

Impacto Ambiental y Operativo de una Turbina de Gas que Utiliza Metano

Jehú Martínez-Miranda ¹, Martín Salazar-Pereyra ¹, Wenceslao Bonilla-Blancas ¹, Raúl Lugo-Leyte ², Helen D. Lugo-Méndez ³ y Ladislao Eduardo Méndez-Cruz ^{1,*}

¹ Tecnológico Nacional de México/TES de Ecatepec, Av. Tecnológico S/N, Col. Valle de Anáhuac, 55210, Ecatepec de Morelos, México, México.

² Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Universidad Autónoma Metropolitana – Iztapalapa, Av. Ferrocarril San Rafael Atlixco, Núm. 186, Col. Leyes de Reforma 1ª Sección, Alcaldía Iztapalapa, 09310, Ciudad de México, México.

³ Departamento de Procesos y Tecnología, Universidad Autónoma Metropolitana – Cuajimalpa, Av. Vasco de Quiroga 4871, Col. Santa Fé Cuajimalpa, Alcaldía Cuajimalpa, 05348, Ciudad de México, México.

* Autor de correspondencia: lemc@tese.edu.mx

Desarrollo Sustentable (Optimización de procesos energéticos)

Recibido: 15 de abril de 2026

Aceptado: 15 de junio de 2026

Publicado: 14 de julio de 2026

DOI: <https://doi.org/10.56845/terys.v5i2.716>

Resumen: Las turbinas de gas son equipos ampliamente utilizados para la generación de energía eléctrica, pero al mismo tiempo emiten grandes cantidades de dióxido de carbono (CO₂) al medio ambiente. En este trabajo se realiza un análisis energético del desempeño de una turbina de gas que utiliza metano como combustible. El estudio evalúa parámetros como el trabajo neto producido, la eficiencia térmica, los flujos másicos de aire y combustible, así como la producción específica de CO₂, para una generación de potencia eléctrica constante. El análisis compara tres diferentes relaciones de presiones; la de diseño, la que produce el trabajo máximo y la que alcanza la máxima eficiencia térmica. Los resultados muestran que, al operar con la relación de presiones de máxima eficiencia térmica, la turbina de gas disminuye en un 20% la producción específica de CO₂, en comparación con el caso de diseño; sin embargo, esta mejora ambiental conlleva una reducción considerable del trabajo neto producido del 8% respecto a la condición de operación de diseño. Por otro lado, al operar con la relación de presiones de máximo trabajo neto, se logra una reducción del 10% en la producción específica de CO₂, con una diferencia en el trabajo neto producido de únicamente 3.47 kJ/kg respecto al caso de diseño.

Palabras clave: turbina de gas, generación de potencia, relación de presiones, dióxido de carbono, eficiencia térmica, emisiones contaminantes

Environmental and Operational Impact of a Methane-Fueled Gas Turbine

Abstract: Gas turbines are widely used equipment for electric power generation, but at the same time, they emit large amounts of carbon dioxide (CO₂) into the environment. This work presents an energy analysis of the performance of a gas turbine that uses methane as fuel. The study evaluates parameters such as network output, thermal efficiency, air and fuel mass flow rates, as well as specific CO₂ production, for a constant electric power generation. The analysis compares three different pressure ratios: the design ratio, the one that produces maximum work, and the one that achieves maximum thermal efficiency. The results show that, when operating at the pressure ratio for maximum thermal efficiency, the gas turbine reduces specific CO₂ production by 20% compared to the design case; however, this environmental improvement entails a considerable reduction in net work output of 8% relative to the design operating condition. On the other hand, when operating at the pressure ratio for maximum network, a 10% reduction in specific CO₂ production is achieved, with a difference in network output of only 3.47 kJ/kg compared to the design case.

Keywords: gas turbine, power output, pressure ratio, carbon dioxide, thermal efficiency, pollutant emissions

Introducción

En México, la capacidad instalada de generación eléctrica sigue dependiendo en gran medida de combustibles fósiles. A nivel mundial, en 2023 los combustibles fósiles aportaban el 80% de la energía, y el gas natural representó el 22% para generación de potencia eléctrica. La quema de este tipo de combustible, cuyo componente principal es el gas metano, libera grandes cantidades de emisiones de CO₂ al medio ambiente (Khokhar *et al.*, 2025). Esta situación ha impulsado la búsqueda de nuevas estrategias para hacer más eficientes y limpios los procesos de generación, como los que emplean la tecnología de las turbinas de gas. Este tipo de máquinas térmicas se han consolidado como un pilar para la generación de potencia debido a su alta confiabilidad y flexibilidad operativa (Baskharone, 2010).

