

Artículo Original

**ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DE UN CICLO DE GAS
EN ASPEN PLUS**

ENERGY AND EXERGETIC ANALYSIS OF A GAS CYCLE IN ASPEN PLUS

Arael Alfonso-Cardero ^{1*} <https://orcid.org/0000-0001-6334-0959>
Junior Lorenzo-Llanes ² <https://orcid.org/0000-0001-5177-2009>
Meilyn González Cortés ³ <https://orcid.org/0000-0002-1684-6516>

¹ Universidad Tecnológica de La Habana José Antonio Echeverría (CUJAE), Ave 114 No.11901
e/ Ciclovía y Rotonda, Marianao, La Habana, Cuba

² Department of Mechanical Engineering, Brussels Faculty of Engineering, Vrije Universiteit
of Brussel (VUB), Brussel, Belgium.

³ Investigadora Autónoma, Sant Cugat del Vallés, Barcelona, España.

Recibido: Junio 12, 2019; Revisado: Septiembre 24, 2019; Aceptado: Octubre 14, 2019

RESUMEN

Introducción:

La implementación de ciclos de gas que operen con biogás producido a partir del tratamiento anaerobio de vinazas, constituye una vía para expandir la matriz de las fuentes de energías renovables en Cuba. El estudio de alternativas que hagan más eficiente la operación de dicha tecnología es de vital importancia.

Objetivo:

Analizar energética y exergéticamente un ciclo de gas que opera con biogás.

Materiales y Métodos:

Se hace uso del simulador *ASPEN Plus* v10.0 para modelar el ciclo de gas. Se calcularon las eficiencias energéticas y exergéticas del ciclo de gas a distintas condiciones de exceso de aire (EA: 0-170%) y relación de compresión (RC: 10-18).

Resultados y Discusión:

En la condición de operación (EA: 110%, RC: 16) la eficiencia energética y exergética del ciclo fue de 32% y 54% respectivamente. Las mayores pérdidas exergéticas se obtuvieron en la cámara de combustión. La eficiencia exergética de la cámara de combustión aumentó de 69% a 73% al recalentar el aire comprimido con los gases de escape, incrementando a su vez la eficiencia energética y exergética del ciclo a 37% y 55% respectivamente.



Este es un artículo de acceso abierto, lo que permite su uso ilimitado, distribución y reproducción en cualquier medio, siempre que la obra original sea debidamente citada.

* Autor para la correspondencia: Arael Alfonso, Email: aalfonsoc@quimica.cujae.edu.cu



Conclusiones:

El incremento del exceso de aire disminuye la eficiencia energética y exergética del ciclo ya que disminuye la temperatura media de aportación de calor. Un aumento de la relación de compresión y/o recalentamiento del aire comprimido disminuyen la destrucción exergética en la cámara de combustión por disminución de la generación de entropía y a su vez se incrementa la eficiencia energética y exergética del ciclo.

Palabras clave: ASPEN Plus; biogás; ciclo de gas; eficiencia energética y exergética.

ABSTRACT

Introduction:

Application of gas cycles operating with biogas produced from vinasses anaerobic treatment, is a way to expand the renewable energies matrix in Cuba. The study of alternatives to make this operation technology more efficient has great importance.

Objective:

To analyze energetically and exergetically a gas cycle operating with biogas.

Materials and Methods:

Process simulator Aspen Plus v10.0 was used to model gas cycle. Gas cycle energy and exergetic efficiencies at excess air different conditions (EA: 0-170%) and compression ratio (RC: 10-18) were calculated.

Results and Discussion:

For operating condition (EA: 110%, RC: 16) cycle energy and exergy efficiency were 32% and 54% respectively. Regarding exergy losses, the highest value corresponded to combustion chamber. Combustion chamber exergy efficiency increased from 69% to 73% by reheating compressed air with exhaust gases, increasing besides cycle energy and exergy efficiency to 37% and 55% respectively.

Conclusions:

An increase in excess air decreases cycle energy and exergy efficiencies because average heat input temperature decreases. An increase in compression and/or overheating ratio of compressed air decreases exergetic destruction in combustion chamber by decreasing the entropy generation and increases cycle energy and exergy efficiency.

