

Análisis exergetico de una central termoeléctrica

R. Lugo¹

M. Salazar^{2,3}

J. M. Zamora¹

A. Torres¹

M. Toledo³

¹ Universidad Autónoma Metropolitana Iztapalapa.
Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica.
MÉXICO.

² Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec. División de
Ingeniería Mecatrónica e Industrial. Posgrado en Ingeniería
Mecatrónica.
MÉXICO.

³ Instituto Politécnico Nacional (IPN).
Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (ESIME).
Sección de Estudios de Postgrado e Investigación (SEPI).
Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada.
MÉXICO.

correo electrónico: msalazar@tese.edu.mx

Recibido el 6 de junio de 2008; aceptado el 26 de noviembre de 2008.

1. Resumen

Se hace un análisis exergetico a la Central Termoeléctrica de Ciudad Lerdo. Primero, se obtienen los modelos exergeticos de los procesos termodinámicos que se efectúan en la termoeléctrica. Enseguida, se construye un programa computacional en Visual Basic. Posteriormente, se hace un análisis paramétrico considerando las condiciones de operación reales, y se encuentra que en el generador de vapor es en donde se pierde más exergetica, aproximadamente el 53%, de los cuales el 23.64% se debe al proceso de enfriamiento de los gases de combustión a la salida del hogar. En las bombas es en donde se pierde menos exergetica, 0.11%. La eficiencia exergetica de esta central es del 36.76% con respecto al poder calorífico inferior del combustible.

Palabras clave: exergetica, central termoeléctrica, eficiencia exergetica, irreversibilidad.

2. Abstract (Exergetic Analysis of Power Plant)

This paper presents an exergetic analysis of the power plant located in Ciudad Lerdo, Mexico. Explicit relationships and calculations are developed to determine the exergy and the irreversibilities of processes at this power plant. By analyzing the current operation conditions of the power plant, it was found that the largest irreversibilities occur at steam generator. The magnitude of these losses being over 53 percent of the plant input, where 23.64 percent is due to the cooling hot furnace gas (gas tempering). The lowest irreversibilities occur at the pump, the magnitude of these losses is over 0.11 percent. The exergetic efficiency of this power plant is calculated of around 36.76 percent with respect to the low heat value of fuel.

Key words: exergy, power plant, exergetic efficiency, irreversibility.

3. Introducción

Los análisis exergeticos a centrales termoeléctricas (CT) han sido estudiadas en la década de los ochenta por Kotas [1], él presenta los conceptos y principios de la exergetica, también ha desarrollado metodologías para cuantificar las irreversibilidades generadas en los procesos que intervienen en la generación de potencia.

Moran [2] ha desarrollado una metodología para evaluar las eficiencias exergeticas de los dispositivos del sistema. También establece la diferencia entre el análisis energético y exergetico, así como las diversas formas de la exergetica: física, química, cinética, potencial y termomecánica. Con esta metodología, él hace análisis exergeticos a CT, especialmente en la combustión de reactivos gaseosos.

Weston [3], A. Khaliq [4], J. F. Mitre [5], Tsatsaronis [6], Ibrahim Dincer [7], T.W Song [8], entre otros, emplean las metodologías desarrolladas por Kotas y Moran para cuantificar las pérdidas generadas por las irreversibilidades de los procesos y la eficiencia exergetica de las plantas convencionales de vapor, de gas y de ciclos combinados.

El análisis exergetico realizado a la CT de Ciudad Lerdo, también se basa en las metodologías desarrolladas por Kotas y Moran. Se evalúan las pérdidas debidas a las irreversibilidades y la eficiencia exergetica en función del PCI, criterio de Moran [2];

es decir, se consideran las pérdidas de exergía del proceso de combustión.

Tsatsaronics [6] y Ibrahim Dincer [7] obtienen eficiencias exergéticas de las CT del 64% para las condiciones de operación dadas, sin embargo, no se cuantifican las pérdidas de exergía generadas por las irreversibilidades en el proceso de combustión.

La exergía se define como el trabajo máximo disponible que se puede obtener de un sistema que interactúa con su medio ambiente, hasta que llega a su estado de equilibrio con el medio ambiente, o también llamado estado muerto; en las energías mecánica y eléctrica toda la energía es exergía, pero en la energía térmica no es así, esto es, hay una cantidad de anergía. La anergía es la fracción de energía, de la que no se puede obtener ningún trabajo útil.

Se hace un análisis exergético en cada dispositivo de la CT, asimismo, se evalúan las irreversibilidades generadas en los procesos que se realizan en cada uno de los equipos.

La CT de Ciudad Lerdo se encuentra ubicada en el estado de Durango, al norte de la República Mexicana; su diagrama esquemático se muestra en la figura 1 y sus condiciones reales de operación se presentan en la tabla 1 [9].

4. Desarrollo

4.1 Estados termodinámicos de la termoeléctrica

La figura 2 presenta el diagrama exergía contra entalpía, y muestra los estados del ciclo de vapor de la CT de Ciudad

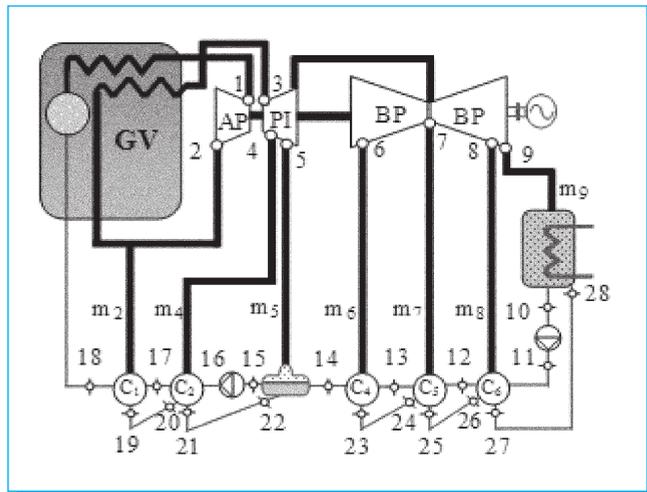


Fig. 1. Central termoeléctrica.

