

## Efecto del fluido de trabajo en la eficiencia térmica de una turbina de gas con una etapa de compresión y dos de expansión

ORTEGA-Francisco†, REYES-Jesús, RAZON-Juan & TAPIA-Guillermo

*Instituto Tecnológico Superior de Irapuato. Carretera Irapuato Silao km 12.5 C. P. 36821 Irapuato, Gto.*

Recibido 2 de Enero, 2015; Aceptado 5 de Marzo, 2015

### Resumen

En el presente trabajo se analiza el efecto que tiene el fluido de trabajo en la eficiencia térmica, el trabajo neto y el trabajo de retroceso en una turbina de gas formada por un compresor, dos turbinas, un regenerador y un recalentador. En el caso de estudio planteado se utiliza como fluido de trabajo aire, nitrógeno, dióxido de carbono y oxígeno. Se desarrolla un modelo matemático de 30 ecuaciones termodinámicas utilizando el método de calores específicos variables. El modelo matemático es resuelto numéricamente para cada uno de los fluidos de trabajo considerados, los resultados obtenidos son graficados en función de la relación de presión del compresor. Las gráficas obtenidas muestran que el fluido de trabajo ideal que se debe utilizar para el caso de estudio planteado es el nitrógeno debido a que presenta la mayor eficiencia térmica y el mayor trabajo neto a una menor relación de presión en comparación con el oxígeno y el dióxido de carbono. Se observa también que no existe alguna diferencia significativa en los valores máximos de la eficiencia térmica y el trabajo neto si se utiliza aire en lugar de nitrógeno como fluido de trabajo.

### Turbina, gas, eficiencia

### Abstract

This paper present the effect of the working fluid in the thermal efficiency, the net work and back work ratio, in a gas turbine with a compressor, two turbines, a regenerator and a reheated is analyzed. For this study case, air, nitrogen, carbon dioxide and oxygen are used as the working fluid. Variable specific heat method is used to develop a mathematical model; this model consists of 30 thermodynamic equations.

The mathematical model is solved numerically for each of the considered working fluids; the results are plotted as a function of the compressor pressure ratio. The graphs obtained show that the ideal working fluid used for the study case raised is nitrogen because it has the highest thermal efficiency and the highest net work, with a lower pressure ratio compared with oxygen and carbon dioxide. It is also noted that there is no significant difference in the maximum values of thermal efficiency and net work if air is used instead of nitrogen as the working fluid.

### Turbine, gas, efficiency

**Citación:** ORTEGA-Francisco, REYES-Jesús, RAZON-Juan & TAPIA-Guillermo. Efecto del fluido de trabajo en la eficiencia térmica de una turbina de gas con una etapa de compresión y dos de expansión. Revista de Tecnología e Innovación 2015, 2-2:132-142

† Investigador contribuyendo como primer autor.

## Nomenclatura

La nomenclatura utilizada en el presente trabajo se muestra a continuación.

	<b>Variable</b>
$h$	Entalpía
$P$	Presión
$q$	Calor
$r$	Relación de presión
$s$	Entropía
$T$	Temperatura
$w$	Trabajo
<b>Símbolos griegos</b>	
$\epsilon$	Eficacia del regenerador
$\eta$	Eficiencia térmica
<b>Subíndices</b>	
$c$	Compresor
$en$	Calor que entra al ciclo
$neto$	Trabajo neto del ciclo
$ret$	Trabajo de retroceso del ciclo
$t1$	Turbina 1
$t2$	Turbina 2
$te$	Eficiencia térmica del ciclo
$1$	Estado termodinámico 1
$2$	Estado termodinámico 2
$3$	Estado termodinámico 3
$4$	Estado termodinámico 4
$5$	Estado termodinámico 5
$6$	Estado termodinámico 6
$7$	Estado termodinámico 7
$8$	Estado termodinámico 8
$2r$	Estado termodinámico 2r
$3r$	Estado termodinámico 3r
$5r$	Estado termodinámico 5r
$7r$	Estado termodinámico 7r
$12$	Proceso termodinámico de 1 a 2
$12r$	Proceso termodinámico de 1 a 2r
$2r3$	Proceso termodinámico de 2r a 3
$2r3r$	Proceso termodinámico de 2r a 3r
$3r4$	Proceso termodinámico de 3r a 4
$45$	Proceso termodinámico de 4 a 5
$45r$	Proceso termodinámico de 4 a 5r
$5r6$	Proceso termodinámico de 5r a 6
$67$	Proceso termodinámico de 6 a 7
$67r$	Proceso termodinámico de 6 a 7r

