



ANÁLISIS DEL EFECTO DE LAS EFICIENCIAS DE LOS COMPRESORES Y LAS TURBINAS EN UN CICLO BRAYTON CON UNA ETAPA DE COMPRESIÓN Y DOS DE EXPANSIÓN

Francisco Javier Ortega Herrera^a, Maria Alejandra Gonzalez Arreguin^b, Alejandro Gabriel Pineda Martinez^b, Jose Miguel Garcia Guzmán^a, Fernando Figueroa Godoy^a

^aCoordinación de Ingeniería Electromecánica, Instituto Tecnológico Superior de Irapuato, frortega@itesi.edu.mx, migarcia@itesi.edu.mx, fernando.figueroa@itesi.edu.mx

^bEstudiante Ingeniería Electromecánica, Instituto Tecnológico Superior de Irapuato, alejandra.glez.arreguin@gmail.com, diesellife_24@hotmail.com

RESUMEN

En el presente trabajo se analiza la influencia que tienen las eficiencias del compresor y las turbinas en la eficiencia térmica, el trabajo neto y el trabajo de retroceso de una turbina de gas que funciona bajo el ciclo Brayton, la cual tiene un compresor, dos turbinas, cámara de combustión, regenerador y recalentador. Se considera que la eficiencia térmica y la relación de presiones en las dos turbinas es la misma. Se desarrolla un modelo matemático utilizando el método de calores específicos variable el cual es resuelto numéricamente presentando los resultados en forma gráfica para eficiencias del compresor de 60, 70, 80, 90 y 100% mientras que la eficiencia en las turbinas se varía del 50 al 100%. Los resultados muestran que conforme aumenta la eficiencia de las turbinas y del compresor la eficiencia térmica y el trabajo neto del ciclo aumentan, mientras que el trabajo de retroceso disminuye conforme aumenta la eficiencia térmica de las turbinas y los compresores. Para el caso de estudios analizado se observa que la eficiencia térmica del ciclo es más sensible a la eficiencia de las turbinas que a la eficiencia de los compresores, esto debido a que un pequeño cambio en la eficiencia de la turbina provoca un mayor aumento en la eficiencia térmica del ciclo que el mismo aumento de la eficiencia térmica del compresor.

1. INTRODUCCIÓN

Una de las formas más comunes de producir energía es mediante la utilización de turbinas de gas las cuales son analizadas bajo el ciclo Brayton. Nieto, Gonzalez, Lopez y Jiménez (2011) obtienen curvas que relacionan la eficiencia y las emisiones con el número de carbonos presentes en el combustible. Existen pérdidas irreversibles en la producción de trabajo en las máquinas térmicas las cuales pueden ahorrarse significativamente si se utilizan los calores residuales (Fushimi, Zárate, Díaz de Quintana, Moreda, Fernández y Hall, 2007). Las variaciones en los valores de eficiencia energética y exergética están ligadas a las diferentes configuraciones del proceso y la potencia generada por el ciclo (Murillo y Montalvo, 2012). Capella y Vásquez (2000) realizan un estudio sobre las alternativas que tienen las unidades de generación térmica que operan turbinas de gas para incrementar su eficiencia, potencia de salida y por ende su competitividad. Las alternativas presentadas se basan en la influencia que sobre las turbinas de gas tiene el flujo másico que pasa a través de los alabes y la temperatura de entrada del aire al compresor y al rotor. Por su parte en Muriel, González y Romero (2008) analizan una turbina de combustión compuesta por una turbina, la cámara de combustión y el compresor, además presentan las respuestas dinámicas y la operación de la turbina de combustión de una planta de ciclo combinado. Villamar, Santos, Rondón y Valera (2012) desarrollan un modelo para determinar los principales parámetros de funcionamiento del ciclo Brayton, así como para realizar análisis energético y exergético. Por su



parte en Malaver (2012) considera las irreversibilidades asociadas a los ciclos de turbina de gas reales, optimizando el trabajo neto en un ciclo Brayton para un motor de turbina de gas en términos de la relación de trabajo de retroceso, además deduce una expresión para la relación de trabajo de retroceso que depende de los límites de temperatura máxima y mínima del ciclo, de las eficiencias adiabáticas del compresor y la turbina, e independiente de la sustancia de trabajo.