Aunque el gas metano es considerado el combustible fósil con menor impacto ambiental, principalmente porque su molécula contiene un solo átomo de carbono y cuatro de hidrógeno (CH₄), su uso intensivo continúa teniendo una alta

huella de carbono. Por lo que, en los últimos años han surgido diversas líneas de investigación que se enfocan en la descarbonización. La pertinencia de esta tecnología en el contexto de la generación de potencia eléctrica radica en el desarrollo en los sistemas de combustión que sean capaces de operar bajo mezclas de gas natural – hidrógeno, teniendo en última instancia el uso de hidrógeno puro, lo que permitiría tener una disminución drástica de emisiones de CO₂ (Bazszeńska *et al.*, 2026). En este sentido, México ha publicado un programa en donde busca adaptar 48 centrales de ciclo combinado para operar con mezclas de gas natural e hidrógeno, con el objetivo de disminuir hasta en un 50% las emisiones de CO₂ (Gonzalez-Diaz *et al.*, 2025).

Estudios experimentales muestran que la combustión de hidrógeno con metano reduce las emisiones de monóxido de carbono, aumentando con ello la concentración de CO₂ en los gases de escape. De igual manera, a partir de estos estudios experimentales se ha mostrado que, bajo una mezcla de tan solo 20% de hidrógeno y 80% gas natural, puede aumentar la eficiencia térmica de una turbina de gas del 32.75% al 36.79% (Khokhar *et al.*, 2025; Thielens *et al.*, 2025).

Bajo este panorama, en el presente trabajo se realiza un análisis energético de una turbina de gas, evaluando el comportamiento de sus principales parámetros de desempeño: trabajo neto producido, eficiencia térmica, calor suministrado, flujos másicos de aire y combustible, así como la producción específica de CO₂. Las condiciones de operación de la turbina se definen a partir de parámetros como la relación de presiones del compresor, la temperatura de los gases de combustión a la entrada de la turbina, las eficiencias isoentrópicas del compresor y la turbina, y una potencia eléctrica constante. Estos parámetros de desempeño, evaluados bajo las condiciones de operación de la turbina, se comparan además con dos relaciones de presión adicionales: la que produce el máximo trabajo neto y la que alcanza la máxima eficiencia térmica del sistema. El objetivo de esta comparación es analizar el comportamiento de la producción específica de CO₂ por kWh generado, principalmente.

Materiales y Métodos

El análisis de la turbina de gas se realiza considerando sus tres componentes principales: compresor, cámara de combustión y turbina de expansión. En la Figura 1 se muestra el diagrama del sistema de potencia. El compresor aspira aire del medio ambiente y eleva su presión y temperatura. Este aire comprimido ingresa a la cámara de combustión, en donde se mezcla con el combustible produciendo gases de combustión a alta temperatura que, se expanden en la turbina, generando una potencia mecánica. Parte de esta potencia se transmite mediante una flecha para accionar al compresor, mientras que, el resto de la potencia que se denomina potencia neta se transmite hacia un generador eléctrico para generar una potencia eléctrica constante. Finalmente, el flujo de gases de escape se libera hacia el medio ambiente.

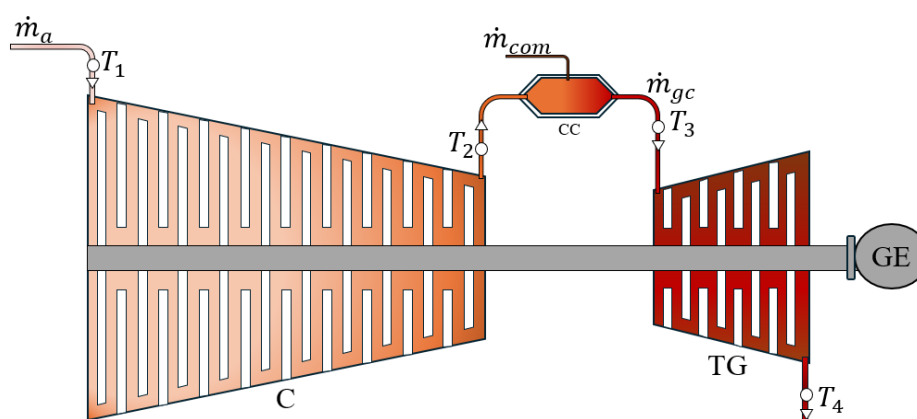


Figura 1. Diagrama esquemático de la turbina de gas (creación propia).