## Introducción

La turbina de gas es uno de los equipos más utilizados para la generación de energía debido a la gran potencia que produce en comparación con otras fuentes de generación de energía. Las principales ventajas de las turbinas de gas respecto a otros equipos generadores de energía como son las turbinas de vapor son: menos dispositivos auxiliares, instalaciones más compactas, relación peso potencia más pequeña, por otro lado, sobre los motores de émbolo se tienen como ventajas: menos peso por caballos producidos, problemas de refrigeración más simple y menos piezas en movimiento (Moran y Shapiro, 2006), pero las turbinas de gas como cualquier equipo térmico tiene pérdidas irreversibles en la producción de trabajo, dichas pérdidas son disminuidas significativamente si se utilizan los calores residuales presentes en el funcionamiento de los equipos térmicos (Fushimi, Zárate, Díaz de Quintana, Moreda, Fernández y Hall, 2007).

Existen diversos factores que influyen en la eficiencia térmica y el trabajo neto producido en una turbina de gas. 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 basado 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, analizando el efecto que dichos parámetros tienen en la eficiencia y la potencia de salida de una turbina de gas.

Una de las principales aplicaciones de las turbinas de gas es en la generación de energía eléctrica, la implementación de este equipo en las centrales térmicas ha permitido aumentar su eficiencia y de esta manera incrementar la generación de energía eléctrica.

Las plantas de energía de turbinas de gas pueden funcionar sobre cualquier base, ya sea abierto o cerrado, el modo abierto es el más común (Cengel y Boles, 2005). En la generación de energía eléctrica cuando las turbinas de gas funcionan en conjunto con las turbinas de vapor se forman las llamadas plantas termoeléctricas de ciclo combinado, en este tipo de plantas térmicas el aprovechamiento del calor de los gases de la combustión, especialmente del calor latente de una parte del vapor de agua contenido en los mismos, puede elevar el rendimiento térmico de las centrales termoeléctricas convencionales que funcionan con gas natural, así como lograr un aumento en la potencia (Blanco y Peña, 2011).

La turbina de gas más simple está compuesta por un compresor, una turbina y una cámara de combustión, puede incluir equipos como interenfriadores, regeneradores y recalentadores. Por tal motivo, existe una gran variedad de configuraciones para una turbina de gas dependiendo de los tipos y número de equipos que la conforman. Muriel, Gonzalez y Romero (2008) analizan una turbina de gas compuesta por una turbina, la cámara de combustión y el compresor, presentan las respuestas dinámicas y la operación de la turbina de gas de una planta de ciclo combinado, obtienen como variable de control la velocidad en la turbina, como variable manipulada el flujo de combustible y como variables de salida la potencia en la turbina y la temperatura de los gases de combustión. Lugo, Zamora, Salazar y Toledo (2009) estudian el comportamiento de turbinas de gas con varias etapas de compresión y enfriamiento, seguidas de dos o más secciones de combustión-expansión.

Obtienen modelos matemáticos para determinar el trabajo, la eficiencia térmica y las relaciones de presiones óptimas en función de las temperaturas de los gases a la entrada de la turbina y del aire a la entrada del compresor, de las eficiencias isoentrópica de compresión y de expansión y del número de etapas de compresión y expansión.

Independientemente de la configuración de la turbina de gas que se presente, este tipo de equipos térmicos son analizados mediante el ciclo Brayton, existen un gran número de investigaciones realizadas en donde se analizan distintos parámetros de funcionamiento en el ciclo Brayton. 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, 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.

Aragón, Canales, León y Morales (2011) analizan un ciclo Brayton con irreversibilidades internas debidas a las eficiencias isoentrópica de la turbina y el compresor. Aragón, Canales, León y Musharrafie (2003) desarrollan un modelo para obtener la eficiencia máxima de un ciclo Brayton respecto a la razón de temperaturas isoentrópica.

Zhang, Ou, Lin y Cheny (2006) desarrollan un modelo que proporciona condiciones para obtener un mejor ciclo cuando un intercambiador de calor puede acoplarse como regenerador. Aragón (2013) analiza un ciclo Brayton con irreversibilidades internas y externas, optimiza el trabajo adimensional con respecto a la razón de asignación de los intercambiadores de calor y a la razón de temperaturas isoentrópica, obtiene una correlación entre la eficacia óptima de los lados fríos y calientes de los intercambiadores de calor. Alfaro, Gallegos, Riesco, Elizalde y Mendoza (2012) muestran el desempeño termodinámico de un ciclo de potencia considerando tres tipos de combustibles, gas natural, diésel y bioetanol, los autores comentan que el tener diferentes tipos de combustibles los cuales pueden ser suministrados a la cámara de combustión impacta en la temperatura de entrada a la turbina, induciendo cambios en la potencia de salida y la eficiencia. Malaver (2010) estudia la relación que existe entre las temperaturas, la relación de trabajo de retroceso y el trabajo neto en el ciclo Brayton, los resultados obtenidos permiten deducir que el valor máximo que alcanza la relación de trabajo de retroceso depende de los límites de temperatura máxima y mínima impuestos en el ciclo Brayton.