El objetivo del presente trabajo es analizar la influencia de la eficiencia de las turbinas y los compresores en la eficiencia térmica, el trabajo neto y el trabajo de retroceso de una turbina de gas con una etapa de compresión y dos de expansión que funciona bajo el ciclo Brayton, además de analizar si la eficiencia del compresor o la eficiencia de las turbinas tienen un mayor impacto sobre la eficiencia térmica del ciclo y el trabajo neto, el modelo matemático se desarrolla utilizando el método de calores específicos variables.

2. MODELO MATEMÁTICO

En la Tabla 1 se presenta la nomenclatura utilizada para desarrollar el modelo matemático.

Tabla 1. Nomenclatura utilizada para el desarrollo del modelo matemático

$h_{1...7}$	Entalpía de los estados 1 a 7	w_{4-5}	Trabajo del proceso de 4 a 5
$h_{2r, 3r, 4r, 7r}$	Entalpía de los estados 2r, 3r, 4r y 7r	w_{6-7}	Trabajo del proceso de 6 a 7
$P_{1...7}$	Presiones de los estados 1 a 7	w_{1-2r}	Trabajo del proceso de 1 a 2r
q_{2r-3r}	Calor del proceso 2r a 3r	w_{4-5r}	Trabajo del proceso de 4 a 5r
q_{2r-3}	Calor del proceso 2r a 3	w_{6-7r}	Trabajo del proceso de 6 a 7r
q_{3r-4}	Calor del proceso 3r a 4	w_{neto}	Trabajo neto del ciclo
q_{5r-6}	Calor del proceso 5r a 6	w_{ret}	Trabajo de retroceso
q_{en}	Calor que entra al sistema	ε	Eficacia del regenerador
r_c	Relación de presiones en el compresor	η_c	Eficiencia térmica del compresor
$r_{t1, t2}$	Relación de presiones en la turbina 1 y 2	η_t	Eficiencia térmica del ciclo
$S_{1...7}$	Entropía de los estados 1 a 7	η_{t1}	Eficiencia térmica de la turbina 1
w_{1-2}	Trabajo del proceso de 1 a 2	η_{t2}	Eficiencia térmica de la turbina 2

A continuación se presenta el modelo matemático desarrollado para el análisis del caso de estudio planteado. La η_t , w_{neto} y w_{ret} son determinados por las Ecuaciones (1), (2) y (3) respectivamente. Mientras que q_{en} es determinado por la Ecuación (4), ε se obtiene por la Ecuación (5) y las eficiencias de los compresores y turbinas son calculadas por las Ecuaciones (6) y (7).

$$\eta_t = \frac{w_{neto}}{q_{en}} \quad (1)$$

$$w_{neto} = w_{4-5r} + w_{6-7r} + w_{2r-5} \quad (2)$$

$$w_{ret} = \frac{w_{2r-1}}{w_{4-5r} + w_{6-7r}} \quad (3)$$

$$q_{ent} = q_{3r-4} + q_{5r-6} \quad (4)$$

$$\varepsilon = \frac{q_{2r-3r}}{q_{2r-3}} \quad (5)$$

$$\eta_c = \frac{w_{1-2}}{w_{1-2r}} \quad (6)$$

$$\eta_{t1} = \frac{w_{4-5r}}{w_{4-5}} \quad \eta_{t2} = \frac{w_{6-7r}}{w_{6-7}} \quad (7)$$