Keywords: ASPEN Plus; biogás; gas cycle; energy efficiency and exergy.

1. INTRODUCCIÓN

Las producciones de azúcar y etanol a partir de la caña de azúcar originan residuos industriales (e.j. bagazo, cachaza y vinazas) que pueden ser usados como combustible, para la producción de calor y/o electricidad. El tratamiento de vinazas de destilería por digestión anaerobia para la producción de biogás, es una alternativa prometedora para el tratamiento del residual más agresivo de la industria sucroalcoholera cubana. La digestión anaerobia de vinazas produce de 24 a 27 m³ de biogás (60% de metano) por m³ de vinaza, y 1 m³ de biogás produce de 6,25 a 10 kWh de electricidad y calor (Barrera y col., 2013).

Las 11 destilerías del grupo empresarial AZCUBA generan $10\,500\text{ m}^3\text{d}^{-1}$ de vinazas (Lorenzo y col., 2014). Considerando el tiempo promedio de producción en una destilería en Cuba de 270 días, se generarían $2\,835\,000\text{ m}^3$ de vinazas al año (Lorenzo y col., 2014; Lorenzo, 2014). Con este flujo se produciría por digestión anaerobia, entre $68\,040\,000$ y $76\,545\,000\text{ m}^3$ de biogás por año, lo que es equivalente a una generación eléctrica entre 255 y 459 GW-h por año.

El aprovechamiento adecuado de la energía requiere del conocimiento de los principios termodinámicos (en particular la exergía). La exergía es una variable termodinámica que da una medida de la calidad de la energía. La exergía no se conserva en los procesos, sino que se destruye en los procesos irreversibles (Ahmadi y Dincer, 2011). La primera ley de la termodinámica se enfoca en la conservación (ni se crea ni se destruye) de la energía (Çengel y Boles, 2012). Esta ley no brinda información suficiente sobre las irreversibilidades en el proceso de transformación de la energía. Barrera y colaboradores (2016) usan el análisis exergético como método de comparación entre alternativas de tratamiento de vinazas en el contexto cubano, siendo las de obtención de biogás para generar electricidad, las de mayor aprovechamiento exergético y de mayores beneficios ambientales.

La literatura muestra una variedad de estudios de análisis energéticos y exergéticos en ciclos de gas con biogás (Darabadi y col., 2018; Gholizadeh y col., 2019). Ninguno de estos trabajos hace uso del simulador Aspen Plus para el desarrollo de los análisis energéticos y exergéticos. El simulador Aspen Plus se ha usado para modelar un ciclo de gas con biogás ya que tiene en sí módulos que permiten caracterizar diferentes operaciones unitarias. Además, calcula la exergía física de las corrientes, el valor calórico del biogás de acuerdo al paquete termodinámico seleccionado y permite insertar bloques de cálculo para calcular las eficiencias energéticas y exergéticas. El objetivo de este trabajo es analizar energéticamente y exergéticamente un ciclo de gas que opera con biogás usando como herramienta el simulador *ASPEN Plus* v10.0 (Aspen Technology, 2017).

2. MATERIALES Y MÉTODOS

En la presente sección se describen las principales características de los esquemas de simulación de un ciclo de gas operando con biogás. Los valores de flujo y composición empleados para la corriente de biogás fueron tomados de los resultados obtenidos recientemente por Alfonso y colaboradores (Alfonso y col., 2018) durante la simulación de la digestión anaerobia de vinazas. El flujo de biogás fue de $355\text{ m}^3\text{h}^{-1}$ con una composición de CH_4 (66%), CO_2 (32%) y otros gases (2%). El flujo de aire fue de 219 kmolh^{-1} ($5\,354\text{ m}^3\text{h}^{-1}$) con una composición de O_2 (21%) y N_2 (79%). Todos estos porcentajes son volumétricos.

