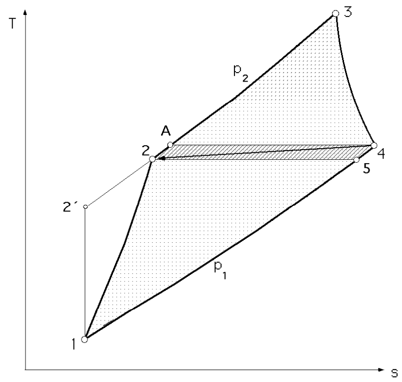
Pérdidas de exergía $\begin{cases} Pérd.\, Ex_{Turbina} = Ex_{(3)} - Ex_{(4)} - T_T = 504,9 - 158,67 - 319,86 = 26,37\ kJ/kg \\ Pérd.\, Ex_{Compresor} = Ex_{(1)} - Ex_{(2)} - T_C = 0 - 118,8 + 214 = 25,75\ kJ/kg \end{cases}$

Exergía aportada por la compresión al ciclo: 214,55 - 25,75 = 188,8 kJ/kg que es igual a $Ex_{(2)}$



a) Ciclo Brayton normal

****



b) Ciclo Brayton con regeneración ideal, $\sigma = 1$

Regeneración ideal: $\begin{cases} T_A = T_4 = 713{,}13^\circ K \\ T_2 = T_5 = 508{,}55^\circ K \end{cases}$

Los trabajos del compresor y de la turbina no se alteran

Calor aplicado entre (A) y (3): $Q_1 = \mathcal{T}_{Turbina} =$

$= c_p\,(T_3 - T_A) = 1\,(kJ/kg^\circ K)\,(1033 - 713{,}13)^\circ K = 319{,}87\ kJ/kg$

Calor cedido entre (5) y (1): $Q_2 = \mathcal{T}_{Compresor} =$

$= c_p\,(T_5 - T_1) = 1\,(kJ/kg^\circ K)\,(508{,}55 - 294)^\circ K = 214{,}55\ kJ/kg$

$$Ex_{Q_1} = Q_1 - T_0\ c_p\ ln\ \frac{T_3}{T_A} = 319{,}87\ \frac{kJ}{kg} - (294 \times 1\ \frac{kJ}{kg^\circ K}\ ln\ \frac{1033}{713{,}13}) = 210{,}92\ \frac{kJ}{kg}$$

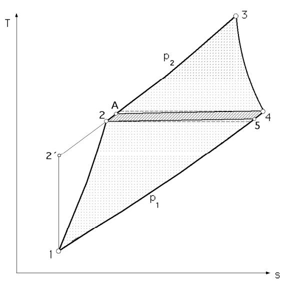
$$Ex_{Q_2} = Q_2 - T_0\ c_p\ ln\ \frac{T_5}{T_1} = 214{,}55\ \frac{kJ}{kg} - (294 \times 1\ \frac{kJ}{kg^\circ K}\ ln\ \frac{508{,}55}{294}) = 53{,}44\ \frac{kJ}{kg}$$

$$Ex_{(A)} = c_p\,(T_A - T_0) - T_0\,(c_p\ ln\frac{T_A}{T_0} - R\ ln\frac{p_A}{p_0}) = 1 \times (713{,}13 - 294) - 294\,(1 \times ln\frac{713{,}13}{294} - 0{,}2857 \times ln\frac{5}{1}) = 293{,}88\ \frac{kJ}{kg}$$

$$Ex_{(5)} = c_p\,(T_5 - T_0) - T_0\,c_p\ ln\ \frac{T_5}{T_0} = 1 \times (508{,}55 - 294) - 294 \times ln\ \frac{508{,}55}{294} = 53{,}44\ \frac{kJ}{kg}$$

$$\text{Rendimiento exergético} = \frac{\mathcal{T}_u}{Ex_{Q_1}} = \frac{105{,}31}{210{,}92} = 0{,}4992 = 49{,}92\%$$

****



c) Ciclo Brayton con regeneración $\sigma = 0{,}8$

Regeneración al 80% $\Rightarrow\ T_A < T_4\ ;\ \ T_2 < T_5$

$T_A = T_2 + \sigma\,(T_4 - T_2) = 508{,}55 + 0{,}8\,(713{,}13 - 508{,}55) = 672{,}21^\circ K$

Haciendo en el regenerador un balance de energía, se tiene:

$i_A - i_2 = i_4 - i_5\ \ \Rightarrow\ \ T_A - T_2 = T_4 - T_5$

$T_5 = T_4 - (T_A - T_2) = 713{,}13 - (672{,}21 - 508{,}55) = 549{,}47^\circ K$

Los trabajos del compresor y de la turbina no se alteran

Calor aplicado entre (A) y (3): $Q_1 = c_p\,(T_3 - T_A) = 1\,(kJ/kg^\circ K)\,(1033 - 672{,}21)^\circ K = 360{,}79\ kJ/kg$