Tabla 1. Condiciones de operación de la CT.

P (MW)	160.0000
P_1 (bar)	124.8500
p_3 (bar)	32.1100
T_1 y T_3 (°C)	538.0000
P_{cond} (bar)	0.1107
η_b	0.8000
η_{grT}	0.9000
DTT _{AP} (°C)	0.0000
DTT _{AB} (°C)	2.0000

Lerdo. La energía del estado 1 tiene mayor calidad que la del estado 3, aunque la cantidad de energía en el estado 1 es menor que la del estado 3; el estado 3 se encuentra a la misma temperatura y a una presión menor que el estado 1, esto se debe a que en el estado 3 el volumen específico y la entropía es mayor que en el estado 1, tal y como se muestra en la tabla B del anexo.

En el proceso de 1 a 2, se lleva a cabo la expansión del vapor en la turbina de alta presión, generándose un trabajo motor, disminuyendo la exergía y entalpía del vapor. Del estado 3 al 9 ocurren los demás procesos de expansión del vapor en la turbina. La figura 3 muestra que al expandirse el vapor en la turbina, la temperatura y la presión disminuyen y, por consiguiente, la exergía decrece y la anergía se incrementa.

Las figuras 2 y 3 muestran que el proceso de condensación es donde la disponibilidad de energía es menor, debido a que la diferencia de temperaturas del estado muerto y de condensación es menor a 15°C. Al final de la expansión, estado 9, se tiene una mayor disponibilidad de energía que en el estado 10, debido a que la calidad del vapor al inicio de la condensación es de 0.93

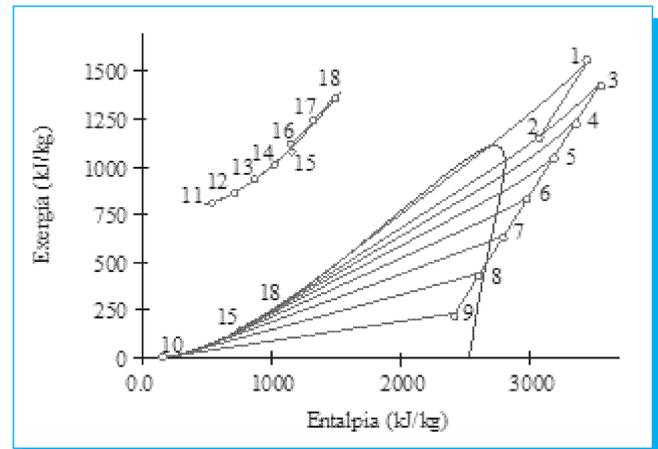


Fig. 2. Exergía contra entalpía de la termoeléctrica.

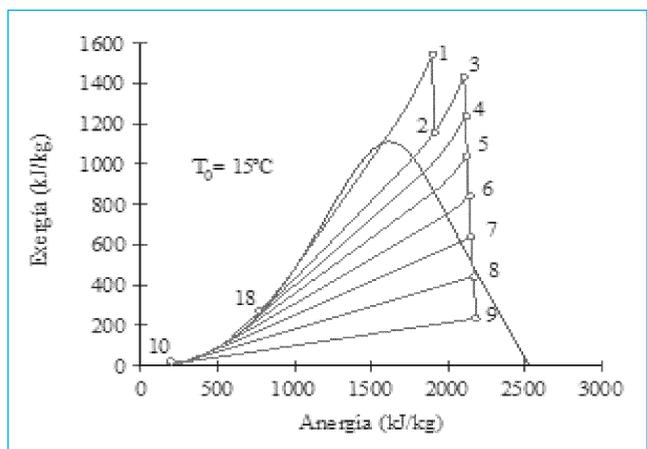


Fig. 3. Exergía en función de la energía de la CT.

y al final es cero y ambos estados se encuentran a la misma presión y temperatura. Entonces, en el estado 10 se tiene el menor contenido de exergía de todo el ciclo de vapor. Por consiguiente, la posibilidad de generar trabajo útil se reduce a una pequeña diferencia de temperaturas, por lo tanto, la exergía es cercana a cero. En el proceso de condensación se pierde entre el 60 y 70% de la energía suministrada al ciclo de vapor, pero de acuerdo a la figura 2, la exergía que se pierde es mínima, es decir, se tiene bastante energía pero de baja calidad. Por lo tanto, la gran cantidad de calor que se desecha al medio ambiente es energía, de la cual no se puede obtener trabajo útil.

La figura 3 también muestra que la anergia en cualquiera de los estados termodinámicos del ciclo de vapor es mayor que la exergía, referida al estado muerto, $T_0=15^\circ\text{C}$. Por ejemplo, la figura 2 muestra que en el estado 1, el vapor vivo tiene una energía térmica de 3 443.8 kJ/kg, y la figura 3 muestra que sólo 1 503.8 kJ/kg están disponibles para generar trabajo útil, y de la energía restante, 1 940 kJ/kg, no se puede obtener ningún trabajo útil. Estos valores de exergía y anergia no sólo dependen de su estado termodinámico en que se encuentran, sino que también de las condiciones ambientales o de referencia que se consideren para realizar el análisis exergético, sin embargo, el comportamiento es similar debido a que la energía térmica es una energía desordenada.

La figura 2 muestra que el vapor extraído a la turbina pierde su disponibilidad a medida que la cede al agua en el tren de calentamiento debido a que el vapor se condensa. La calidad de la energía del agua en el tren de calentamiento (estados 11 al 18) es mínima, debido a que el agua se encuentra en su fase líquida sin importar que los estados 16, 17 y 18 se encuentren

a alta presión, es decir, su contenido exergético se limita a la diferencia de temperaturas del estado muerto y del agua en el estado citado anteriormente.

4.2 Exergía de la combustión

Se realiza un análisis de la combustión con la finalidad de calcular la exergía que se obtiene al quemar gas natural.

