

# Análisis paramétrico del costo exergético del residuo de una turbina de gas

Edgar Vicente Torres González<sup>1</sup>, Raúl Lugo Leyte<sup>2</sup>, Martín Salazar Pereyra<sup>3</sup>, H. D. Lugo Méndez<sup>4</sup>, I. Aguilar Adaya<sup>5</sup>

<sup>1</sup>Universidad Autónoma Metropolitana–Iztapalapa, D.F., México, [etorres@xanum.uam.mx](mailto:etorres@xanum.uam.mx)

<sup>2</sup>Universidad Autónoma Metropolitana–Iztapalapa, D.F., México, [lulr@xanum.uam.mx](mailto:lulr@xanum.uam.mx)

<sup>3</sup>Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec, Edo. de Mex., México, [msalazar@tese.edu.mx](mailto:msalazar@tese.edu.mx)

<sup>4</sup>Universidad Autónoma Metropolitana–Iztapalapa, D.F., México, [helenlugomendez@gmail.com](mailto:helenlugomendez@gmail.com)

<sup>5</sup>Universidad Autónoma Metropolitana–Iztapalapa, D.F., México, [ignacio.aguilar2013@gmail.com](mailto:ignacio.aguilar2013@gmail.com)

---

**Resumen.** En los sistemas de generación de potencia se tienen de forma inherente corrientes de energía que son desechadas al medio ambiente, en el caso de la turbina de gas, son los gases de escape de la turbina. Esta clase de corrientes se conocen como residuo, que representan una pérdida por efluente, y su costo, y de todos los costos adicionales, se le suma al costo del producto de la componente del sistema que lo genera. En el presente trabajo se ha realizado un análisis paramétrico para conocer el comportamiento de los costos exergéticos del residuo (gases de escape de una turbina de gas), con la finalidad de conocer la relación que tiene el residuo con la temperatura a la entrada de la turbina, la relación de presiones del compresor, la temperatura de los gases a la salida de la turbina y el flujo másico de combustible. Los resultados muestran que el costo exergético del residuo y su costo exergético unitario disminuyen cuando la relación de presiones aumenta; y que al incrementar la temperatura a la entrada de la turbina de gas estos costos también se incrementan.

**Palabras Claves:** costo exergético, exergía, turbina de gas

**Abstract.** In any energy system there are unwanted residual output flows that are necessary to obtain final products. These are known as waste, and represent an exergy loss that has an inherent cost. The exergetic cost of residual flows and the cost of the resources used to abate them must be charged to the productive units of the system that generated these waste.

In this work, a parametric analysis of the exergetic cost of waste or the flue gases at gas turbine exhaust is presented, in order to show and analyze the plot of the exergetic cost of waste versus gas turbine inlet temperature, the exergetic cost of waste versus compressor pressure ratio, the exergetic cost of waste versus gas turbine exhaust temperature, and the exergetic cost of waste versus natural gas flow. The results show that the unit of exergetic cost of waste and corresponding exergetic cost decrease with the increase the compressor pressure ratio. With the increase in the gas turbine inlet temperature there is an increase in these costs.

**Keywords:** exergetic cost, exergy, gas turbine

## Nomenclatura

$A$  matriz de costos; [-],

$c_p$  calor específico a presión constante; [kJ/kg K],

$\dot{E}$  flujo de exergía; [kW],

$E^*$  costo exergético; [kW],

$h$  entalpía específica; [kJ/kg],

$k^*$  costo exergético unitario; [-],

$\dot{m}$  flujo másico; [kg/s],

$P$  presión atmosférica; [bar o Pa],

$PCI$  poder calorífico inferior; [kJ/kg],

$q_H$  calor específico suministrado; [kJ/kg],

$R$  constante particular del gas; [kJ/kg K],

$rfa$  relación másica combustible - aire; [kg<sub>f</sub>/kg<sub>a</sub>],

$s$  entropía específica; [kJ/kg K],

$T$  temperatura; [°C o K],

$TET$  temperatura a la entrada de la turbina; [°C o K],

$TST$  temperatura a la salida de la turbina; [°C o K],

$w_m$  trabajo específico motor; [kJ/kg],

$\dot{W}$  potencia generada; [MW],

$x$  relación entre la constante particular y el calor específico a presión constante; [-],  
 $[X]$  composición volumétrica o molar; [%]  
 $y$  relación entre la temperatura a la entrada de la turbina y la temperatura a la entrada del compresor; [-],  
*Letras griegas*  
 $\Delta$  caída; [%],  
 $\varepsilon$  exergía específica; [kJ/kg],  
 $\phi$  humedad relativa; [%],  
 $\eta$  eficiencia; [%],  
 $\pi$  relación de presiones; [-].  
*Subíndices*  
 $1,2,3,4,5,6$  estados o corriente de la turbina de gas,  
 $a$  ambiente,  
 $c$  compresor,  
 $cc$  cámara de combustión,  
 $ex$  exergético,  
 $f$  combustible,  
 $gc$  gases de combustión  
 $sic$  compresión isoentrópica,  
 $sit$  expansión isoentrópica,  
 $t$  turbina,  
 $th$  térmico

## 1. Introducción

En la segunda mitad del siglo XX, se desarrollan las turbinas de gas con temperaturas de operación superiores a  $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$  aumentando su eficiencia térmica. En los últimos veinte años a partir del desarrollo tecnológico, el uso de materiales modernos y de los sistemas de enfriamiento en los álabes de las primeras etapas de expansión se ha alcanzado temperaturas superiores a  $1300\text{ }^{\circ}\text{C}$ , incrementando la eficiencia térmica y la potencia generada. Actualmente, el uso de turbinas de gas ha aumentado, debido a la implementación de ciclos combinados y a la cogeneración aprovechando la energía residual al final de la expansión (1).

