

# Costos exergeticos de una turbina de gas considerando los gases de escape como pérdida o residuo variando la relación de presiones

Ignacio Aguilar <sup>1</sup>, Raúl Lugo <sup>2</sup>, Edgar Torres <sup>3</sup>, Helen Lugo <sup>4</sup>, Juan J. Ambriz García<sup>5</sup>

<sup>1</sup> Departamento de IPH, Universidad Autónoma Metropolitana Iztapalapa D.F., México, ignacio.aguilar.adaya@gmail.com

<sup>2</sup> Departamento de IPH, Universidad Autónoma Metropolitana Iztapalapa, D.F., México, lulr@xanum.uam.mx

<sup>3</sup> Departamento de IPH, Universidad Autónoma Metropolitana Iztapalapa, D.F., México, etorres@xanum.uam.mx

<sup>4</sup> Departamento de IPH, Universidad Autónoma Metropolitana Iztapalapa, D.F., México, helenlugomendez@gmail.com

<sup>5</sup> Departamento de IPH, Universidad Autónoma Metropolitana Iztapalapa, D.F., México, agj@xanum.uam.mx

Recibido: 29-12-2014. Aceptado después de revisión: 17-03-2015

---

**Resumen.** En este trabajo se realiza un análisis paramétrico a una turbina de gas, para conocer el comportamiento de los costos exergeticos de las corrientes energéticas en función de la relación de presiones en el compresor, considerando a los gases de escape como pérdida o residuo. Considerando a los gases de escape como una pérdida, su costo exergetico asociado es cero; y si se consideran como residuo, su costo exergetico es mayor que cero. El mayor costo exergetico se tiene en la corriente que sale de la cámara de combustión, y como consecuencia es la más afectada, cuando la corriente de los gases de escape es una pérdida o un residuo. Por ejemplo, para la relación de presiones óptima para obtener la eficiencia térmica máxima, 40.05; cuando los gases de escape son una pérdida, el costo exergetico de la corriente que sale de la cámara de combustión es de 787618 kW; y si los gases de escape se consideran como residuo, el costo exergetico de la corriente de salida de la cámara de combustión se incrementa en 15.66%.

**Palabras Claves:** costo exergetico, exergetia, pérdida, residuo, turbina de gas.

**Abstract.** This paper presents a gas turbine engine parametric performance analysis. The aim of this work is to determine the influence of the compressor pressure ratio of the exergetic costs of all energy streams, assuming the exhaust gases as a waste or a residue. If the exhaust gases are considered as a waste, its exergetic cost is zero; and if it is treated as residue, the exergetic cost is no null. The highest exergetic cost is associated to the exhaust gases stream of the exit of the combustion chamber. This cost is mainly affected by treating the exhaust gases as a waste or as a residue. For the optimum compressor pressure ratio related to the maximum thermal efficiency of 40.05, the exergetic cost of the stream at the exit of the combustion chamber is about 787618 kW, if the exhaust gases are assumed as a waste. If they are considered as a residue the mentioned exergetic cost presents an increment of 15.66% for the same compressor pressure ratio.

**Keywords:** exergetic cost, exergy, gas turbine, residue, waste.

## Nomenclatura

$I$	irreversibilidad específica; [kJ/kg]	<b>Subíndices</b>	
$\dot{I}$	flujo de irreversibilidad; [kW]	$f$	combustible,
$E^*$	costo exergetico; [kW]	$cc$	cámara de combustión,
$\dot{E}$	flujo de exergetia; [kW]	$c$	compresor
$T$	temperatura; [°C o K]	$ex$	exergetica
$TET$	temperatura de entrada de la turbina; [°C o K]	$SIC$	proceso isoentrópico de compresión

$\dot{W}$	potencia; [kW]	$SIT$	proceso isoentrópico de expansión
<b>Letras griegas</b>		$T$	turbina
$\eta$	eficiencia; [-]	$TH$	térmica
$\pi$	relación de presiones; [-]	$OP, w_m$	potencia óptima
<b>Superíndices</b>		$OP, \eta_H$	eficiencia térmica óptima
$X$	relación de la constante particular del gas y el calor específico a presión constante; [-]		