La exergía de flujo para el proceso de combustión se expresa de la siguiente manera [11]

$$w_{m\acute{a}x} = \sum_{prod} X_i(h_i)_{T_{eH}}^{T_{cH}} = \left[\begin{matrix} A(h_{CO_2}) + B(h_{H_2O}) \\ D(h_{N_2}) + E(h_{O_2}) \end{matrix} \right]_{T_{eH}}^{T_{cH}} \quad (1)$$

Despreciando el flujo de gas natural, debido a que la relación aire combustible es muy elevada (36.9 kg/kgc), y considerando al aire como seco, entonces las irreversibilidades generadas en el proceso de combustión son [11]

$$i_c = T_0 \sum_{prod} X_i(s_i)_{T_{eH}}^{T_{cH}} = T_0 \left[\begin{matrix} A(s_{CO_2}) + B(s_{H_2O}) \\ D(s_{N_2}) + E(s_{O_2}) \end{matrix} \right]_{T_{eH}}^{T_{cH}} \quad (2)$$

4.3 Irreversibilidades debidas a la transferencia de calor de los gases al agua en el generador de vapor

Considerando Cp_g constante ($=1.2\text{kJ/kgK}$), entonces la exergía de los gases de combustión es [11]

$$\epsilon_{g1} = \dot{m}_g \left[Cp_g(T_{gsH} - T_{gsE}) - T_0 \left[Cp_g \ln \frac{T_{gsE}}{T_{gsH}} - \frac{R}{M_g} \ln \frac{p_{gsE}}{p_{gsH}} \right] \right] \quad (3)$$

donde $p_{gsH} = 15$ bar. Los gases de combustión en su recorrido dentro del generador de vapor tiene una caída de presión del 5% [10].

Con base en la figura 1, la exergía transferida por los gases de combustión al agua es

$$\epsilon_1 = \dot{m}_T \left[(h_1 - h_{18}) - T_0(s_1 - s_{18}) \right] + (\dot{m}_T - \dot{m}_2) \left[(h_3 - h_2) - T_0(s_3 - s_2) \right] \quad (4)$$

Las irreversibilidades debido a la transferencia de calor de los gases de combustión al agua son:

$$\dot{I}_1 = \varepsilon_{g1} - \varepsilon_1 \quad (5)$$

La pérdida de exergía debida al intercambio de calor por radiación entre el sistema y su medio ambiente, se expresa como sigue:

$$\dot{I}_{Or} = \dot{m}_c PCI - \dot{I}_1 - \varepsilon_{g1} \quad (6)$$

4.4 Turbina

La turbina cuenta con tres secciones: alta, intermedia y baja presión, la suma de las irreversibilidades de las tres secciones es la pérdida total al expandirse el vapor en la turbina para generar trabajo mecánico.

En las turbinas se presentan pérdidas debidas a las irreversibilidades internas de la expansión del vapor, a las pérdidas por rozamientos en los mecanismos y a las pérdidas mecánicas y eléctricas del generador. Considerando el proceso de expansión como adiabático, las irreversibilidades internas en la turbina de alta presión se obtienen con la expresión de Gouy Stodola

$$i_{TVAPmt} = T_0 (s_2 - s_{2s}) = (1 - \eta_{SIT}) \frac{T_0}{T_{2s}} (h_1 - h_{2s}) \quad (7)$$

Las pérdidas mecánicas de la turbina de alta presión son las siguientes

$$i_{TVAPm} = \eta_{SIT} (1 - \eta_m) (h_1 - h_{2s}) \quad (8)$$

La destrucción de exergía en el generador eléctrico es

$$i_{TVAPm} = \eta_{SIT} \eta_m (1 - \eta_{elec}) (h_1 - h_{2s}) \quad (9)$$

La destrucción total de exergía en el proceso de expansión del vapor se expresa de la siguiente manera

$$\dot{I}_{AP} = \dot{m}_T \left[T_0 (s_2 - s_{2s}) + \left[(1 - \eta_m) + \eta_m (1 - \eta_e) \right] \eta_{SIT} (h_1 - h_{2s}) \right] \quad (10)$$

De manera análoga se calculan para las etapas de expansión de presión intermedia y de baja presión.

4.5 Irreversibilidades internas de la turbina de presión intermedia

$$\begin{aligned} \dot{I}_{PI} = & (\dot{m}_T - \dot{m}_2) \left[T_0 (s_4 - s_{4s}) + (1 - m_2) (h_3 - h_{4s}) \right] \\ & \left[\eta_{SIT} (1 - \eta_m) + \eta_m (1 - \eta_{elec}) \right] \\ & + (\dot{m}_T - \dot{m}_2 - \dot{m}_4) \left[T_0 (s_5 - s_{5s}) + (1 - m_2 - m_4) \right. \\ & \left. (h_4 - h_{5s}) \eta_{SIT} \right. \\ & \left. \left[(1 - \eta_m) + \eta_m (1 - \eta_{elec}) \right] \right] \quad (11) \end{aligned}$$

4.6 Irreversibilidades internas de la turbina de baja presión

$$\begin{aligned} \dot{I}_{BP} = & \dot{m}_T \frac{w_{6s}}{h_5 - h_{6s}} \left[T_0 (s_6 - s_{6s}) + \right. \\ & \left. w_{6s} \eta_{SIT} \left[(1 - \eta_m) + \eta_m (1 - \eta_{elec}) \right] \right] + \\ & \dot{m}_T \frac{w_{7s}}{h_6 - h_{7s}} \left[T_0 (s_7 - s_{7s}) + w_{7s} \eta_{SIT} \left[(1 - \eta_m) + \eta_m (1 - \eta_{elec}) \right] \right] + \\ & \dot{m}_T \frac{w_{8s}}{h_7 - h_{8s}} \left[T_0 (s_8 - s_{8s}) + w_{8s} \eta_{SIT} \left[(1 - \eta_m) + \eta_m (1 - \eta_{elec}) \right] \right] + \\ & \dot{m}_T \frac{w_{9s}}{h_8 - h_{9s}} \left[T_0 (s_9 - s_{9s}) + w_{9s} \eta_{SIT} \left[(1 - \eta_m) + \eta_m (1 - \eta_{elec}) \right] \right] \quad (12) \end{aligned}$$