Con temperaturas más altas, los potenciales termodinámicos del residuo o de los gases de escape aumentan. Los residuos son flujos que no tienen ninguna utilidad, pero que su existencia produce daños en la instalación o en el entorno, entonces es necesario un consumo adicional de recursos energéticos y económicos, para que estos flujos sean eliminados y/o convertidos en flujos de pérdidas que no dañen su entorno (2).

Entonces, es necesario implementar tecnologías para aprovechar el contenido exergético del residuo de la turbina de gas, tales como el ciclo combinado o la cogeneración, o disminuir estas pérdidas de exergía por efluente; sin embargo, se debe de establecer la región en dónde es factible establecer una configuración de este tipo en función de la temperatura y el flujo de los gases de escape de la turbina.

Conocer el costo exergético del residuo es un medio para cuantificar el efecto de las irreversibilidades acumuladas en la generación de este costo, así como de su flujo de exergía. Este costo puede formarse en el propio equipo en el que se produce el flujo, pero también a lo largo de la cadena de flujos y equipos del proceso de producción que generan el residuo. Por tal razón, en este trabajo se desarrolla la metodología de costos exergéticos para el estudio del residuo en la turbina de gas (3, 4).

## 2. Materiales y métodos

Se ha estudiado analíticamente una turbina de gas de la Serie F, Modelo M501F3, Mitsubishi. La Figura 1 muestra el diagrama esquemático de esta turbina de gas.

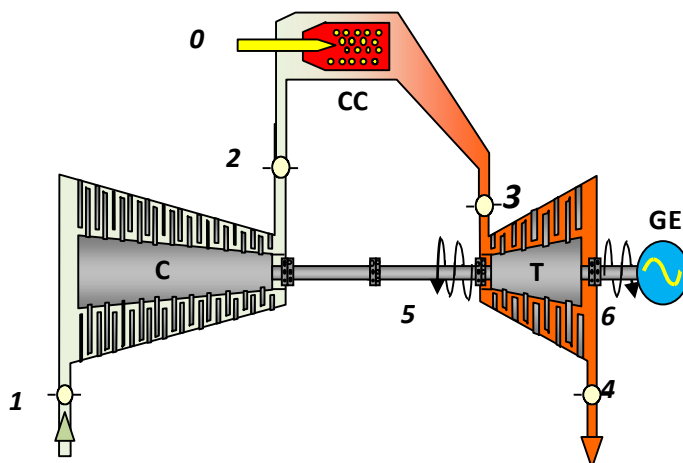


Figura 1. Diagrama esquemático de una turbina de gas.

En la Tabla 1 se presentan las condiciones de operación de la turbina de gas de la Serie F, Modelo M501F3, Mitsubishi (5) y del medio ambiente considerado.

Tabla 1. Condiciones de operación de la turbina de gas y del medio ambiente.

Potencia generada, $\dot{W}$ , MW	185.4
Temperatura a la entrada de la turbina, $TET$ o $T_3$ , °C	1400
Eficiencia de compresión isoentrópica, $\eta_{sic}$	0.88
Eficiencia de expansión isoentrópica, $\eta_{sit}$	0.9
Poder calorífico inferior, $PCI$ , kJ/kg	49,494
Caída de presión cámara de combustión, $\Delta P_{cc}$ , %	2
Caídas de presión en la turbina, $\Delta P_t$ , %	1
Temperatura ambiente, $T_a$ , °C	25
Presión atmosférica, $P_a$ , bar	1.013
Humedad relativa, $\phi$ , %	45

En la Tabla 2 se presenta la composición volumétrica del gas natural utilizado en este trabajo [6].

Tabla 2. Composición volumétrica o molar del gas natural.

Componente del gas	$[X_i]$ (%)
Metano [ $CH_4$ ]	88
Etano [ $C_2H_6$ ]	9
Propano [ $C_3H_8$ ]	3

La relación de presiones para obtener el trabajo motor máximo se expresa de la siguiente manera [7]:

$$\pi_{op_{vm}} = \left( y\eta_{sic}\eta_{sit} \right)^{\frac{1}{x_a + x_{gc}}} \quad \text{Ecuación (1)}$$

y la relación de presiones para obtener la eficiencia térmica máxima es

$$\pi_{op_{vh}} = \left[ \frac{y \eta_{sic} \eta_{sit}}{(1 - \eta_{th})} \right]^{\frac{1}{x_a + x_{gc}}} \quad \text{Ecuación (2)}$$

donde

$$y = \frac{T_3}{T_1}, \quad x_a = \frac{R_a}{c_{Pa}} \quad y \quad x_{gc} = \frac{R_{gc}}{c_{Pgc}}$$

Además, el trabajo específico motor y el calor específico suministrado se expresan respectivamente como:

$$w_m = c_{Pa} T_1 \left( (1 + rfa) \frac{c_{Pgc}}{c_{Pa}} y \eta_{sit} \left( 1 - \frac{1}{\pi_t^{x_{gc}}} \right) - \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi^{x_a} - 1) \right) \quad \text{Ecuación (3)}$$

$$q_H = c_{Pa} T_1 \left( (1 + rfa) \frac{c_{Pgc}}{c_{Pa}} y - 1 - \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi^{x_a} - 1) \right) \quad \text{Ecuación (4)}$$

En la Tabla 3 se resumen las temperaturas, presiones, flujo de combustible, flujo de aire, flujo de los gases de escape y del flujo de exergía en cada estado termodinámico del ciclo de la turbina de gas, para una *TET* de 1400 °C y una relación de presiones para obtener el trabajo motor máximo de 17.11. La relación de presiones para obtener la eficiencia térmica máxima es de 41.39. El estado muerto se considera igual a las condiciones ambientales, 25°C y 1.013 bar.