## 1. Introducción

En sus orígenes, se empleó el término “termoeconomía” para hacer alusión a la combinación del análisis exergético y económico. En 1983, George Tsatsaronis propuso la utilización de la palabra exergoeconomía para dar más precisión y no tener una generalización de la combinación de estos análisis [1]. De esta manera, la exergoeconomía es un método de estudio que, por un lado, permite evaluar y optimizar el diseño y funcionamiento de los sistemas energéticos; y por otro lado, identifica y cuantifica el origen de las pérdidas de exergía, irreversibilidades y residuos, mediante la asignación de costos exergéticos [2]. En la década de los años 1960, M. Tribus y R. B. Evans, desarrollaron los primeros trabajos en este tema [3]. Actualmente, C. Torres, A. Valero, D. J. Kim y I. Dincer, entre otros investigadores han aplicado el análisis exergoeconómico a escala industrial, en el análisis, diagnóstico y optimización de sistemas energéticos [4] - [6].

Por otra parte, en los sistemas energéticos, además de tener un producto final, existen corrientes de energía generadas no deseadas. Éstas se conocen como residuos y representan una pérdida de exergía que tiene un costo inherente, que se debe cargar a los componentes del sistema, y por tanto afectan a los costos exergéticos de las corrientes. Además, es importante identificar en qué lugar se encuentra el residuo y en dónde se forma su costo dentro del sistema, de tal manera que, la descripción del proceso de formación del costo del residuo es una herramienta para la mejora en la eficiencia del sistema y en la asignación correcta del costo de las corrientes de salida del sistema. Entonces, si un proceso genera o contribuye a generar un residuo, el proceso debe compartir la responsabilidad de la eliminación del mismo. El procedimiento detallado de contabilidad de costos exergéticos se conoce como el proceso de formación de costos del residuo [2], [7].

Conocer el costo exergético del residuo, permite cuantificar el efecto de las irreversibilidades acumuladas en la generación de la corriente de exergía. Este costo se puede formar en el propio equipo, en el que se produce la corriente, pero también a lo largo de la cadena de las corrientes y de los equipos del proceso de producción que generan el residuo [8] - [11]. Por tal razón, en este trabajo se desarrolla la metodología de costos exergéticos para el estudio de la corriente de salida, considerándola como pérdida o residuo en la turbina de gas.

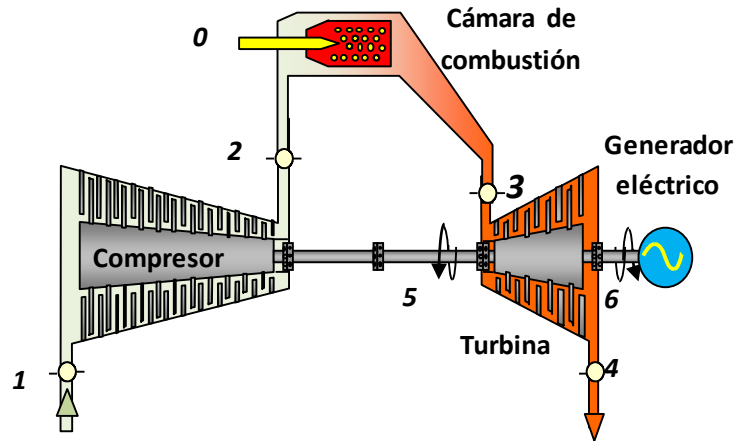


Figura 2. Turbina de gas simple.

## 2. Materiales y métodos

Una turbina de gas simple se compone de un compresor, una cámara de combustión y una turbina, como se muestra en la Figura 1. Los procesos que se llevan a cabo en una turbina de gas son: aspiración del aire por el compresor, incrementando su presión y temperatura (proceso 1-2); el aire comprimido pasa a la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible (corriente 0) y se lleva a cabo una reacción exotérmica, que es la combustión (proceso 2-3); posteriormente los gases de combustión pasan a través de la turbina (proceso 3-4), la cual genera la potencia necesaria para mover el compresor (corriente 5) y el trabajo motor (corriente 6).

Para realizar el análisis energético y exergético de la turbina de gas se asumen las siguientes condiciones ambientales y de operación:

- Las condiciones del aire a la entrada del compresor son 15°C y 1.013 bar
- La temperatura de entrada a la turbina de gas es 1415 °C
- Las eficiencias isoentrópicas tienen un valor de 0.86 y 0.89, respectivamente

Para estudiar el comportamiento del residuo en la turbina de gas, se realiza el análisis paramétrico de la turbina de gas variando la relación de presiones en el compresor. Las expresiones para determinar la eficiencia exergética de los equipos, y el flujo de las irreversibilidades se presentan en la Tabla 1.