2.1 Características del modelo de simulación en Aspen Plus

El paquete de propiedades seleccionado para la simulación fue el RKS-BM. Este método utiliza la ecuación cúbica de estado de Redlich-Kwong-Soave (RKS) con la función alfa de Boston-Mathias para todas las propiedades termodinámicas. Se recomienda para aplicaciones de procesamiento de gas, procesos de combustión o

plantas de generación de electricidad (Haydary, 2019).

El compresor y la turbina de gas fueron modelados en modo isentrópico. La operación de la cámara de combustión se consideró adiabática e isobárica. El reactor RGibbs fue el módulo seleccionado para simular la cámara de combustión. En este reactor se calculan las composiciones de salida para lograr el equilibrio de fase y químico en la corriente de salida, sin necesidad de una estequiometría de reacción específica (Haydary, 2019). El módulo intercambiador de calor HeatX fue usado para simular el recalentamiento del aire en el caso mejorado.

En la simulación la temperatura del biogás fue de 328 K, la eficiencia isentrópica del compresor y la turbina de gas fue de 89% y 90% respectivamente (Knopf, 2012) y la eficiencia mecánica fue del 98% (Balli y col., 2007). El módulo de compresor, no permite especificar la cantidad de compresores, por lo que se especificó una relación de compresión de 16, representando la sección de compresores de aire. La presión de descarga de la turbina de gas fue de 101,3 kPa (Knopf, 2012).

El exceso de aire escogido en el caso base es del 110% ya que en esta condición se alcanza una temperatura de los gases de escape de 874 K y el intervalo de esta temperatura está entre 723 K a 874 K (Smith, 2005). El biogás (BIOGAS) se quema en una cámara de combustión (CAM-COMB) con aire comprimido (AIRE2) de la atmósfera (AIRE1) en el compresor (COMPRES). Los gases resultantes de la combustión isobárica (GASES3) se envían a la turbina de gas (TURB-GAS) para realizar trabajo de expansión. Se insertó un módulo TRANSFER el cual permitió igualar la presión del aire comprimido (AIRE2) a la presión de la cámara de combustión para establecer que fuese isobárica.

Para mejorar la eficiencia energética y exergética del caso base se simula un caso mejorado donde se propone recalentar el aire (AIRE2) que sale del compresor con los gases calientes del escape de la turbina de gas (GASES4) antes de ser inyectado en la cámara de combustión a una temperatura de 844 K. Se consideró una diferencia terminal de temperatura entre el aire caliente (AIRE3) que entra a la cámara de combustión y los gases (GASES4) de entrada al precalentador de aire (RECA-AIR) de 30 K (Knopf, 2012). Se realizó una especificación de diseño (FIJAT4) donde se manipuló el flujo de aire para mantener la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas (GASES4) igual a la del caso base para poder comparar ambos casos.

El simulador Aspen Plus mediante la ecuación 1 calcula la exergía física de las corrientes. Esta ecuación es la misma que reporta la literatura (Ahmadi y Dincer, 2011; Cruz y col., 2017).

$$e_f (\text{kJkg}^{-1}) = (h - h_0) - T_0 \times (S - S_0) \quad (1)$$

donde h es la entalpía de la corriente, h_0 la entalpía en condición de referencia la cual se especifica por el usuario en el simulador ($T_0 = 298 \text{ K}$, $P_0 = 101,3 \text{ kPa}$), S la entropía de la corriente y S_0 la entropía del estado de referencia.

La exergía química del biogás se estimó mediante la ecuación 2 (Balli y col., 2007; Ahmadi y Dincer, 2011).

$$e_q \cong \left(1,033 + 0,0169 \frac{b}{a} - \frac{0,0698}{a} \right) \times VCI \quad (2)$$

donde a y b son los subíndices de la fórmula global del biogás C_aH_b y VCI (kJkg^{-1}) es su valor calórico. De acuerdo a la composición del biogás usado en este modelo de

simulación la fórmula global correspondiente es $\text{CH}_{2,74}$. El término dentro del paréntesis de la ecuación 2 fue aproximadamente igual a 1, por lo que se consideró que la exergía química del biogás es igual a su valor calórico inferior (Ahmadi y Dincer, 2011), el cual es calculado por el simulador.