En la Figura 2 se muestra el diagrama temperatura – entropía del ciclo de turbina de gas bajo dos diferentes consideraciones. La Figura 2a muestra el ciclo de la turbina de gas, considerando inicialmente el modelo de aire estándar. Bajo esta simplificación, las propiedades del aire se mantienen constantes en los cuatro procesos del ciclo: compresión ($g_1 - g_2$), suministro de calor ($g_2 - g_3$), expansión ($g_3 - g_4$) y rechazo de calor ($g_4 - g_1$). Sin embargo, esta aproximación solo es válida para el compresor, ya que a la salida de la cámara de combustión y de la turbina ya no hay

aire puro, sino gases de combustión. Por lo tanto, es necesario incorporar las propiedades reales de estos gases para calcular correctamente el calor suministrado y el trabajo de expansión.

Esta situación se ilustra en la Figura 2b, donde se combinan las propiedades del aire y de los gases de combustión en un mismo diagrama. En esta Figura, el proceso de suministro de calor ($g_2 - g_{3,CH_4}$) se representa con una línea punteada, lo que indica que a la entrada de la cámara de combustión hay una mezcla de aire y combustible, mientras que a la salida ya se tienen gases de combustión. Es decir, durante la combustión ocurre un cambio en las propiedades del fluido. Como consecuencia, el calor suministrado resulta mayor cuando se consideran las propiedades reales de los gases de combustión en comparación con el modelo de aire estándar.

Por otro lado, el proceso de rechazo de calor ($g_{4,CH_4} - g_1$) también refleja este cambio: al inicio del proceso se tienen gases de combustión, pero al final se vuelven a alcanzar condiciones equivalentes a las del aire estándar. Esto es necesario para que los gases de escape logren un equilibrio mecánico, térmico y químico con el aire del medio ambiente.

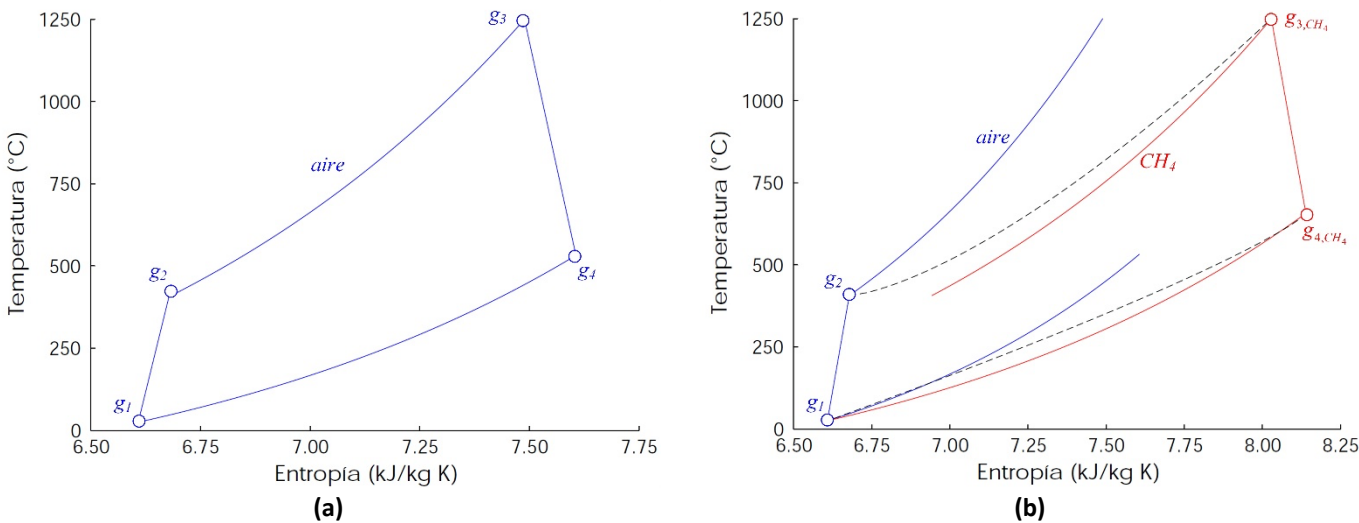


Figura 2. Diagrama Temperatura – Entropía del ciclo de turbina de gas con (a) aire estándar y (b) gases de combustión.

