

Análisis energético y exergético de una turbina a gas modelo SGT6-5000F de una central térmica a gas

Energy and exergy analysis of a gas turbine model SGT6-5000F of a gas thermal power plant

Análise energética e exergética de uma turbina a gás modelo SGT6-5000F de uma usina termelétrica a gás

Paredes Rotondo, Will Alexis¹

<https://orcid.org/0009-0001-5158-4216>

Paredes Salazar, Ángel Gerardo²

<https://orcid.org/0009-0002-2451-2599>

Valderrama Cubeños, Bryan Anderson³

<https://orcid.org/0009-0003-5960-2882>

Montañez Montenegro, Carlos Macedonio⁴

<https://orcid.org/0000-0002-8439-4734>

Recibido: 06.03.2023

Aceptado: 16.05.2023

RESUMEN

La presente investigación tuvo como objetivo principal examinar detalladamente la eficiencia energética y la distribución de exergía en una turbina a gas específica. Se obtuvo datos reales de una central térmica a gas a partir de ello se varió parámetros operativos en el software EES. Los resultados obtenidos revelan que, al aplicar la metodología combinada, se logró un análisis preciso, destacando eficiencias exergéticas del 96.75%, 50.10%, y 59.87% para el compresor, la cámara de combustión y la turbina, respectivamente, en la cámara de combustión experimenta la mayor destrucción de exergía, alcanzando un 54.3%. El software EES permitió variar parámetros, observar tendencias y entender la influencia directa del exceso de aire en las temperaturas. Este estudio proporciona una contribución significativa al entendimiento de la eficiencia y la distribución de exergía en turbinas a gas, siendo de relevancia para el campo de la generación de energía.

Palabras clave: Turbina a gas, Análisis energético y exergético, Eficiencia exergética, Software EES.

ABSTRACT

The main objective of this research was to examine in detail the energy efficiency and exergy distribution in a specific gas turbine. Real data from a gas-fired power plant was obtained and operating parameters were varied in the EES software. The results obtained reveal that, by applying the combined methodology, an accurate analysis was achieved, highlighting exergy efficiencies of 96.75%, 50.10%, and 59.87% for the compressor, combustion chamber, and turbine, respectively, with the combustion chamber experiencing the highest exergy destruction, reaching 54.3%. The EES software allowed parameters to be varied, trends to be observed, and the direct influence of excess air on temperatures to be understood. This study provides a significant contribution to the understanding of efficiency and exergy distribution in gas turbines, being of relevance to the field of power generation.

Keywords: Gas turbine, Energy and exergy analysis, Exergy efficiency, EES software.

RESUMO

O principal objetivo da presente pesquisa foi examinar detalhadamente a eficiência energética e a distribuição de exergia em uma turbina a gás específica. Os dados reais foram obtidos de uma usina termelétrica a gás, cujos parâmetros operacionais foram variados no software EES. Os resultados obtidos revelam que, aplicando a

¹ Universidad Nacional del Santa. Chimbote. Perú. Estudiante. 202011047@uns.edu.pe

² Universidad Nacional del Santa. Chimbote. Perú. Estudiante. 202011030@uns.edu.pe

³ Universidad Nacional del Santa. Chimbote. Perú. Estudiante. 202011039@uns.edu.pe

⁴ Universidad Nacional del Santa. Chimbote. Perú. Magister. cmontanez@uns.edu.pe

metodología combinada, foi alcançada uma análise precisa, destacando eficiências exergéticas de 96,75%, 50,10% e 59,87% para o compressor, a câmara de combustão e a turbina, respectivamente, nas experiências da câmara de combustão. a maior destruição exergética, atingindo 54,3%. O software EES permitiu variar parâmetros, observar tendências e compreender a influência direta do excesso de ar nas temperaturas. Este estudo fornece uma contribuição significativa para o entendimento da eficiência e distribuição de exergia em turbinas a gás, sendo de relevância para a área de geração de energia.

Palavras-chave: Turbina a gás, Análise energética e exergética, Eficiência exergética, Software EES.

Introducción

En el informe mensual de este año del Organismo Supervisor de la inversión en energía y minas (Osinergmin), se destaca que la demanda de electricidad en nuestro país aumentó en un 5.3% el mes de junio con respecto al mismo mes el año anterior (Osinergmin, 2022). Este incremento en la demanda energética plantea desafíos significativos en un contexto donde los costes de producción de energía para las centrales eléctricas y la eficiencia de las mismas son de vital importancia. El mismo Balance Nacional de Energía, cada año indica que las centrales eléctricas son los centros de transformación que mayores pérdidas energéticas tienen, esto a causa de las fugas energéticas que sufren los equipos en estas instalaciones y a las diferentes transformaciones que sufre la energía.

Al referirnos al ahorro energético hablamos de la importancia de optimizar los sistemas de generación de energía eléctrica, mediante un análisis energético y exergético de los equipos utilizados y de esta forma poder aprovecharlos lo máximo posible. En este contexto, las centrales térmicas (CT) públicas registran la mayor pérdida, comparadas con los productores independientes de energía. Las centrales termoeléctricas son ahorrativas con gran capacidad de minimizar recursos y maximizar la producción de energía eléctrica, es por ello, que es una de las mejores para reducir los costos beneficiando al consumidor final quien es el que realmente aprovechará los recursos.