Tabla 3. Corrientes energéticas de la turbina de gas.

C	T (°C)	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/s)	$\dot{E}$ (kW)
0	-	-	10.08	436,311
1	25	1.013	367.82	0
2	448.23	17.33	367.82	149,937
3	1400	16.99	377.91	494,246
4	661.73	1.023	377.91	138,042
5	-	-	-	158,066
6	-	-	-	185,400

La Figura 2 muestra el ciclo termodinámico temperatura-entropía con caídas de presión del ciclo abierto de la turbina de gas, éste se compone de los procesos de compresión, suministro de calor y de expansión.

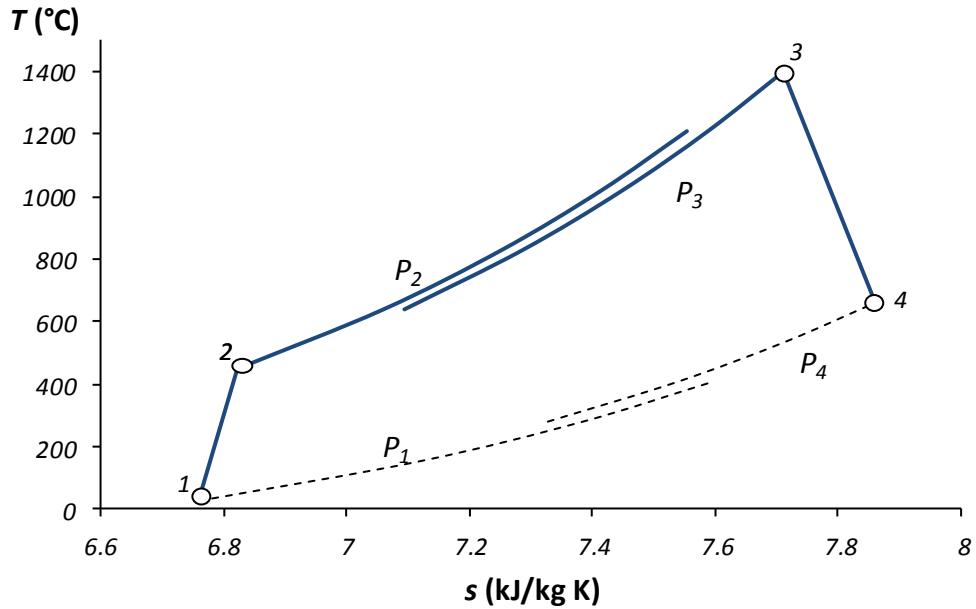


Figura 2. Diagrama temperatura - entropía del ciclo de turbina de gas.

La Figura 3 muestra el ciclo termodinámico exergía-entalpía de la turbina de gas; y muestra que el estado 3 tiene el mayor contenido energético y exergético, 1692.70 kJ/kg y 1396.17 kJ/kg respectivamente, también muestra que el contenido energético es mayor que el contenido exergético; el estado 4 tiene mayor contenido energético que el estado dos, pero el estado dos tiene mayor contenido exergético que el estado cuatro.

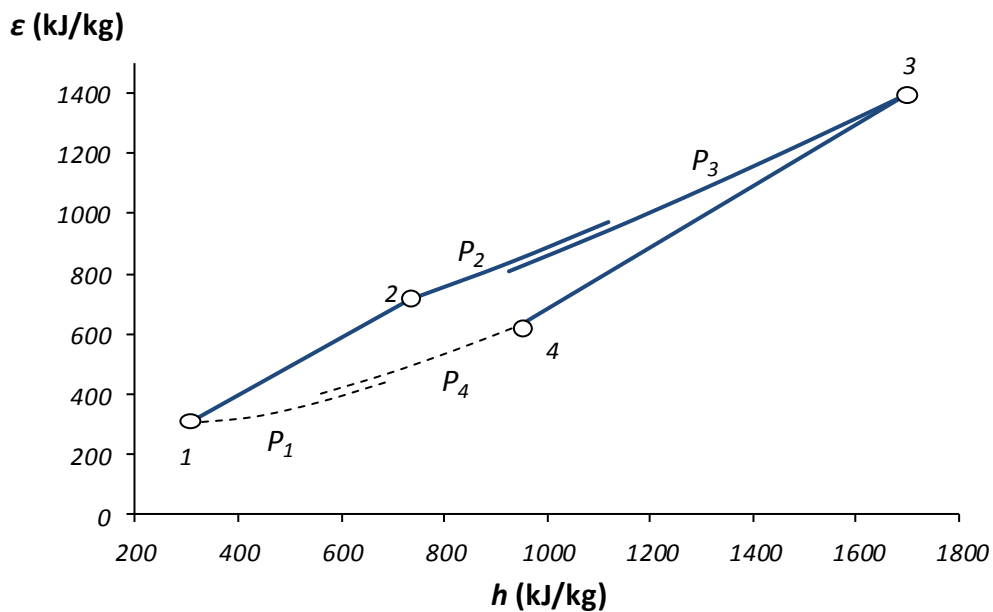


Figura 3. Diagrama exergía - entalpía del ciclo de turbina de gas.

Para poder realizar los balances de costos exergéticos se plantea la estructura productiva de la planta. En ésta se definen las corrientes que representan el recurso externo suministrado al sistema, el recurso y producto por equipo, el producto total del sistema y el residuo. Además, se muestra cómo las corrientes se relacionan entre sí, es decir, el

producto de un equipo es el recurso para otro equipo, como se muestra en la Figura 4. En ciertos casos, el residuo se considera como pérdida, cuando se desecha sin afectar su entorno, o como subproducto cuando se aprovecha en otro sistema de producción.