En la Tabla 1 se presentan las condiciones de operación de una turbina de gas simple tales como, la generación de potencia eléctrica, relación de presiones del compresor, la temperatura de los gases de combustión a la entrada de la turbina de gas, así como la eficiencia isoentrópica tanto del compresor y turbina. Así mismo, en la Tabla 2 se presentan las propiedades del aire y de los gases de combustión que se utilizan para evaluar el desempeño del sistema de potencia, mediante los parámetros de desempeño que se describirán más adelante.

Tabla 1. Condiciones de operación de la turbina de gas

Condiciones de operación	
$\dot{W}_{neta}$ (MW)	80
π_c (-)	12
T_3 (°C)	1250
η_{sic} (-)	0.85
η_{sit} (-)	0.88

Tabla 2. Propiedades del aire y gases de combustión

Aire		Gases de combustión	
c_{pa} (kJ/kg K)	1.0045	c_{pgc} (kJ/kg K)	1.3456
R_a (kJ/kg K)	0.2870	R_{gc} (kJ/kg K)	0.2933
γ_a (-)	1.4	γ_{gc} (-)	1.2787
		PCI (kJ/kg _{com})	50,120

En la Tabla 3 se presentan las expresiones para determinar las propiedades de presión y temperatura de los estados termodinámicos de la turbina de gas. Estas expresiones están relacionadas directamente con las variables operativas presentadas en la Tabla 1, así como con las propiedades del calor específico, el índice adiabático y la constante particular tanto del aire como de los gases de combustión.

Tabla 3. Ecuaciones para presión y temperatura de los estados

Presión	Temperatura
$P_1 = P_{atm}$	$T_1 = T_{amb}$
$P_2 = P_1 \pi_c$	$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{\pi_c^{x_a} - 1}{\eta_{SIC}} \right)$
$P_3 = P_2$	$T_3 = DATO$
$P_4 = P_1$	$T_4 = T_3 \left[1 - \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_c^{x_{gc}}} \right) \right]$

En donde las constantes x_a y x_{gc} se determinan en función de

$$x_i = \frac{\gamma_i - 1}{\gamma_i} \quad \text{en donde } i = a, gc \quad (1)$$

El estudio realizado sobre la turbina de gas evalúa su desempeño a partir de parámetros como el trabajo neto generado, la eficiencia térmica, los flujos másicos de aire y combustible, así como la producción específica de CO₂. Este enfoque permite un análisis más cercano a la operación real de este tipo de sistemas de potencia. Sin embargo, el análisis realizado en este trabajo se hizo bajo ciertas consideraciones como, no tener caídas de presión en los procesos de suministro y rechazo de calor, los equipos de la turbina de gas se consideran adiabáticos, no se considera la eficiencia mecánica ni la eficiencia del generador.

El trabajo neto producido por el sistema es la diferencia del trabajo de expansión en la turbina de gas y el trabajo suministrado en el compresor

$$w_{neto} = c_{p_a} \cdot T_1 \left[(1 + rca) \frac{c_{p_{gc}}}{c_{p_a}} \cdot y \cdot \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi_c^{x_{gc}}} \right) - \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_c^{x_a} - 1) \right] \quad (2)$$

en donde, la relación combustible aire (rca) se determina a partir de un balance de energía en la cámara de combustión

$$rca = \frac{c_{p_{gc}} \cdot T_3 - c_{p_a} \cdot T_2}{PCI - c_p c_{p_{gc}} \cdot T_3} \quad (3)$$

Por otro lado, el calor suministrado en la cámara de combustión es

$$q_{sum,cc} = c_{p_a} \cdot T_1 \left[(1 + rca) \frac{c_{p_{gc}}}{c_{p_a}} \cdot y - 1 - \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_c^{x_a} - 1) \right] \quad (4)$$