Tabla 1. Flujo de irreversibilidades y eficiencia exergética de los equipos.

Equipos	Flujo de irreversibilidad (kW)	Eficiencia exergética (-)
Compresor	$\dot{I}_c = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 + \dot{W}_c$	$\eta_{ex,c} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_c}$
Cámara de Combustión	$\dot{I}_{cc} = \dot{E}_2 - \dot{E}_3 + \dot{E}_f$	$\eta_{ex,cc} = \frac{\dot{E}_3}{\dot{E}_2 + \dot{E}_f}$
Turbina	$\dot{I}_T = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 - \dot{W}_T$	$\eta_{ex,T} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4}$

Tabla 2. Relaciones de presiones óptimas.

Trabajo motor máximo	Eficiencia térmica máxima
$\pi_{OP,W_m} = (\gamma \eta_{SIT} \eta_{SIC})^{\frac{1}{2x}}$	$\pi_{OP,\eta_{TH}} = \pi_{OP,W_m} \frac{1}{(1 - \eta_{TH})^{\frac{1}{2x}}}$
13.81	40.05

En la Tabla 2 se presentan las expresiones y los valores de las relaciones de presiones óptimas para obtener el trabajo motor máximo y la eficiencia térmica máxima, el análisis de costos exergéticos se hace en este intervalo de relación de presiones.

La Figura 2 muestra la estructura productiva de la turbina de gas, en donde las corrientes del sistema son recurso o producto de los equipos componentes y están interrelacionadas entre sí, de tal manera que el producto de un equipo es recurso de otro.

A partir del planteamiento de la estructura productiva, se realizan los balances de costos exergéticos de acuerdo a las proposiciones Recurso-Producto.

Las tres proposiciones Recurso-Producto [3] para realizar los balances de costos exergéticos en los equipos de la turbina de gas son las siguientes:

**Proposición 1.** En ausencia de asignaciones externas, el costo exergético del recurso es igual a su exergía, y entonces su costo exergético unitario es igual a la unidad.

**Proposición 2.** El costo exergético de los recursos de entrada al componente debe ser igual al costo exergético del producto de dicho componente.

**Proposición 3.** Cuando en el componente existen más de dos productos, los costos exergéticos unitarios de los productos son iguales.

Para este análisis en particular, se realiza la comparación de los costos exergéticos obtenidos, considerando a los gases de escape, corriente 4, como pérdida o como residuo, con la finalidad de obtener las variaciones de los costos exergéticos del sistema.

En la Tabla 3 se presentan las ecuaciones resultantes al realizar los balances de costos exergéticos, en cada uno de los equipos, para el caso de pérdida, caso 1,  $E_4^* = 0$ , y del residuo, caso 2,  $E_4^* \neq 0$ .

Los balances de costos exergéticos expresados en forma matricial, corresponden a un sistema lineal de ecuaciones de dimensión  $7 \times 7$ , dado por la ecuación 1.

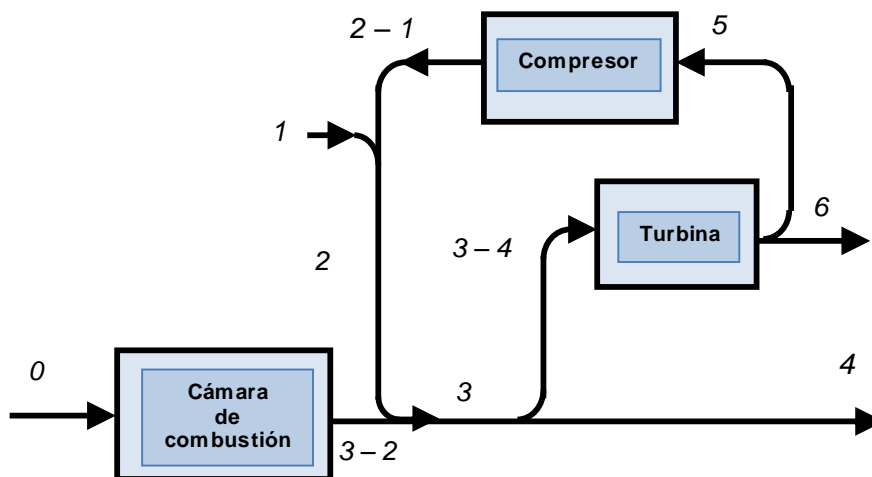


Figura 2. Estructura productiva de una turbina de gas.