Así mismo el estudio de (Akdeniz et al., 2022) establecieron que la eficiencia energética y exergética del sistema es del 19.37% y 18.25%, respectivamente, determinaron la pérdida anual de energía se estima en 16010909.67 kWh/año, con un valor presente del sistema de 2478509.293 dólares estadounidenses. Además, se determina un costo unitario de exergía del producto del motor de 98.441 dólares estadounidenses/GJ y un costo de exergía del motor de 980.111 dólares estadounidenses/hora. (Nuñez, 2016) realizó un exhaustivo análisis exergético de una central eléctrica de cogeneración, destacando la importancia de evaluar la eficiencia exergética de cada componente. Según su estudio, se observó una significativa pérdida e irreversibilidad en el generador de vapor, representando el 54% de la exergía del combustible. Además, la eficiencia exergética de la caldera alcanzó un valor de 33,2%, mientras que la eficiencia exergética de la instalación en su conjunto fue del 29,8%. Estos resultados resaltan la relevancia del análisis exergético para identificar áreas de mejora en la eficiencia energética de las plantas de cogeneración. También (Ambríz et al., 2019) evaluaron una planta de poligeneración operando en cascada geotérmica. Los resultados revelaron una eficiencia del sistema en condiciones reales del 30.78%, mientras que bajo condiciones inevitables y en el escenario ideal se obtuvieron eficiencias del 33.96% y 65.72%, respectivamente. Estos hallazgos proporcionan una comprensión integral del rendimiento energético de la planta y destacan la importancia de considerar diferentes escenarios operativos para optimizar la eficiencia y reducir las pérdidas de exergía.

En el estudio de (Méndez-Cruz et al., 2019) se analizan tres tipos de turbinas de gas, mostrando que la eficiencia térmica es más alta en la TG3, alcanzando un 33%. Este aumento se debe a una mayor relación de combustión, la turbina de alta presión, la turbina de baja presión y la tobera del conducto de escape. Según (Montalvo-Cataño, 2005) la tesis aborda el análisis de la conversión de energía en turbinas de gas utilizando el método exergético, junto con un análisis energético. Se examinan parámetros termodinámicos y de diseño clave, como temperatura y presión de entrada, rendimientos de equipos y tipo de combustible. Se desarrolla un modelo matemático basado en estas variables, implementado en un programa de cómputo llamado "Análisis energético y exergético" en Visual Basic versión 6. Con el programa de cómputo, se analizó el comportamiento energético y exergético de dos turbinas de gas: Siemens Westinghouse y ABB Alstom. Una de ellas se evaluó bajo las condiciones de diseño del fabricante (Siemens Westinghouse), mientras que la otra se analizó con las condiciones de operación

(ABB Alstom). Los resultados destacaron la utilidad del análisis exergético en sistemas de conversión de energía, como las turbinas de gas aeroderivadas.

Según Méndez-Cruz et al., 2019, el estudio analiza la eficiencia energética y exergética de diferentes configuraciones de centrales de generación de potencia, como los ciclos de vapor ultracríticos, supercríticos y subcríticos regenerativos, así como sistemas geotérmicos con dos y tres cámaras flash. Se examina especialmente el rendimiento de las turbinas de vapor en cada etapa de expansión, considerando variables como el recalentamiento y las irreversibilidades. Se encuentra que las eficiencias exergéticas más altas se registran en las etapas de expansión de presión intermedia, aunque en el ciclo supercrítico la máxima eficiencia se encuentra en la segunda etapa de expansión de alta presión. En los sistemas geotérmicos, las eficiencias son más bajas debido a su baja entalpía, pero se aprovecha alrededor del 42% de la disponibilidad de energía. Al mismo tiempo, (Leguizamón, 2021) lleva a cabo un análisis exhaustivo del ciclo de generación de potencia Brayton, centrándose en la relación entre la relación de compresión y la eficiencia del ciclo, así como las pérdidas por irreversibilidades relacionadas con el combustible (Sánchez, 2019). Se desarrolla una herramienta computacional para estudiar los procesos del ciclo y se evalúan diferentes configuraciones, incluyendo alternativas de combustible como gas propano, biogás y gas de síntesis. Se destaca que el biogás emerge como una alternativa viable, reduciendo significativamente las emisiones de CO₂ y las pérdidas en la cámara de combustión en comparación con el propano. Además, según el análisis exergético realizado por (Patiño-Duque y Rosero-Coral, 2017) en su estudio sobre una planta de cogeneración operando bajo ciclo combinado, los resultados revelan que la cámara de combustión es el componente que más exergía destruye, representando un 76% del total, seguido por la caldera de recuperación con un 18%. Las bombas y los intercambiadores de calor presentan las menores pérdidas de exergía debido a las bajas diferencias de temperaturas entre sus corrientes. Este estudio también describe detalladamente las propiedades de los estados en los diferentes puntos de la planta, incluyendo datos de temperatura, presión, flujo de exergía y flujos másicos.

También tomando en cuenta el análisis de (Calvo-González et al., 2016) sobre turbinas de gas, la eficiencia varía entre 25% y 43%, con temperaturas de salida de gases entre 400 °C y 600 °C. Dos tendencias destacan en la relación entre eficiencia y flujo de gases: eficiencias superiores al 30% se logran con flujos entre 100 y 200 kg/s, y otra tendencia muestra eficiencias mayores al 40% con mayores flujos. Además, la eficiencia se relaciona linealmente con la eficiencia absoluta, y se observa que la eficiencia aumenta con la potencia de las turbinas hasta 50-60 MW, manteniéndose entre 35% y 40% para valores mayores. Según el proyecto de (Maldonado, 2011), se enfoca en diseñar una mini turbina a gas para cogeneración de electricidad y calor útil, con aplicación en edificios y procesos industriales autónomos. Este sistema aprovecha el calor residual de los gases de combustión para calefacción o procesos adicionales, reduciendo pérdidas y brindando independencia energética. Se prevé su uso en zonas con necesidades energéticas constantes, como en edificios residenciales, hospitales y plantas de procesos. El análisis técnico destaca la necesidad de estudios más detallados y la fabricación de un prototipo para ensayo, con el objetivo de obtener financiamiento para su desarrollo y comercialización (Khan, 2018). Además, se destaca la importancia de seleccionar turbinas de gas con mejores características tecnológicas para optimizar el Consumo Específico de Combustible (CEC) y la eficiencia del ciclo combinado (Herrera et al., 2016).