Herrera, Rosillo y Castaño (2008) realizan una optimización de máxima potencia y mínima generación de entropía sobre un modelo totalmente realista de un ciclo Brayton (máquinas irreversibles, flujos disipativos, transmisiones de calor a gradientes de temperatura finitos, fugas de calor, desaprovechamiento de efluentes, restricciones en caídas de presión y tamaño de intercambiadores).

A manera de ejemplo presentan un caso de estudio donde determinan los conjuntos de valores optimizantes para las funciones objetivo, se analiza la influencia de las fugas y del nivel de aprovechamiento de la exergía de los efluentes sobre estos conjuntos y sobre el comportamiento general del sistema.

Cengel y Boles (2005) comentan que una idealización usada en el estudio de las plantas de energía de turbinas de gas es utilizar un análisis de aire estándar. En el análisis de aire estándar se plantean siempre dos hipótesis:

- El fluido de trabajo es aire, el cual se comporta como un gas ideal.
- El aumento de la temperatura que debería ser provocado por la combustión es realizado por una transferencia de calor desde una fuente externa.

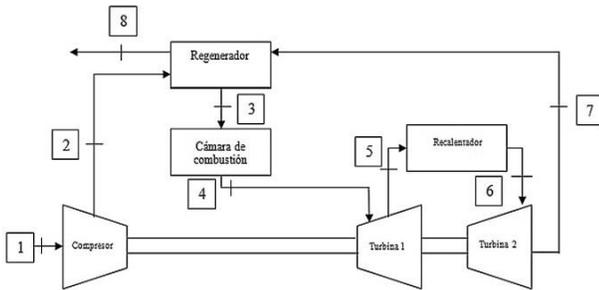
Con un análisis de aire estándar se evita las complejidades del proceso de combustión y el cambio de composición durante la combustión. El análisis de aire estándar simplifica considerablemente el estudio de una planta de energía de turbinas de gas. Sin embargo, esto sólo puede proporcionar indicios cualitativos de rendimiento de la planta de energía (Cengel y Boles, 2005).

En el presente trabajo se analiza el efecto que tiene el fluido de trabajo en la eficiencia térmica, el trabajo neto y el trabajo de retroceso de una turbina de gas que funciona bajo el ciclo Brayton. La turbina de gas analizada está formada por un compresor, dos turbinas, una cámara de combustión, un regenerador y un recalentador. El análisis se realiza utilizando como fluidos de trabajo nitrógeno, aire, dióxido de carbono y oxígeno, los cuales son modelados como gases ideales.

El modelo termodinámico es desarrollado partiendo de la primera ley de la termodinámica y utilizando el método de calores específicos variables.

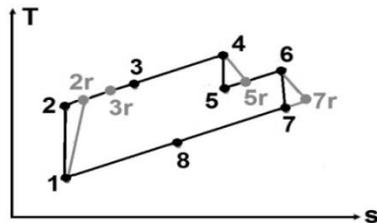
**Modelo matemático**

En la Figura 1 se muestra el diagrama esquemático de la turbina de gas analizada, la cual está formada por un compresor, dos turbinas, una cámara de combustión, un regenerador y un recalentador.



**Figura 1** Diagrama esquemático del caso de estudio planteado

En la Figura 2 se muestra el diagrama termodinámico T-s del caso de estudio planteado, para su elaboración se considera que las eficiencias de las turbinas y los compresores son diferentes del 100%.



**Figura 2** Diagrama termodinámico T-s del caso de estudio planteado

El desarrollo del modelo matemático se realiza utilizando el método de calores específicos variables y considerando al fluido de trabajo como gas ideal.