Los trabajos isoentrópicos por unidad de masa son:

$$\begin{aligned} w_{6s} &= (1 - m_2 - m_4 - m_5) (h_5 - h_{6s}) \\ w_{7s} &= (1 - m_2 - m_4 - m_5 - m_6) (h_6 - h_{7s}) \\ w_{8s} &= (1 - m_2 - m_4 - m_5 - m_6 - m_7) (h_7 - h_{8s}) \\ w_{9s} &= (1 - m_2 - m_4 - m_5 - m_6 - m_7 - m_8) (h_8 - h_{9s}) \quad (13) \end{aligned}$$

La irreversibilidad total en la turbina es la suma de las irreversibilidades de las tres etapas:

$$\dot{I}_{Tot} = \dot{I}_{AP} + \dot{I}_{PI} + \dot{I}_{BP} \quad (14)$$

La eficiencia exergética en función de la η_{SIT} del grado de recalentamiento y la irreversibilidad de cada una de las etapas de expansión es:

$$\eta_\varepsilon = \frac{\eta_{SIT}}{\frac{i}{r} + \eta_{SIT} (1 - \frac{i}{r})} \quad (15)$$

La eficiencia exergética de la turbina se define como la sumatoria promedio de las η_ε de las siete etapas de expansión:

$$\eta_{\varepsilon_T} = \frac{\eta_{\varepsilon_{AP1}} \Delta \varepsilon_2}{\Sigma \Delta \varepsilon_i} + \frac{\eta_{\varepsilon_{PI4}} \Delta \varepsilon_4}{\Sigma \Delta \varepsilon_i} + \dots + \frac{\eta_{\varepsilon_{BR9}} \Delta \varepsilon_9}{\Sigma \Delta \varepsilon_i} \quad (16)$$

4.7 Bombas

Las irreversibilidades en los procesos de bombeo son las siguientes

$$\dot{I}_{B1} = (\dot{m}_T - \dot{m}_2 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5) T_0 (s_{11} - s_{10}) \quad (17)$$

$$\dot{I}_{B2} = \dot{m}_T T_0 (s_{16} - s_{15}) \quad (18)$$

La exergía del agua a la salida de las bombas de baja y alta presión son

$$\varepsilon_{b_1} = (\dot{m}_T - \dot{m}_2 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5) \left[(h_{11} - h_{10}) - T_0 (s_{11} - s_{10}) \right] \quad (19)$$

$$\varepsilon_{b_2} = \dot{m}_T \left[(h_{16} - h_{15}) - T_0 (s_{16} - s_{15}) \right] \quad (20)$$

4.8 Condensador

Las irreversibilidades del proceso de condensación se expresan de la siguiente manera:

$$\dot{I}_{cond} = \dot{Q}_{cond} - T_0 \left[\dot{m}_T \frac{w_{9s}}{h_8 - h_{9s}} (s_9 - s_{10}) + (\dot{m}_6 + \dot{m}_7 + \dot{m}_8) (s_{28} - s_{10}) \right] \quad (21)$$

4.9 Calentadores

Para evaluar a las irreversibilidades debidas a la transferencia de calor del vapor extraído a la turbina al agua de alimentación, se hace un balance de exergía a cada uno de los calentadores del tren de calentamiento.

Con base en la figura 1 se hace el balance de exergía al calentador de alta presión C_1 (proceso 2-18). La exergía que cede el vapor al agua es

$$\varepsilon_{c_{1v}} = \varepsilon_{19} - \varepsilon_2 = \dot{m}_2 \left[(h_{19} - h_2) - T_0 (s_{19} - s_2) \right] \quad (22)$$

La exergía que recibe el agua al pasar por el calentador C_1 , (proceso 17-18) se expresa como sigue

$$\varepsilon_{c_{1w}} = \varepsilon_{18} - \varepsilon_{17} = \dot{m}_T \left[(h_{18} - h_{17}) - T_0 (s_{18} - s_{17}) \right] \quad (23)$$

por lo tanto, las irreversibilidad en el calentador C_1 son

$$\dot{I}_{C_1} = \varepsilon_{c_4} - \varepsilon_{c_5} \quad (24)$$

de manera análoga se realizan los balances de exergía en los demás calentadores.

Con base en esta metodología se hace un programa de cómputo en lenguaje Visual Basic. Con el programa de cómputo se simulan las condiciones de operación de la CT, con la finalidad de obtener las pérdidas de la exergía en los diferentes equipos, así como la eficiencia exergética de la central.

4.10 Análisis paramétrico

Al realizar las simulaciones a diferentes condiciones de operación de la CT, se obtienen los resultados mostrados en las tablas A y B del Anexo. Estas tablas presentan las propiedades termodinámicas de cada estado del ciclo, así como los flujos de vapor extraídos a la turbina.

El trabajo máximo disponible por unidad de masa de combustible al efectuarse la combustión del gas natural, para una temperatura de precalentamiento del aire a la entrada del hogar de 150°C , es $w_{max} = 50677.05 \text{ kJ/kg}_c$ y al compararlo con el PCI del gas natural, cuyo valor es de 49000 kJ/kg_c [9], entonces, la relación entre w_{max} y el PCI es igual a 1.0342; es decir, el PCI es menor que el w_{max} en un 3.3 %. Sala Lizárraga [10] obtiene una relación de 1.0334 para combustibles gaseosos.