Material y métodos:

Selección de turbina, se buscó dentro de Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería (Osinergmin), donde se encuentra diferentes centrales de generación eléctrica ubicadas en todo el Perú. Donde, nos enfocamos en las centrales termoeléctricas. Seleccionamos una Central Termoeléctrica de la empresa Termochilca, donde se emplea una turbina de gas Siemens modelo SGT6-5000F, con lo que podemos extraer el catálogo técnico de dicho equipo.

Tabla 1.

Datos técnicos de la Turbina de gas SGT6-5000F

Modelo	SGT6-5000F
Potencia de salida	197,6 MW
Combustible	Gas Natural

Frecuencia	60 Hz
Rendimiento bruto	39.50%
Tasa de calor	9,11 kJ/kWh
Velocidad de la turbina	3600 rpm
Relación de presión	17:1
Caudal másico de escape	478 kg/s
Temperatura de escape	612°C

Condiciones iniciales del compresor

Según (AccuWeather, 2022) página que recopila los datos climáticos de diversos lugares del mundo, la temperatura máxima media en la ciudad de lima es de $T_1 = 25 \text{ °C} = 298 \text{ K}$. Además, (Moran y Shapiro, 2018) las condiciones para el aire ideal analizado a 300 K son de $C_p = 1.005 \text{ kJ/kg K}$; $k = 1.4$; $C_v = 0.718 \text{ kJ/kg K}$. Asimismo, según el (SENAMHI, 2022), en una recopilación de la presión atmosférica de los últimos 30 días, nos arroja una presión de: $P_1 = 986.02 \text{ mb} = 98.602 \text{ kPa}$

Condiciones finales del compresor:

$$\frac{P_2}{P_1} = r_p$$

Donde: $P_2 = \text{Presion en el estado 2}$

$P_1 = \text{Presion en el estado 1}$

$$T_2 = T_1 (r_p)^{\frac{k-1}{k}}$$

Donde: $T_2 = \text{Temperatura en el estado 2}$

$T_1 = \text{Temperatura en el estado 1}$

$r_p = \text{Relación de presión}$

$k = \text{índice politropico del aire}$

Cálculo del trabajo añadido al compresor

$$W_{ejec} = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$$

Donde:

$h_2 = \text{Entalpia en la salida del compresor}$

$h_1 = \text{Entalpia en la entrada al compresor}$

$\dot{m}_a = \text{Flujo másico del aire}$

Cálculo de entalpia en condiciones de temperaturas de entrada a la Turbina. Se determinará la temperatura de flama adiabática, la cual corresponde a la temperatura saliendo de la cámara de combustión.

Cálculo de coeficiente adiabático de los gases:

$$k_G = \frac{cp_G}{cv_G}$$

Donde:

$cp_G, cv_G = \text{Capacidad Calorifica de los gases a presión y volumen constante}$

Podemos calcularlos de la siguiente manera:

$$cp_G = Y_{CO2} * cp_{CO2} + Y_{H2O} * cp_{H2O} + Y_{N2} * cp_{N2}$$

$$cv_G = Y_{CO2} * cv_{CO2} + Y_{H2O} * cv_{H2O} + Y_{N2} * cv_{N2}$$

Cálculo en condiciones finales de la turbina

$$T_3 = T_4 \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k_G-1}{k_G}}$$

Donde:

$T_3 =$ Temperatura en el estado 3

$T_4 =$ Temperatura en el estado 4

$r_p =$ Relación de presión ($\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1} = r_p$) $kg =$ Coeficiente adiabático de los gases

Cálculo de temperatura real a la salida del compresor:

$$T_{2r} = T_1 + \frac{(T_2 - T_1)}{n_c}$$

Donde:

$T_{2r}, T_2 =$ Temperatura real e ideal a la salida del compresor

$T_1 =$ Temperatura ideal a la entrada del compresor

$n_{TG} =$ Rendimiento o eficiencia de la Turbina a gas

Cálculo de temperatura real a la salida de la turbina

$$T_{4r} = T_3 - ((T_3 - T_4) * n_{TG})$$

Donde:

$T_{4r}, T_4 =$ Temperatura real e ideal a la salida de la turbina

$T_3 =$ Temperatura ideal a la entrada de la turbina

$n_{TG} =$ Rendimiento o eficiencia de la turbina a gas

Cálculo del Trabajo producido por la turbina

$$w_{ejet} = \dot{m}_g(h_3 - h_4)$$

Donde:

$h_3, h_4 =$ Entalpia en la entrada y salida de la turbina

La eficiencia total del turbo compresor (dato brindado por el catálogo)

Cálculo de la relación aire combustible:

Según (Viloché, 2014), la composición volumétrica del gas natural es la siguiente:

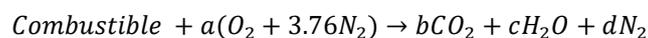
$C_1H_4 \Rightarrow 95\%$

$C_2H_6 \Rightarrow 2.14\%$

$C_3H_8 \Rightarrow 0.29\%$

$N_2 \Rightarrow 2.57\%$

Análisis estequiométrico:



Donde:

$$R \left(\frac{a}{c} \right) = \frac{a * (32 + 3.76 * 28) kg/kmol}{(\text{Combustible}) kg/kmol}$$

Eficiencia bruta desarrollada en la turbina a gas:

$$\eta_t = \frac{W_n}{m_c PCI}$$

Donde:

$W_n =$ Trabajo neto total efectuado en la central termoelectrica

$m_c =$ masa del combustible

Despejando podemos obtener la masa del combustible:

$$m_c = \frac{W_n}{\eta_t PCI}$$

Análisis exergético:

Cálculo de la exergía de un sistema

$$A = (E - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0)$$

Donde: $E = U + EC + EP$ sumatoria de nergia del sistema cerrado

$U_0, V_0, S_0 =$ valores de energía interna, volumen y entropía

Cálculo de la variación de la energía interna del ambiente

$$\Delta U_{amb} = T_0 \Delta S_{amb} - p_0 \Delta V_{amb}$$

Donde: $\Delta S_{amb} =$ variacion de la entropía

$\Delta V_{amb} =$ variacion del volumen de control

Cálculo del flujo de exergía que aporta el combustible

$$\dot{A}_{comb} = \dot{m}_{comb} * \varphi * PCI$$

Donde: $\varphi =$ Exergía específica del combustible

$\dot{m}_{comb} =$ Flujo masico de combustible

$PCI =$ Poder Calorifico inferior del combustible

$Y_H =$ Fraccion masica de hidrogeno presente en el combustible

$Y_C =$ Fraccion masica de carbono presente en el combustible

$$\varphi = 1.0401 + 0.1728 \frac{Y_H}{Y_C}$$

Ecuación para hallar el flujo exergía que aporta el fluido de trabajo

Entrada del compresor

$$\dot{A}_{H1} = \dot{m}_a \left[(h_1 - h_0) - T_0 * \left(S_1 - S_0 - R_a * \ln \left(\frac{P_1}{P_0} \right) \right) \right]$$

Salida del compresor

$$\dot{A}_{H2} = \dot{m}_a \left[(h_2 - h_0) - T_0 * \left(S_2 - S_0 - R_a * \ln \left(\frac{P_2}{P_0} \right) \right) \right]$$

Entrada de la turbina

$$\dot{A}_{H3} = \dot{n}_g \left[Cp_g \left(T_3 - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T_3}{T_0} \right) \right) + R_U T_0 \ln \left(\frac{P_3}{P_0} \right) \right]$$

Salida de la turbina

$$\dot{A}_{H4} = \dot{n}_g \left[Cp_g \left(T_4 - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T_4}{T_0} \right) \right) + R_U T_0 \ln \left(\frac{P_4}{P_0} \right) \right]$$

Análisis exergético en el compresor

Exergía destruida en el compresor

$$\dot{A}_{Dcomp} = \dot{A}_{H1} + \dot{W}_{ejec} - \dot{A}_{H2}$$

Donde: $\dot{A}_{H1}, \dot{A}_{H2} =$ exergía que ingresa y sale del compresor

$\dot{W}_{ejec} =$ trabajo que recibe el compresor mediante el eje de la turbina

Eficiencia exergética en el compresor

$$\eta_{Excomp} = \frac{\dot{A}_{producida}}{\dot{A}_{suministrada}} = \frac{\dot{A}_{H2} - \dot{A}_{H1}}{\dot{W}_{ejec}}$$

Cálculo del porcentaje de exergía destruida por el componente con relación al sistema entero

$$\gamma_{Dcomp} = \frac{\dot{A}_{Dcomp}}{\dot{A}_{sumin.total}} \frac{\dot{A}_{H1} + \dot{W}_{ejeC} - \dot{A}_{H2}}{\dot{A}_{H1} + \dot{A}_{comb}}$$

Análisis en la cámara de combustión

Exergía destruida en el compresor

$$\dot{A}_{Dcc} = \dot{A}_{H2'} + \dot{A}_{comb} - \dot{A}_{H3}$$

Donde:

$\dot{A}_{H2'}$ = exergía destruida en la cámara de combustión

\dot{A}_{comb} = exergía química que produce el combustible

$\dot{A}_{H3'}$ = exergía que sale

Eficiencia exergética en la cámara de combustión

$$\eta_{EXcc} = \frac{\dot{A}_{producida}}{\dot{A}_{suministrada}} = \frac{\dot{A}_{H3'}}{\dot{A}_{H2'} + \dot{A}_{comb}}$$

Cálculo del porcentaje de exergía destruida por el componente con la relación al sistema entero

$$\gamma_{Dcc} = \frac{\dot{A}_{Dcc}}{\dot{A}_{sumin.total}} \frac{\dot{A}_{H2'} + \dot{A}_{comb} - \dot{A}_{H3'}}{\dot{A}_{H1} + \dot{A}_{comb}}$$

Análisis en la turbina

Exergía destruida

$$\dot{A}_{Dturb} = \dot{A}_{H3'} - \dot{A}_{H4'} - \dot{W}_{ejeT}$$

Donde: $\dot{A}_{H3'}$ = exergía que ingresa a la turbina

$\dot{A}_{H4'}$ = exergía que sale de la turbina al medio ambiente a través del ducto de gases

\dot{W}_{ejeT} = trabajo que desarrolla la turbina sobre el eje

Eficiencia exergética

$$\eta_{EX} = \frac{\dot{A}_{producida}}{\dot{A}_{suministrada}} = \frac{\dot{W}_{ejeT}}{\dot{A}_{H3'} + \dot{A}_{H4'}}$$

Cálculo del porcentaje de exergía destruida

$$\gamma_{Dturb} = \frac{\dot{A}_{Dturb}}{\dot{A}_{sumin.total}} \frac{\dot{A}_{H3'} - \dot{A}_{H4'} - \dot{W}_{ejeT}}{\dot{A}_{H1} + \dot{A}_{comb}}$$

Resultados

El análisis energético es de un ciclo de Brayton, usado en turbinas de gas. Describe cómo cambian la temperatura, entalpía, presión y otras propiedades a medida que el gas fluye a través del ciclo. Comenzamos con una temperatura de 298 K y una entalpía de 295.2 kJ/kg. Después de la compresión, la temperatura aumenta a 669.5 K y la entalpía a 681.14 kJ/kg. Tras la combustión, la temperatura se eleva a 2354 K y la entalpía a 3002 J/kg. Después de la expansión en la turbina, la temperatura disminuye a 1098 K y la entalpía a 1287.094 kJ/kg. Las presiones antes y después de la compresión son 98.6 kPa y 1.7 MPa, respectivamente. Este análisis energético describe cómo cambian la temperatura, la entalpía, la presión y otras propiedades a medida que el gas fluye a través de un ciclo de Brayton. El objetivo de este análisis es entender cómo se puede mejorar la eficiencia del ciclo y cómo se puede extraer más trabajo útil del gas.