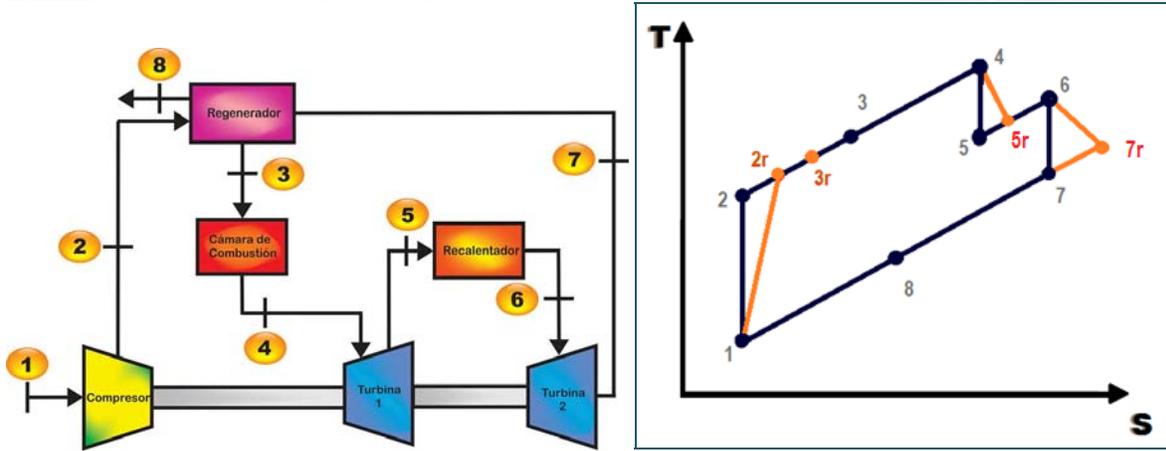


Figura 1. Diagrama esquemático y diagrama termodinámico del caso de estudio analizado

Los distintos calores y trabajos del sistemas que aparecen en las Ecuaciones (1) a (8) son determinados por las Ecuaciones (9) a (18).

$$w_{1-2} = h_2 - h_1 \quad (9)$$

$$w_{4-5} = h_4 - h_5 \quad (10)$$

$$w_{6-7} = h_6 - h_7 \quad (11)$$

$$w_{1-2r} = h_{2r} - h_1 \quad (12)$$

$$w_{4-5r} = h_{5r} - h_4 \quad (13)$$

$$w_{6-7r} = h_{7r} - h_6 \quad (14)$$

$$q_{2r-3r} = h_{3r} - h_{2r} \quad (15)$$

$$q_{3r-4} = h_4 - h_{3r} \quad (16)$$

$$q_{2r-3} = h_3 - h_{2r} \quad (17)$$

$$q_{5r-6} = h_6 - h_{5r} \quad (18)$$

Adicionalmente las Ecuaciones (19) definen los procesos isoentrópicos y las Ecuaciones (20) definen los procesos isobáricos presenten en el sistema.

$$s_1 = s_2 \quad s_4 = s_5 \quad s_6 = s_7 \quad (19)$$

$$P_1 = P_7 \quad P_5 = P_6 \quad P_2 = P_3 = P_4 \quad (20)$$

Finalmente la relación de presión para el compresor se determina por la Ecuación (21) y las relaciones de presiones para las turbinas se definen por las Ecuaciones (22). Las relaciones de presión para ambas turbinas se consideran iguales, por tanto las relaciones de presión del compresor y de las turbinas se relacionan por la Ecuación (23).

$$r_c = \frac{P_2}{P_1} \quad (21)$$

$$r_{t1} = \frac{P_4}{P_5} \quad r_{t2} = \frac{P_6}{P_7} \quad (22)$$

$$r_{t1} = r_{t2} = \sqrt{r_c} \quad (23)$$



Los valores de h y s para los estados termodinámicos son determinadas mediante tablas de propiedades termodinámicas. Las Ecuaciones (1) a (23) definen el modelo matemático elaborado para el caso de estudio analizado.

3. RESULTADOS

El modelo matemático desarrollado es resuelto para los siguientes valores $T_1 = 27\text{ }^\circ\text{C}$, $T_4 = 1200\text{ }^\circ\text{C}$, $T_6 = 1200\text{ }^\circ\text{C}$, $P_1 = 101\text{ kPa}$, relación de global de presiones 9, la eficacia del regenerador se considera del 80%, la eficiencia del compresor se considera que tiene valores del 60%, 70%, 80%, 90% y 100%, mientras que la eficiencia de la turbina se varía del 60 al 100%, e considera que las dos turbinas tienen la misma relación de presión y la misma eficiencia térmica. Los resultados obtenidos son graficados en las Figuras 2, 3 y 4. La Figura 2 presenta la gráfica de la eficiencia térmica del ciclo, la Figura 3 presenta la gráfica del trabajo de retroceso y la Figura 5 muestra la gráfica del trabajo neto todas ellas en función de la variación de la eficiencia de la turbina en un rango de 50 a 100% y para eficiencias del compresor de 60%, 70%, 80%, 90% y 100%.