La relación de presión en el compresor ( $r_c$ ) se define por la Ecuación (1), mientras que las relaciones de presión en las turbinas ( $r_{t1}$ ,  $r_{t2}$ ) se definen por las Ecuaciones (2) y (3).

$$r_{c1} = \frac{P_2}{P_1} \tag{1}$$

$$r_{t1} = \frac{P_4}{P_5} \tag{2}$$

$$r_{t2} = \frac{P_6}{P_7} \tag{3}$$

En la Figura 2 se observa que las presiones de los estados termodinámicos del sistema tienen las relaciones mostradas en las Ecuaciones (4) a (6), mientras que las entropías de los estados termodinámicos del sistema tienen las relaciones mostradas en las Ecuaciones (7) a (9).

$$P_1 = P_7 = P_8 \tag{4}$$

$$P_2 = P_3 = P_4 \tag{5}$$

$$P_5 = P_6 \tag{6}$$

$$s_1 = s_2 \tag{7}$$

$$s_4 = s_5 \tag{8}$$

$$s_6 = s_7 \tag{9}$$

Partiendo de la primera ley de la termodinámica (Ecuación 10).

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_s \dot{m}_s \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \tag{10}$$

Donde,  $\dot{Q}$  es el calor,  $\dot{W}$  es la potencia,  $\dot{m}_e$  es el flujo másico a la entrada,  $\dot{m}_s$  es el flujo másico a la salida,  $dE/dt$  es el cambio de energía del sistema,  $g$  es la gravedad,  $z$  la posición,  $V$  la velocidad del fluido y  $h$  la entalpia.

Partiendo de la Ecuación (10) y considerando un análisis en estado estacionario, despreciando las energías cinética y potencial de todos los equipos del sistema, además de despreciar la transferencia de calor en el compresor y las turbinas, así como el trabajo en la cámara de combustión, el recalentador y el regenerador. Los trabajos en el sistema se definen por las Ecuaciones (11) a (16) y los calores en el sistema se definen por las Ecuaciones (17) a (20). La Ecuación (11) define el trabajo isoentrópico del compresor, la Ecuación (12) determina el trabajo real del compresor, la Ecuación (13) define el trabajo isoentrópico de la turbina 1 y la Ecuación (14) determina el trabajo isoentrópico de la turbina 2, mientras que el trabajo real de la turbina 1 se determina por la Ecuación (15) y el trabajo real de la turbina 2 se define por la Ecuación (16).

$$w_{12} = -(h_2 - h_1) \quad (11)$$

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

$$w_{45} = (h_4 - h_5) \quad (13)$$

$$w_{67} = (h_6 - h_7) \quad (14)$$

$$w_{45r} = (h_4 - h_{5r}) \quad (15)$$

$$w_{67r} = (h_6 - h_{7r}) \quad (16)$$

La Ecuación (17) define el calor en la cámara de combustión, la Ecuación (18) define el calor en el recalentador, la Ecuación (19) determina el calor regenerado máximo y el calor regenerado real es definido por la Ecuación (20).

$$q_{3r4} = (h_4 - h_{3r}) \quad (17)$$

$$q_{5r6} = (h_6 - h_{5r}) \quad (18)$$

$$q_{2r3} = (h_3 - h_{2r}) \quad (19)$$

$$q_{2r3r} = (h_{3r} - h_{2r}) \quad (20)$$

La eficiencia del compresor es definida por la Ecuación (21). Las eficiencias de las turbinas son determinadas por las Ecuaciones (22) y (23). Por su parte la eficacia del regenerador se determina por la Ecuación (24).

$$\eta_c = \frac{w_{12}}{w_{12r}} = \frac{(h_2 - h_1)}{(h_{2r} - h_1)} \quad (21)$$

$$\eta_{t1} = \frac{w_{45r}}{w_{45}} = \frac{(h_4 - h_{5r})}{(h_4 - h_5)} \quad (22)$$

$$\eta_{t2} = \frac{w_{67r}}{w_{67}} = \frac{(h_6 - h_{7r})}{(h_6 - h_7)} \quad (23)$$

$$\varepsilon = \frac{q_{2r3r}}{q_{2r3}} = \frac{h_{3r} - h_{2r}}{h_3 - h_{2r}} \quad (24)$$

El trabajo total del compresor se determina por la Ecuación (25), la Ecuación (26) permite determinar el trabajo total de las turbinas y la Ecuación (27) determina el calor total que entra al sistema.

$$w_c = w_{12r} = -(h_{2r} - h_1) \quad (25)$$

$$w_t = w_{45r} + w_{67r} = (h_4 - h_{5r}) + (h_6 - h_{7r}) \quad (26)$$

$$q_{en} = q_{3r4} + q_{5r6} = (h_4 - h_{3r}) + (h_6 - h_{5r}) \quad (27)$$

El trabajo neto del sistema se calcula por la Ecuación (28). El trabajo del retroceso del sistema es definido por la Ecuación (29). Finalmente la Ecuación (30) determina la eficiencia térmica del ciclo.

$$w_{neto} = w_t + w_c \quad (28)$$

$$w_{ret} = \frac{w_c}{w_t} \quad (29)$$

$$\eta_{te} = \frac{w_{neto}}{q_{en}} \quad (30)$$

Las Ecuaciones (1) a (30) determinan el modelo matemático desarrollado para el caso de estudio analizado.