La exergía de los gases a la salida del hogar es la diferencia del trabajo máximo disponible y las irreversibilidades en la combustión

$$\varepsilon_{gsH} = w_{max} - \dot{I}_{C_1} \quad (25)$$

Al realizar el proceso de combustión se alcanzan temperaturas cercanas a la temperatura de flama adiabática en el interior del hogar. Sin embargo, se suministra un exceso de aire secundario para disminuir la temperatura de los gases de combustión a la salida del mismo, este exceso de aire incrementa las pérdidas de exergía. Para una temperatura de los gases a la salida del hogar de 1200°C y para las temperaturas de precalentamiento del aire de 150°C y de 250°C las irreversibilidades se incrementan hasta un 35% y 28%, respectivamente.

La figura 4 muestra que al precalentar el aire de 150 a 250°C , del punto *a* al punto *b*, la exergía de los gases a la salida del hogar se incrementa en un 5 %. La exergía de los gases a la salida del hogar se incrementa 2.8% al aumentar la temperatura de los gases a la salida del hogar de 1200 a 1350°C para un precalentamiento del aire de 150°C .

La figura 5 muestra que para una temperatura de flama adiabática de 2373 K la disponibilidad es del 88%, es decir, que por sólo quemar el combustible se pierde el 12% del PCI.

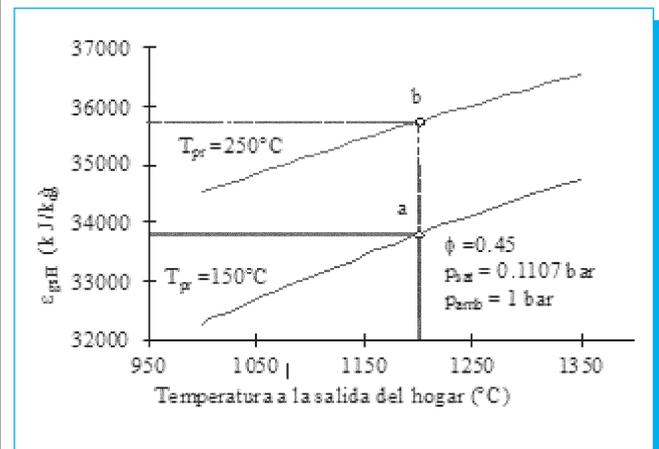


Fig. 4. Exergía de los gases de combustión en función de la temperatura de los gases a la salida del hogar.

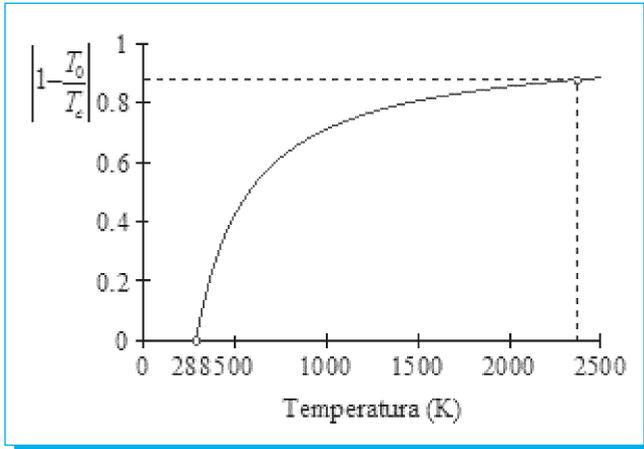


Fig. 5. Factor de Carnot.

Sustituyendo los valores correspondientes en la ec. (6), se encuentra que el calor perdido por radiación hacia los alrededores es de 23355.12 kW. Este calor perdido representa el 5.31% del PCI del gas natural que se pierde hacia los alrededores.

Cuantificando las pérdidas de disponibilidad en el generador de vapor, se obtiene que en el proceso de combustión se pierde el 12% por sólo quemar el combustible, el 23.64% al enfriar los gases desde la temperatura de flama adiabática de 2100°C hasta una temperatura de 1200°C, el 5.31% es calor perdido hacia los alrededores y el 12.97% debido a la transferencia de calor de los gases hacia el agua. Por consiguiente, la irreversibilidad total en el generador de vapor es del 53.92% del PCI del combustible. Por tanto, la exergía que contiene el flujo de vapor vivo que entra a la turbina es solamente el 46.08% del PCI.

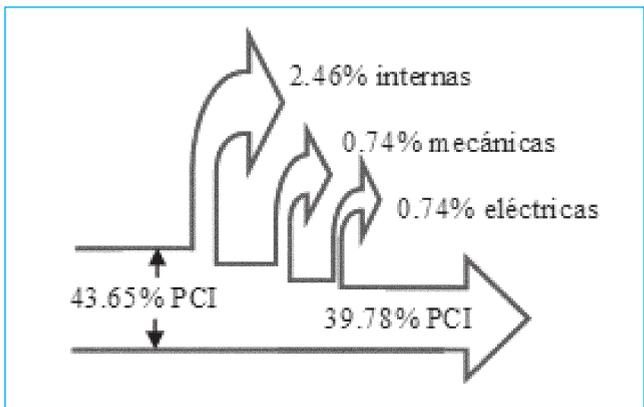


Fig. 6. Diagrama Sankey para las irreversibilidades en la turbina.

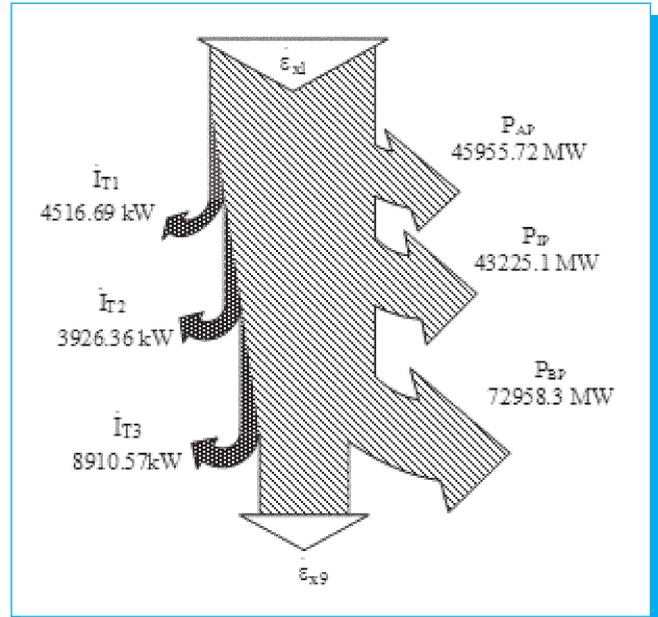


Fig. 7. Diagrama de Grassman para la turbina.