Tabla 2.
Resultados obtenidos del balance energético

<i>Análisis Energético</i>			
<i>TI</i>	298 K	h1	295.17 kJ/kg

<i>T2</i>	669.5 K	h2	681.14 kJ/Kg
<i>T3</i>	2354 K	h3	3002.04 kJ/kg
<i>T4</i>	1098 K	h4	1287.09 KJ/kg
<i>T2r</i>	709.6 K	Cvg	0.8614 kJ/kg. K
<i>T4r</i>	1223 K	Cpg	1.1779 KJ/kg. k
<i>P1</i>	98.6 kPa	Kg	1.369
<i>P2</i>	1.676 Mpa	mc	10.42 kg/s
<i>Kaire</i>	1.369	ma	170.6 kg/s
<i>Cp1</i>	1.005 kJ/kg	mg	181 kg/s
<i>Wcomp</i>	72546 kW	<i>Wturb</i>	241423 kW

En la Tabla 3 se presentan los datos obtenidos dentro de un análisis exergético. Muestra cómo cambian la entropía, entalpía, exergía y otras propiedades a medida que el gas fluye a través del ciclo. Comenzamos con una entropía de 1.70203 kJ/kg K y una entalpía de 300.19 kJ/kg, y una potencia de combustión de 778.727 MW. A medida que el ciclo avanza, estos valores cambian, reflejando los flujos de entalpía y exergía en varios puntos del ciclo, así como las eficiencias exergéticas y los índices de destrucción de exergía en la compresora, la turbina y la cámara de combustión

Tabla 3.
Resultados obtenidos del balance exergético

<i>Análisis Exergetico</i>			
<i>Acomb</i>	778.727 MW	\dot{A}_{H1}	-1172.75 kJ/s
<i>So</i>	1.7020 kJ/kg K	\dot{A}_{H2}	68148.41 kJ/s
<i>ho</i>	300.2 kJ/kg	\dot{A}_{H3}	424294.0 kJ/s
<i>S1</i>	1.6852 KJ/kgK	\dot{A}_{H4}	138944 kJ/s
<i>h1</i>	295.17 kJ/kg	A_{Dcomp}	2325.84 kJ/s
η_{Excomp}	96.75%	\dot{A}_{Dturb}	37661566.34 kJ/s
γ_{Dcomp}	0.2991%	$\eta_{EX.TB}$	59.87%
γ_{Dturb}	11.12%	\dot{A}_{DCC}	422581.4516 $\frac{kJ}{s}$
γ_{Dcc}	54.34%	η_{ExCC}	50.10%

En la presente Tabla 4 se muestra cómo cambian la eficiencia isentrópica del compresor, la temperatura real después de la compresión, el trabajo del compresor y la eficiencia exergética de la compresora a medida que el gas fluye a través del ciclo. Comenzamos con una eficiencia isentrópica de 0.99 que disminuye a 0.85 a lo largo del proceso. La temperatura después de la compresión aumenta de 672.2 K a 733.8 K a medida que disminuye la eficiencia de la compresora. El trabajo del compresor aumenta de 65698 a 77009 a medida que disminuye la eficiencia de la compresora. La eficiencia exergética de la compresora disminuye de 0.9736 a 0.7677 a lo largo del proceso.

Tabla 4.
Resultados obtenidos en EES variando eficiencia en el compresor

<i>Datos</i>	<i>nc</i>	<i>Tr2</i>	<i>Wejec</i>	<i>nexcomp</i>
1	0.99	672.2	65698	0.9736
2	0.9744	678.1	66788	0.9504
3	0.9589	684.3	67914	0.9273
4	0.9433	690.7	69079	0.9043
5	0.9278	697.3	70285	0.8814
6	0.9122	704.1	71533	0.8585
7	0.8967	711.1	72828	0.8357
8	0.8811	718.4	74170	0.8129

9	0.8656	726	75562	0.7903
10	0.85	733.8	77009	0.7677

En la presente Tabla 5 se muestra cómo cambian la eficiencia isentrópica de la turbina, la temperatura después de la expansión, la eficiencia exergética y el trabajo de eje de la turbina a medida que el gas fluye a través del ciclo. Comenzamos con una eficiencia isentrópica de 0.99 que disminuye a 0.85 a lo largo del proceso. La temperatura después de la expansión aumenta de 1110 K a 1286 K a medida que disminuye la eficiencia de la turbina. La eficiencia exergética de la turbina disminuye de 0.5988 a 0.4835 a lo largo del proceso. El trabajo de eje de la turbina disminuye de 265566 a 228011 a medida que disminuye la eficiencia de la turbina.

Tabla 5.
Resultados obtenidos en EES variando eficiencia en la turbina

Datos	<i>nt</i>	<i>Tr4</i>	<i>nexturb</i>	<i>Wejet</i>
1	0.99	1110	0.5988	265566
2	0.9744	1130	0.5853	261393
3	0.9589	1149	0.5721	257220
4	0.9433	1169	0.5589	253047
5	0.9278	1188	0.546	248875
6	0.9122	1208	0.5332	244702
7	0.8967	1227	0.5205	240529
8	0.8811	1247	0.508	236356
9	0.8656	1267	0.4957	232184
10	0.85	1286	0.4835	228011

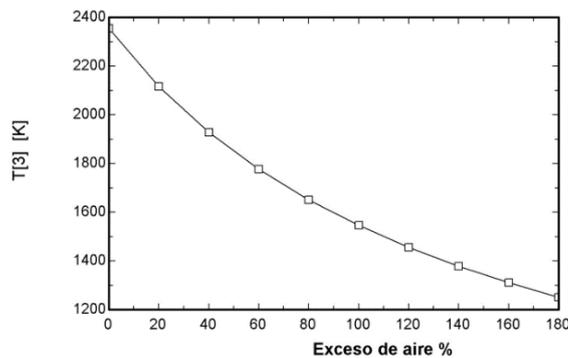


Figura 3. Influencia del exceso de aire en la temperatura de entrada a la turbina

Además de la temperatura, el exceso de aire también puede influir en la eficiencia del proceso y en las emisiones contaminantes, tal como se muestra en la Figura 3. Demasiado exceso de aire puede disminuir la eficiencia, y aumentar la emisión de productos de combustión no deseados. También ayuda a determinar el nivel de exceso de aire necesario para alcanzarla cierta temperatura.

