

## ANÁLISIS ENERGÉTICO COMPARATIVO DE UN CICLO BRAYTON CERRADO CON RECUPERADOR DE CALOR QUE UTILIZA S-CO<sub>2</sub> Y HELIO

Luis Pavel Hernández Corona<sup>1</sup>, Raúl Lugo Leyte<sup>1</sup>, Sergio Castro Hernández<sup>1</sup>, Alejandro Torres Aldaco<sup>1</sup>,  
Helen Denise Lugo Mendez<sup>2</sup>.

<sup>1</sup>Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Universidad Autónoma Metropolitana Iztapalapa,  
Av. Ferrocarril San Rafael Atlixco, No. 186, Col. Leyes de Reforma 1<sup>era</sup> Sección, 09310, Iztapalapa,  
Ciudad de México, México.

[cbi2183051749@titlani.uam.mx](mailto:cbi2183051749@titlani.uam.mx)

<sup>2</sup>Departamento de Procesos y Tecnología, Universidad Autónoma Metropolitana Cuajimalpa,  
Av. Vasco de Quiroga, No. 4871, Colonia Santa Fé, 05348, Cuajimalpa, CDMX, México.

### Resumen

En este estudio se realiza un análisis energético comparativo de una turbina de gas cerrada (TGC) con recuperación de calor, utilizando Helio (He) y Dióxido de Carbono Supercrítico (S-CO<sub>2</sub>) como fluidos de trabajo. El sistema recupera calor residual de los gases de escape de la turbina de gas simple (TG) 7F.04, que opera a diferentes cargas parciales. Al reducir la carga de potencia de la turbina de gas (TG) del 100% al 70% y al 50%, la potencia de la turbina de gas cerrada que utiliza He y S-CO<sub>2</sub> disminuye en 52.6% y 80.53%; y 26.99% y 47.507%, respectivamente. Asimismo, la eficiencia térmica del sistema de turbina de gas simple y de turbina de gas cerrada que utiliza He y S-CO<sub>2</sub> disminuye 15.855% y 30.69%; y 8.64% y 19.095%, respectivamente. Para una carga del 100%, la turbina de gas cerrada que utiliza S-CO<sub>2</sub> genera una potencia motor y alcanza una eficiencia térmica del sistema mayor en un 18.31% y 4.7%, respectivamente, en comparación con la turbina de gas que utiliza Helio.

**Palabras clave:** Turbina de gas de ciclo cerrado, Recuperación de calor, Eficiencia térmica, Helio, S-CO<sub>2</sub>.

### Abstract

This study performs a comparative energy analysis of a closed gas turbine (CGT) with heat recovery, using Helium (He) and Supercritical Carbon Dioxide (S-CO<sub>2</sub>) as working fluids. The system recovers residual heat from the exhaust gases of the simple gas turbine (GT) 7F.04, which operates at different partial loads. By reducing the gas turbine (GT) power load from 100% to 70% and to 50%, the power of the closed gas turbine using He and S-CO<sub>2</sub> decreases by 52.6% and 80.53%; and 26.99% and 47.507%, respectively. Similarly, the thermal efficiency of the simple gas turbine system and the closed gas turbine using He and S-CO<sub>2</sub> decreases by 15.855% and 30.69%; and 8.64% and 19.095%, respectively. For a load of 100%, the closed gas turbine using S-CO<sub>2</sub> generates motor power and achieves higher system thermal efficiency by 18.31% and 4.7%, respectively, compared to the gas turbine using Helium.

**Keywords:** Closed-cycle gas turbine, Heat recovery, Thermal efficiency, Helium, S-CO<sub>2</sub>.

### 1. Introducción

El aumento de la población conlleva una mayor demanda de energía, lo que impulsa la investigación para mejorar las tecnologías de generación de energía de manera eficiente, segura y económica [1]. En la actualidad, las tecnologías para generar energía eléctrica se basan en los ciclos Brayton/Joule y Rankine, que utilizan aire y vapor de agua como fluidos de trabajo, respectivamente. No obstante, estas tecnologías requieren equipos que no son compactos y dependen de combustibles fósiles. En contraste, la turbina de gas de ciclo cerrado puede emplear fuentes de calor, como la nuclear, solar o el calor residual de otros procesos y pueden utilizar fluidos de trabajo como el dióxido de carbono, helio y otros gases nobles. El ciclo Brayton que opera con helio (He) ha sido implementado en plantas como La Fleur (USA, 1962), Oberhausen II (Alemania, 1974) y la Planta de prueba de Helio (Alemania, 1996);

y se considera en futuras centrales nucleares refrigeradas por Helio [2]. El ciclo Brayton que opera con dióxido de carbono supercrítico (S-CO<sub>2</sub>) se destaca por su seguridad, bajo impacto ambiental, integración en equipos compactos y costo reducido. El CO<sub>2</sub> a una temperatura y presión de 32°C y 74 bar se encuentra cerca del punto crítico, tiene una densidad 563% mayor que la del aire, esto se debe a que el peso molecular del CO<sub>2</sub> es mayor al del aire, lo que reduce el trabajo requerido por el compresor. Además, el CO<sub>2</sub> cerca del punto crítico y el He tienen un calor específico 300% y 400% mayor al del aire, lo que reduce el área de transferencia de calor de los intercambiadores de calor y, por ende, el costo y tamaño de los equipos. Sobre estos sistemas, Manjunath K. y col., realizaron un análisis termodinámico de un ciclo de potencia de S-CO<sub>2</sub> y un ciclo de enfriamiento transcrito de CO<sub>2</sub>. Propusieron un sistema que recupera el calor residual de una turbina de gas para generar potencia en un ciclo de S-CO<sub>2</sub>.

Además, implementaron un ciclo transcrito de CO<sub>2</sub> de refrigeración, donde el calor del condensador se rechaza hacia el ciclo de potencia para precalentar la corriente antes de entrar al recuperador de calor de gases; determinaron que, la potencia generada y la eficiencia térmica aumentan en un 18% y un 11%, respectivamente, en comparación con un sistema con una turbina de gas a plena carga. El sistema también logra una carga térmica de 892 toneladas de refrigeración (TR) y un coeficiente de operación (COP) de 2.75, en el ciclo de refrigeración [3]. Por otro lado, Vedran M., y col., realizaron un análisis termodinámico a una turbina de gas de ciclo cerrado de He (Oberhausen II) de 56 MW, que opera a diferentes cargas parciales de potencia de 45%, 65%, 75% y 100% [4]. Se encontró que, al incrementar la eficiencia isoentrópica de la turbina de alta presión en un 1%, la eficiencia térmica aumenta 0.35%, en promedio, en todas las cargas parciales. En este trabajo se realiza un análisis energético variando parámetros de desempeño de la turbina de gas cerrada de He y S-CO<sub>2</sub>, para diferentes cargas de parciales con las que opera la turbina de gas simple.