Mediante un bloque de cálculo (CAL-EXER) se programaron en lenguaje *FORTRAN* las expresiones para calcular la destrucción de la exergía (DE) y las eficiencias exergéticas por equipos y del ciclo. En este bloque se definen las exergías de las corrientes y el trabajo de compresión y expansión, y sus valores se importan para ejecutar los cálculos. En la figura 1 se muestra la simulación del caso mejorado (caso base sin precalentamiento de aire).

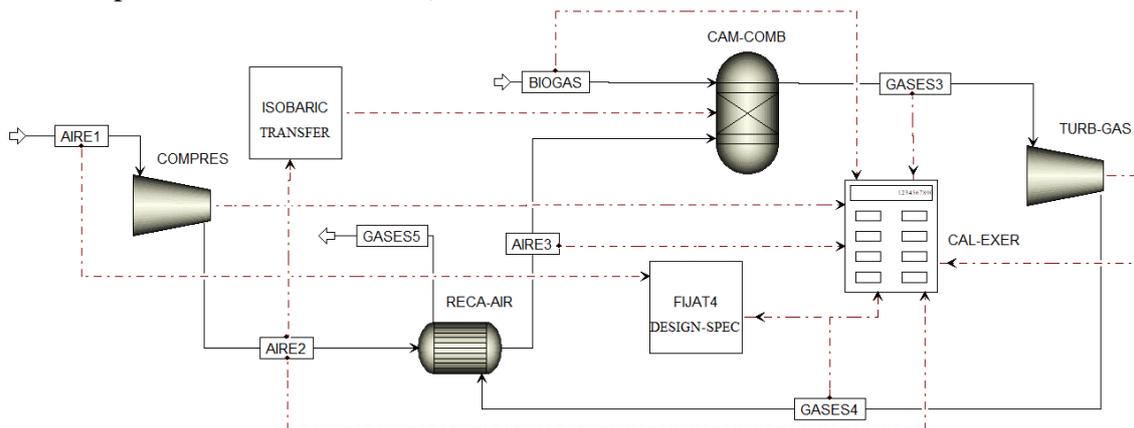


Figura 1. Simulación en Aspen Plus del Caso Mejorado: Ciclo de Gas con recalentamiento

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. Validación del ciclo de gas (CG)

Para validar el modelo de simulación del ciclo de gas se simuló el modelo propuesto por Migoya, (2017), siendo el máximo error de 5,44% en la potencia neta generada. Esto se debe a la diferencia de temperaturas del aire comprimido que depende fundamentalmente de la relación de calores específicos del aire fijada en Migoya, (2017) y la calculada en Aspen Plus.

3.2. Análisis energético y exergético

Se realizó un análisis de cómo se afecta la diferencia de temperatura (ΔT) y el salto entálpico (ΔH) en la turbina de gas al variar el exceso de aire. Al aumentar el exceso de aire disminuye la diferencia de temperaturas (ΔT) entre la entrada y la salida de la turbina de gas, así como el salto entálpico. Se obtuvo un ajuste lineal, el cual permitió inferir que disminuye más el salto entálpico que el (ΔT), ya que sus pendientes son -2,7297 y -1,5051 respectivamente. Por ejemplo, al aumentar el exceso de aire de 110% a 130%, el salto entálpico disminuye en un 4% y el ΔT en un 2%, provocando a su vez una disminución del trabajo de expansión en la turbina de gas y por consiguiente una disminución de la eficiencia energética.

La figura 2a muestra los resultados obtenidos en Aspen Plus de la influencia del exceso de aire (EA), en términos de flujo de aire, y la relación de compresión (RC) sobre la eficiencia energética. Los resultados muestran que inicialmente la eficiencia energética aumenta con el flujo de aire hasta el valor de $0,035 \text{ kmols}^{-1}$ (20% de exceso de aire),

demostrándose que es necesario un exceso de aire para garantizar la combustión completa del biogás. El 21% de aire en exceso representa el requerimiento de aire mínimo para una combustión completa ideal del biogás (Ehsan y Abdul, 2013). Si el flujo de aire continúa incrementándose, comienza a disminuir la eficiencia energética, debido a que aumenta más el trabajo de compresión del aire que el trabajo de expansión del gas en la turbina.