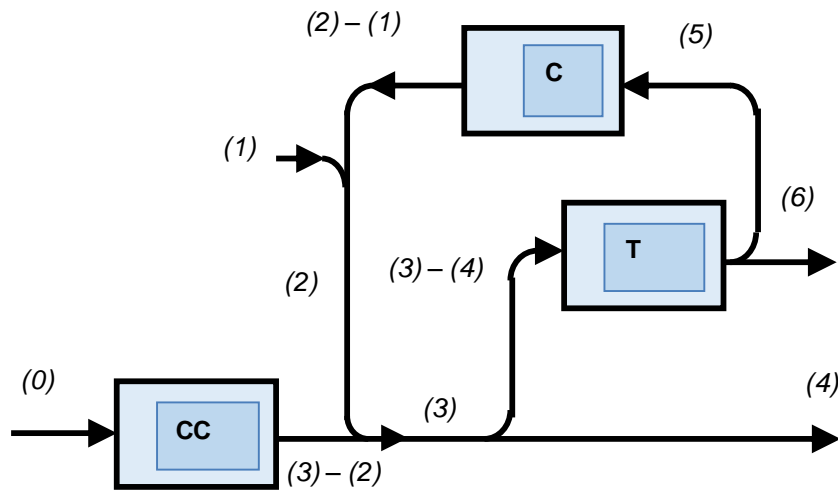


Figura 4. Estructura productiva de la turbina de gas.

Con base a la estructura productiva de la Figura 4 y a las tres proposiciones Recurso-Producto (8-10) se realizan los balances de costos exergéticos a la turbina de gas. Las tres proposiciones son las siguientes:

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

El costo exergético unitario de las corrientes se expresa de la siguiente expresión:

$$k^* = \frac{E^*}{\dot{E}} \quad \text{Ecuación (5)}$$

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

Proposición 3. Cuando en el componente hay más de dos productos, el costo exergético unitario de los productos son iguales.

El resultado del planteamiento de estas proposiciones y haciendo el balance de costos exergéticos en cada componente de la turbina de gas, es un sistema de ecuaciones lineales descrito con la siguiente expresión:

$$A \overline{E^*} = \overline{E_{ex}} \quad \text{Ecuación (6)}$$

La matriz de costos que resulta es la siguiente:

$$A = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & -1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & -1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 185,400 & -158,066 \\ 0 & 0 & 0 & 138,042 & -494,246 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

El vector de costos exergeticos y el vector de flujos de exergía de los recursos de entrada al sistema de estudio son respectivamente:

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

donde,  $\dot{E}_0$  es el flujo de exergía del combustible y  $\dot{E}_1$  es el flujo de exergía del aire.

### 3. Resultados y/o Discusión

Resolviendo el sistema de ecuaciones lineales, se obtienen los costos exergeticos de las corrientes y los costos exergeticos unitarios, éstos se presentan en la Tabla 4.

Tabla 4. Costos exergeticos y costos exergeticos unitarios de las corrientes.

C	$E^*$ (kW)	$k^*$
0	436,311	1
1	0	1
2	371,985	2.4809
3	1,121,540	2.2691
4	313,244	2.2691
5	371,985	2.3533
6	436,311	2.3533

La Figura 5 muestra el comportamiento de la eficiencia térmica y de la eficiencia exergetica en función de la relación de presiones. A medida que aumenta la relación de presiones, las eficiencias térmica y exergetica aumentan hasta alcanzar la relación de presiones de 40.52, y al seguir aumentando la relación de presiones la eficiencia térmica y la eficiencia exergetica disminuyen. Las eficiencias máximas se obtienen con una relación de presiones de 40.52, la eficiencia térmica es de 39.98 % y la eficiencia exergetica de 45.76 %. También, se muestra que, para la relación de presiones para obtener el trabajo motor máximo de 17.11 la eficiencia térmica es 36.42 % y la eficiencia exergetica del 41.68 %. El aumento de las eficiencias, considerando una potencia motor constante, se debe a que conforme aumenta la relación de presión disminuye el calor suministrado, y el consumo de combustible baja. Además, la eficiencia térmica es directamente proporcional a la eficiencia exergetica con una constante de proporcionalidad de 0.8737; este valor representa al factor de Carnot.

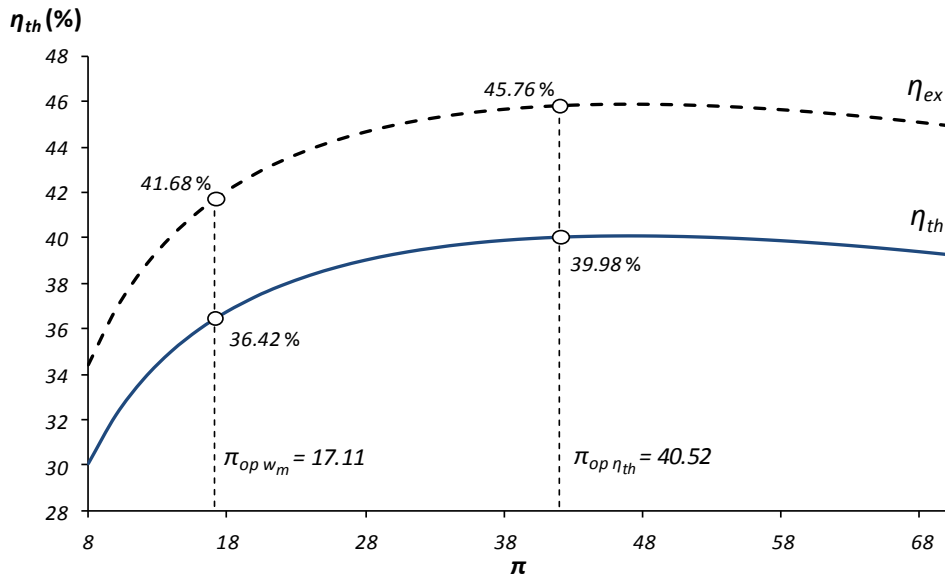


Figura 5. Eficiencia térmica y eficiencia exergética de la turbina de gas en función de la relación de presiones.

