



Influencia de la temperatura ambiente en turbinas de gas en zona subtropical costera

Ambient temperature influence on gas turbines in coastal subtropical area

Alberto E. Calvo-González^{1,*}, José Rodríguez-Bertrán^{II}, Gisela Nuviola-Colsa^I, Jorge Arango-Gómez^{III}, Diego Quintero-Cabrera^I

I. Universidad Tecnológica de La Habana José Antonio Echeverría, Facultad de Ingeniería Mecánica. La Habana, Cuba

II. Instituto de Cibernética, Matemática y Física, Dpto. Control automático. La Habana, Cuba

III. Universidad Nacional de Colombia, Facultad de Ingeniería, Dpto. de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica. Bogotá, Colombia

*Autor de correspondencia: aeqcalvo@mecanica.cujae.edu.cu

Este documento posee una [licencia Creative Commons Reconocimiento-No Comercial 4.0 internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)



Recibido: 28 de agosto de 2020

Aceptado: 2 de noviembre de 2020

Resumen

En este trabajo se estudió la Influencia de la temperatura ambiente en turbinas de gas en zona subtropical costera, tanto en condiciones de diseño, como después de años de explotación. Durante el estudio se emplearon métodos estadísticos, la observación directa y el criterio de expertos. Fueron procesados estadísticamente y comparados los parámetros fundamentales de esta máquina, en función de la variación de la temperatura ambiente, graficándose su influencia antes y después del mantenimiento, y con su comportamiento original. Se pudo comprobar que la alta temperatura produce una disminución de la potencia de unos

2,5 MW. Como posible solución se evaluó el enfriamiento del aire de entrada por diferentes métodos, seleccionando el de enfriamiento por absorción, lo cual tiene impacto positivo sobre el medio ambiente, aunque tiene como inconveniente las dimensiones de estos equipos. La conveniencia económica se comprobó por el método de flujo de caja, resultando 6 años de recuperación.

Palabras claves: turbinas de gas, influencia de la temperatura ambiente, enfriamiento del aire entrante, análisis económico, aumento de potencia.

Abstract

In this work, the influence of ambient temperature in gas turbines in a coastal subtropical zone was studied, both under design conditions and after years of operation. Statistical methods, direct observation, and expert judgment were used during the study. The fundamental parameters of this machine were statistically processed and compared, depending on the variation of the ambient temperature, plotting their influence before and after maintenance, and with their original behavior. It was found that the high temperature produces a decrease in power of about 2.5 MW.

As a possible solution, the cooling of the inlet air was evaluated by different methods, selecting the absorption cooling method, which has a positive impact on the environment, although the size of this equipment is disadvantageous. The economic convenience was verified by the cash flow method, resulting in 6 years of recovery.

Key words: gas turbines, ambient temperature influence, inlet air cooling, economic analysis, increase of power.

Cómo citar este artículo:

Calvo González AE, Rodríguez Bertrán J, Nuviola Colsa G, et al. Influencia de la temperatura ambiente en turbinas de gas en zona subtropical costera. Ingeniería Mecánica. 2020;24(1):e617. ISSN 1815-5944.

Introducción

La ubicación de la turbina de gas juega un papel decisivo en su comportamiento debido a las condiciones atmosféricas del sitio. Las condiciones ambientales (temperatura, presión y humedad relativa) afectan la eficiencia de las turbinas de gas y su potencia de salida en un ciclo simple. La influencia principal en el comportamiento de las turbinas de gas es causada fundamentalmente por la temperatura ambiente [1]. Los efectos de la presión atmosférica y la humedad relativa ϕ , pueden ser considerados menos importantes. Si se toma como ejemplo una turbina de gas de ciclo simple, a cada variación de 1 °C se produce una variación de potencia de aproximadamente 0,5 – 0,9 % [2] y aproximadamente 0,10 % del valor correspondiente de la norma ISO [2, 3] para cada 1 mbar de disminución de presión [2, 3]; en el caso de la humedad relativa ϕ una variación de un 1 % conlleva un cambio menor del 0,01 % en la potencia que genera. En este caso, para condiciones que

no sean las ISO [2, 3], los parámetros pueden estimarse a partir del gráfico que comúnmente ofrece el fabricante, donde se muestran las curvas características de cada parámetro de trabajo en función de la temperatura del aire de entrada al compresor.