Tabla 3. Balances de costos exergéticos considerando  $E_4^*$  como pérdida o residuo.

Equipos	Caso 1: Pérdida	Caso 2: Residuo
Recursos externos	$E_1^* = \dot{E}_1$	$E_1^* = \dot{E}_1$
	$E_0^* = \dot{E}_0$	$E_0^* = \dot{E}_0$
Compresor	$E_5^* = E_2^* - E_1^*$	$E_5^* = E_2^* - E_1^*$
Cámara de combustión	$E_0^* = E_3^* - E_2^*$	$E_0^* = E_3^* - E_2^*$
	$E_4^* = 0$	$E_3^* \dot{E}_4 = E_4^* \dot{E}_3$
Turbina	$E_3^* - E_4^* = E_6^* + E_5^*$	$E_3^* - E_4^* = E_6^* + E_5^*$
	$E_5^* \dot{E}_6 - E_6^* \dot{E}_5 = 0$	$E_5^* \dot{E}_6 - E_6^* \dot{E}_5 = 0$

$$\mathbf{A}_i \vec{E}^* = \vec{b} \text{ para } i=1, 2 \quad \text{Ecuación (1)}$$

donde  $\mathbf{A}_i$ , para  $i=1, 2$ , es la matriz de costos exergéticos para los casos 1 y 2, definidas por :

	Caso 1: Pérdida	Caso 2: Residuo
$\mathbf{A}_1 =$	$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & -1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\dot{E}_6 & \dot{E}_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & -1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & -1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\dot{E}_6 & \dot{E}_5 \\ 0 & 0 & 0 & -\dot{E}_4 & \dot{E}_3 & 0 & 0 \end{pmatrix}$

Al comparar las matrices de costos del caso 1 y del caso 2 se encuentra que en las filas 3 y 7, hay una diferencia en las columnas 4 y 5, esto se debe a la asignación del costo exergético a la corriente  $E_4^*$ . En la ecuación 1,  $\vec{E}^*$  es el vector de costos exergéticos y  $\vec{b}$  es el vector resultante de flujos de exergía de los recursos de entrada al sistema de estudio, para ambos casos de estudio, dados respectivamente por

$$\vec{E}^* = \begin{pmatrix} E_0^* \\ E_1^* \\ E_2^* \\ E_3^* \\ E_4^* \\ E_5^* \\ E_6^* \end{pmatrix} \quad \vec{b} = \begin{pmatrix} \dot{E}_0 \\ \dot{E}_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Tabla 4. Expresiones de los costos exergéticos en función de los flujos de exergía de las corrientes de la turbina de gas considerando  $E_4^*$  como pérdida o residuo.

Costo exergético	Caso 1: Pérdida $\det(\mathbf{A}_1) = \dot{E}_6$	Caso 2: Residuo $\det(\mathbf{A}_2) = \dot{E}_6(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)$
$E_0^*$	$\dot{E}_0$	$\dot{E}_0$
$E_1^*$	$\dot{E}_1$	$\dot{E}_1$
$E_2^*$	$\dot{E}_1 + \dot{E}_5 \frac{\dot{E}_0 + \dot{E}_1}{\dot{E}_6}$	$\dot{E}_1 + \dot{E}_5 \frac{\dot{E}_0 + \dot{E}_1}{\dot{E}_6}$
$E_3^*$	$\frac{(\dot{E}_0 + \dot{E}_1)(\dot{E}_5 + \dot{E}_6)}{\dot{E}_6}$	$\dot{E}_3 \frac{(\dot{E}_0 + \dot{E}_1)(\dot{E}_5 + \dot{E}_6)}{\dot{E}_6(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)}$
$E_4^*$	0	$\dot{E}_4 \frac{(\dot{E}_0 + \dot{E}_1)(\dot{E}_5 + \dot{E}_6)}{\dot{E}_6(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)}$
$E_5^*$	$\dot{E}_5 \frac{\dot{E}_0 + \dot{E}_1}{\dot{E}_6}$	$\dot{E}_5 \frac{\dot{E}_0 + \dot{E}_1}{\dot{E}_6}$
$E_6^*$	$\dot{E}_0 + \dot{E}_1$	$\dot{E}_0$

Resolviendo el sistema de ecuaciones lineales, con el programa desarrollado en Visual Basic, se obtienen los costos exergéticos de las corrientes de la turbina de gas. Para ambos casos, la solución del sistema de ecuaciones lineal de dimensión  $7 \times 7$ , siempre que el  $\det(\mathbf{A}_i) \neq 0$  para  $i=1, 2$ ; se presenta en la Tabla 4 en función de los flujos de exergía de las corrientes de la turbina de gas.