En la Figura 6 se muestra el comportamiento de las temperaturas en una turbina de gas. Para relaciones de presiones menores a 28.89 se puede tener la implementación de un ciclo combinado o cogeneración, debido a la  $TST$  elevada del residuo en comparación con la temperatura de descarga del compresor, y por ende a la alta disponibilidad de energía que se tiene. También muestra que al incrementarse la relación de presiones la temperatura de descarga del compresor tiende a la  $TET$ , y como consecuencia el trabajo útil también tiende a cero, debido a que el calor suministrado también tiende a cero. Por otra parte, a medida que se incrementa la relación de presiones, la  $TST$  disminuye.

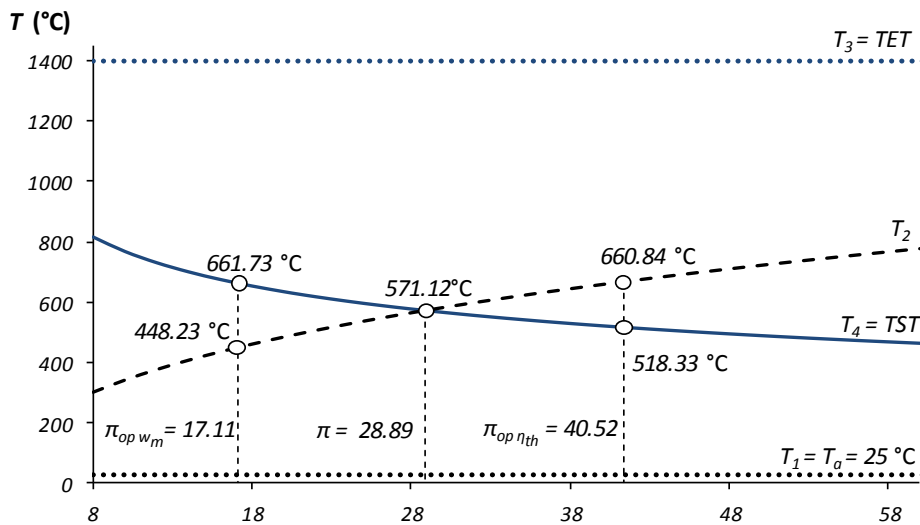


Figura 6. Comportamiento de las temperaturas a la salida del compresor y a la salida de la turbina en función de la relación de presiones.

Como el costo exergético unitario es directamente proporcional al costo exergético, entonces aumenta con el costo exergético. La Figura 7 muestra que al aumentar la  $TET$ , el costo exergético unitario del residuo,  $k_4^*$ , disminuye. Además, muestra que el mínimo



costo exergético unitario se obtiene al operar a las condiciones para obtener las máximas eficiencias, porque coincide con el menor suministro de combustible.

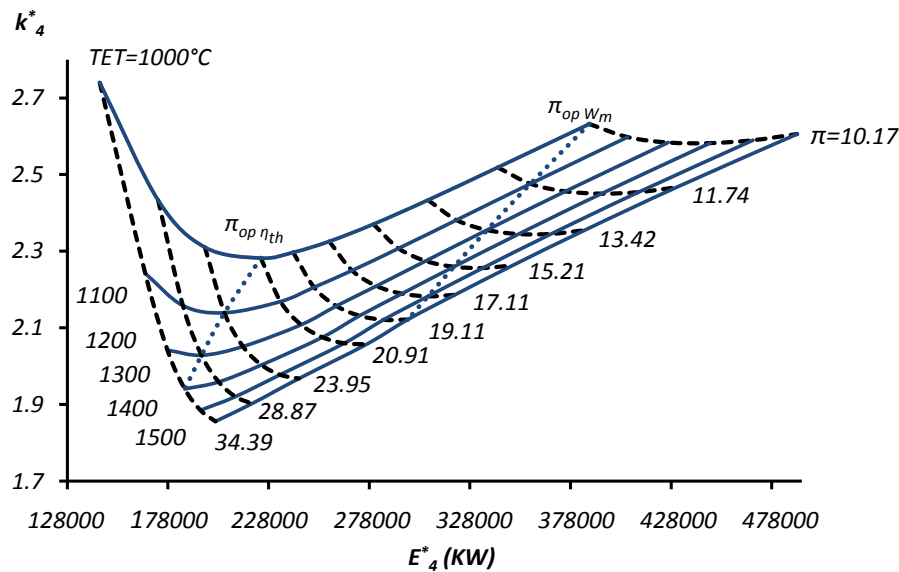


Figura 7. Costo exergético unitario en función del costo exergético a diferentes  $TET$  y  $\pi$

En la Figura 8 se muestra el comportamiento del costo exergético en función del trabajo motor a diferentes  $TET$  y relaciones de presiones; para las condiciones de  $TET=1400$  °C y  $\pi = 17.11$  se tiene un costo exergético de 313,244.43 kW y un trabajo motor de 504.04 kJ/kg. También muestra que para una  $TET$  constante y al ir incrementando a la relación de presiones, el costo exergético disminuye, sin embargo el trabajo aumenta hasta alcanzar la relación de presiones óptima de trabajo motor y después disminuye al ir aumentando a la relación de presiones. Manteniendo constante la relación de presiones y aumentando la  $TET$  1 °C, el trabajo específico útil aumenta 0.6159 kJ/kg, así como el costo exergético del residuo aumenta 71.30 kW. Entonces, incrementando 1kJ/kg el trabajo específico útil generado en la turbina de gas, el costo exergético del residuo aumenta 115.76 kW.