Calor cedido entre (5) y (1): $Q_2 = c_p\,(T_5 - T_1) = 1\,(kJ/kg^\circ C)\,(549{,}47 - 294)^\circ K = 255{,}47\ kJ/kg$

$$Ex_{Q_1} = Q_1 - T_0\ c_p\ ln\ \frac{T_3}{T_A} = 360{,}79\ \frac{kJ}{kg} - (294 \times 1\ \frac{kJ}{kg^\circ K}\ ln\ \frac{1033}{672{,}21}) = 234{,}47\ \frac{kJ}{kg}$$

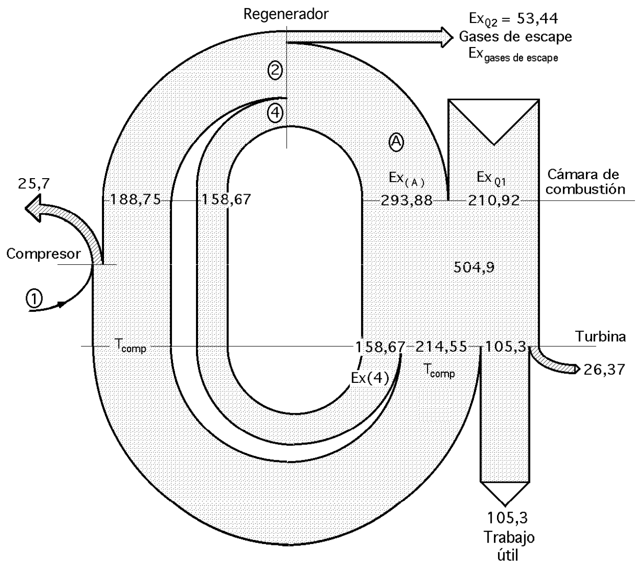
$$Ex_{Q_2} = Q_2 - T_0\ c_p\ ln\ \frac{T_5}{T_1} = 255{,}47\ \frac{kJ}{kg} - (294 \times 1\ \frac{kJ}{kg^\circ K}\ ln\ \frac{549{,}47}{294}) = 71{,}61\ \frac{kJ}{kg}$$

$$Ex_{(A)} = c_p\,(T_A - T_0) - T_0\,(c_p\ ln\ \frac{T_A}{T_0} - R\ ln\ \frac{p_A}{p_0}) = 1 \times (672{,}21 - 294) - 294\,(1 \times ln\ \frac{672{,}21}{294} - 0{,}2857 \times ln\ \frac{5}{1}) = 270{,}4\ \frac{kJ}{kg}$$

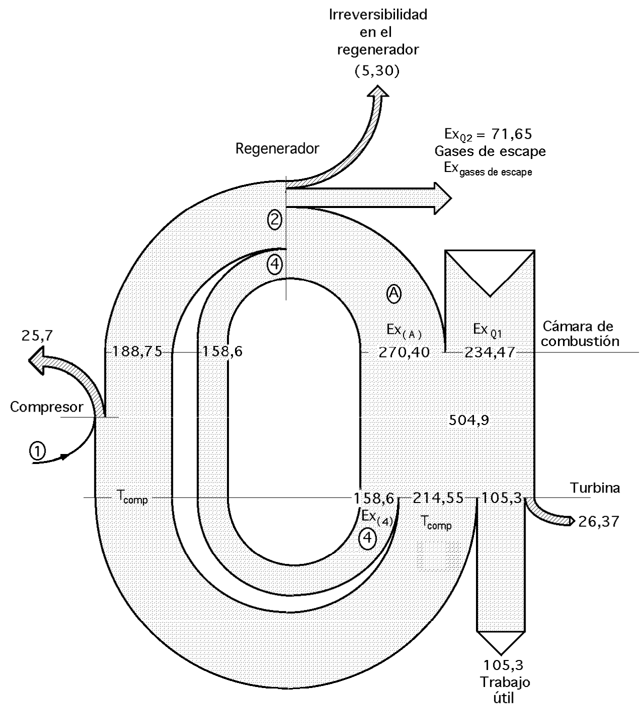
$$Ex_{(5)} = c_p\,(T_5 - T_0) - T_0\,c_p\ ln\ \frac{T_5}{T_0} = 1 \times (549{,}47 - 294) - (294 \times 1 \times ln\ \frac{549{,}47}{294}) = 71{,}61\ \frac{kJ}{kg}$$

$$\text{Rendimiento exergético} = \frac{\mathcal{T}_u}{Ex_{Q_1}} = \frac{105{,}31}{234{,}47} = 0{,}4492 = 44{,}9\%$$

$$\text{Rendimiento térmico} = \frac{\mathcal{T}_u}{Q_1} = \frac{105{,}31}{360{,}79} = 0{,}2918 = 29{,}18\%$$



b) Regeneración del 100%



c) Regeneración: 80%

****