## 2. Metodología

Este estudio se centra en el análisis energético de un sistema de cogeneración de turbina de gas cerrada que emplea como fluido de trabajo Helio y S-CO<sub>2</sub> y aprovecha el calor residual de una turbina de gas abierta. Se describen los procesos y las condiciones de operación que se consideran. Luego se desarrollan los modelos matemáticos para determinar los estados termodinámicos del sistema con el objetivo de evaluar los parámetros de desempeño como potencia motor, eficiencia térmica, flujo de calor intercambiado, flujo másico, factor de diseño del intercambiador de calor. Posteriormente se variaron estos parámetros bajo diferentes condiciones de carga parcial de la turbina de gas abierta y la relación de presiones en la turbina de gas cerrada. Con esto se determinan las condiciones óptimas para alcanza la máxima eficiencia térmica del ciclo y la potencia motor generada, así como evaluar cómo las variaciones en las condiciones de operación impactan en los parámetros de desempeño del sistema.

La turbina de gas 7F.04 se compone de un compresor (C<sub>TG</sub>) que aspira y comprime el aire de la atmósfera; luego se mezcla con el combustible en la cámara de combustión (CC<sub>TG</sub>), donde ocurre la combustión para elevar la temperatura del aire. Los gases de combustión se expanden en la turbina (T<sub>TG</sub>), moviendo el eje acoplado al generador eléctrico (GE<sub>TG</sub>) y al compresor. Finalmente, los gases de escape son dirigidos a un intercambiador de calor (IC), donde un sistema de turbina de gas cerrada aprovecha el calor residual de los gases de escape, para incrementar la temperatura del fluido de trabajo (He o S-CO<sub>2</sub>); hasta las condiciones requeridas a la entrada de la turbina (T<sub>TGC</sub>), tal y como se muestra en la Figura 1. Durante el proceso de expansión se genera potencia para el compresor (C<sub>TGC</sub>) y el

generador eléctrico (GE<sub>TGC</sub>). El calor residual del fluido de trabajo es aprovechado en un recuperador de calor (RC) con una eficacia del 80% [2], que precalentando el flujo antes de que entre al IC. Posteriormente, el fluido pasa por un enfriador (ENF) de agua a contracorriente, que reduce su temperatura del fluido antes de entrar al compresor. A la salida del compresor, el fluido entra al RC para elevar su temperatura y posteriormente ingresa al IC, completando el ciclo de la Figura 1. Se considera que: el sistema opera en estado estable, los cambios de energía cinética y potencial son despreciables, el compresor y turbina son adiabáticos, las condiciones ambientales de temperatura (T<sub>0</sub>) y la presión (P<sub>0</sub>) son de 25°C y 1.013 bar, respectivamente. En la Tabla 1 se presentan los valores de las condiciones de operación de la TG 7F.04.

Tabla 1. Condiciones operación de la TG 7F.04 [6].

$\eta_{sc}, (-)$	0.87
$\eta_{sit}, (-)$	0.95
$\pi_{TG}, (-)$	16.2
$T_{3g}, (^{\circ}C)$	1111.97
$rca, (kg_c / kg_a)$	0.0344
$\dot{m}_a, (kg_a / s)$	391.95
$\dot{W}_{mTG}, (MW)$	187

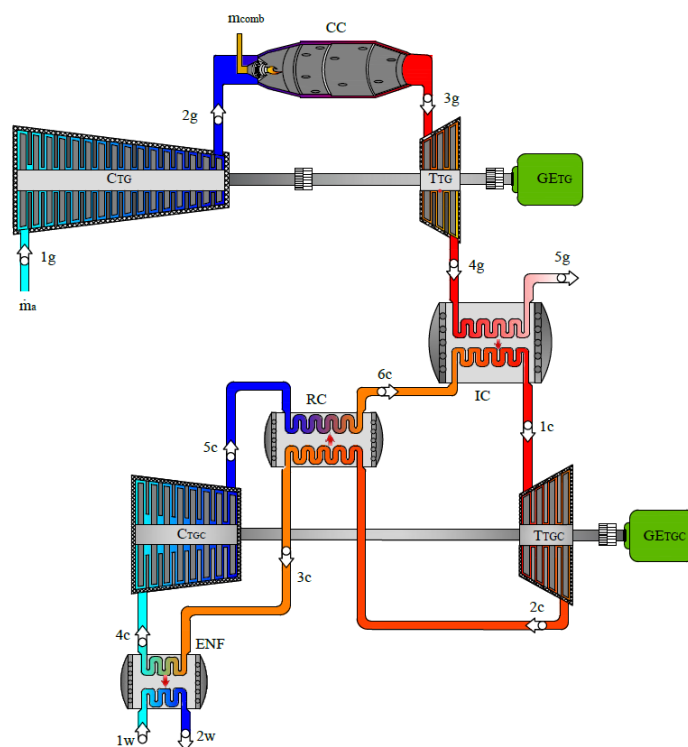


Figura 1.- Sistema de turbina de gas simple y turbina de gas cerrada con recuperador de calor. Fuente: elaboración propia.

En la Tabla 2 se presentan los valores de operación de la turbina de cerrada.

Tabla 2. Consideraciones de operación la turbina de gas cerrada [2].

$\eta_{sic}, (-)$	0.9	$\Delta P_{IC}, (bar)$	0.2
$\eta_{sit}, (-)$	0.9	$\Delta P_{RC}, (bar)$	0.2
$\varepsilon_{RC}, (-)$	0.8	$\Delta P_{ENF}, (bar)$	0.2
$\Delta T_{IC_{in}}, (^{\circ}C)$	40	$\Delta P_{TGC}, (bar)$	0.4
$\Delta T_{IC_{out}}, (^{\circ}C)$	48	$\pi_{TGC}, (-)$	2.3
$\Delta T_{agua}, (^{\circ}C)$	10	$T_{4c}, (^{\circ}C)$	32
$T_{1_{agua}}, (^{\circ}C)$	25	$P_{4c}^{CO_2}, (bar)$	74

Fuente: elaboración propia.

Para determinar las propiedades y los estados termodinámicos del Helio y el aire, se tomaron los modelos matemáticos para un gas ideal. El coeficiente adiabático del gas se define como:

$$\gamma_{fluido} = \frac{n+2}{n} \quad (1)$$

donde, n es el número de libertades de movimiento que tiene la molécula, para el caso del Helio  $n = 3$ , para el aire  $n = 5$ . La relación del coeficiente adiabático del fluido se expresa de la siguiente manera

$$x_{fluido} = \frac{\gamma_{fluido} - 1}{\gamma_{fluido}} \quad (2)$$

La constante particular de un gas es

$$R_{fluido} = \frac{R_U}{PM_{fluido}} \quad (3)$$

Donde,  $R_U$  es la constante universal de los gases (es de 8.314 kJ/kmol K); y  $PM_{fluido}$  es el peso molecular del fluido. Entonces el calor específico a presión constante se puede escribir como:

$$c_{p_{fluido}} = \frac{(R_{fluido})(\gamma_{fluido})}{\gamma_{fluido} - 1} \quad (4)$$

Con las propiedades de cada fluido se determinan las propiedades termodinámicas para cada estado, tal y como se presentan en la Tabla 3.