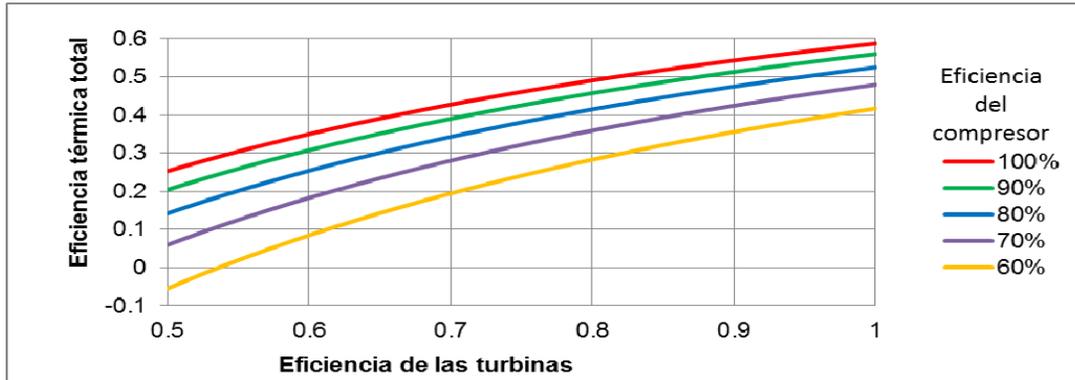


Figura 2. Gráfica de la eficiencia térmica del ciclo contra la eficiencia de las turbinas para eficiencias del compresor de 60%, 70%, 80%, 90% y 100%.

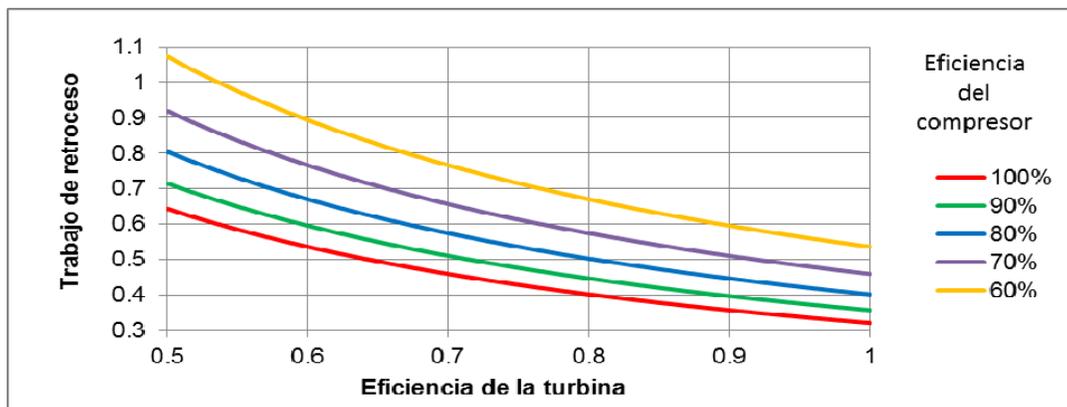


Figura 3. Gráfica del trabajo de retroceso del ciclo contra la eficiencia de las turbinas para eficiencias del compresor de 60%, 70%, 80%, 90% y 100%.

En las Figuras (2), (3) y (4) se observa que para el caso de estudios analizados no es conveniente tener eficiencias de las turbinas o del compresor menores al 55 % en combinación con eficiencias menores del 60%, esto debido a que la eficiencia térmica del ciclo se vuelve negativa, el trabajo de retroceso es superior a 1 y el trabajo neto del ciclo se vuelve negativo, esto indica que para estas



condiciones de funcionamiento la turbina necesita trabajo para su funcionamiento en lugar de producir trabajo útil que sea utilizado para algún otro proceso.