La figura 6 presenta las irreversibilidades en la turbina, y muestra que las irreversibilidades internas son del 2.46%, las mecánicas del 0.74% y las eléctricas del 0.74%, haciendo un total del 3.94% con respecto al PCI del combustible.

El diagrama de Grassman de la figura 7 muestra que las irreversibilidades generadas en la etapa de baja presión representan el 51% de la irreversibilidad total de la turbina.

De acuerdo al análisis energético previamente realizado [11], se tiene que en la etapa de baja presión es donde se genera el 45% del trabajo mecánico (576 kJ/kg de los 1272 kJ/kg del total generado) y es en esta etapa donde se generan más irreversibilidades debido al incremento de las irreversibilidades internas de la expansión del vapor.

La figura 8 muestra la eficiencia exergética de las etapas de expansión de la turbina en función del cociente del grado de recalentamiento y la irreversibilidad interna de cada etapa. Para la turbina de la CT con $\eta_{SIT}=0.9$, la máxima eficiencia exergética se tienen en las etapas de presión intermedia, $\eta_{eP14}=0.957$ y $\eta_{eP15}=0.950$ (expansiones del estado 3 al estado 4 y del estado 4 al estado 5). En la sección de presión intermedia se tiene la menor generación de irreversibilidades de la turbina.

La figura 8 también muestra que al disminuir la eficiencia isoentrópica de 0.9 a 0.8, la eficiencia exergética disminuye en 4.8% en la etapa de alta presión, en 5.3% en la de presión

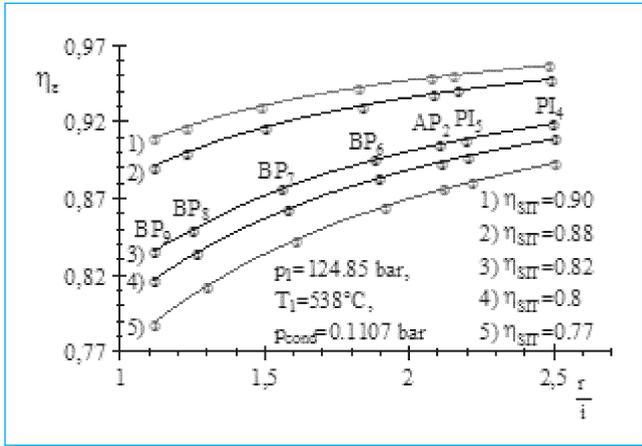


Fig. 8. Eficiencia exergética de la turbina por etapas.

intermedia, y en la última etapa de la turbina de baja presión disminuye hasta en 9.2%. En un caso extremo de que la turbina disminuyera la η_{sIT} de las condiciones de diseño de 0.9 a 0.77, la η_e disminuiría en un 6% en la etapa de PI_4 y de 11% para la BP_9 .

La figura 9 presenta la eficiencia exergética global de la turbina en función de la η_{sIT} , y se muestra que por cada 1% que disminuye la eficiencia isoentrópica, la exergética decrece en un 0.65%.

La exergía perdida en las bombas es el 0.11% de la exergía suministrada por el gas natural. La potencia suministrada a las bombas es menor al 2% de la potencia generada por la turbina, por lo tanto, al compararla con la exergía de los gases de combustión resulta que las pérdidas son mínimas.

La figura 10 muestra que las irreversibilidades en los calentadores se incrementan a medida que las presiones de

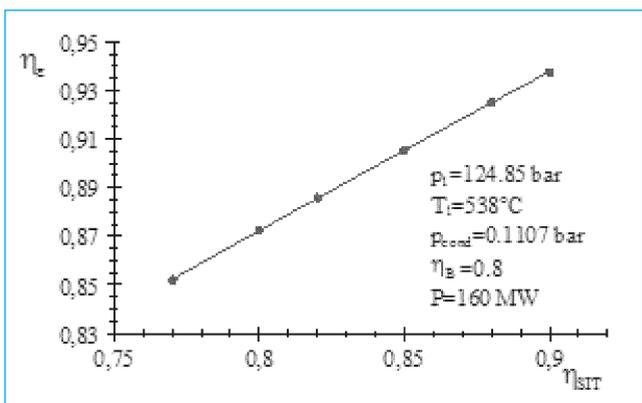


Fig. 9. Eficiencia exergética global de la turbina en función de la η_{sIT} .

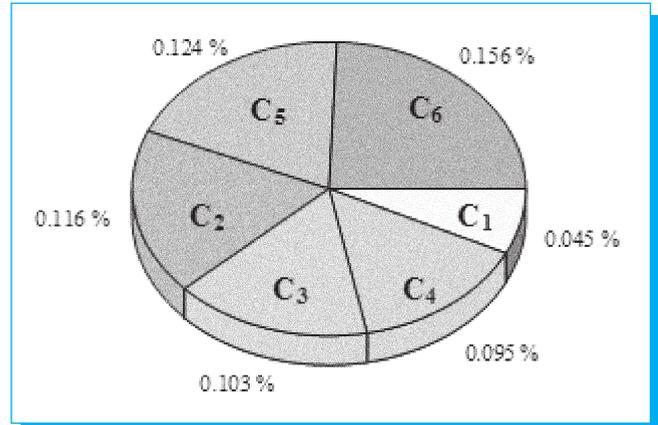


Fig. 10. Irreversibilidades en el tren de calentamiento.

extracción disminuyen, es decir, las irreversibilidades en el primer calentador son las menores y en el último las mayores. Las pérdidas totales son del 0.64% con respecto al PCI, éstas se deben principalmente a la diferencia de temperaturas terminal de los calentadores cerrados.