Tabla 3.- Modelos matemáticos para determinar los estados termodinámicos.

Estado	Presión	Temperatura
1g	$P_0$	$T_0$

2g	$\pi_{TG} P_{1g}$	$T_{1g} + \frac{T_{1g}}{\eta_{SIC}} (\pi_{TG}^{x_a} - 1)$
3g	$P_{2g}$	Dato
4g	$P_{1g}$	$T_{3g} - T_{3g} \eta_{SIT} \left( 1 - \frac{1}{\pi_{TG}^{x_a}} \right)$
5g	$P_{1g}$	$T_{6c} + \Delta T_{IC_{in}}$
1c	$P_{6c} - \Delta P_{IC}$	$T_{4g} - \Delta T_{IC_{out}}$
2c	$P_{4c} + \Delta P_{TGC}$	$T_{1c} - T_{1c} \eta_{SIT} \left( 1 - \frac{1}{\pi_{TGC}^{x_{He}}} \right)$
3c	$P_{2c} - \Delta P_{RC}$	$T_{2c} - \varepsilon_{RC} (T_{2c} - T_{5c})$
4c	Dato	Dato
5c	$\pi_{TGC} P_{4c}$	$T_{4c} + \frac{T_{4c}}{\eta_{SIC}} (\pi_{TGC}^{x_{He}} - 1)$
6c	$P_{5c} - \Delta P_{RC}$	$T_{5c} + \varepsilon_{RC} (T_2 - T_5)$

Fuente: elaboración propia.

donde, la relación de presiones en la turbina de gas cerrada se expresa como la presión de descarga del compresor menos las caídas de presión en cada uno de los equipos, dividida entre la presión a la entrada del compresor más un incremento de presión que contempla las caídas de presión de los equipos, y se expresa como

$$\pi_{TGC} = \frac{\pi_{TGC} P_{4c} - \Delta P_{RC} - \Delta P_{IC}}{P_{4c} + \Delta P_{TGC}} \quad (5)$$

con las propiedades intensivas de temperatura y presión se determina a la entalpía y la entropía

$$h_i = h_0 + c_{p_{fluido}} (T_i - T_0) \quad (6)$$

$$s_i = s_0 + c_{p_{fluido}} \ln \left( \frac{T_i}{T_0} \right) - R_{fluido} \ln \left( \frac{P_i}{P_0} \right) \quad (7)$$

donde, i representa a los estados termodinámicos 1,2,3...6.

El S-CO<sub>2</sub> se comporta como un gas real, las propiedades termodinámicas de presión y entalpía se determinan utilizando las tablas de CO<sub>2</sub> en estado supercrítico. Los modelos empleados para determinar estos estados se presentan en la Tabla 4.

Tabla 4.- Modelos matemáticos para determinar los estados termodinámicos del S-CO<sub>2</sub>.

Estado	Presión	Entalpía
1c	$P_{6c} - \Delta P_{IC}$	$h_{1c}(P_{1c}, T_{1c})$
2cs	$P_{4c} + \Delta P_{T_{GC}}$	$h_{2cs}(P_{2c}, S_{1c})$
2c	$P_{4c} + \Delta P_{T_{GC}}$	$h_{1c} - \eta_{SIC}(h_{1c} - h_{2cs})$
3c	$P_{2c} - \Delta P_{RC}$	$h_{2c} - (h_{6c} - h_{5c})$
4c	Dato	Dato
5cs	$\pi_{TGC} P_{4c}$	$h_{5cs}(P_{5c}, S_{4c})$
5c	$\pi_{TGC} P_{4c}$	$h_{4c} + \frac{h_{5cs} - h_{4c}}{\eta_{SIC}}$
6c	$P_{5c} - \Delta P_{RC}$	$h_{5c} - \varepsilon_{RC}(h_{2c} - h_{5c})$

Fuente: elaboración propia.

En la Figura 2 se muestran los estados termodinámicos en un diagrama Temperatura Entropía para el ciclo de turbina de gas cerrado de S-CO<sub>2</sub>.

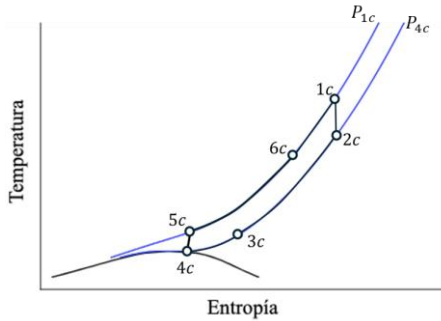


Figura 2.- Diagrama Temperatura entropía del ciclo de turbina de gas cerrado de S-CO<sub>2</sub> con recuperación de calor. Fuente: elaboración propia.

Con los estados termodinámicos se determinan los parámetros de desempeño para ambos sistemas. El trabajo suministrado al compresor de la turbina de gas simple y turbina de gas cerrada se determinan de la siguiente forma

$$w_{C_{TG}} = \frac{c_{P_a} T_{1g}}{\eta_{SIC}} (\pi_{TG}^{x_a} - 1) \quad (8)$$

La expresión del trabajo suministrado al compresor se generaliza en función de las entalpías, ya que para el caso del S-CO<sub>2</sub>, la entalpía depende tanto de la presión como de la temperatura, mientras que para el He, solo depende de la temperatura, entonces se expresa de la siguiente manera

$$w_{C_{TG}} = h_{5c} - h_{4c} \quad (9)$$

El trabajo producido por la turbina de gas simple y la turbina de gas cerrada se expresan como

$$w_{T_{TG}} = c_{P_a} \eta_{SIT} T_{3g} \left( 1 - \frac{1}{\pi_{TG}^{x_a}} \right) \quad (10)$$

$$w_{T_{TGC}} = h_{1c} - h_{2c} \quad (11)$$

El calor suministrado a la turbina de gas simple es

$$q_{sum} = c_{P_a} T_{1g} \left[ y - 1 + \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_{TG}^{x_a} - 1) \right] \quad (12)$$

donde y es la relación de temperaturas y se define como  $T_{3g}/T_{1g}$ .