### 3. Resultados y Discusión

En el diagrama temperatura-entropía de la Figura 3, se muestran los ciclos de una turbina de gas simple para obtener la relación de presión para el trabajo motor máximo y la eficiencia térmica máxima.

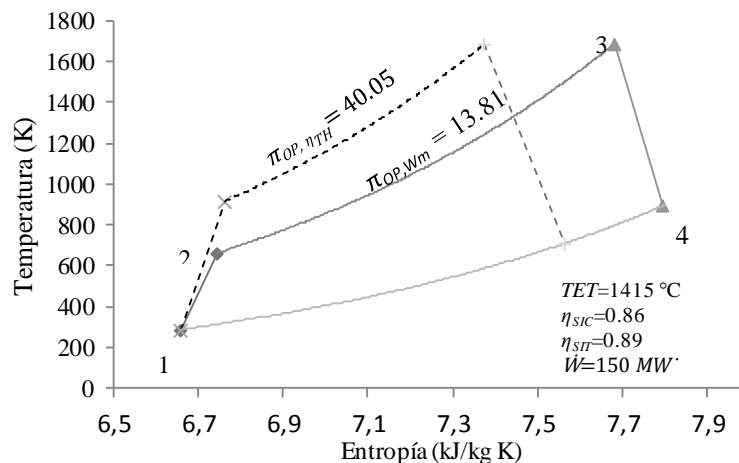


Figura 3. Diagrama Temperatura-Entropía de una turbina de gas simple con las relaciones de presión óptimas de trabajo motor máximo y eficiencia térmica máxima.

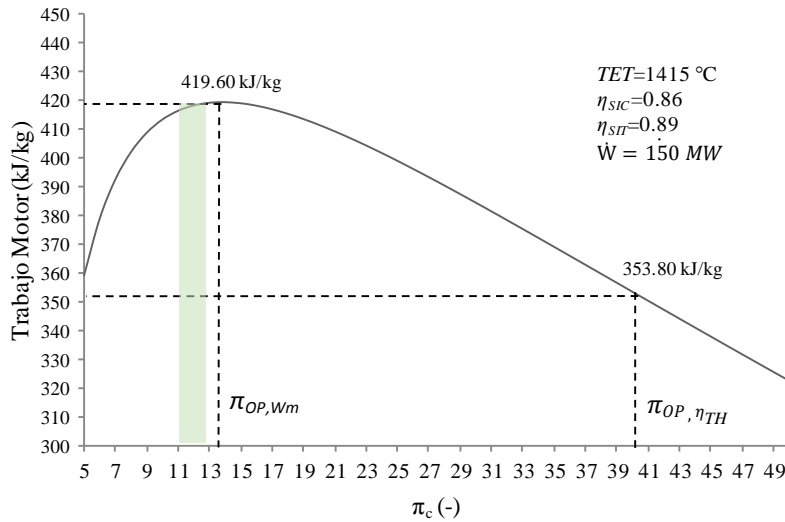


Figura 4. Trabajo motor en función de la relación de presiones.

Al aumentar la relación de presiones, la temperatura a la salida del compresor aumenta, la temperatura a la salida de la turbina disminuye y se requiere una menor cantidad de calor suministrado para alcanzar la temperatura de los gases a la entrada de la turbina de gas.

La Figura 4 muestra el trabajo motor específico en función de la relación de presiones. Al operar la turbina de gas a una  $TET$  de  $1415\text{ }^{\circ}\text{C}$ , se tiene el trabajo motor máximo de  $419.60\text{ kJ/kg}$  para una relación de presiones óptima de  $13.81$ . Además, con la relación de presiones de  $40.05$ , se obtiene la eficiencia térmica máxima y se genera un trabajo motor de  $353.80\text{ kJ/kg}$ . Considerando el rango de operación de las turbinas industriales, al aumentar la relación de presiones de  $11$  a  $12$  y de  $12$  a  $13$  el trabajo motor aumenta en  $0.44\%$  y  $0.22\%$ , respectivamente.