De esta manera, la eficiencia térmica evalúa la relación entre el trabajo neto producido por la turbina de gas y el calor suministrado

$$\eta_{th,TG} = \frac{w_{neto}}{q_{sum,cc}} \quad (5)$$

El flujo de aire que se requiere para generar una potencia eléctrica constante es

$$\dot{m}_{aire} = \frac{\dot{W}_{neta}}{w_{neto}} \quad (6)$$

Mientras que, el flujo de combustible que se debe suministrar en la cámara de combustión es

$$\dot{m}_{com} = \frac{\dot{m}_{aire} \cdot q_{sum,cc}}{PCI} \quad (7)$$

Por otro lado, el sistema de turbina de gas puede operar bajo las condiciones de trabajo neto máximo, así como de la eficiencia térmica máxima. De esta manera, la relación de presiones para producir el trabajo neto máximo es

$$\pi_{w_{neto,máx}} = \left[(1 + rca) \frac{c_{p_{gc}}}{c_{p_a}} \cdot \frac{x_{gc}}{x_a} \cdot y \cdot \eta_{SIC} \cdot \eta_{SIT} \right]^{\frac{1}{x_a + x_{gc}}} \quad (8)$$

Mientras que, la relación de presiones en donde se tiene la máxima eficiencia térmica

$$\pi_{\eta_{th,TG,máx}} = \frac{\pi_{w_{neto,máx}}}{(1 - \eta_{th,TG})^{\frac{1}{x_a + x_{gc}}}} \quad (9)$$

Finalmente, se determina la producción específica de dióxido de carbono que es liberado al medio ambiente. Mediante la siguiente expresión se determina la cantidad de kilogramos de dióxido de carbono para producir un kWh

$$PE_{CO_2} = \frac{3600 \dot{m}_{CO_2}}{\dot{W}_{neta}} \quad (10)$$

Resultados y Discusión

El análisis parte del estudio de cada estado termodinámico del sistema. Se consideran tres casos diferentes de relación de presiones, mencionados anteriormente. El primer caso corresponde a la relación de presiones de diseño ($\pi_c = 12$). El segundo caso utiliza la relación de presiones que maximiza el trabajo neto ($\pi_c = 15.8$). El tercer caso emplea la relación de presiones que maximiza la eficiencia térmica de la turbina ($\pi_c = 34$). En todos los casos se mantienen los mismos requerimientos de potencia.

En la Figura 3 se muestra el comportamiento del trabajo neto producido, la eficiencia térmica, el flujo de aire y combustible a partir de la variación de la relación de presiones. En la Figura 3a se muestra en conjunto el comportamiento del trabajo neto y el flujo másico de aire en función de la relación de presiones. Al aumentar la relación de presiones desde un valor bajo, el trabajo neto aumenta hasta alcanzar un punto máximo, que corresponde precisamente a la relación de presiones de máximo trabajo neto ($\pi_c = 15.8$). A partir de ese punto, si la relación de presiones sigue aumentando, el trabajo neto comienza a disminuir. En contraste, la curva del flujo de aire se comporta de manera inversa: disminuye conforme aumenta la relación de presiones, alcanzando su valor mínimo justo en el punto de máximo trabajo neto. En el caso de diseño ($\pi_c = 12$), los valores de trabajo neto son muy cercanos a los del máximo, por lo que la diferencia no es significativa. Sin embargo, al acercarse a la relación de presiones de máxima eficiencia térmica ($\pi_c = 34$), la diferencia es mayor, teniendo una disminución notable del trabajo neto producido y, al mismo tiempo, se requiere suministrar una cantidad mucho mayor de aire al sistema.

Así mismo, en la Figura 3b se muestra un comportamiento similar, pero ahora comparando la eficiencia térmica con el flujo de combustible. El flujo de combustible es el responsable directo de las emisiones de CO_2 ; a mayor cantidad de combustible suministrado, mayores serán las emisiones. En la Figura se observa que el caso de diseño ($\pi_c = 12$) presenta el mayor flujo de combustible y, al mismo tiempo, la menor eficiencia térmica. Esto indica que operar bajo esa condición no es eficiente. Al aumentar la relación de presiones hasta el punto de máximo trabajo neto ($\pi_c = 15.8$), el flujo másico de combustible disminuye aproximadamente un 5% y la eficiencia térmica aumenta solo un 1.55%. En el caso de máxima eficiencia térmica ($\pi_c = 34$), el flujo másico de combustible se reduce 10% respecto a la condición de diseño y, la eficiencia térmica aumenta un 4% adicional. Aunque a primera vista esta condición parece óptima debido al menor requerimiento de combustible, no lo es en la práctica. Para mantener la potencia constante, es necesario aumentar el

flujo de aire, lo que incrementa las emisiones contaminantes. Adicionalmente, lograr esta operación exigiría elevar la relación de presiones a 35, un valor que solo se alcanzaría mediante la adición de etapas al compresor, que resulta operativamente inviable.