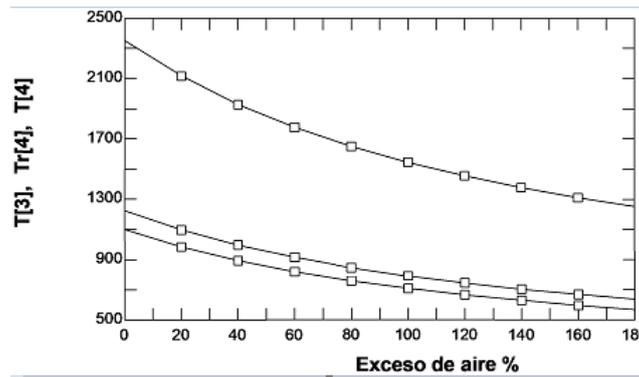


Figura 4. Porcentaje de exceso de aire vs T3, T4r, T4

Podemos observar en la Figura 4 como a medida que el exceso de aire aumenta, las temperaturas van decreciendo, por lo cual, tiene relación directa con la temperatura flama T4 y T4r.

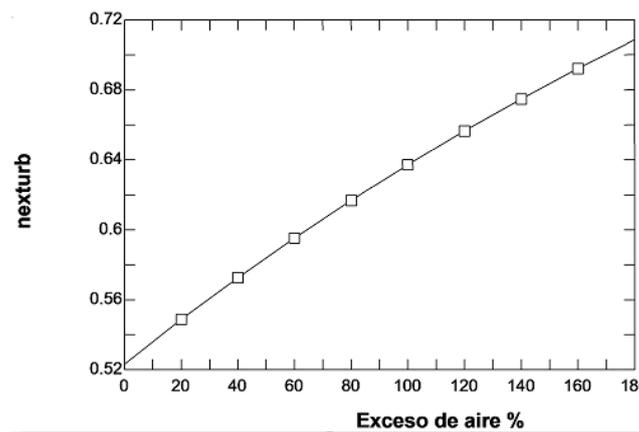


Figura 5. Influencia del exceso de aire (%) en la eficiencia exergética en la turbina

En la Figura 5 indica que a medida que aumenta el exceso de aire, la eficiencia exergética de la turbina también aumenta. Esto sugiere que proporcionar un mayor exceso de aire podría resultar en una mejora en la eficiencia exergética de la turbina, pero también podría tener un impacto en las emisiones de productos de combustión no deseados.

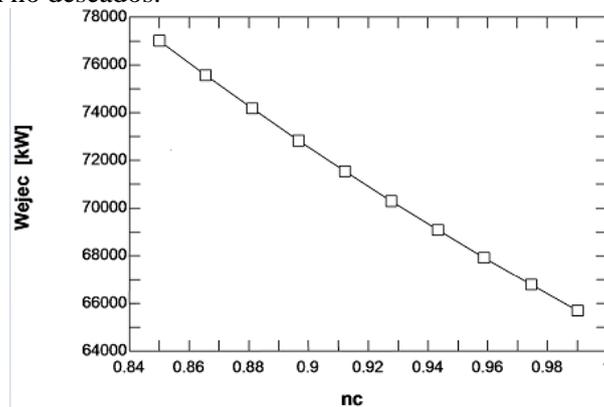


Figura 6. Influencia de eficiencia en la potencia del compresor

Para alcanzar una mayor potencia, el compresor se vuelve menos eficiente en términos de cómo utiliza la energía para realizar su trabajo de compresión. Si el objetivo es maximizar la eficiencia, se podría optar por operar el compresor a una potencia más baja dentro del rango observado en la Figura 6.

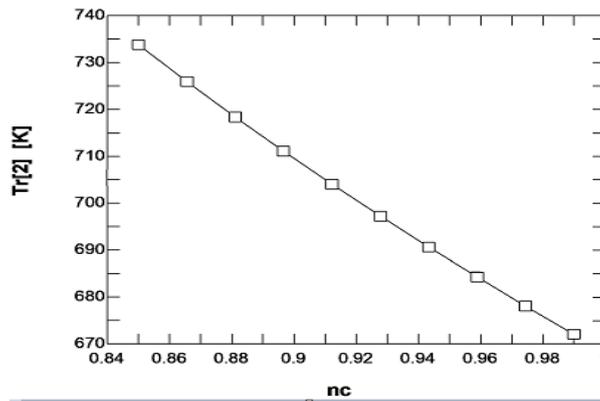


Figura 7. Influencia de la temperatura salida real en la eficiencia del compresor

La Figura 7 muestra cómo varía la eficiencia del compresor en función de la temperatura real (T2r). Se busca el punto óptimo donde la eficiencia sea máxima para una determinada T2r.