El clima subtropical húmedo es un ambiente específico en la explotación de turbinas de gas, su temperatura es comúnmente mayor que la certificada por norma ISO [2, 3] de 150 °C y en este se producen variaciones de temperatura y de ϕ según avanza el día, así como estas variaciones están influenciadas por la etapa del año [4]. Es de notar que las gráficas de fábrica dejan de corresponderse con los valores reales en la medida en que la instalación tiene más tiempo de explotación. Por ello después de un periodo de explotación no se tiene cuantificado en estas condiciones en cuánto disminuye la generación de potencia por cambios en la temperatura ambiente [5], ni cuánto significa económicamente esta disminución de potencia, tampoco, si sería rentable o no recuperar parcial o completamente, esta disminución en la potencia [6].

La mayoría de los trabajos consultados están dedicados a climas áridos, desérticos lo que condiciona los métodos de enfriamiento del aire de entrada como los evaluados en [7, 8]. La no existencia de una información completa acerca de la influencia de la temperatura del aire en los parámetros de operación de las turbinas de gas en la zona subtropical costera dificulta la toma de decisiones adecuadas durante su operación, así como de las medidas de mejoras a ese fenómeno.

En las turbinas de gas con años de explotación, se van produciendo deterioros que disminuyen la potencia entregada y que enmascaran el verdadero efecto de las condiciones ambientales es por ello que se hace imprescindible el monitoreo de la variación de la temperatura ambiente con la variación de los parámetros fundamentales que caracterizan el comportamiento de esta turbina objeto de estudio, así como, también se hace necesario su comparación con los parámetros que debe cumplir según los datos de fábrica con el fin de verificar su adecuado comportamiento. En los últimos años se le presta también atención al mejoramiento del desempeño de las microturbinas de gas por medio del enfriamiento del aire de entrada al compresor [9, 10] presentándose resultados cualitativos semejantes, pero con valores proporcionales a sus potencias.

Para poder observar el comportamiento del objeto de estudio y efectuar su modelación matemática [11, 12] se debe especificar qué parámetros fundamentales se requiere analizar, los que en este caso son: la Potencia (*Output*), Consumo Específico de Calor (*Heat Rate*), Consumo de Calor (*Heat Consumption*), Flujo de Gases de Escape (*Exhaust Flow*) y Temperatura de los Gases de Escape (*Exhaust Temperature*) porque la variación de la temperatura del aire ambiente influye en todos estos parámetros.

Es conveniente señalar que las características de la turbina objeto de estudio, según sus datos de diseño a condiciones ISO [2, 3] 15 °C, 1,013 bar y 60 % de humedad relativa (ϕ) y empleando gas natural son: Potencia 38 340 kW, Consumo Específico de Calor, a partir del valor calórico bajo (LHV) del combustible, 11460 KJ/kWh, Consumo de Calor, a partir del valor calórico bajo (LHV), 439,4x10⁶ kJ/h, temperatura de los Gases de Escape 539 °C, Flujo másico de los Gases de Escape 501 x 10³ kg/h. Aplicación de la turbina de gas: transmisión generadora; Ciclo: simple; Rotación del eje: en sentido contrario al de las manecillas del reloj; Tipo de operación: continua; Velocidad del eje: 5100rpm; Tipo de sistema de combustible: gas natural; Capacidad nominal de la turbina de gas (a nivel del mar); Sección del compresor: número de etapas del compresor: 17; Tipo de compresor: Flujo axial, de servicio pesado; Hendidura de la carcasa: Brida horizontal; Tipos de aletas guías de entrada: modulado variable; Sección de la turbina: número de etapas de la turbina: 3 (eje simple); Hendidura de la carcasa: horizontal; Sección de combustión: tipo: 10 cámaras de combustión múltiple, diseño de flujo inverso; Toberas de combustión: presión pulverizadora, 1 por cámara; Detector de llama: 2, tipo ultra-violeta; Bujía de encendido: 2, tipo de electro, con inyección de resorte.

El objetivo de este trabajo fue estudiar la Influencia de la temperatura ambiente en turbinas de gas en zona subtropical costera, siendo el principal resultado que la alta temperatura produce una disminución de la potencia de unos 2,5 MW. Como posible solución se evaluó el enfriamiento del aire de entrada por diferentes métodos, seleccionando el de enfriamiento por absorción

Métodos

Para enfrentar el trabajo se analizaron los diferentes métodos empleados en la literatura consultada concluyéndose que por el tipo de procesamiento y características de los datos, el tratamiento adecuado era por el métodos estadísticos [13], así como por el estado de los datos se requería de la aplicación del método de la observación directa y la utilización del panel de expertos para evaluar las situaciones no registradas con datos confiables. En el caso de la evaluación de la factibilidad económica se escogió el flujo de caja como método en la determinación del tiempo de recuperación de la inversión por ser una sola opción.