En la misma Figura 8 se muestra que para una  $TET$  constante y aumentando la relación de presiones en 1, disminuyen el trabajo específico útil en 0.2093 kJ/kg y el costo exergético del residuo en 10,772.13 kW. Por lo tanto, incrementando 1 kJ/kg el trabajo específico útil generado en la turbina de gas, el costo exergético del residuo aumenta 51,458.45 kW.

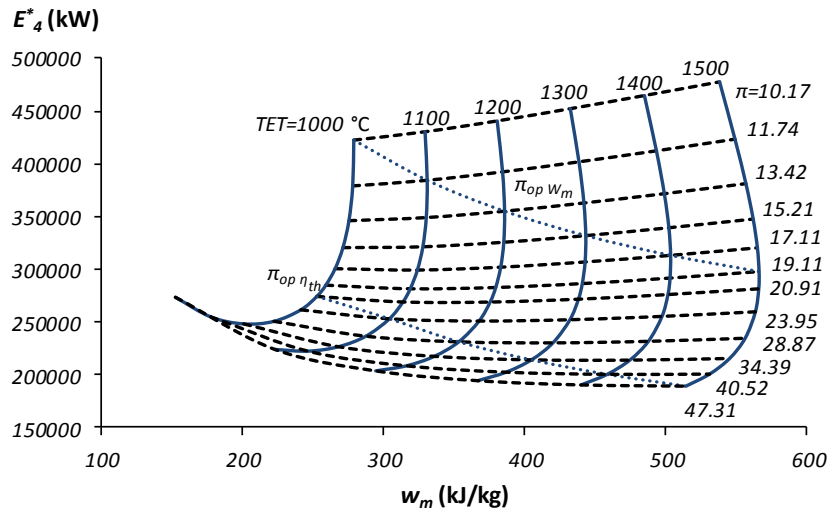


Figura 8. Costo exergético del residuo en función del trabajo útil a diferentes  $TET$  y la relaciones de presiones.

La Figura 9 muestra el comportamiento del costo exergético unitario en función del trabajo motor a diferentes  $TET$  y relaciones de presiones. Para una  $TET$  de  $1400\text{ }^{\circ}\text{C}$  y una  $\pi$  de  $17.11$  se tiene un costo exergético unitario de  $2.2691$ . También muestra que para una  $TET$  constante y al ir incrementando a la relación de presiones, el costo exergético unitario disminuye, sin embargo el trabajo aumenta hasta alcanzar la relación de presiones óptima de trabajo motor y después disminuye al ir aumentando a la relación de presiones. Manteniendo constante la relación de presiones y aumentando la  $TET\text{ }1^{\circ}\text{C}$ , aumentan el trabajo específico útil en  $0.6159\text{ kJ/kg}$ , y el costo exergético unitario del residuo en  $0.000222$ . Entonces, incrementando  $1\text{ kJ/kg}$  el trabajo específico útil generado en la turbina de gas, el costo exergético unitario aumenta  $0.000361$ . También aumentando  $1\text{ kW}$  el costo exergético, el costo exergético unitario aumenta  $3.123 \times 10^{-6}$ .

En la misma Figura 9 se muestra que con una  $TET$  constante y aumentando la relación de presiones óptima para obtener el trabajo motor máximo en  $1$ , disminuyen el trabajo específico útil en  $0.2093\text{ kJ/kg}$ , y el costo exergético unitario del residuo en  $0.0270$ . Por lo tanto, aumentando  $1\text{ kJ/kg}$  el trabajo específico útil generado en la turbina de gas, el costo exergético unitario del residuo aumenta  $0.1290$ . Además, incrementando  $1\text{ kW}$  el costo exergético del residuo, el costo exergético unitario del residuo aumenta  $2.50 \times 10^{-6}$ .

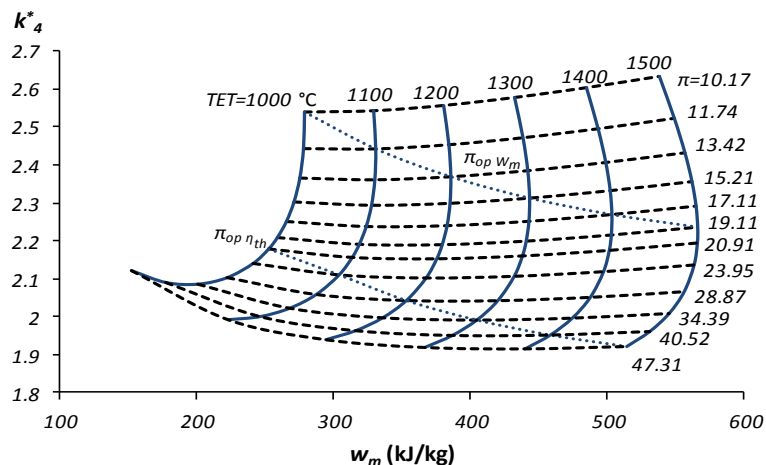


Figura 9. Costo exergético unitario del residuo en función del trabajo útil a diferentes  $TET$  y relaciones de presiones.