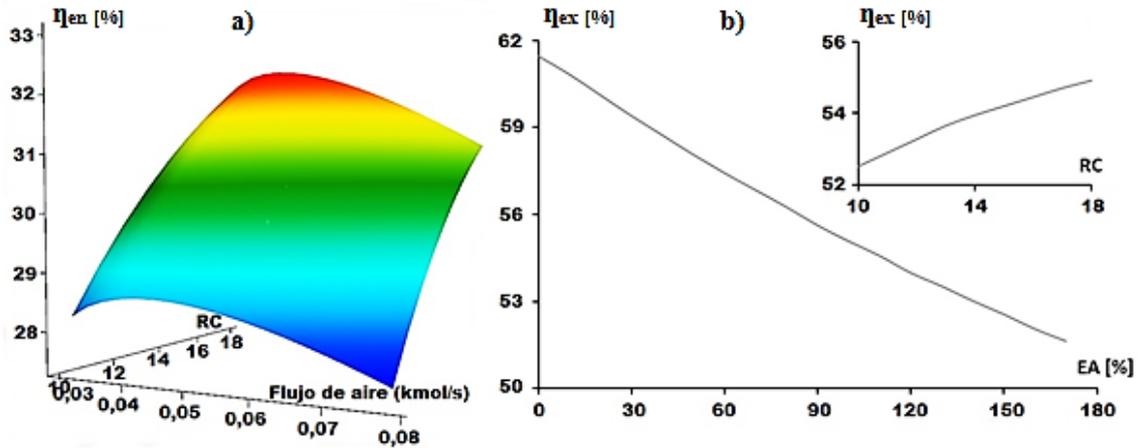


Figura 2. Influencia del exceso de aire y la relación de compresión:
a) eficiencia energética, b) eficiencia exergética

Por otro lado, aunque el trabajo de expansión aumenta cuando el flujo de gases de combustión se incrementa, la consecuente disminución de la temperatura de los gases provoca un salto entálpico específico en la turbina de gas cada vez más pequeño. También se observa que al aumentar la relación de compresión aumenta la eficiencia del ciclo, esto se debe al aumento de la temperatura del aire comprimido que entra a la cámara de combustión, con lo que aumenta la temperatura media de aportación de calor. Es cierto que al aumentar la relación de compresión el trabajo del compresor es mayor, pero se incrementa más el trabajo de expansión, debido al aumento del salto entálpico en la turbina de gas, por aumento de la temperatura de entrada y disminución de la de salida (Sabugal y Gómez, 2006).

En la figura 2b, se aprecia el mismo comportamiento de la figura 2a, lo que significa que el análisis energético está en correspondencia con el exergético.

Para determinar la variable que más influye en la eficiencia exergética, la relación de compresión (RC) y el exceso de aire (EA), se variaron en $\pm 10\%$ con respecto a las condiciones del caso base. El ajuste lineal mostró que la pendiente correspondiente al exceso de aire (-0,0605) es mayor modularmente que la pendiente correspondiente a la relación de compresión (0,0207). Esta influencia negativa del exceso de aire en la eficiencia exergética del ciclo se debe fundamentalmente a la disminución de la eficiencia exergética de la cámara de combustión. Precisamente, cuando se calcularon las eficiencias exergéticas de cada uno de los componentes del ciclo de gas, la menor eficiencia se obtuvo en la cámara de combustión con un valor de $\sim 69\%$. La eficiencia obtenida en el compresor, en la turbina de gas y en el ciclo fue de $\sim 93\%$; $\sim 94\%$ y $\sim 54\%$ respectivamente.

En la cámara de combustión se encuentran las mayores pérdidas por irreversibilidad,

debido a la reacción química, a la transferencia de calor a través de grandes diferencias de temperatura y a las pérdidas térmicas en la trayectoria de flujo (Ahmadi y Dincer, 2011; Knopf, 2012). Para verificar que las eficiencias exergéticas obtenidas están en el entorno adecuado, se compararon con resultados que reporta la literatura (Darabadi y col., 2018, Gholizadeh y col., 2019) (figura 3). En esta figura la línea roja representa el valor medio entre los trabajos contra los que se compara.