Análisis de las condiciones ambientales en la zona donde se ubica la turbina de gas objeto de estudio

Como en la planta no se monitorea la humedad relativa, se acudió a datos meteorológicos para estudiar su variación en el tiempo. A continuación se muestra la representación gráfica de los valores medios mensuales de la humedad relativa, en por ciento, para el período de 1971-2007, figura 1.

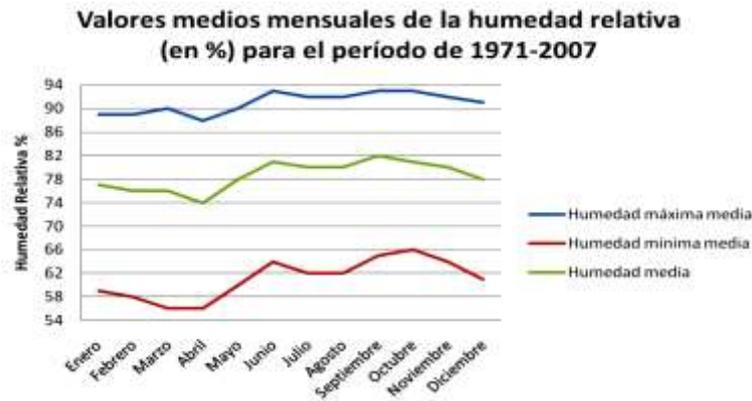


Fig. 1. Valores medios mensuales de la humedad relativa. Fuente: autores

La humedad relativa del aire presenta un comportamiento anual que se corresponde, en buena medida, con el comportamiento estacional de las precipitaciones. Los mayores valores se ubican entre junio y octubre, mientras que los mínimos se reportan de enero a abril, como se aprecia en la figura 2. En el transcurso del día el máximo de la humedad relativa ocurre en horas de la noche y principalmente en la madrugada, con valores más cercanos a la saturación al final de este último período. Con la salida del sol, la humedad relativa disminuye rápidamente hasta alcanzar su mínimo diario después del mediodía. Siendo el aire húmedo menos denso que el aire seco, se producirá una reducción en el flujo de masa a través de la turbina en un día húmedo, afectando principalmente los parámetros de la Potencia que genera y el consumo específico de calor,

En el gráfico de la figura 2 se pueden observar las temperaturas mínimas, temperaturas medias, temperaturas máximas y las temperaturas modas que se obtuvieron en el sitio de ubicación de la planta objeto de estudio, a unos 50 metros de la costa.

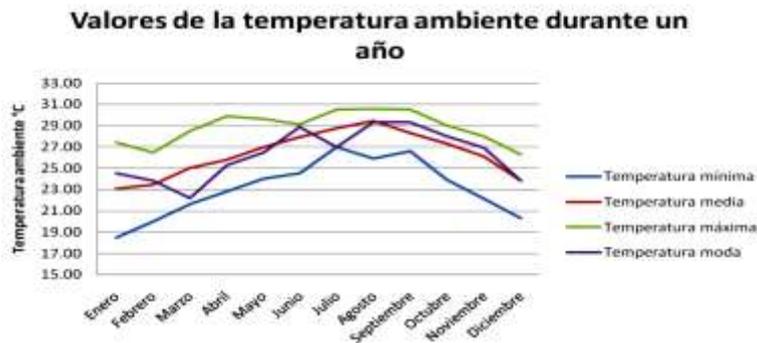


Fig. 2. Variación de la temperatura ambiente en un año. Fuente: autores

La temperatura del aire presenta los mayores valores en los meses de julio a septiembre, mientras que los más bajos se observan en enero y febrero; la marcha diaria muestra el máximo poco después del mediodía y el mínimo al final de la madrugada, poco antes de salir el sol; la amplitud térmica (diferencia entre la temperatura máxima y la temperatura mínima) diaria es, como promedio, inferior a los 8 °C cada mes, valor relativamente bajo, lo que es característico de las localidades cercanas a las costas; el intervalo de temperatura que se muestra es de 18,50 °C hasta 30,50 °C, con una diferencia de 12 °C. A continuación se muestra la tabla 1 con los valores de temperatura mínimos, medios, máximos y valores de moda en un año, siendo la temperatura que se repite con más frecuencia 26,5 °C,

Tabla 1. Datos de las temperaturas mínimas, media, máxima ambiental por meses en grados Celsius. Fuente: autores