Las expresiones para determinar el calor en el intercambiador de calor, en el recuperador de calor y el calor rechazado en el enfriador son las siguientes

$$q_{IC} = h_{1c} - h_{6c} = c_{P_g} (T_{4g} - T_{5g}) \quad (13)$$

$$q_{RC} = h_{2c} - h_{3c} = h_{6c} - h_{5c} \quad (14)$$

$$q_{ENF} = h_{3c} - h_{4c} \quad (15)$$

El trabajo motor producido por la turbina de gas simple y la turbina de gas cerrada es

$$w_{m_{TG}} = T_{1g} c_{P_a} \left[ y \eta_{SIT} \left( 1 - \frac{1}{\pi_{TG}^{x_a}} \right) - \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_{TG}^{x_a} - 1) \right] \quad (16)$$

$$w_{m_{TGC}} = (h_{1c} - h_{2c}) - (h_{5c} - h_{4c}) \quad (17)$$

La eficiencia térmica de la turbina de gas simple se expresa de la siguiente manera

$$\eta_{Th_{TG}} = \frac{w_{m_{TG}}}{q_{sum}} \quad (18)$$

El flujo másico del fluido de trabajo de la turbina de gas cerrada se determina a partir de la disponibilidad del flujo de calor que se rechaza en la turbina de gas simple

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{IC}}{q_{IC}} = \frac{\dot{m}_g c_{P_a} (T_{4g} - T_{5g})}{q_{IC}} \quad (19)$$

La eficiencia térmica del sistema en general se define como la potencia motor generada por la turbina de gas cerrada y abierta entre el calor suministrado a la turbina de gas abierta

$$\eta_{Th} = \frac{\dot{W}_{mTG} + \dot{W}_{mTGC}}{\dot{Q}_{sum}} \quad (20)$$

La eficacia del intercambiador de calor de la TGC se define como

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (21)$$

o bien

$$\varepsilon_{IC} = \frac{\dot{m}(h_{4c} - h_{6c})}{\dot{C}_{min}(T_{4g} - h_{6c})} = \frac{\dot{m}(h_{4g} - h_{5g})}{\dot{C}_{min}(T_{4g} - h_{6c})} \quad (22)$$

donde,  $C_{min} = (\dot{m}c_p)_{min}$ . El factor de diseño de los intercambiadores de calor (UA), permite estimar las condiciones de diseño del intercambiador de calor como el área y se expresa como:

$$UA = (NTU)(\dot{C}_{min}) \quad (23)$$

El NTU es el número de unidades de transferencia para un intercambiador de calor de doble tubo a contra flujo, y se escribe de la siguiente manera

$$NTU = \frac{1}{c-1} \ln \left( \frac{\varepsilon-1}{c\varepsilon-1} \right) \quad (24)$$

Donde,  $c = (\dot{m}c_p)_{min} / (\dot{m}c_p)_{max}$

### 3. Resultados

Los parámetros de desempeño de una turbina de gas cerrada dependen de las condiciones en las que opera la turbina de gas simple. En las Figuras 3 y 4 se muestra las condiciones y los parámetros de desempeño de la turbina de gas simple, al variar las cargas parciales de la turbina de gas simple al 100%, 70% y 50%. La línea punteada corresponde al eje de las ordenadas que se encuentra a la izquierda, mientras que la línea continua corresponde al eje de las ordenadas del lado derecho.

En la Figura 3, para una carga total, se requiere suministrar un calor de 1628.59 kJ/kg y se tiene una eficiencia térmica de 0.29. Por ejemplo, al variar la carga parcial al 70% y 50%, el calor suministrado y la eficiencia térmica disminuyen 23.045% y 9.037%; y 38.4% y 18.82%, respectivamente. Al disminuir la carga parcial, el trabajo motor disminuye y se requiere suministrar menos calor, entonces la eficiencia térmica también disminuye.

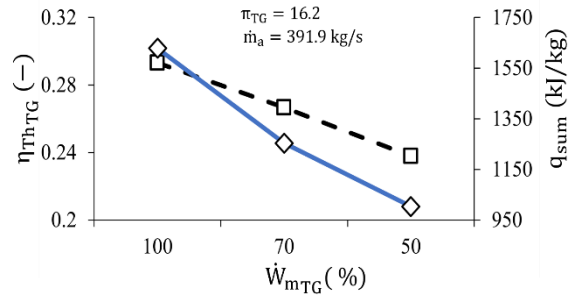


Figura 3.- Eficiencia térmica y calor suministrado de la turbina de gas simple en función de las cargas parciales. Fuente: elaboración propia.

En la Figura 4 se muestra la temperatura de los gases de escape y la temperatura a la entrada de la turbina de gas simple. Para una carga del 100%, la temperatura a la entrada de la turbina es 1111.65°C y la de los gases de escape es 600.91°C. Para una carga parcial del 70% y 50%, la temperatura a la entrada de la turbina y la de los gases de escape disminuyen 19.87% y 23.2%, y 33.11% y 38.40%, respectivamente. Al disminuir la carga parcial, manteniendo constante la relación de presiones y el flujo de aire, la temperatura a la entrada de la turbina disminuye, lo que reduce la temperatura a la salida de la turbina.

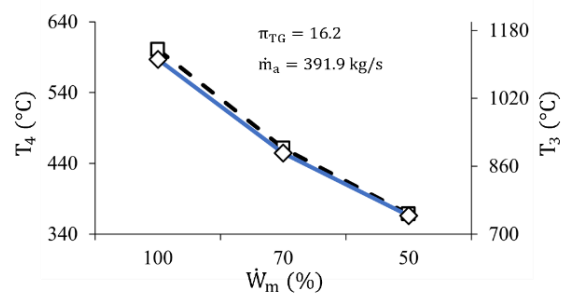


Figura 4.- Temperatura de los gases de escape ( $T_4$ ) y temperatura a la entrada de la turbina ( $T_3$ ) en función de las cargas parciales. Fuente: elaboración propia.

En las Figuras 5 y 6 se muestran a la potencia motor y el flujo másico de Helio y S-CO<sub>2</sub> para diferentes cargas parciales y relaciones de presiones, las líneas continuas corresponden a la potencia motor, mientras las líneas con marcadores corresponden al flujo másico.

En la Figura 5 para una carga del 100% se tiene una relación de presiones óptima de 2.79 con la que se genera la máxima potencia motor de 49.50MW; bajo estas condiciones el flujo másico de Helio es de 136.7 kg/s. Al disminuir la carga parcial, la potencia motor disminuye mientras que, el flujo de Helio aumenta, para una carga parcial de 70% y 50% se tiene una relación de presiones óptima de 2.21 y 1.868, con la que la potencia motor disminuye en 52.6% y 80.53%, con respecto a la carga total, mientras que el flujo de Helio aumenta 0.59% y 2.33%, respectivamente.



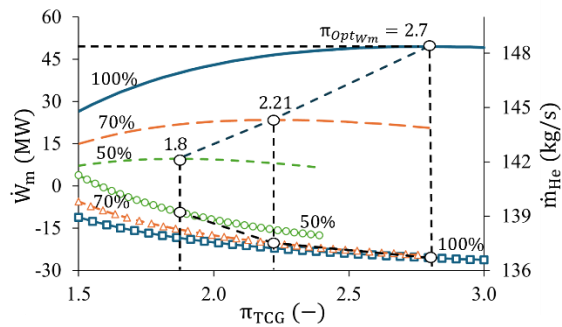


Figura 5.- Potencia motor y el flujo másico contra relación de presiones de la turbina de gas de Helio para cargas parciales en la TG. Fuente: elaboración propia.