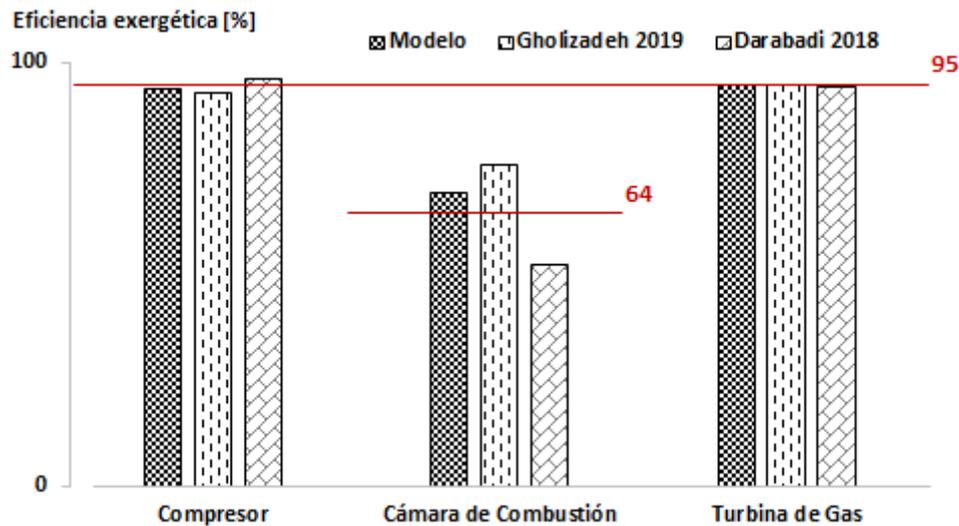


Figura 3. Comparación de las eficiencias exergéticas con otros trabajos

La menor diferencia con respecto a la media se obtuvo en la turbina de gas (0,31%) y la mayor diferencia se obtuvo en la cámara de combustión (6,25%). Las mayores diferencias se encuentran en la cámara de combustión, por las diferencias en las condiciones de operación (EA, temperatura del aire que entra a la cámara de combustión, RC).

La irreversibilidad inherente en el proceso de combustión adiabática corresponde en gran proporción con la exergía original del combustible. Para reducir esta irreversibilidad se requiere una reducción en la tasa de aumento de la entropía que siempre se asocia con un aumento de la temperatura máxima de los productos (Kotas, 1985). En un sistema adiabático, el cambio de entropía solamente se debe a las irreversibilidades internas y su efecto tiende siempre a incrementar la entropía (Çengel y Boles, 2012). Precalentar los reaccionantes es la forma más común de reducir la irreversibilidad de un proceso de combustión (Kotas, 1985).

Se realizó un análisis de cómo influye la temperatura del aire (AIRE3) de entrada a la cámara de combustión (CC) en la generación de entropía y la eficiencia exergética de la cámara de combustión (CC) (figura 4). En la generación de entropía solo se consideró la entropía del aire (AIRE3) y la entropía de los gases de combustión (GASES3). Este análisis se realiza a presión constante de la cámara de combustión, correspondiente a la relación de compresión fijada en la sección de compresores.