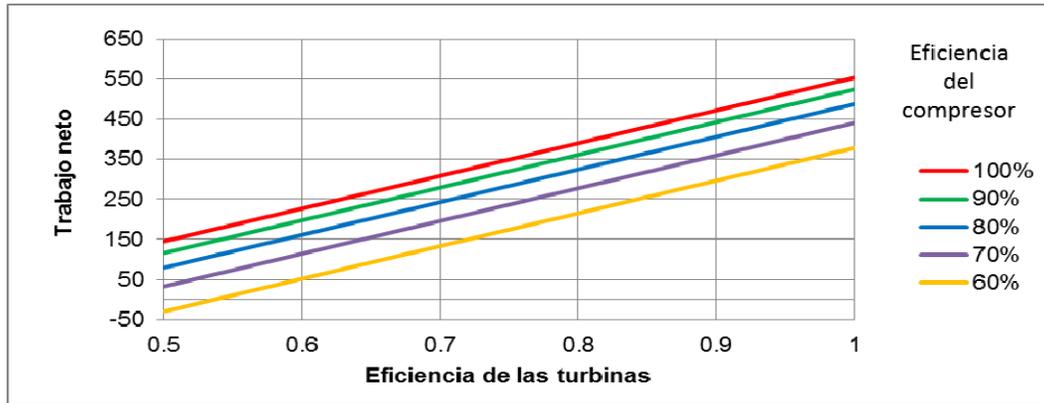


Figura 4. Gráfica del trabajo neto del ciclo contra la eficiencia de las turbinas para eficiencias del compresor de 60%, 70%, 80%, 90% y 100%.

4. CONCLUSIONES

Para el caso de estudios analizado la eficiencia térmica del ciclo aumenta conforme se incrementa la eficiencia térmica de las turbinas y los compresores. El trabajo de retroceso aumenta si la eficiencia del compresor disminuye a la vez que disminuye si la eficiencia de la turbina aumenta, por su parte el trabajo neto aumenta conforme aumentan las eficiencias del compresor y de las turbinas.

Los resultados muestran que es preferible tener una mayor eficiencia térmica en la turbina que una mayor eficiencia térmica del compresor, ya que de esta forma se obtiene una mayor eficiencia térmica del ciclo. Es preferible buscar formas de incrementar la eficiencia térmica de las turbinas ya que un aumento en la eficiencia térmica de las turbinas provoca un mayor aumento en la eficiencia térmica del ciclo que el mismo incremento en la eficiencia térmica de los compresores

BIBLIOGRAFÍA

1. Nieto R., Gonzalez C., Lopez I. y Jimenez A., *Efficiency of a standard gas-turbine power generation cycle running on different fuels*, International Journal Exergy, Vol. 9, 1, 2011.
2. Fushimi, Zárate L., Díaz de Quintana G., Moreda M., Fernández J. P. y Hall M., *Análisis de la mejora de la eficiencia energética de los ciclos de vapor por utilización del calor de baja exergía*, Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol. 11, pp. 09-015, 2007.
3. Murillo Pua y. Montalvo Mosquera M. de J, *Análisis exergético de un ciclo combinado en una planta R. A*, Tesis de Licenciatura, Universidad de Cartagena, 2012.
4. Capella M. y Vásquez D., *Alternativas para incrementar la eficiencia y capacidad de las turbinas de gas*. Ingeniería y Desarrollo. Vol. 8: 89-98, 2000.
5. Muriel W., González J. y Romero J., *Modelado dinámico del proceso gas-turbina de combustión en una planta de ciclo combinado*, Energía y Computación Vol. 16, 2, 2008.
6. Villamar C., Santos R., Rondón A. y Valera Y., *Modelado energético y exergetico para el estudio del ciclo Brayton*, Ciencia e Ingeniería Vol. 13, 3, pp. 119-128, 2012.
7. Malaver M., *Optimización del trabajo en un ciclo Brayton con irreversibilidades*, Ingeniería Vol. 22, No. 1, pp. 69-81, 2012.