El proceso de condensación se realiza a una presión de 0.1107 bar (temperatura de saturación igual a 47.8°C). La figura 11 muestra que las pérdidas de exergía en el condensador son del 4.64% con respecto al PCI del combustible. Moran [2] reporta que las pérdidas en el condensador son del 2 al 3% del PCI, para presiones de condensación de 0.062 a 0.04 bar, respectivamente.

4.11 Eficiencia exergética

La figura 12 muestra la eficiencia exergética del ciclo de vapor con respecto al PCI del gas natural. También presenta las pérdidas en

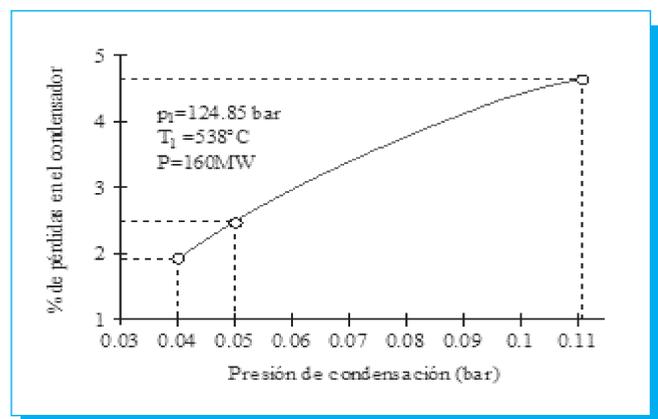


Fig. 11. Pérdidas de exergía en función de la presión de condensación y del PCI en el condensador.

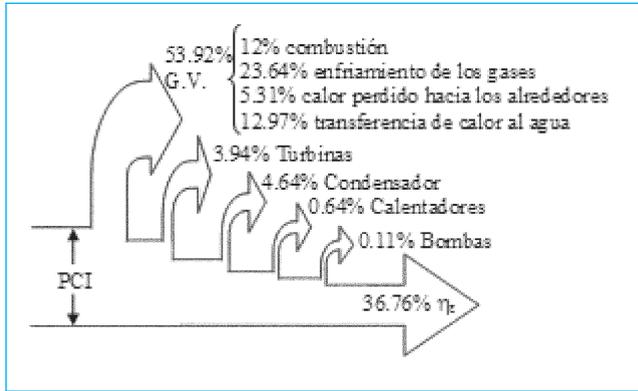


Fig. 12. Diagrama Sankey de las irreversibilidades de la CT.

cada uno de los equipos que integran la CT. Estos resultados muestran que el generador de vapor es un sistema altamente destructor de exergía. La eficiencia exergética de la CT es del 36.76%, con respecto al PCI del combustible. Esta eficiencia se aproxima al valor de la eficiencia real de las CT que se encuentran entre el 35 al 40%. Por consiguiente, evaluar las irreversibilidades en los procesos de la generación de potencia es muy valioso, ya que permite predecir la eficiencia real de la CT.

De acuerdo con Moran, esta eficiencia es aceptable, sin embargo, difiere de la de Kotas debido a que éste define a la eficiencia exergética en función de la energía suministrada al generador de vapor, sin tomar en cuenta las pérdidas de la disponibilidad de la energía en la combustión.

Si no se consideran las pérdidas en el proceso de combustión y del calentamiento del exceso de aire, la eficiencia exergética de la CT sería del 64.37%, tal y como la reportan la mayoría de los autores.

5. Conclusiones

La eficiencia exergética de esta CT es del 36.76% con respecto al poder calorífico inferior del combustible. El proceso en donde se pierde más exergía es en el enfriamiento de los gases de combustión, es decir, al suministrar el exceso de aire necesario para disminuir la temperatura de los gases con el 23.64% de las pérdidas.

Se identifica que en el generador de vapor se tienen las mayores irreversibilidades y las mínimas irreversibilidades en las bombas.

En la turbina, las mayores irreversibilidades se tienen en la expansión del vapor, por consiguiente, una mala operación implicaría la disminución de la η_{ST} ; una disminución del 1% en

la eficiencia isoentrópica provoca un decremento en la eficiencia exergética del 0.65%. Así mismo, se identifica que la etapa de presión intermedia es donde se tiene la menor generación de irreversibilidades, debido a que en ésta se genera menos potencia, ya que la relación de presiones es de 3.64 mientras que en la etapa de baja presión es de 78 y es donde se tienen la mayor generación de potencia y de irreversibilidades.

Nomenclatura

<i>B</i>	bomba,
<i>C</i>	calentador,
<i>C_p</i>	calor específico a presión constante [kJ/kgK],
<i>CT</i>	central termoelectrica,
<i>GV</i>	generador de vapor,
<i>h</i>	entalpía por unidad de masa o molar [kJ/kg o kJ/kmol],
<i>i</i>	irreversibilidad por unidad de masa [kJ/kg],
<i>I</i>	flujo de irreversibilidad [kW],
<i>lc</i>	líquido comprimido [-],
<i>m</i>	fracción másica [-],
<i>M</i>	peso molecular [kg/kmol],
<i>ṁ</i>	flujo másico [kg/s],
<i>p</i>	presión [bar],
<i>P</i>	potencia [kW],
<i>PCI</i>	poder calorífico inferior del combustible [= 49000 kJ/kg _c],
<i>R</i>	constante universal de los gases [=8.314 kJ/kgmol K],
<i>r</i>	grado de calentamiento [kJ/kg],
<i>s</i>	entropía por unidad de masa [kJ/(kg K)]
<i>T</i>	temperatura [°C, K],
<i>vsc</i>	vapor sobrecalentado,
<i>w</i>	trabajo por unidad de masa [kJ/kg],
<i>X</i>	fracción molar [-]
<i>x</i>	calidad del vapor.

Letras griegas

ϵ	exergía por unidad de masa [kJ/kg],
ϵ	flujo de exergía [kW],
η	eficiencia [-],
λ	exceso de aire [%].