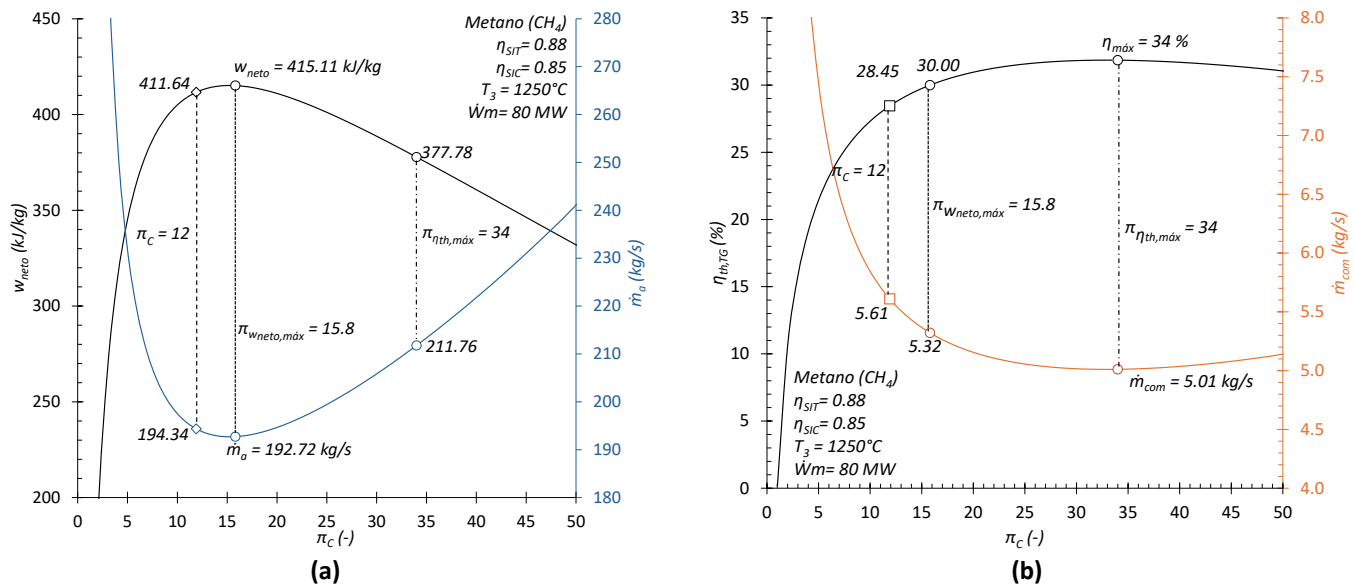


Figura 3. (a) Trabajo neto y flujo de aire y (b) eficiencia térmica y flujo de combustible, en función de la variación de la relación de presiones del compresor.

Por otro lado, en la Figura 4 se muestra el comportamiento del trabajo neto producido, la eficiencia térmica y la producción específica de CO_2 en función de la variación de la relación de presiones. La Figura 4a muestra la producción específica de CO_2 generada por el ciclo de la turbina de gas, en comparación con el trabajo neto y las tres relaciones de presión analizadas. Se observa que, a medida que aumenta la relación de presiones, el trabajo neto y la eficiencia térmica se incrementan, mientras que la producción específica de CO_2 disminuye. Esto se debe a que, en esta condición, se suministra el menor caudal de combustible, lo que se traduce en una menor producción específica de CO_2 , tal como se muestra en la Figura 4b. Sin embargo, la cantidad de gases contaminantes es mayor, debido al aumento del flujo de aire necesario para mantener una potencia constante. Asimismo, en las Figuras 4a y 4b se indican las otras dos condiciones de operación: la de diseño ($\pi_c = 12$) y la de máximo trabajo ($\pi_c = 15.8$). En ambas, se observa un aumento en la producción de CO_2 , asociado a un mayor flujo de combustible, pero una disminución del flujo total de gases de combustión, dado que el trabajo neto producido es mayor.