La Figura 5 muestra a la eficiencia térmica y a la eficiencia exergética en función de la relación de presiones. Al incrementarse la relación de presiones, disminuye el calor suministrado, de tal manera que, el comportamiento de la eficiencia térmica y exergética es similar. Para la relación de presiones de trabajo máximo,  $13.81$ , la eficiencia térmica es menor a la eficiencia exergética en un  $23.28\%$ . Además, a la relación de presión de eficiencia máxima,  $40.05$ , la eficiencia térmica es menor a la eficiencia exergética en un  $39.57\%$ . En el rango de operación de las turbinas reales, para relaciones de presión de  $12$ , la eficiencia térmica es  $39.61\%$  y la eficiencia exergética es  $48.91\%$ , de tal manera que, al incrementar la relación de presiones a  $13$ , se tiene que la eficiencia térmica aumenta en  $1.74\%$  y la eficiencia exergética aumenta en  $1.71\%$ .

La Figura 6 muestra la variación del flujo de exergía en función de la relación de presiones. Los flujos de exergía  $\dot{E}_2$  y  $\dot{E}_5$  aumentan de forma lineal, como consecuencia del incremento del trabajo de compresión y del flujo de aire, respectivamente. Además, el flujo de exergía  $\dot{E}_2$  es menor a  $\dot{E}_5$ , debido al cambio de entropía que se presenta en el sistema; en donde  $\dot{E}_5$  es la exergía disponible de la flecha. Por otra parte, el flujo de exergía  $\dot{E}_0$  disminuye, debido a que el flujo de combustible requerido es menor con el aumento de la relación de presiones.

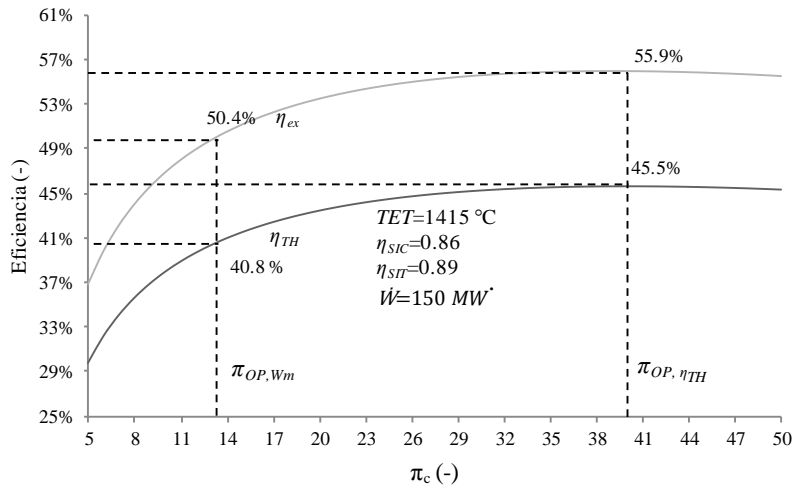


Figura 3. Eficiencia térmica y exergética en función de la relación de presiones.

En la Figura 7 se muestra a los costos exergéticos en función de la relación de presiones. El costo exergético de la corriente  $E_3^*$  es el mayor, debido principalmente a su más alto flujo de exergía  $\dot{E}_3$ . Además, este costo exergético,  $E_3^*$ , presenta un mínimo de 597,451.19 kW para una relación de presiones de 12; y para una relación de presiones de 13.81, el costo exergético aumenta a 600,344.68 kW; asimismo, para una relación de presiones de 40.05 el costo exergético es 788,118.46 kW, es decir, a medida que aumenta la relación de presiones, el costo exergético  $E_3^*$  aumenta.

Por otra parte, el costo exergético de las corrientes  $E_2^*$  y  $E_5^*$  son iguales, debido a que sus flujos de exergía  $\dot{E}_5$  y  $\dot{E}_2$  y sus irreversibilidades acumuladas son iguales. Además, los costos exergéticos  $E_0^*$  y  $E_6^*$  son iguales, porque el flujo de combustible y la temperatura de los gases a la salida de la turbina disminuyen. Por otro lado, como  $E_1^*$  es un recurso externo y no tiene irreversibilidades, el costo exergético es igual a su exergía; asimismo,  $E_4^*$  se considera como pérdida y su costo exergético es cero.