Subíndices

<i>a</i>	aire,
<i>AP</i>	alta presión,
<i>amb</i>	ambiente,
<i>B</i>	bomba,
<i>BP</i>	baja presión,
<i>c</i>	combustión,
<i>cond</i>	condensación,
<i>e</i>	entrada,
<i>elec</i>	eléctrica,

ϵ	exergética,
g	gases de combustión,
GN	gas natural,
H	hogar del generador de vapor,
i	i-ésimo elemento,
int	internas,
m	mecánica,
$máx$	máximo,
PI	presión intermedia,
pr	precalentado,
\dot{Q}	flujo de calor,
s	salida o isentrópico,
gs_H	salida del hogar,
gs_E	salida del economizador,
SIT	isentrópica de la turbina,
TV	turbina,
T	total,
v	vapor,
w	agua líquida,
0	estado muerto.

6. Referencias

[1] Kotas, Tadeusz J. 1985. "The exergy method of thermal plant analysis". Ed. Butterworth. Londres.

[2] M.J. Moran y E. Sciubba, April 1994 "Exergy Analysis: Principles and Practice". *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. vol. 116: 285-290.

[3] Weston A., Hermann, April 2005. "Quantifying Global Exergy Resources". *Energy Elsevier*. vol. 23: 1-18.

[4] A. Khaliq, S.C. Kaushik, 2004. "Second-Law Based Thermodynamic Analysis of Brayton/Rankine Combined Power Cycle with Reheat". *Applied Energy* 78, 179-197.

[5] J. F. Mitre y A. I. Lacerda, June 2005. "Modeling and Simulation of Thermoelectric Plant of Combined Cycles and its Environmental Impact". *Engenharia Térmica (Thermal Engineering)*, vol. 4. No. 1, p. 83-88.

[6] G.Tsatsaronis, L. Lin, J. Pisa. 1999. "Exergy costing in exergoeconomics". *Journal of Energy Resources Technology*. Transactions of ASME. V 121, N 1.

[7] Ibrahim Dincer y Husain Al-Muslim. 2001. "Thermodynamic analysis of reheat cycle steam power plant". *International Journal of Energy Research*. vol 25: 727-739.

[8] T.W. Song, J.L. Sohn *et al.* 2002. "Exergy based performance analysis of the heavy-duty gas turbine in part-load operating conditions". *Exergy, An International Journal*. vol. 2:105-112.

[9] *Prontuario de la Central Termoeléctrica de Ciudad Lerdo*. Comisión Federal de Electricidad. México.

[10] Sala Lizárraga, José M., 1980. *Termodinámica de fluidos y el método de análisis exergético*. Servicio Editorial Universidad del País Vasco.

ANEXO

Tabla A. Flujos y presiones de vapor en las extracciones.

	m (-)	\dot{m} (kg/s)	p (bar)
1	1.000	131.58	124.8500
2	0.065	8.55	31.2100
4	0.051	6.76	17.1200
5	0.038	4.95	8.5700
6	0.047	6.25	3.8200
7	0.057	7.48	1.4600
8	0.039	5.19	0.4600
9	0.702	92.4	0.1107

Tabla B. Estados termodinámicos del ciclo de vapor.

Edo	p bar	T °C	h kJ/kg	s kJ/kgK	v m³/kg	ϵ kJ/kg	x
1	124.80	538.00	3443.9	6.5916	0.02752	1503.8	vsc
2	31.21	336.20	3074.5	6.6678	0.08480	1111.9	vsc
3	31.21	538.00	3540.9	7.3236	0.11819	1385.0	vsc
4	17.11	446.80	3354.5	7.3531	0.19262	1189.9	vsc
5	8.57	351.40	3163.3	7.3824	0.33460	990.1	vsc
6	3.81	255.30	2975.2	7.4226	0.63460	790.1	vsc
7	1.45	157.70	2788.3	7.4721	1.36681	588.7	vsc
8	0.458	79.08	2608.1	7.5290	3.49019	391.6	0.99
9	0.11	47.69	2419.9	7.5942	12.58179	184.2	0.93
10	0.11	47.69	199.6	0.6735	0.00101	4.5	0.00
11	8.57	47.77	200.7	0.6740	0.00101	5.5	lc
12	8.57	76.31	320.1	1.0304	0.00102	19.8	lc
13	8.57	113.20	475.6	1.4534	0.00105	50.6	lc
14	8.57	144.60	609.5	1.7866	0.00108	86.2	lc
15	8.57	173.20	733.6	2.0741	0.00111	125.6	0
16	124.8	175.50	749.9	2.0813	0.00111	139.7	lc
17	124.8	207.40	890.1	2.3832	0.00115	190.9	lc
18	124.8	236.00	1020.2	2.6368	0.00120	246.2	lc
19	31.21	236.00	1018.6	2.6653	0.00122	236.2	0.00
20	17.11	204.60	1018.6	2.6784	0.00983	232.3	0.08
21	17.11	204.60	873.5	2.3747	0.00116	176.8	0.00
22	8.57	173.20	873.5	2.3874	0.01653	173.0	0.07
23	8.57	141.80	597.3	1.7587	0.00108	82.2	0.00
24	3.81	110.40	597.3	1.7730	0.07274	78.0	0.06
25	1.45	110.40	463.4	1.4238	0.00105	47.0	0.00
26	0.458	79.08	463.4	1.4399	0.20374	42.3	0.06
27	0.458	79.08	331.1	1.0643	0.00102	20.7	0.00
28	0.11	47.69	331.1	1.0832	0.74576	15.2	0.06

Flujo de combustible: $\dot{m}_c = 8.98 \text{ kg/s}$
 Relación de aire combustible: $RAC = 36.9 \text{ kg}_{\text{aire}} / \text{kg}_c$

[11] Salazar Pereyra M. 2003. "Análisis energético y exergético de la central termoeléctrica Ciudad Lerdo, Durango." IPN. Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. Sección de Estudios de Posgrado e Investigación. Tesis para obtener el grado de Maestro en Ciencias en Ingeniería Mecánica.