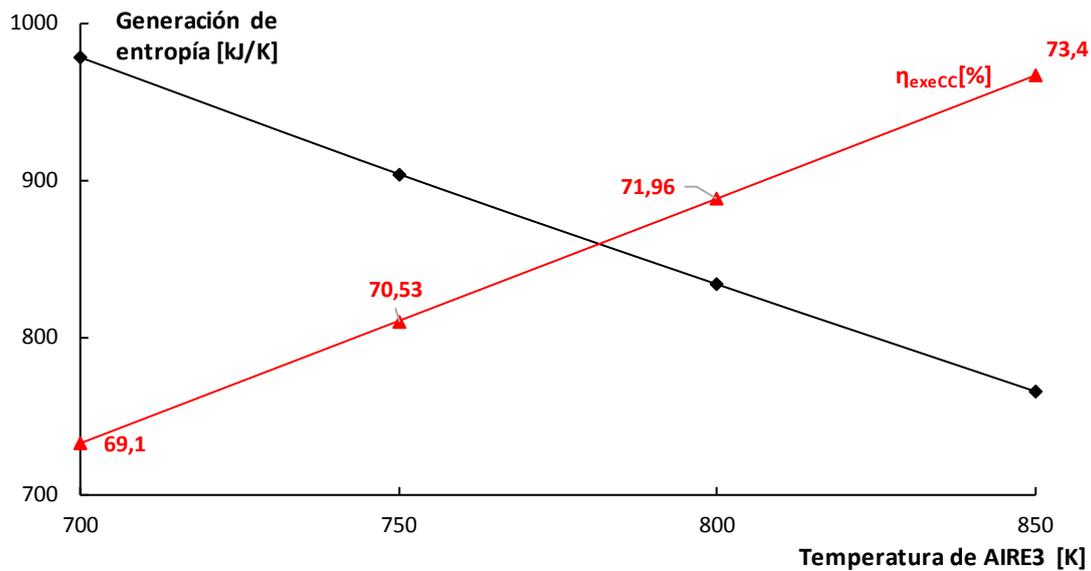


Figura 4. Influencia de la temperatura del AIRE3 en la generación de entropía y eficiencia exérgica de la cámara de combustión (CC)

En la figura 4 se comprueba lo que plantean Çengel y Boles, (2012) y Kotas, (1985) que al aumentar la temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión disminuyen las irreversibilidades (destrucción exérgica) y aumenta la eficiencia exérgica de la cámara de combustión ($\eta_{exe(CC)}$). Se realizó el análisis en este intervalo de temperaturas (700K – 850K) ya que la temperatura del aire a la salida del compresor (AIRE2) es de 689 K, y el AIRE3 solo es posible calentarlo hasta 23 K a 30 K (Knopf, 2012) menos que la temperatura del medio de calentamiento (GASES4) que es de 874 K.

4. CONCLUSIONES

El aumento del exceso de aire disminuye la eficiencia energética y exérgica, estas se incrementan si aumenta la relación de compresión y si se precalienta el aire. En el caso mejorado la eficiencia energética aumenta con respecto al caso base de 32% a 37% y la eficiencia exérgica de 54% a 55%. Esto se debe al incremento de la eficiencia exérgica en la cámara de combustión de 69 a 73%, ya que disminuye la destrucción exérgica en la cámara de combustión por disminución de la generación de entropía al recalentar el aire. Se determinó la influencia de variables de operación en ciclos de gas que permite diseñar ciclos de potencia más eficientes. El exceso de aire resultó ser la variable de mayor influencia (negativa) en la eficiencia de un ciclo de gas, disminuyendo significativamente la temperatura media de aportación de calor.

REFERENCIAS

- Ahmadi, P., & Dincer, I., Thermodynamic and exergoenvironmental analyses, and multi-objective optimization of a gas turbine power plant., *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 14-15, 2011, pp. 2529-2540.
- Alfonso, A., Pagés-Díaz J. & Lorenzo, J., Simulación de la digestión anaerobia de