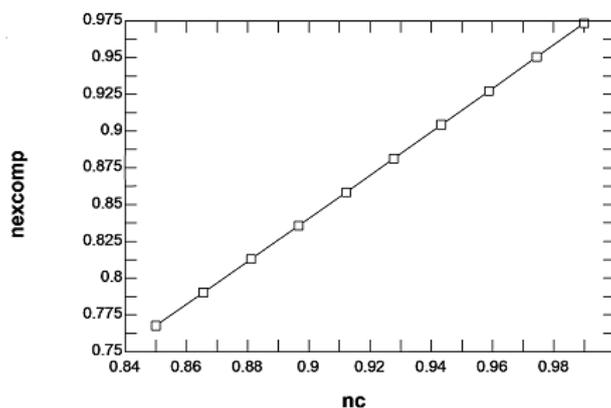


Figura 8. Influencia de la eficiencia en la eficiencia exergética en el compresor

La Figura 8 nos puede proporcionar información sobre cómo el aumento de la eficiencia del compresor puede afectar la eficiencia exergética, lo que es relevante para la operación y la optimización del compresor

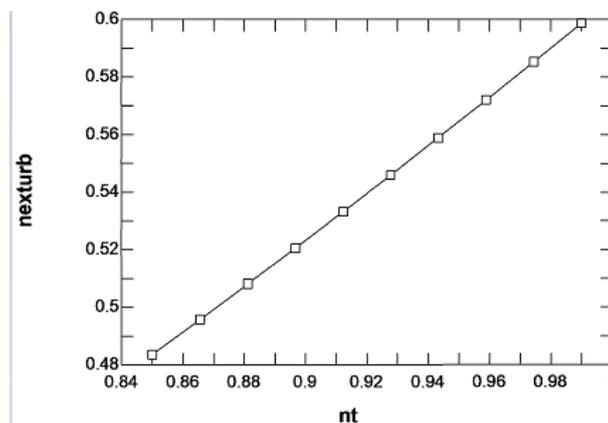


Figura 9. Influencia de la eficiencia en la eficiencia exergética en la turbina

Según la Figura 9 la eficiencia de la turbina es un factor determinante en la eficiencia exergética. Esto puede indicar que una mejora en la eficiencia de la turbina puede conducir a mejoras proporcionales en la eficiencia exergética.

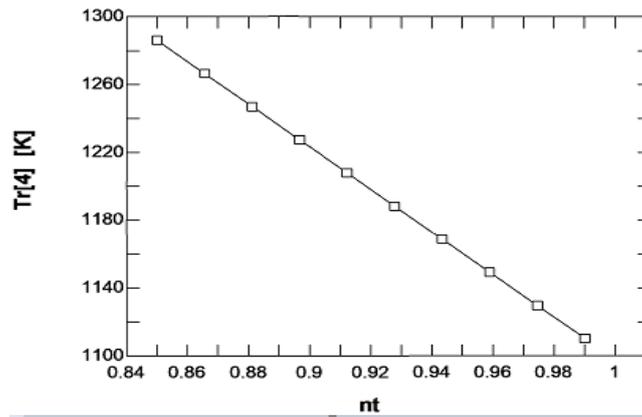


Figura 10. Influencia de la temperatura real en la eficiencia de la turbina

Las altas temperaturas pueden llevar a pérdidas de eficiencia en la turbina debido a factores como la degradación térmica de los componentes y las mayores pérdidas por fricción.

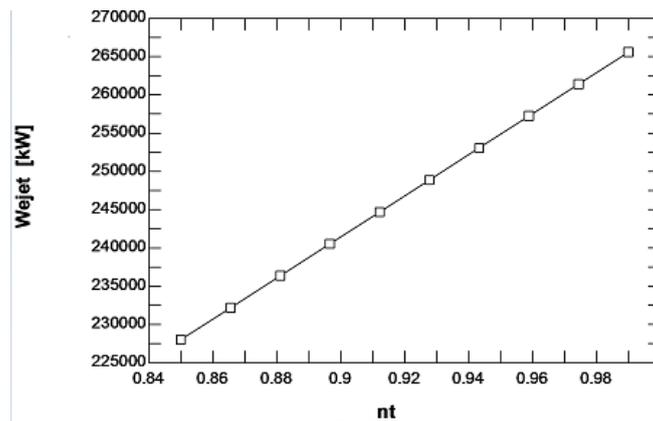


Figura 11. Influencia de eficiencia en la potencia de la turbina

La Figura 11 muestra cómo varía la potencia generada por la turbina en función de su eficiencia. A medida que la eficiencia de la turbina aumenta, es posible que la potencia generada también varíe.

Discusión:

La demanda creciente de electricidad, tal como se evidencia en el informe de Osinergmin, impone desafíos significativos en la eficiencia y sostenibilidad de la generación eléctrica. Este estudio se enfocó en analizar exhaustivamente una turbina a gas específica en la Central Termoeléctrica Santo Domingo de los Olleros, utilizando una metodología de análisis exergético. La conexión directa de nuestros resultados con los objetivos declarados refuerza la relevancia práctica de este enfoque analítico.

Los resultados revelaron áreas críticas de pérdida exergética, destacando la cámara de combustión como un punto clave de mejora. Estas observaciones encuentran resonancia con estudios previos que indican que las pérdidas en la cámara de combustión son un desafío común en la eficiencia de las turbinas a gas. La eficiencia exergética del compresor, registrada en un notable 96.75%, valida la capacidad de las centrales termoeléctricas para minimizar recursos y maximizar la producción eléctrica, confirmando las premisas planteadas en la introducción.

Las implicaciones prácticas de estos resultados son significativas. La mejora en la eficiencia, especialmente en la cámara de combustión, se traduce directamente en beneficios económicos para el consumidor final. Reducciones en los costos de generación son un paso vital hacia la sostenibilidad y accesibilidad de la energía eléctrica, fortaleciendo la importancia de nuestros hallazgos en el contexto de la generación eléctrica actual.

A pesar de los resultados alentadores, es esencial reconocer las limitaciones de este estudio. Las condiciones específicas de operación y combustión del combustible de la turbina analizada pueden

variar, y estas variaciones podrían impactar los resultados. Esta limitación destaca la necesidad de futuras investigaciones que aborden diversas condiciones operativas y tipos de turbinas.

Este estudio, al identificar áreas específicas para mejorar la eficiencia en una turbina a gas, contribuye directamente al cuerpo de conocimientos sobre generación eléctrica. Además, plantea preguntas sobre la adaptabilidad de estas conclusiones a otras configuraciones y tecnologías de turbinas a gas. Estas cuestiones sin resolver abren nuevas vías de investigación para la comunidad científica, marcando un punto de partida para futuros estudios que amplíen y validen estas observaciones.