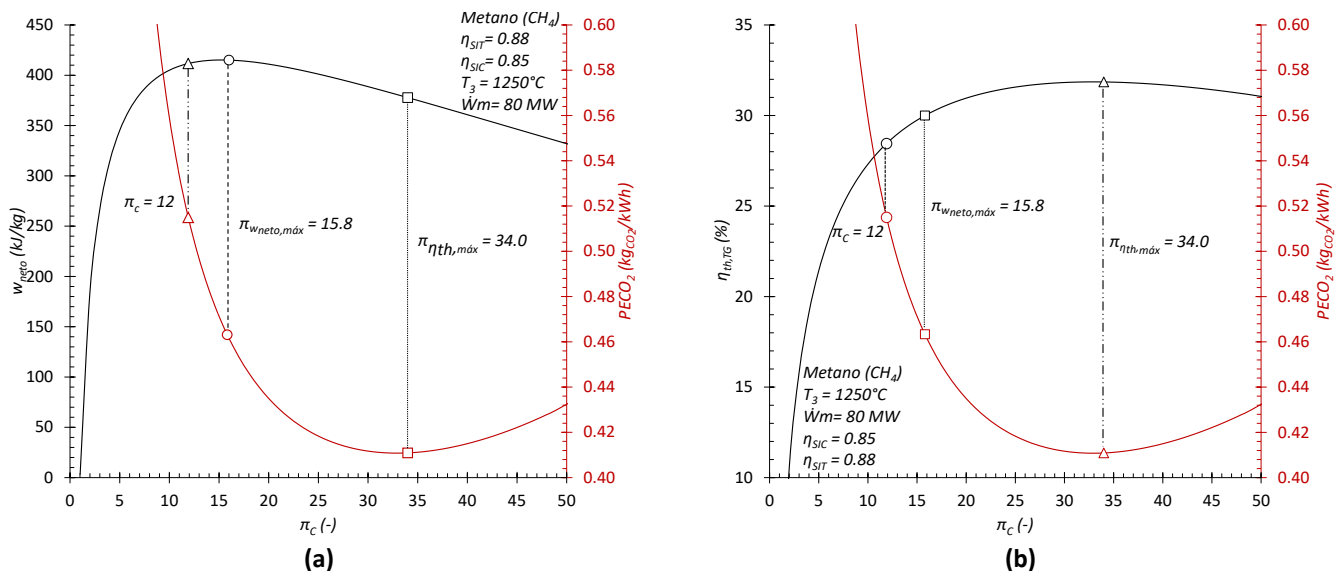


Figura 4. (a) Trabajo neto y producción específica de CO_2 y (b) eficiencia térmica y producción específica de CO_2 , en función de la variación de la relación de presiones del compresor.

La Figura 5 muestra la producción específica de CO₂ en miles de toneladas generadas anualmente. Los resultados muestran que, en el caso de la relación de presiones de diseño ($\pi_c = 12$) se presenta la menor eficiencia térmica, el mayor consumo de combustible y un trabajo neto muy cercano al máximo. Como consecuencia, este caso genera la mayor cantidad de emisiones de CO₂. En el caso de máximo trabajo neto ($\pi_c = 15.8$), las emisiones de CO₂ disminuyen un 10% y se requiere la menor cantidad de flujo de aire en comparación con los otros dos casos. En el caso de la condición de máxima eficiencia térmica ($\pi_c = 34$), se obtiene el mínimo consumo de combustible y, al mismo tiempo, la menor cantidad de emisiones de CO₂, con una reducción del 20% respecto al caso de diseño. Sin embargo, estos resultados abren la discusión sobre la factibilidad de cada opción. Cada caso presenta puntos favorables, pero para determinar una operación óptima es necesario considerar todos los aspectos técnicos y ambientales, y elegir la condición que mejor convenga según los objetivos específicos de cada planta.