En la Figura 10 se muestra el comportamiento del costo exergético del residuo en función de la  $TST$  a diferentes  $TET$  y relaciones de presión. Al aumentar la  $TET$  y manteniendo constante una relación de presiones, la  $TST$  aumenta y el costo exergético del residuo también aumenta. A las condiciones de  $TET=1400\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $\pi=17.11$  se tiene una temperatura a la salida de la turbina de gas de  $T_4=661.73\text{ }^{\circ}\text{C}$ , se han considerado los cambios en el desempeño: con la relación de presiones constante y aumentando la  $TET\ 1^{\circ}\text{C}$ , la  $TST$  aumenta  $0.5587\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Por lo tanto, al incrementar  $1^{\circ}\text{C}$  la  $TST$ , el costo exergético del residuo aumenta  $127.61\text{ kW}$ . Por otro lado, manteniendo constante a la  $TET$  y aumentando la relación de presiones en  $1$ , la  $TST$  disminuye  $10.04^{\circ}\text{C}$ . Por lo tanto, al incrementarse  $1^{\circ}\text{C}$  la  $TST$ , aumentan el costo exergético del residuo en  $1,073.04\text{ kW}$ .

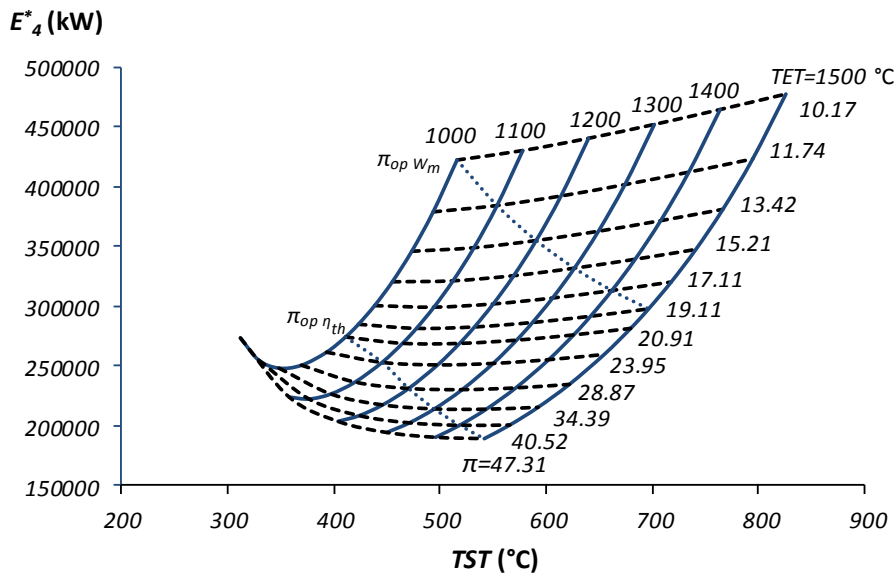


Figura 10. Costo exergético del residuo en función de la  $TST$  a diferentes  $TET$  y relaciones de presiones.

En la Figura 11 se muestra que al aumentar la  $TET$  y manteniendo una relación de presiones constante causa un aumento en la  $TST$  y en el costo exergético unitario del residuo. Se realiza el análisis considerando los siguientes cambios en la operación: con la relación de presiones constante y aumentando la  $TET\ 1^{\circ}\text{C}$ , la  $TST$  aumenta  $0.5587\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Por lo tanto, al incrementar  $1^{\circ}\text{C}$  la  $TST$ , el costo exergético unitario del residuo aumenta  $0.000398$ . Además, manteniendo constante a la  $TET$  y aumentando la relación de presiones en  $1$ , la  $TST$  disminuye  $10.04^{\circ}\text{C}$ . Por lo tanto, al incrementarse  $1^{\circ}\text{C}$  la  $TST$ , aumentan el costo exergético unitario del residuo  $0.0026$ .

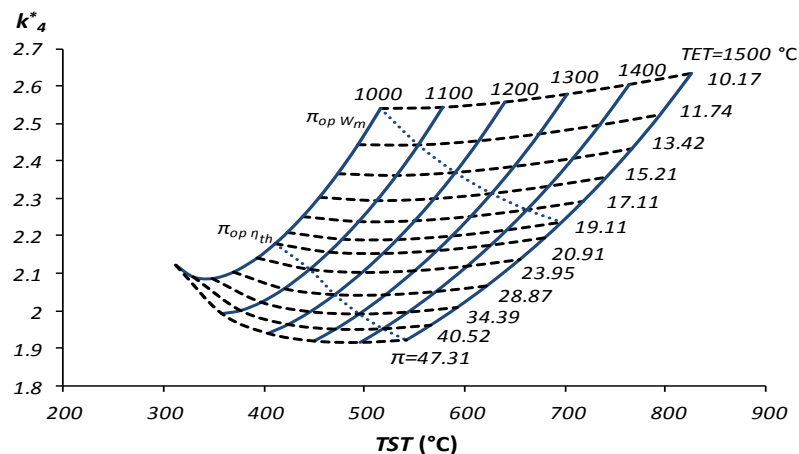


Figura 11. Costo exergético unitario en función de la  $TST$  a diferentes  $TET$  y relaciones de presiones.