En conclusión, nuestro análisis exergético proporciona una contribución valiosa a la optimización de la generación eléctrica, alineándose con los objetivos del estudio y ofreciendo perspectivas tangibles para mejorar la eficiencia de las turbinas a gas en centrales termoeléctricas. Estos resultados no solo tienen implicaciones prácticas inmediatas, sino que también abren nuevas áreas de investigación en la búsqueda continua de soluciones más eficientes y sostenibles en la generación de energía eléctrica.

Conclusiones:

La metodología propuesta para este estudio se destaca por su enfoque integral, abordando no solo el análisis energético, sino también el análisis exergético. Este enfoque dual nos permitió obtener una visión más completa y detallada de la eficiencia y el rendimiento de la turbina a gas Siemens SGT6-5000F en la Central Termoeléctrica. Al considerar tanto los aspectos cuantitativos como cualitativos de la energía a través del análisis exergético, pudimos identificar áreas específicas de la turbina donde se producen las mayores pérdidas y destrucción de exergía. Este nivel de detalle no solo contribuye a una comprensión más profunda de la eficiencia de la turbina, sino que también proporciona una base sólida para recomendaciones específicas de mejora y optimización en futuros esfuerzos de mantenimiento y operación. Una vez realizado el análisis exergético se logró determinar las eficiencias exergéticas para cada componente dándonos como resultado que la eficiencia exergética en el compresor, cámara de combustión y la turbina son 96.75%, 50.10%, 59.87% respectivamente además se logró determinar también que donde ocurre el mayor porcentaje de destrucción de exergía se da en la cámara de combustión alcanzado un 54.3%.

Finalmente elaboramos la programación de todo el análisis tanto energético como exergético mediante el software EES, lo cual nos permitió variar parámetros e interpretar tendencias obtenidas en graficas mediante dichas variaciones, uno de estos parámetros viene a ser el exceso de aire el cual fue variando cada 10% y tuvo implicación directa al momento de obtener las temperaturas.

Referencias

- AccuWeather, (2022). Condiciones meteorológicas en Perú. [Tiempo nacional actual | AccuWeather](#)
- Akdeniz, H. Y., Balli, O., & Caliskan, H. (2022). Energy, exergy, economic, environmental, energy based economic, exergoeconomic and enviroeconomic (7E) analyses of a jet fueled turbofan type of aircraft engine. *Fuel*, 322, 124165. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.124165>
- Ambríz D., V. M.; Rubio M., C.; Pacheco I., J. J. & Pastor M., E. (2019). Análisis exergético convencional aplicado a una planta de poligeneración operando en cascada geotérmica. *Ingeniería Investigación y Tecnología*, 20(3). <https://doi.org/10.22201/ii.25940732e.2019.20n3.035>
- Calvo-González, A. E., Domínguez-Ríos, L., Quintero-Cabrera, D., & Rodríguez-Bertrán, J. R. (2016). Caracterización de turbinas de gas para su empleo en combinación de procesos. *Ingeniería Mecánica*, 19(2), 85-93.
- Herrera, F. J. O., Rivas, J. A. G., Moreno, R. A. R., Guzmán, J. M. G., Godoy, F. F., & Gonzalez, J. P. R. (2016). Interfaz Gráfica de Usuario para el Análisis de una Turbina de Gas con Regeneración y Recalentamiento. *Programación matemática y software*, 8(2), 25-32. <https://doi.org/10.30973/progmat/2016.8.2/4>
- Khan, M. M. A., Ibrahim, N. I., Mahbulul, I. M., Muhammad. Ali, H., Saidur, R. & Al-Sulaiman, F. A. (2018). Evaluación de los diseños de colectores solares con almacenamiento integrado de energía térmica latente: una revisión. En *Solar Energy* (Vol. 166, Número February, pp. 334–350).

Leguizamón R., A. (2021). Análisis energético y exergético de un sistema de producción de energía a través de ciclos de potencia Brayton con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración. <https://hdl.handle.net/20.500.11839/8287>

Maldonado A., P. E. (2011). Diseño básico de una mini turbina a gas para cogeneración. https://repositorio.uchile.cl/xmlui/bitstream/handle/2250/104217/cf-maldonado_pa.pdf?sequence=3

Méndez-Cruz, L. E., Salazar-Pereyra, M., Bonilla-Blancas, A. E., & Lugo-Leyte, R. (2019). Análisis termodinámico de las turbinas de vapor para los ciclos ultracríticos, supercríticos, subcríticos y geotérmicos. *Información tecnológica*, 30(4), 237-248. <https://doi.org/10.4067/S0718-07642019000400237>

Montalvo-Cataño, G. (2005). Análisis de la conversión de la energía en una turbina de gas a través del método exergético. <http://tesis.ipn.mx/handle/123456789/16132>

Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2018). *Fundamentos de termodinámica técnica*. Reverté.

Núñez Bosch, O. M. (2016). Análisis exergético de una central eléctrica de cogeneración. *Centro Azúcar*, 43(3), 10-20.

Patiño-Duque, H. D. & Rosero-Coral, B. D. (2017). Análisis exergético de una planta de cogeneración operando bajo ciclo combinado. *Ingeniería Investigación y Desarrollo*, 17(1). <https://doi.org/10.19053/1900771x.v17.n1.2017.5228>

Sánchez D., S. M., Lugo M., H. D., Hernández M., I. E., Torres G., E. V. & Lugo L., R. (2019). Análisis termodinámico del ciclo combinado en modo híbrido del valle de México de 384 MW a diferentes cargas parciales considerando caídas de presión y de temperatura. *Revista Colombiana de Tecnologías de Avanzada (RCTA)*. <https://doi.org/10.24054/16927257.v0.n0.2018.3298>

Senamhi, (2022). Clima / Condiciones climáticas actuales. [SENAMHI - Condiciones Climaticas](#)

Viloche, J. (2014). Gas Natural-Propiedades y Uso-Proyectos Presentes y Futuros.