En la Figura 6 para una carga del 100% se tiene una relación de presiones de 3 con la que se genera una potencia motor de 60.47 MW; bajo estas condiciones el flujo másico de S-CO<sub>2</sub> de 579.15 kg/s, que corresponde al mayor. Al disminuir la relación de presiones a 2.5 se genera una potencia motor de 53.65 MW; y un flujo másico de 586.83 kg/s. Luego al seguir disminuyendo la relación de presiones a 1.5 se genera una potencia motor de 26.13 MW; y un de flujo másico de 607.02 kg/s. Al disminuir la relación de presiones de 3 a 2.5 la potencia motor disminuye 11.27%; mientras que, el flujo másico aumenta 1.325%, al seguir disminuyendo la relación de presiones de 2.5 a 1.5, la potencia motor disminuye 56.78% y el flujo aumenta 4.812%. Para un rango de relación de presiones de 1.5 a 3, no se tiene una relación de presiones óptima con la que se genera la máxima potencia motor, como en la turbina con Helio. Además, al incrementar la relación de presiones la potencia motor generada aumenta, mientras que el flujo másico disminuye. Al mantener una relación de presiones de 3 y variar la carga parcial a 70% y 50% la potencia motor disminuye 26.99% y 47.507%, mientras que, el flujo de másico de S-CO<sub>2</sub> lo hace en 0.456% y 3.26%, con respecto a la carga total.

Al comparar la turbina de gas cerrada que utiliza S-CO<sub>2</sub> con la del Helio, para una carga total y una relación de presiones de 3 la turbina de gas cerrada con S-CO<sub>2</sub>, genera una potencia motor 18.131% mayor que al operar la turbina de gas cerrada con Helio bajo la misma carga total y con una relación de presiones óptima de la potencia motor máxima. Sin embargo, la turbina con Helio requiere un flujo másico 76.39% menor que la turbina de S-CO<sub>2</sub>.

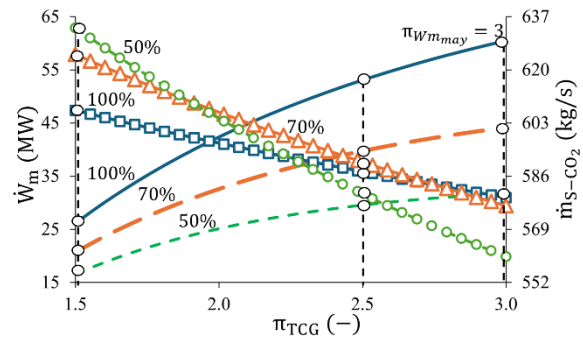


Figura 6.- Potencia motor y el flujo másico contra relación de presiones de la turbina de gas de S-CO<sub>2</sub> para diferentes cargas de parciales en la TG. Fuente: elaboración propia.

En las Figuras 7 y 8 se muestran a las potencias generada por la turbina y suministrada al compresor para diferentes cargas parciales y relaciones de presiones, las líneas continuas corresponden a la potencia de la turbina, mientras las líneas con marcadores corresponden a la potencia del compresor.

En la Figura 7 para una carga total del 100% y una relación de presiones de 1.5, la potencia de la turbina y del compresor son de 69.27MW y 42.77MW, al incrementar la relación de presiones a 2 y luego a 3, la potencia generada por la turbina y la potencia suministrada al compresor aumentan 75.049% y 82.174%; y 161.223% y 208.105%, respectivamente.

La potencia suministrada al compresor muestra un incremento mayor que la potencia generada por la turbina cuando se incrementa la relación de presiones, debido a que el Helio tiene una baja densidad y se requiere más trabajo suministrado al compresor para comprimirlo. Al considerar una relación de presiones de 2.3 y al variar la carga parcial al 70% y al 50%, la potencia de la turbina disminuye 16.551% y 27.29%; y la potencia suministrada al compresor aumenta 0.439% y 0.771%, respecto a la potencia generada con la carga total.

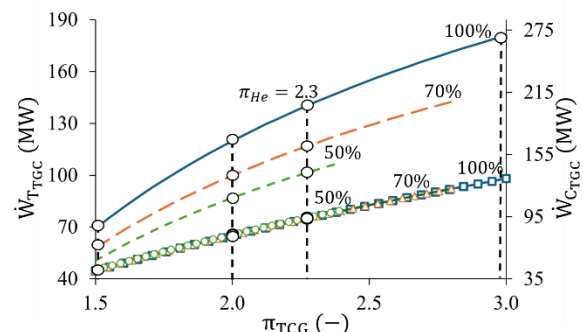


Figura 7.- Potencia generada por la turbina y potencia suministrada al compresor contra relación de presiones de la turbina de gas de Helio para diferentes cargas de parciales en la TG. Fuente: elaboración propia.

En la Figura 8 para una carga parcial del 100% y una relación de presiones de 1.5, la potencia generada por

la turbina es de 33.08MW, mientras que, la potencia suministrada al compresor es de 6.95MW, al incrementar la relación de presiones a 2.5, la potencia de la turbina y del compresor aumentan 115.51% y 153.9%, respectivamente. Para una relación de presiones de 3 estos aumentan en un 148.22% y 211.53%, con respecto a la relación de presiones de 1.5. Esto indica que, al aumentar la relación de presiones, la potencia de la turbina y del compresor aumentan. Al mantener una relación de presiones de 3 y variar la carga parcial al 70% y al 50%; la potencia de la turbina y del compresor disminuyen 20% y 0.456%; y 35.84% y 3.26%, respectivamente, en comparación a la carga total. La variación en la potencia suministrada al compresor es pequeña en comparación a la turbina debido a que la relación de presiones se mantiene constante para cada carga parcial.

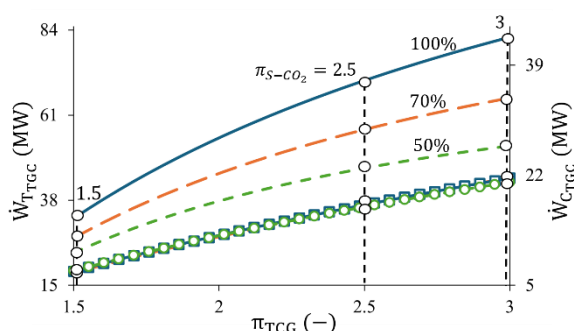


Figura 8.- Potencia generada por la turbina y suministrada al compresor contra relación de presiones de la turbina de gas de S-CO<sub>2</sub> para diferentes cargas parciales en la TG. Fuente: elaboración propia.

La Figura 9 muestra la eficiencia térmica del sistema de turbina de gas simple y de la turbina de gas cerrada, evaluada para diferentes relaciones de presiones y cargas parciales de la turbina de gas simple. En las Figuras 9 y 10, las líneas continuas corresponden a los valores utilizando Helio, mientras que las líneas con marcadores son de S-CO<sub>2</sub>.