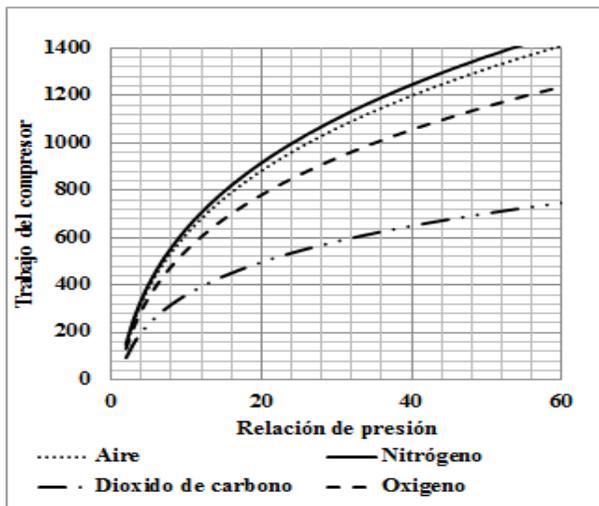
**Resultados**

El modelo matemático es resuelto en el software Engineering Equation Solver® (EES), utilizando como parámetros iniciales del sistema  $T_1=300$  K,  $T_4=1400$  K,  $T_6=1400$  K,  $P_1=101.3$  kPa,  $\epsilon=85\%$ ,  $\eta_c=85\%$ ,  $\eta_{tl}=85\%$  y  $\eta_{t2}=85\%$ , la relación de presión en el compresor  $r_c$  se varia de 2 a 60, mientras que la relación de presión en las turbinas se determina por la Ecuación (31).

$$r_{t1} = r_{t2} = \sqrt{r_{c1}} \tag{31}$$

El modelo matemático se resuelve utilizando como fluido de trabajo aire, nitrógeno, dióxido de carbono y oxígeno, los cuales son modelados como gases ideales, los resultados obtenidos son graficados en las Figuras 3 a 7.

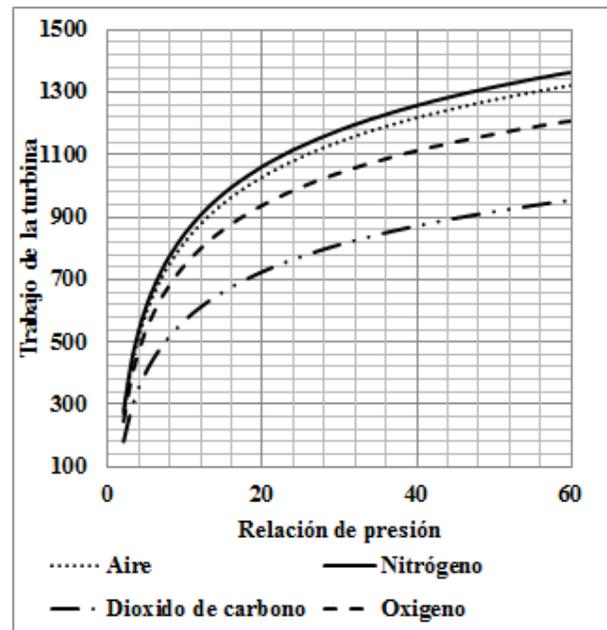
La Figura 3 presenta el trabajo del compresor obtenido para el caso de estudio analizado en función de la relación de presión en el compresor, considerando aire, nitrógeno, dióxido de carbono y oxígeno como fluido de trabajo.



**Figura 3** Gráfica del trabajo del compresor en función de la relación de presión

En la Figura 3 se observa que el trabajo del compresor aumenta conforme aumenta la relación de presión, el trabajo del compresor es mayor para el nitrógeno, siendo menor para el dióxido de carbono. Esto se debe a las propiedades termodinámicas en especial a la entropía. La entalpía del nitrógeno es más sensible al cambio de temperatura. La diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del compresor es la misma para todos los fluidos de trabajo analizados, pero el cambio en la entropía es mayor en el nitrógeno en comparación con los otros fluidos de trabajo.