Datos de temperatura ambiental °C												
Mes	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
T _{min}	18,50	20,00	21,60	22,80	24,00	24,50	20,60	25,90	26,60	23,90	22,10	20,30
T _{med}	23,08	23,46	25,02	25,80	26,97	27,91	28,51	29,41	28,33	27,30	26,13	23,82
T _{max}	27,40	26,50	28,50	29,90	29,60	29,10	30,50	30,60	30,50	29,00	28,00	26,30
T _{moda}	24,50	23,80	22,20	25,30	26,50	28,90	27,00	29,30	29,30	28,00	26,90	23,80
Temperatura media anual				26,31								
Temperatura moda anual				26,50								

En la figura 3 se muestra la temperatura acumulada en el tiempo durante el año completo, seleccionada entre 26 °C y 30 °C, siendo de 28 °C,

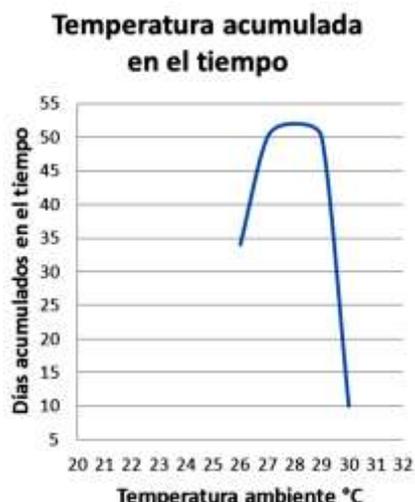


Fig. 3. Sumatoria del tiempo en que se está a una temperatura dada. Fuente: autores

Modelo de la variación de los parámetros de operación de la turbina de gas con la temperatura ambiente según las curvas suministradas por el fabricante

Procesamiento estadístico

El gráfico de operación de cada turbina en función de la temperatura del aire de entrada al ciclo muestra la variación de los parámetros fundamentales de operación de la turbina con la variación de esta, siendo los mismos: 1. Potencia que genera. 2. Consumo específico del calor. 3. Consumo de Calor. 4. Flujo de Gases de Escape. 5. Temperatura de Gases de Escape. El trabajo con este gráfico no es preciso y el trabajo con él se hace muy engorroso. Debido a esto, se elaboraron varios modelos que permiten trabajar con el mismo de una manera más sencilla y exacta. Los modelos correspondientes a cada uno se muestran en la tabla 2.

Tabla 2. Ecuaciones del modelo obtenido para los parámetros de operación. Fuente: autores

	Condiciones ISO/Gas Natural	Valores a 15 °C
Potencia Generada	$y = (-0,357911 * t) + 120,911$	38340 kW
Flujo de los gases de escape	$y = (-0,225986 * t) + 113,648$	501 kg/hr x103
Consumo de Calor	$y = (-0,275643 * t) + 116,25$	439,4 kJ/hr x 106
Consumo específico de calor	$y = (0,0898406 * t) + 95,4956$	11460 kJ/kWh
Temperatura de gases de escape	$y = (0,71684 * t) + 959,25$	539 °C

Estos modelos son la expresión matemática aproximada de las curvas que aparecen en el gráfico, dadas por el fabricante de la turbina, que muestran las variaciones de cada uno de los parámetros referidos en el párrafo anterior, con la temperatura de entrada. Las ecuaciones que aparecen en la tabla 3 se muestran los modelos obtenidos a partir de los datos extraídos del referido gráfico, usando el paquete estadístico de Statgraphics, versión 5.1.

Tabla 3. Ecuaciones obtenidas a partir de datos de operación. Fuente: autores

Parámetros	Después del mantenimiento	Antes del mantenimiento
Potencia que genera	$y = 38,6884 - 0,192143 * t$	$y = 38,0971 - 0,237833 * t$
Temperatura de los gases de escape	$y = 529,885 + 0,620893 * t$	$y = 534,878 + 0,574 * t$
Consumo de calor	$y = 466,48 - 1,42579 * t$	$y = 475,227 - 2,417 * t$
Consumo específico de calor	$y = -21025,319 + (4956,6743 * t) - (268,881 * (t ^ 2)) + (6,3476567 * (t ^ 3)) - (0,054613043 * (t ^ 4))$	$y = 755478,03 - (113476,73 * t) + (6480,1559 * (t ^ 2)) - (163,90033 * (t ^ 3)) + (1,54929752 * (t ^ 4))$

Estos modelos desarrollados previamente ofrecen la posibilidad de estimar los parámetros de operación de la turbina de gas objeto de estudio. El comportamiento de los parámetros de operación, estimados por los modelos resultantes de las curvas brindadas por el fabricante de la turbina objeto de estudio, se muestra en la siguiente figura 4, en función de su porcentaje. Los valores que se emplearon para la realización de este gráfico fueron tomados del gráfico original ofrecido por el fabricante de la turbina objeto de estudio.