- vinazas para la generación de electricidad. V Congreso Internacional de Ingeniería Química, Biotecnológica y Alimentaria, (V CIIQBA), Palacio de las Convenciones de La Habana, Cuba, 2018, pp. 733-744.
- Aspen Technology, I., Inc. Aspen Tech®, aspenONETH., Massachusetts, US, 2017, pp. 2-31.
- Balli, O., Aras, H. & Hepbasli, A., Exergetic performance evaluation of a combined heat and power (CHP) system in Turkey., *Energy*, Vol. 31, No. 9, 2007, pp. 849–866.
- Barrera, E., Spanjers, H., Dewulf, J., Romero, O. & Rosa, E., The sulfur chain in biogas production from sulfate-rich liquid substrates: a review on dynamic modeling with vinasse as model substrate., *Journal of Chemical Technology & Biotechnology*, Vol. 88, No. 8, 2013, pp. 1405-1420.
- Barrera, E., Rosa, E., Spanjers, H., Romero, O., De Meester, S. & Dewulf, J., A comparative assessment of anaerobic digestion power plants as alternative to lagoons for vinasse treatment: life cycle assessment and exergy analysis., *Journal of Cleaner Production*, Vol. 113, No. 1, 2016, pp. 459-471.
- Çengel, A.Y., & Boles, A.M., *Termodinámica.*, New York. USA, Mc Graw-Hill Companies, 2012, pp. 491-543.
- Cruz, L.I.A., Ones, O., Zumalacárregui, C.L., Análisis comparativo de métodos de balance exergético en columnas de destilación alcohólica., *Centro Azúcar*, Vol. 44, No. 2, 2017, pp. 48-59.
- Darabadi, Z.A., Khoshbakhti, S.R., Mirmasoumi, S., & Bahlouli, K., Extensive thermodynamic and economic analysis of the cogeneration of heat and power system fueled by the blend of natural gas and biogas., *Energy Conversion and Management*, Vol. 164, No. 15, 2018, pp. 329–343.
- Ehsan, H.S., & Abdul, W.M., Biogas utilization: Experimental investigation on biogas flameless combustion in lab-scale furnace., *Energy Conversion and Management*, Vol. 74, October 2013, pp. 426-432.
- Gholizadeh, T., Vajdi, M., & Mohammadkhani F., Thermodynamic and thermoeconomic analysis of basic and modified power generation systems fueled by biogas., *Energy Conversion and Management*, Vol. 181, No. 1, 2019, pp. 463–475.
- Haydary, J., *Chemical Process Design and Simulation Aspen Plus and Aspen HYSYS Applications.*, Department of Chemical and Biochemical Engineering Slovak University of Technology Bratislava, Slovakia, JohnWiley & Sons, Inc., 2019, pp. 28-120.
- Knopf, F.C., *Modeling, analysis and optimization of process and energy systems.*, Louisiana State University, Baton Rouge, LA, A John Wiley & Sons, Inc., Publication, 2012, pp. 164-234.
- Kotas, T.J., *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis.*, Great Britain by Anchor Brendon Ltd, Tiptree, Essex, 1985, pp. 147-161.
- Lorenzo, Y., Nueva tecnología de producción en etanol y biogás de menor costo e impacto ambiental negativo para la UEB Derivados Heriberto Duquesne., Tesis presentada en opción al Grado Científico de Doctor en Ciencias Técnicas, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, CUJAE, La Habana, Cuba, 2016.

- Lorenzo, Y., Domenech, F. Gallardo, M., Rojas, L. Eng, F., Chanfón, J. & Fernández, R., Producción de bioenergía a partir del tratamiento anaerobio de vinazas de destilerías en reactores UASB., Centro Azúcar, Vol. 41, No. 3, 2014, pp. 78-93.
- Migoya, F., Utilización de biometano en un ciclo combinado en un central azucarero con destilería., Tesis presentada en opción al Título de Ingeniero Químico, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, CUJAE, La Habana, Cuba, 2017.
- Sabugal, G.S., & Gómez, M.F., Centrales Térmicas de Ciclo Combinado Teoría y proyecto., Editorial Díaz de Santos, 2006, pp. 55-57.
- Smith, R., Chemical Process Design and Integration., Centre for Process Integration, School of Chemical Engineering and Analytical Science, University of Manchester, John Wiley & Sons Inc, McGraw Hill, 2005, pp. 477-509.

CONFLICTO DE INTERÉS

Los autores declaran que no existe conflicto de interés.

CONTRIBUCIÓN DE LOS AUTORES

- Ing. Arael Alfonso Cardero. Trabajó en la conceptualización, metodología, simulación, validación, además de la escritura y corrección del artículo.
- M.Sc. Junior Lorenzo Llanes. Trabajó en la conceptualización, metodología, asesoramiento del contenido, escritura y corrección del artículo.
- Dra.C. Meilyn González Cortés. Trabajó en la metodología, asesoramiento del contenido escritura y corrección del artículo.