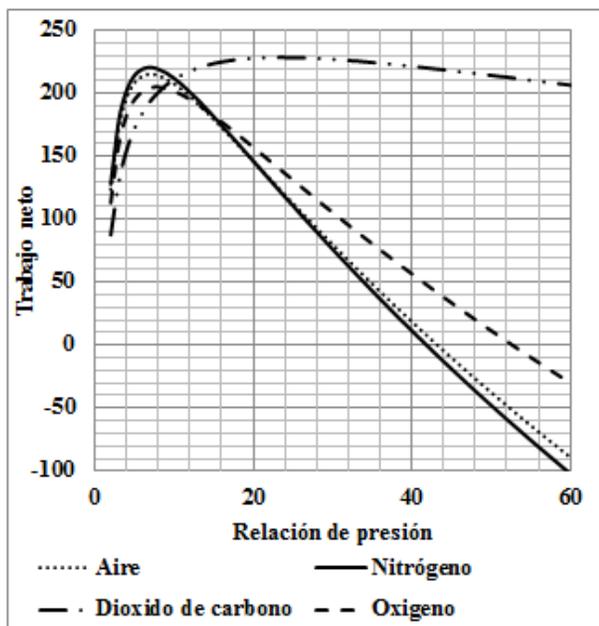
La Figura 4 presenta el trabajo de la turbina obtenido para el caso de estudio analizado en función de la relación de presión del compresor, considerando aire, nitrógeno, dióxido de carbono y oxígeno como fluido de trabajo.



**Figura 4** Gráfica del trabajo de la turbina en función de la relación de presión

En la Figura 4 se observa que el trabajo de la turbina aumenta conforme aumenta la relación de presión, el trabajo de la turbina es mayor para el nitrógeno, siendo menor para el dióxido de carbono. Este comportamiento es debido a que la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida de la turbina es la misma para todos los fluidos de trabajo pero el cambio de entropía es mayor para el nitrógeno en comparación con los otros fluidos de trabajo, lo cual es debido a que la entropía del nitrógeno es más sensible a un cambio de temperatura y aumenta de forma más rápida con respecto a los otros fluidos de trabajo analizados.

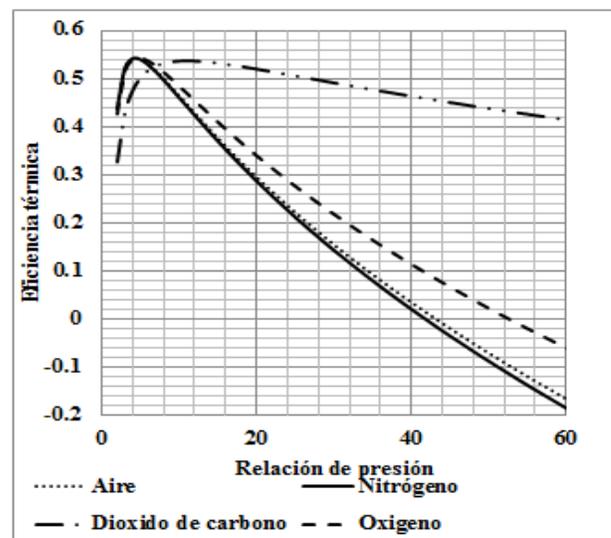
La Figura 5 presenta el trabajo neto obtenido para el caso de estudio analizado en función de la relación de presión del compresor, considerando aire, nitrógeno, dióxido de carbono y oxígeno como fluido de trabajo.



**Figura 5** Gráfica del trabajo neto en función de la relación de presión

En la Figura 5 se observa que el trabajo neto tiene un comportamiento parabólico, alcanzando un valor más grande cuando el fluido de trabajo es dióxido de carbono y un valor más pequeño cuando el fluido de trabajo es oxígeno. Analizando la Figura 5 se observa que para obtener un mayor trabajo neto es recomendable utilizar el nitrógeno como fluido de trabajo, ya que presenta su máximo valor a una relación de presión de aproximadamente 7, si bien, el dióxido de carbono puede producir un mayor trabajo neto que nitrógeno, el dióxido de carbono tiene como desventaja que su valor máximo se encuentra a una relación de presión de aproximadamente 23, lo cual ocasiona un mayor consumo de energía debido a que se necesita más energía para comprimir el dióxido de carbono a su valor óptimo, porque a mayor relación de presión más grande es el consumo de energía.