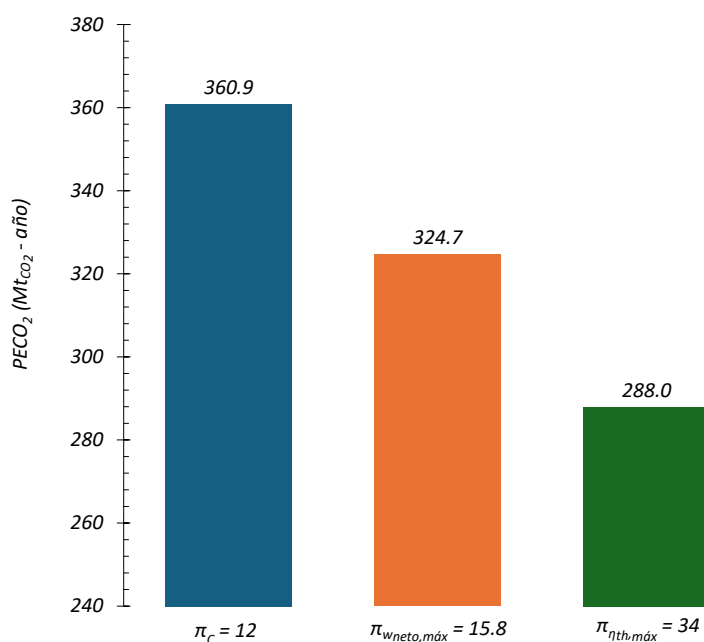


Figura 5. Producción específica de CO₂ para las condiciones de relaciones de presiones del compresor, trabajo neto y eficiencia térmica máxima.

Conclusiones

El análisis realizado permite establecer que el tipo de combustible utilizado en una turbina de gas influye directamente en las emisiones de dióxido de carbono. El metano, al ser el combustible fósil con menor cantidad de átomos de carbono por molécula, se considera el más limpio dentro de su categoría, aunque su combustión sigue generando emisiones significativas. Por otro lado, se ha demostrado que la relación de presiones del compresor es un parámetro clave que puede modificarse para reducir el impacto ambiental sin necesidad de cambiar los equipos existentes. En este estudio se analizaron tres casos: la relación de presiones de diseño ($\pi_c = 12$), la de máximo trabajo neto ($\pi_c = 15.8$) y la de máxima eficiencia térmica ($\pi_c = 34$). Los resultados muestran que el caso de máxima eficiencia térmica reduce las emisiones de CO₂ en un 20% respecto al diseño, pero requiere un consumo de aire muy elevado y la temperatura de los gases de escape es tan baja que impide aprovechar el calor residual para cogeneración. En contraste, el caso de máximo trabajo neto ofrece un equilibrio más favorable, ya que disminuye las emisiones en un 10%, consume la menor cantidad de aire y aún permite el acoplamiento con ciclos combinados u otros sistemas de aprovechamiento térmico. Por lo tanto, para plantas eléctricas existentes, la relación de presiones del compresor de las turbinas de gas es más cercana a la relación de presiones de máximo trabajo neto producido. Finalmente, se recomienda que futuros trabajos analicen el uso de mezclas de metano con hidrógeno, así como la integración de sistemas de captura de carbono en los gases de escape, para avanzar hacia una generación eléctrica más sustentable.

Bibliografía

- Baskharone, E. A. (2010). Introduction to gas-turbine engines. En *Principles of turbomachinery in air-breathing engines* (pp. 1–8). Cambridge University Press. <https://doi.org/10.1017/cbo9780511616846.002>
- Baszcieńska, O., Niesporek, K., & Brzeczek, M. (2026). Combining Szewalski's idea and hydrogen in modern medium-scale gas turbines: A promising solution for efficient power generation. *Energies*, 19(1). <https://doi.org/10.3390/en19010054>
- Gonzalez-Diaz, A., Morales-Mora, M. A., Gonzalez-Diaz, M. O., & Becerra-López, H. (2025). Priority projects for the implementation of green hydrogen in combined cycle power plants in Mexico. *Energy*, 330, 136788. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.136788>
- Khokhar, A. R., Ratlamwala, T. A. H., Kamal, K., Alkahtani, M., & Zafar, S. (2025). Decarbonization pathways for gas turbines: A thermodynamic and lifecycle evaluation of hydrogen and biogas blends. *International Journal of Hydrogen Energy*, 143, 561–581. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2025.03.320>
- Thielens, V., Demeyer, F., Kutne, P., Geigle, K. P., & De Paepe, W. (2025). Experimental impact of exhaust gas recirculation and hydrogen injection on the emissions of a micro gas turbine. *E3S Web of Conferences*, 663, 01016. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202566301016>