La Figura 9 se muestra que, para una carga del 100% y una relación de presiones de 1.5 en la turbina de gas cerrada de Helio, la eficiencia térmica es de 0.319, al incrementar la relación de presiones hasta alcanzar la óptima para la potencia motor máxima de 2.79, la eficiencia térmica es de 0.354. Esta representa la máxima eficiencia del sistema, ya que, para una carga parcial fija y cualquier relación de presiones en la turbina de gas cerrada, el flujo de calor suministrado y la potencia generada por la turbina de gas abierta se mantienen constante, entonces la eficiencia térmica alcanza su máximo cuando la potencia generada por la turbina de gas cerrada es la máxima. Al seguir incrementando la relación de presiones a 3, la eficiencia térmica es de 0.353. Al pasar de una relación de presiones de 1.5 a 2.79, la eficiencia térmica aumenta 10.73%, posteriormente al pasar de una relación de presiones de 2.79 a 3, disminuye 0.135%, respectivamente. Por otro lado,

al reducir la carga parcial al 70% y 50%, se tienen una relación de presiones óptimas para la potencia son de 2.2 y 1.86, respectivamente. Bajo estas condiciones de carga parcial y relación de presiones, la eficiencia térmica máxima disminuye en 15.85% y 30.69%, respectivamente.

Por otro lado, para la carga del 100% y la relación de presiones de 1.5 en la turbina de gas cerrada de S-CO<sub>2</sub>, la eficiencia térmica es de 0.319. Al incrementar la relación de presiones a 2, la eficiencia térmica es de 0.344, al seguir incrementando la relación de presiones a 3, la eficiencia térmica es de 0.37, que es la mayor eficiencia térmica que alcanza el sistema. Al pasar de una relación de presiones de 1.5 a 2, la eficiencia térmica aumenta 7.81%. Posteriormente al pasar de 2 a 3, la eficiencia térmica aumenta 7.68%. Al aumentar la relación de presiones en un rango de 1.5 a 3, la eficiencia térmica aumenta, para una relación de presiones de 3, se tiene la mayor eficiencia térmica; por otro lado, al disminuir la carga parcial, manteniendo la relación de presiones, en la eficiencia térmica disminuye; por ejemplo, para una relación de presiones de 3, y al reducir la carga parcial 70% y 50%, la eficiencia térmica disminuye 8.64% y 19.09%, en comparación con la carga total.

Al comparar la eficiencia térmica de la turbina de gas cerrada utilizando Helio y S-CO<sub>2</sub>, para una carga total de 100% y una relación de presiones de 1.5 y 2, la eficiencia térmica del S-CO<sub>2</sub>, es de 0.174% y 0.239% menor a la de Helio, al incrementar la relación de presiones a 3, la eficiencia térmica del S-CO<sub>2</sub>, es mayor en 4.77% a la del Helio.

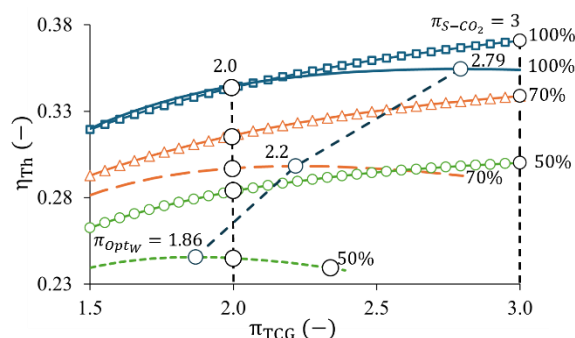


Figura 9.- Eficiencia térmica del sistema contra relación de presiones de la turbina de gas de gas cerrada para diferentes cargas parciales en la TG. Fuente: elaboración propia.

En la Figura 10 se muestra que, para una carga del 100% y una relación de presiones de 1.5 en la turbina de gas de Helio, se tiene un flujo de calor en el intercambiador de calor de 122.31 MW, al aumentar la relación de presiones a la óptima para obtener la potencia motor, el flujo de calor es de 186.7 MW, al seguir incrementando la relación de presiones a 3, el flujo de calor es de 192.57 MW. Al incrementar la relación de

presiones de 1.5 a 2.79, el flujo de calor aumenta 52.7% y al seguir aumentando la relación de presiones de 2.79 a 3, aumenta 3.1%. Al aumentar la relación de presiones el flujo de calor en el intercambiador de calor aumenta debido a la temperatura a la entrada de la turbina se encuentra en función de la relación de presiones. Al cambiar la carga parcial al 70% y al 50% manteniendo una relación de presiones de 1.5, el flujo de calor intercambiado disminuye 23.605% y 39.13%, en comparación con la carga total. Las condiciones a la entrada de la turbina dependen de la temperatura a la salida de la turbina de gas simple, al reducir la carga la temperatura a la salida disminuye.

Para una carga del 100% y una relación de presiones de 1.5 en la turbina de gas de S-CO<sub>2</sub>, se tiene un flujo de calor en el intercambiador de calor de 106.08 MW, al aumentar la relación de presiones a 2, el flujo de calor es de 121.05 MW, al seguir incrementando la relación de presiones a 3, el flujo de calor es de 137.68 MW. Al incrementar la relación de presiones de 1.5 a 2, el flujo de calor aumenta en un 14.11% y al seguir aumentando la relación de presiones de 2 a 3, aumenta en un 13.745%.

El flujo de calor en el intercambiador de calor que utiliza Helio, para una carga de 100% y una relación de presiones de 1.5, es mayor al de S-CO<sub>2</sub> en un 15.29% debido a las propiedades del fluido como el calor específico. Al cambiar la carga parcial al 70% y al 50% manteniendo una relación de presiones de 1.5, el flujo de calor intercambiado disminuye en un 21.42% y en un 36.67%, en comparación con la carga total.

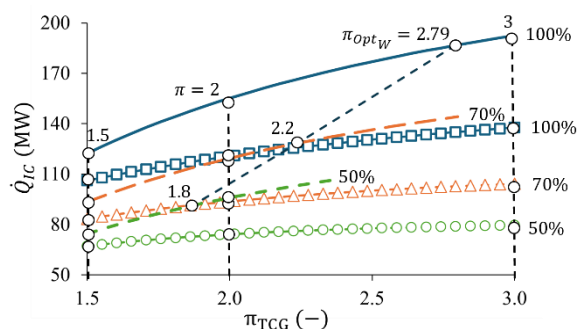


Figura 10.- Flujo de calor en el intercambiador de calor contra la relación de presiones de la turbina de gas cerrada para diferentes cargas de parciales en la TG.  
Fuente: elaboración propia.