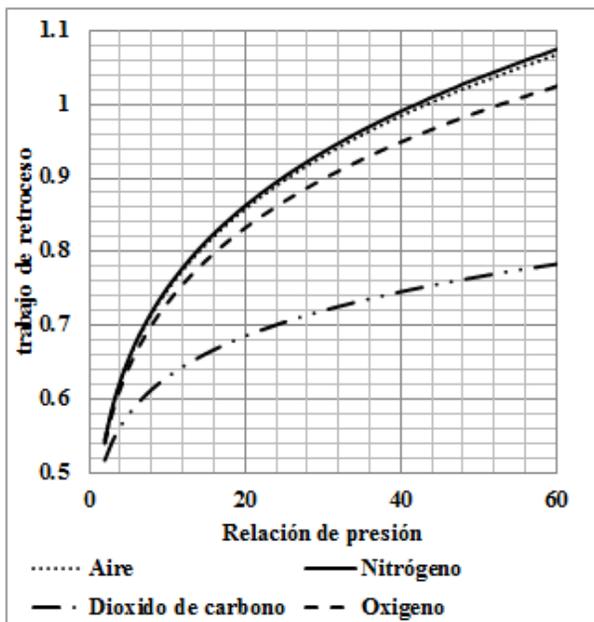
La Figura 6 presenta la eficiencia térmica obtenida para el caso de estudio analizado en función de la relación de presión del compresor, considerando aire, nitrógeno y dióxido de carbono y oxígeno como fluido de trabajo.



**Figura 6** Gráfica de la eficiencia térmica en función de la relación de presión

La Figura 6 muestra que el valor máximo de la eficiencia térmica es prácticamente el mismo independiente del fluido de trabajo que se trate, la diferencia radica en la relación de presión a la cual se obtiene dicha eficiencia térmica. Cuando el fluido de trabajo es dióxido de carbono la eficiencia térmica máxima ocurre a una relación de presión de 11, por su parte, el oxígeno tiene una eficiencia térmica máxima a una relación de presión de 5, finalmente cuando el fluido de trabajo es aire o nitrógeno la eficiencia térmica máxima ocurre a una relación de presión de 4. Por tanto, es recomendable utilizar aire o nitrógeno como fluido de trabajo en la turbina de gas analizada, lo cual es debido a que su eficiencia térmica se localiza a una menor relación de presión.

La Figura 7 presenta el trabajo de retroceso obtenido para el caso de estudio analizado en función de la relación de presión del compresor, considerando aire, nitrógeno y dióxido de carbono y oxígeno como fluido de trabajo.



**Figura 7** Gráfica del trabajo de retroceso en función de la relación de presión

La Figura 7 muestra que el trabajo de retroceso se incrementa conforme aumenta la relación de presión y presenta siempre el mismo comportamiento independientemente del fluido de trabajo que se utilice. El trabajo de retroceso es mayor cuando el fluido de trabajo es nitrógeno siendo casi igual cuando el fluido es aire y es menor cuando el fluido de trabajo es dióxido de carbono.

El trabajo de retroceso no puede tener valores superiores a 1, debido a que si el trabajo de retroceso es mayor que 1 significa que se debe introducir trabajo adicional a la turbina de gas para su funcionamiento porque el trabajo generado por la turbina no es suficiente para accionar el compresor, lo cual ocasiona que la turbina de gas en vez de generar trabajo lo consuma.

## Conclusiones

En el caso de estudio analizado se concluye que independientemente del fluido de trabajo, el trabajo del compresor siempre aumenta conforme se incrementa la relación de presión. El trabajo del compresor es menor cuando el fluido de trabajo es dióxido de carbono y mayor cuando el fluido de trabajo es nitrógeno.

Por otra parte, el trabajo de la turbina aumenta conforme se incrementa la relación de presión, independientemente del fluido de trabajo que se utilice el trabajo neto de la turbina siempre muestra el mismo comportamiento. Si el fluido de trabajo es nitrógeno el trabajo de la turbina es mayor y es menor si el fluido de trabajo es dióxido de carbono.

El trabajo neto alcanza el valor más grande cuando el fluido de trabajo es dióxido de carbono y el valor más bajo se obtiene cuando el fluido de trabajo es oxígeno.

Existe una gran diferencia en la relación de presión a la cual se obtiene el valor máximo del trabajo neto mientras que para el nitrógeno y el aire el valor máximo se obtiene cuando la relación de presión es de 7, para el oxígeno el valor máximo del trabajo neto se obtiene a una relación de presión de 8, pero para el dióxido de carbono el valor máximo del trabajo neto se obtiene cuando la relación de presión es de 23.

La eficiencia térmica tiene un valor máximo prácticamente igual para todos los fluido de trabajo, la diferencia radica en que si el fluido de trabajo es aire o nitrógeno este valor máximo ocurre a una relación de presión de 4, para el oxígeno ocurre a una relación de presión de 5 y para el dióxido de carbono la eficiencia térmica máxima ocurre a una relación de presión de 11.