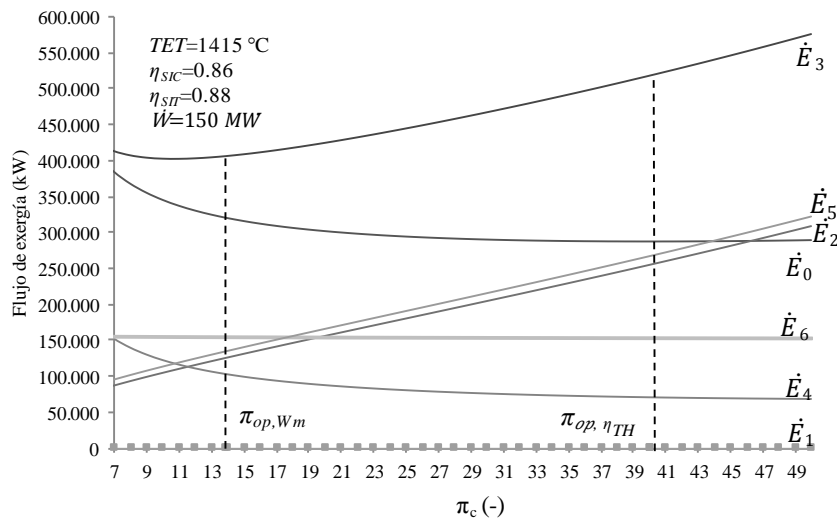


Figura 4. Flujo de exergía en función de la relación de presiones.



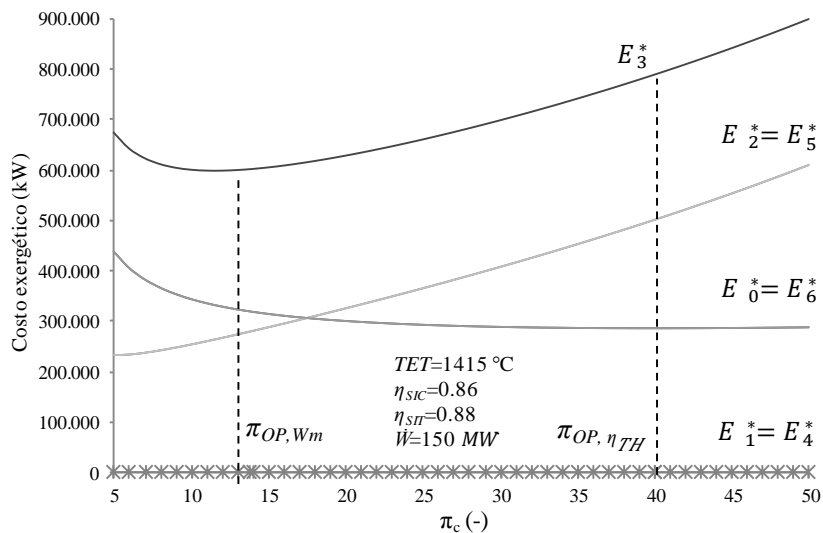


Figura 5. Costos exergéticos en función de la relación de presiones para el caso 1.

La Figura 8 muestra los costos exergéticos en función de la relación de presiones, considerando a la corriente  $E_4^*$  como residuo. Los costos exergéticos de la corriente  $E_4^*$  disminuyen, debido a que el flujo de combustible y la temperatura de los gases a la salida de la turbina disminuyen. Además, al comparar los costos exergéticos de la corriente  $E_3^*$ , de los casos 1 y 2, a una relación de presiones de 13.81, para el caso 1 se tiene un costo exergético de 600344.68 kW, y para el caso 2 de 804221.73 kW, es decir, el costo exergético para el caso 2 es mayor 33.96 % que el caso 1. Para una relación de presiones de 40.08, el costo exergético para el caso 1 es 788118.46 kW y para el caso 2 de 911380.18 kW, es decir, el caso 2 es mayor en un 15.64 %.

#### 4. Conclusiones

Se presenta la metodología y el cálculo de los costos exergéticos de las corrientes de la turbina de gas y se tiene el comportamiento de la turbina de gas con las relaciones de presión para obtener el trabajo motor máximo y la eficiencia térmica máxima.