En la Figura 11 para una carga total del 100% y una relación de presiones de 1.5 en la turbina de gas de Helio, se tiene un flujo de calor en el recuperador de 212.14 MW, al incrementar la relación de presiones a 2.79, el flujo de calor es de 63.03 MW, luego al seguir incrementando la relación de presiones a 3, el flujo de calor es de 46.29 MW. Al incrementar la relación de presiones de 1.5 a 2.79, el flujo de calor disminuye 70.3% y al seguir aumentando la relación de presiones de 2.79 a 3, disminuye 26.2%. Al aumentar la relación

de presiones, el flujo de calor en el recuperador de calor disminuye debido a que la temperatura a la descarga del compresor aumenta, lo que, reduce la diferencia de las temperaturas de los fluidos que entran al recuperador.

Al variar la carga parcial al 70% y 50% y manteniendo una relación de presiones de 1.5, el flujo de calor recuperador disminuye 33.08% y 55.1%, en comparación con la carga total.

Por otra parte, para una carga total del 100% y una relación de presiones de 1.5 en la turbina de gas de S-CO<sub>2</sub>, se tiene un flujo de calor en el recuperador de calor de 291.99 MW, al aumentar la relación de presiones a 2, el flujo de calor es de 262.23 MW, al seguir incrementando la relación de presiones a 3, el flujo de calor es de 222.29 MW. Al incrementar la relación de presiones de 1.5 a 2, el flujo de calor disminuye 10.19% y al seguir aumentando la relación de presiones de 2 a 3, disminuye 30.46%.

El flujo de calor en el recuperador de calor que utiliza S-CO<sub>2</sub>, para una carga de 100% y una relación de presiones de 1.5, es mayor al de Helio 27.34%. Al cambiar la carga parcial al 70% y 50% manteniendo una relación de presiones de 1.5, el flujo de calor recuperado disminuye 23.91% y 40.56%, en comparación con la carga total.

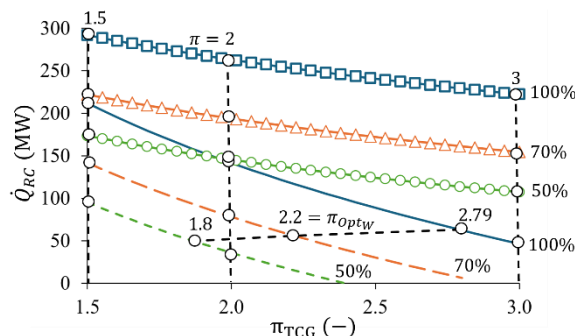


Figura 11.- El flujo de calor en el recuperador de calor contra relación de presiones de la turbina de gas de cerrada para diferentes cargas de parciales en la TG.  
Fuente: elaboración propia.

En la Figura 12 para una carga del 100% y una relación de presiones de 1.5 en la turbina de gas de Helio, se tiene un flujo de calor rechazado en el enfriador de 95.8 MW, al incrementar la relación de presiones a 2.79, el flujo de calor es de 137.2 MW, luego al seguir incrementando la relación de presiones a 3, el flujo de calor es de 143.39 MW. Al incrementar la relación de presiones de 1.5 a 2.79, el flujo de calor aumenta en un 43.2% y al seguir aumentando la relación de presiones de 2.79 a 3, aumenta 4.5%. Al incrementar la relación de presiones, el flujo de calor rechazado en el enfriador aumenta debido a que el cambio de entalpías enfriador se incrementa, esto se debe a una menor transferencia de calor en el recuperador de calor. Al cambiar la carga



parcial al 70% y al 50% manteniendo una relación de presiones de 1.5, el flujo de calor rechazado disminuye 43.209% y 49.67%, en comparación con la carga total.

Por otra parte, para una carga total del 100% y una relación de presiones de 1.5 en la turbina de gas de S-CO<sub>2</sub>, rechaza un flujo de calor en el enfriador de 79.95 MW, al aumentar la relación de presiones a 2, el flujo de calor es de 78.14 MW, al seguir incrementando la relación de presiones a 3, el flujo de calor es de 77.22 MW. Al incrementar la relación de presiones de 1.5 a 2, el flujo de calor disminuye 2.25% y al seguir aumentando la relación de presiones de 2 a 3, disminuye 2.36%. El flujo de calor en el enfriador depende del flujo másico y del cambio de entalpías en la entrada y salida del equipo. Esto se debe a que, al aumentar la relación de presiones, el flujo másico del S-CO<sub>2</sub> disminuye en mayor proporción que el incremento del cambio de entalpías. Al cambiar la carga parcial al 70% y al 50% manteniendo una relación de presiones de 1.5, el flujo de calor rechazado disminuye 21.58% y 36.66%, en comparación con la carga total.

Para una carga de 100% y una relación de presiones de 1.5, el flujo de calor rechazado en el enfriador que utiliza Helio es mayor al de S-CO<sub>2</sub> en un 16.55%.

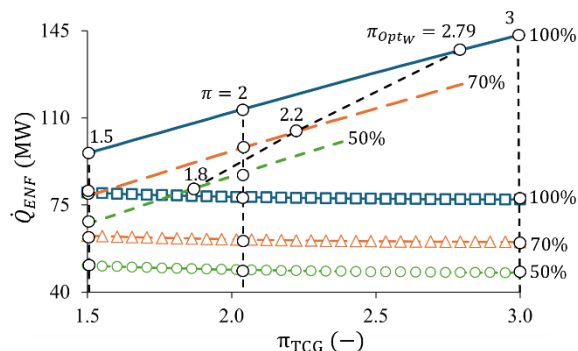


Figura 12.- El flujo de calor rechazado en el enfriador contra relación de presiones de la turbina de gas de cerrada para diferentes cargas de parciales en la TG.

Fuente: elaboración propia.

En la Figura 13 para una carga parcial del 100% y una relación de presiones de 1.5 en la turbina de Helio, el factor UA<sub>IC</sub> es 2257.9 kW/°C, al seguir aumentando la relación de presiones a 2.79 el factor UA<sub>IC</sub> es de 3498.93 kW/°C, luego para una relación presiones de 3 el factor UA<sub>IC</sub> es de 3612.09 kW/°C. Al incrementar la relación de presiones de 1.5 a 2.79 el factor UA<sub>IC</sub> aumenta 54.95%. Luego al incrementar la relación de presiones de 2.79 a 3, el factor el factor UA<sub>IC</sub> aumenta 3.2%. Al aumentar la relación de presiones, el factor UA<sub>IC</sub> para el intercambiador de calor se incrementa. Esto se debe a que se necesita un diseño del intercambiador que posea una mayor área de transferencia de calor o que mejore el coeficiente global de transferencia mediante la optimización de las propiedades del fluido, las características del flujo o las condiciones de

la superficie. Al reducir la carga de parcial al 70% y al 50% manteniendo la relación de presiones de 1.5, el factor UA<sub>IC</sub> disminuye 21.19% y 36.91%, con respecto a la carga de 100%.