El trabajo de retroceso aumenta conforme se incrementa la relación de presión, la Figura 7 muestra que independientemente del fluido de trabajo la gráfica siempre presenta el mismo comportamiento. El trabajo de retroceso es mayor cuando el fluido de trabajo es aire o nitrógeno y es menor cuando el fluido de trabajo es dióxido de carbono.

Para el caso de estudio planteado es recomendable utilizar el nitrógeno como fluido de trabajo, ya que tiene una mayor eficiencia térmica y produce un mayor trabajo neto a una relación de presión relativamente baja, la eficiencia máxima ocurre a una relación de presión de 4 y el trabajo neto máximo ocurre a una relación de presión de 7.

Se concluye también que no hay diferencia si se utiliza el aire como fluido de trabajo en lugar del nitrógeno, ya que cuando se utiliza aire como fluido de trabajo la eficiencia máxima ocurre a una relación de presión de 4 y el trabajo neto máximo ocurre a una relación de presión de 7, además que los valores máximos para la eficiencia térmica y el trabajo neto son prácticamente iguales si el fluido de trabajo es aire o nitrógeno.

### **Agradecimiento**

“Programa apoyado por el CONACYT” mediante el proyecto “Programa para incrementar la participación de estudiantes de licenciatura en proyectos de investigación” apoyado en la convocatoria “Jóvenes talentos 2015”

### **Referencias**

Alfaro J. A., Gallegos A., Riesco J. M., Elizalde F. y Mendoza C. (2012). Análisis de un ciclo de potencia utilizando diferentes combustibles. Memorias del XVIII congreso internacional anual de la SOMIM, Salamanca, Guanajuato, México.

Aragón G. (2013). Qualitative and quantitative optimization of a standard irreversible Brayton cycle. *Revista Mexicana de Física*. 59(1). pp. 224–229.

Aragón G., Canales A., León A. y Morales J. R. (2013). A regenerator can fit into an internally irreversible Brayton cycle when operating in maximum work or efficiency. *Revista Mexicana de Física*. 59(1). pp. 212–217.

Aragón G., Canales A., León A. y Musharrafie M. (2003). A criterion to maximize the irreversible efficiency in heat engines. *J. Phys. D:Appl. Phys.*, 36(1). pp. 280-287.

- Blanco J. M. y Peña F. (2011). Incremento de la eficiencia en centrales termoeléctricas por aprovechamiento de los gases de la combustión. *Información Tecnológica*. 22(4). pp. 15-22.
- Capella M. y Vásquez D. (200). Alternativas para incrementar la eficiencia y capacidad de las turbinas de gas. *Ingeniería y Desarrollo*. 8(1). pp. 89-98.
- Cengel Y y Boles M. (2005). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw Hill, USA.
- Fushimi, Zárate L. Díaz G., Moreda M., Fernández J. P. y Hall M. (2007). 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*. 11(1). pp. 09-015.
- Herrera C. A., Rosillo M. E. y L. Castaño L. (2008). Fugas de calor y aprovechamiento de efluentes en la optimización de ciclos Brayton totalmente irreversibles. *Revista Mexicana de Física*. 54(2). pp. 118–126.
- Lugo R., Zamora J. M., Salazar M. y Toledo M. (2009). Relaciones de presiones óptimas de los ciclos complejos de las turbinas de gas. *Información Tecnológica*. 20(6). pp. 137-151
- Malaver M. (2010). La relación de trabajo de retroceso de un ciclo Brayton *Ingeniería Investigación y Tecnología*. 11(3). pp. 259-266.
- Malaver M. (2012). Optimización del trabajo en un ciclo Brayton con irreversibilidades. *Ingeniería*. 22(1). pp. 69-81.
- Moran M. J. y Shapiro H. N. (2006). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley and Sons. USA.
- Murillo R. A. y Montalvo M. de J. (2012). Análisis exergético de un ciclo combinado en una planta. Tesis de Licenciatura, Universidad de Cartagena.
- Muriel W. González J. y Romero J. (2008). Modelado dinámico del proceso gas-turbina de combustión en una planta de ciclo combinado. *Energía y Computación*. 16(2).
- Villamar C., Santos R., Rondón A. y Valera Y. (2012). Modelado energético y exergético para el estudio del ciclo Brayton. *Ciencia e Ingeniería*. 13(3). pp. 119-128.
- Zhang Y., Ou C., Lin B. y Chen J. (2006). The Regenerative Criteria of an Irreversible Brayton Heat Engine and its General Optimum Performance Characteristics. *J. Energy Resour. Technol.* 128(3). pp. 216-222.