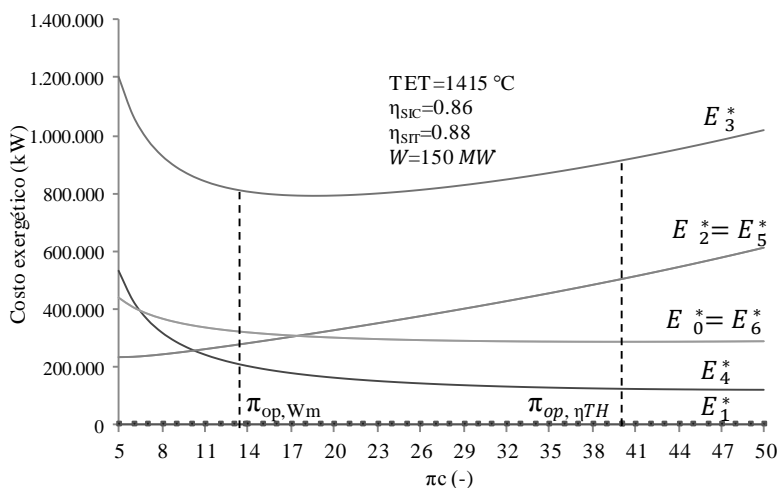


Figura 6. Costos exergéticos en función de la relación de presiones para el caso 2.

Al incrementar la relación de presiones, se aumenta el costo exergético de los gases a la salida de la cámara de combustión, pero disminuye el costo exergético del combustible suministrado, debido al incremento de la eficiencia térmica de la turbina de gas, y por lo tanto, se requiere menor calor suministrado.

Para el análisis de costos exergéticos, se considera a los gases de escape como pérdida o residuo, y se tiene que el mayor costo exergético se encuentra en la corriente a la salida de la cámara de combustión, siendo esta la más afectada, cuando se toma la corriente de los gases de escape como residuo. Por otro lado, a bajas relaciones de presiones se presentan menores pérdidas en las corrientes de los gases a la salida de la turbina y de la cámara de combustión. En los estudios termoeconómicos se tiene que considerar el valor exergoeconómico de la corriente de los gases de escape, por la relevancia que puede tener en el sistema.

## Agradecimientos

La elaboración de este trabajo ha sido posible gracias a la participación de los integrantes de la Planta Piloto 2 de la Universidad Autónoma Metropolitana-Iztapalapa y al apoyo financiero del Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología CONACyT.

## Referencias

- [1] G. Tsatsaronis, Thermodynamic analyses and optimization of energy systems, Progress in Energy and Combustion Science, vol. 19, pp. 227-257, 1993.
- [2] A. Valero, L. Correas, A. Zaleta, A. Lazzaretto, V. Verda, M. Reini y V. Rangel, On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy system malfunctions, Energy, vol. 29, pp. 1875-1887, 2004.
- [3] C. Torres y A. Valero, Curso de doctorado (termoeconomía), Curso 2000-01.
- [4] C. Torres, A. Valero, V. Rangel y A. Zaleta, On the cost formation process of the residues, Energy, 33:144-152, 2008.
- [5] D. J. Kim, A new thermoeconomic methodology for energy systems, Energy, vol. 35, pp. 410-422, 2010.
- [6] I. Dincer, M. y A. Rosen, Exergy: energy, environment and sustainable development, Elsevier, 2013.
- [7] A. Agudelo, A. Valero y C. Torres. Allocation of waste cost in thermoeconomic analysis. Energy, vol. 45, pp. 634-643, 2012.
- [8] T. Raviolo, P. Pellegrini y L. Júnior, Exergy and thermoeconomic analysis of a turbofan engine during a typical commercial flight, Energy, vol. 35, no 2, 952-959. ISSN: 0360-5442, February 2010.
- [9] O. Turan y H. Aydin, Exergetic and exergo-economic analyses of an aero-derivative gas turbine engine. Energy, 74(1), 638-650. ISSN: 0360-5442, September 2014.
- [10] H.Z. Hassan, Evaluation of the local exergy destruction in the intake and fan of a turbofan engine. Energy, 63, 245-251. ISSN: 0360-5442, December 2013.
- [11] Ehyaei, M.A. Mozafari, A. Alibiglou, M.H. Exergy, economic & environmental (3E) analysis of inlet fogging for gas turbine power plant. Energy, vol. 36 (12), pp. 6851-6861. ISSN: 0360-5442, December 2011.