Por otro lado, para una carga del 100% y una relación de presiones de 1.5 en la turbina de S-CO<sub>2</sub>, el factor UA<sub>IC</sub> es 2418.4 kW/°C, al seguir aumentando la relación de presiones a 2 el factor UA<sub>IC</sub> es de 2762.19 kW/°C, luego para una relación presiones de 3 el factor UA<sub>IC</sub> es de 3150.95 kW/°C. Al incrementar la relación de presiones de 1.5 a 2 el factor UA<sub>IC</sub> aumenta 14.21%. Luego al incrementar la relación de presiones de 2 a 3, el factor el factor UA<sub>IC</sub> aumenta 28.14%. Al aumentar la relación de presiones, el factor UA<sub>IC</sub> para el intercambiador de calor se incrementa. Para una relación de presiones de 1.5 y la carga de 100%, el factor UA<sub>IC</sub> es 6.633% mayor utilizando S-CO<sub>2</sub> que, utilizando Helio; sin embargo, para una relación de presiones de 3, el factor UA<sub>IC</sub> es 14.63% mayor utilizando Helio que utilizando S-CO<sub>2</sub>. Al reducir la carga de parcial al 70% y al 50% manteniendo la relación de presiones de 1.5, el factor UA<sub>IC</sub> disminuye 21.35% y 35.56%, con respecto a la carga de 100%.

Para una carga del 100% y una relación de presiones de 1.5, en la turbina de gas cerrada que utiliza el Helio UA<sub>IC</sub> resulta 7.104% menor que utilizando S-CO<sub>2</sub>, al seguir incrementando la relación de presiones a 2, manteniendo la carga total, el factor UA con Helio resulta 5.05% mayor que utilizando S-CO<sub>2</sub>, debido el flujo de calor aumenta en el intercambiador de calor conforme la relación de presiones aumenta.

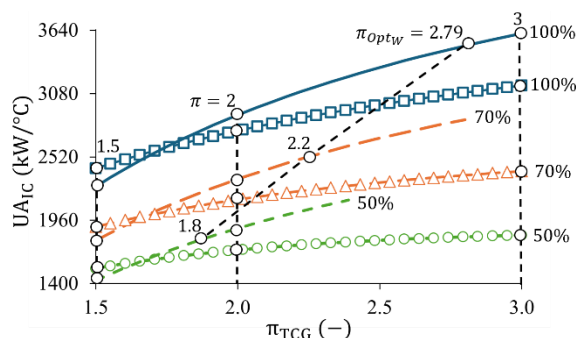


Figura 13.- El factor UA del intercambiador contra relación de presiones de la turbina de gas de cerrada para diferentes cargas de parciales en la TG. Fuente: elaboración propia.

#### 4. Conclusiones

El comportamiento de los parámetros de desempeño de la turbina de gas cerrada utilizando helio (He) y dióxido de carbono supercrítico (S-CO<sub>2</sub>) se ve afectado al disminuir las cargas parciales de la turbina. Al reducir la carga de potencia de la turbina de gas (TG) del 100% al 70% y al 50%, la potencia de los ciclos de turbina de gas cerrada que utilizan He y S-CO<sub>2</sub> disminuye en 52.6% y 80.53%; y 26.99% y 47.507%,

respectivamente. Asimismo, la eficiencia térmica del sistema de una turbina de gas simple y de una turbina de gas cerrada que utiliza He y S-CO<sub>2</sub> en su ciclo cerrado disminuye 15.855% y 30.69%; y 8.64% y 19.095%, respectivamente. Sin embargo, el sistema de turbina de gas S-CO<sub>2</sub> experimenta una disminución menor en comparación con el sistema de turbina de gas cerrada que utiliza helio. Además, para una carga del 100%, el ciclo de S-CO<sub>2</sub> presenta una potencia motor y una eficiencia térmica superiores en un 18.31% y 4.7%, respectivamente, en comparación con el ciclo que utiliza Helio.

## 5. Nomenclatura

Símbolo	Nombre	Unidades
$c$	Relación de calores específicos	[-]
$c_p$	Calor específico a presión constante	[kJ/kg K]
$h$	Entalpía específica	[kJ/kg]
$\dot{m}$	Flujo másico	[kg/s]
$P$	Presión	[bar]
PM	Peso molecular	[kg/kmol]
$q_{sum}$	Calor por unidad de masa	[kJ/kg]
$\dot{Q}_{sum}$	Flujo de calor	[kW]
$R_U$	Constante universal de los gases	[kJ/kmol K]
$r_{ca}$	Relación combustible aire	[kg <sub>comb</sub> /kg <sub>a</sub> ]
$s$	Entropía por unidad de masa	[kJ/kg K]
$T$	Temperatura	[°C, K]
UA	Factor de diseño	[kW/°C]
$\dot{W}$	Potencia	[kW]
$w$	Trabajo por unidad de masa	[kJ/kg]
$x$	Relación de índice adiabático	[-]
$y$	Relación de temperaturas	[-]
<b>Letras griegas</b>		
$\gamma$	Índice adiabático	[-]
$\varepsilon$	Eficacia	[-]
$\eta$	Eficiencia	[-]
$\pi$	Relación de presiones	[-]
<b>Subíndices</b>		
a	Aire	
Comb	Combustible	
C	Compresor	
CC	Cámara de combustión	
He	Helio	
gc	Gases de combustión	
SIC	Eficiencia de compresión isoentrópica	
SIT	Eficiencia de expansión isoentrópica	
S-CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono supercrítico	
T	Turbina	

TG  
TGC

Turbina de gas  
Turbina de gas cerrada

## 6. Referencias

- [1] Khatoon, S., Ishaque, S., & Kim, M. H.. Modeling and analysis of air-cooled heat exchanger integrated with supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle. *Energy Conversion and Management*, 232, 113895 (2021).
- [2] Kunniyoor, V., Singh, P., & Nadella, K.. Value of closed-cycle gas turbines with design assessment. *Applied energy*, 269, 114950 (2020).
- [3] Manjunath, K., Sharma, O. P., Tyagi, S. K., & Kaushik, S. C. Thermodynamic analysis of a supercritical/transcritical CO<sub>2</sub> based waste heat recovery cycle for shipboard power and cooling applications. *Energy Conversion and Management*, 155, 262-275 (2018).
- [4] Mrzljak, V., Poljak, I., Jelić, M., & Prpić-Oršić, J.. Thermodynamic Analysis and Improvement Potential of Helium Closed Cycle Gas Turbine Power Plant at Four Loads. *Energies*, 16(15), 5589 (2023).
- [6] Gas Turbine World, Performance Specs 2014, 30<sup>a</sup> Edition.
- [7] Olumayegun, O., Wang, M., & Kelsall, G. (2016). Closed-cycle gas turbine for power generation: A state-of-the-art review. *Fuel*, 180, 694-717.
- [8] Moisseytsev, A. (2003). *Passive load follow analysis of the STAR-LM and STAR-H2 systems*. Texas A&M University.