En la Figura 12 muestra que al aumentar la  $TET$  aumenta el flujo de combustible y el costo exergético del residuo. Pero al aumentar la relación de presiones disminuye el flujo de combustible hasta la relación de presiones para obtener la eficiencia térmica máxima. En este rango de operación el costo exergético del residuo disminuye. Entonces, para las condiciones de operación de  $TET=1400$  °C y  $\pi = 17.11$  se tiene un consumo de combustible de  $10.08$  kg/s y se han analizado los siguientes cambios en operación: con mantener la relación de presiones constante y aumentando la  $TET$   $1^{\circ}\text{C}$ , el consumo de combustible disminuye  $0.000784$  kg/s. Además, con el incremento de  $1^{\circ}\text{C}$  en la  $TET$ , el costo exergético del residuo aumenta  $71.30$  kW. Entonces, aumentando  $1$  kg/s el flujo másico de combustible, el costo exergético del residuo aumenta  $90,867.81$  kW. Por otra parte, para una  $TET$  constante y aumentando la relación de presiones en  $1$ , disminuyen el consumo de combustible en  $0.1158$  kg/s, y el costo exergético del residuo en  $10,775.44$  kW. Por lo tanto, aumentando  $1$  kg/s el flujo de combustible, el costo exergético del residuo aumenta  $93,036.73$  kW.

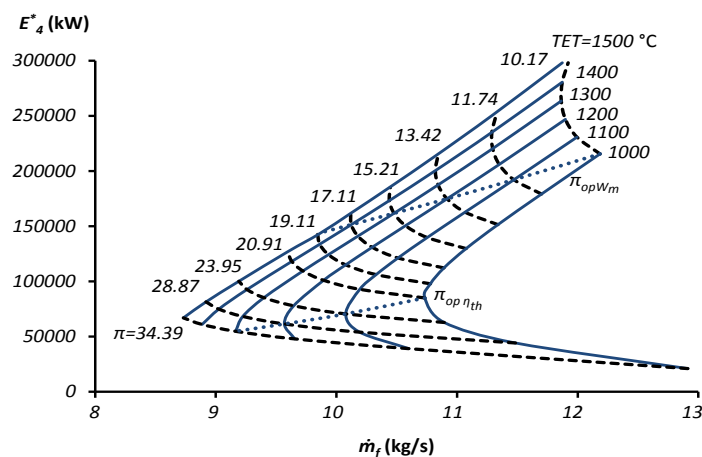


Figura 12. Costo exergético unitario en función del flujo de combustible a diferentes temperaturas y relaciones de presiones.

#### 4. Conclusiones

Los resultados indican que el mínimo costo exergético unitario se tiene cuando se opera a las condiciones de las eficiencias máximas, debido a su menor consumo de combustible. Sin embargo, para las condiciones de operación de una turbina de gas real se tienen costos exergéticos y costos exergéticos unitarios en la periferia de la relación de presiones del trabajo útil máximo, y éstos disminuyen conforme aumenta la temperatura a la entrada de la turbina de gas.

Los cambios en los costos exergéticos del residuo se tiene en el rango de la relación de presiones del trabajo motor máximo. Con relaciones de presión cercanas a la relación de eficiencias máximas, los cambios son menores pero tecnológicamente infactibles de alcanzar.

Además, el costo exergético del residuo y su costo exergético unitario muestran más cambio en la relación de presiones que con la temperatura a la entrada de la turbina. Sin embargo, desde el punto de vista tecnológico es más factible aumentar la temperatura de los gases a la entrada de la turbina, dependiendo de su límite de resistencia térmica ( $1500$  °C), que llevar a la turbina de gas a relaciones de presiones superiores a  $20$ .

En el rango de la relación de presiones del trabajo motor máximo se tiene una tendencia a los mínimos costos exergéticos unitarios. Además, se tiene la región factible para

utilizar la energía colocando un arreglo de ciclo combinado o cogeneración, logrando de esta manera incrementar las eficiencias del ciclo completo independientemente de que la turbina de gas no tenga las eficiencias máximas

## Referencias

1. P. Jansohn, "Overview of gas turbine types and applications", Modern Gas Turbine Systems, pp. 21-43, 2013.
2. A. Agudelo, A. Valero and C. Torres, "Allocation of waste cost in thermoeconomic analysis", Energy vol. 45, pp. 634-643, 2012.
3. E. V. Torres González, R. Lugo Leyte, M. Salazar Pereyra y A. Torres Aldaco. "Análisis exergoeconómico a una central termoeléctrica convencional". IX Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica (CIBIM 9), ISBN: 978-84-692-8516-9, Las Palmas de Gran Canaria, España, 2009.
4. E. V. Torres González, R. Lugo Leyte, M. Salazar Pereyra y A. Torres Aldaco. "Análisis exergoeconómico de una planta de cogeneración con turbina de gas considerando el proceso de formación del residuo". X Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica (CIBIM 10), ISBN: 978-989-96276-2-8, Oporto, Portugal, 2011.
5. Y. Fukuizumi, H. Nishimura, E. Akita, Y. Tomita and C. Gu, "M501F/M701F Gas Turbine Uprating". ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air. ISBN: 978-0-7918-7852-1, New Orleans, Louisiana, USA, 2001.
6. <http://www.gas.pemex.com.mx>
7. R. Lugo Leyte and M. Toledo Velázquez, "Termodinámica de las turbinas de gas", Alfaomega Grupo Editor, 2004.
8. A. Zaleta, L. Correas, J. Kubiak and F. Z. Sierra, "Concept on thermoeconomic evaluation of steam turbine", Applied thermal engineering vol. 27, pp. 457-466, 2007.
9. A. Valero, L. Correas, A. Zaleta, A. Lazzaretto, V. Verda, M. Reini, V. Rangel. "On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy system malfunctions: Part 1: the TADEUS problem". Energy, 29:1875-1887, 2004.
10. A. Valero, L. Correas, A. Zaleta, A. Lazzaretto, V. Verda, M. Reini, V. Rangel. "On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy system malfunctions: Part 2: Malfunction definitions and assessment". Energy, 29:1889-1907, 2004.