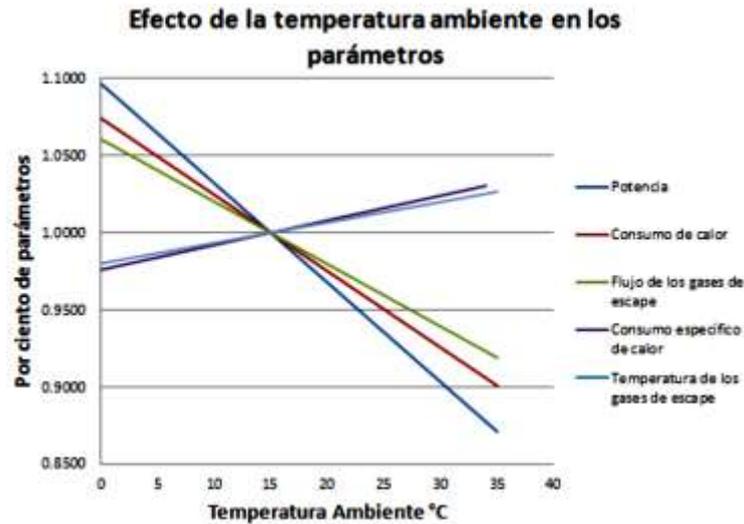


Fig.4. Efecto de la temperatura ambiente en porcentaje de los parámetros fundamentales, trazadas a partir de los modelos obtenidos con los datos del fabricante. Fuente: autores

Desarrollo del diseño de experimentación

Relacionar las características de la potencia de salida de las turbinas de gas con la temperatura del aire ambiente mediante métodos estadísticos de análisis de la información experimental, presupone la realización de mediciones de los parámetros que aparecerán en estos modelos y la concepción de una planificación del experimento, empleando el sistema SCADA (*Supervisory Control and Data Acquisition*) instalado en la planta. Este sistema permite obtener información rápida y precisa de cualquier variación en los parámetros del proceso, que normalmente se emplea en actuar sobre diferentes elementos de control para ajustar determinadas desviaciones en los parámetros de trabajo de los procesos. El sistema tiene la posibilidad de registrar las mediciones en un fichero denominado *HistoricalData*.

La recolección del material inicial para la obtención del modelo de la temperatura del aire de entrada al compresor se efectuará empleando el modelo de experimento pasivo, el cual consiste en la selección de variables de entrada y salida del proceso. El tratamiento de los datos experimentales se realiza por el método clásico de análisis de correlación de regresión. Para la validación del método de diseño de experimento y el tratamiento de datos experimentales, la información se exporta a un fichero de excel, seleccionando la fecha y hora de la muestra seleccionada y los intervalos entre mediciones con las variables escogidas. La toma de muestra inicial de las mediciones se efectuó con un intervalo de 5 minutos. Se tomó este intervalo porque los cambios en las mediciones no son significativos a los niveles de precisión de los instrumentos. Los datos se seleccionaron en días determinados en un rango de tres meses (enero, febrero y marzo) y se escogieron días, tanto de principio como de final de mes. Durante estos diferentes días existe una gran variación de temperatura ambiente en la entrada del compresor de la turbinas de gas (desde 19 °C hasta 33 °C). Los datos seleccionados en el mes enero son de los primeros días, momento en que la máquina posee las horas permisibles de trabajo y se encuentra lista para efectuar un mantenimiento capital. En los meses de febrero y marzo, después de realizarse el mantenimiento, a la turbina se le considera nueva y limpia; pero con el transcurso del tiempo existe cierto grado de ensuciamiento del compresor, que afecta el rendimiento de la turbina de gas. Esta comparación permite evidenciar la importancia del mantenimiento en cuanto a potencia dejada de producir y a la mejora de otros parámetros.

De esta forma fueron obtenidos los modelos que son capaces de predecir el comportamiento de los parámetros de operación de interés para este trabajo, a partir de un factor independiente, la temperatura del aire de entrada al compresor. Además, se analizan los resultados que fueron obtenidos al efectuar una corrida experimental con mediciones de parámetros del proceso de la planta. La tabla 3 muestra las ecuaciones obtenidas a partir de los datos reales de operaciones de la turbina, antes y después del mantenimiento, en función de la temperatura del aire de entrada.

Resultados y Discusión

Análisis del diseño de experimentación

En las siguientes figuras 5, 6, 7 y 8, se muestra una comparación entre los parámetros de diseño según las curvas del fabricante y los parámetros reales de operación antes y después de un mantenimiento.

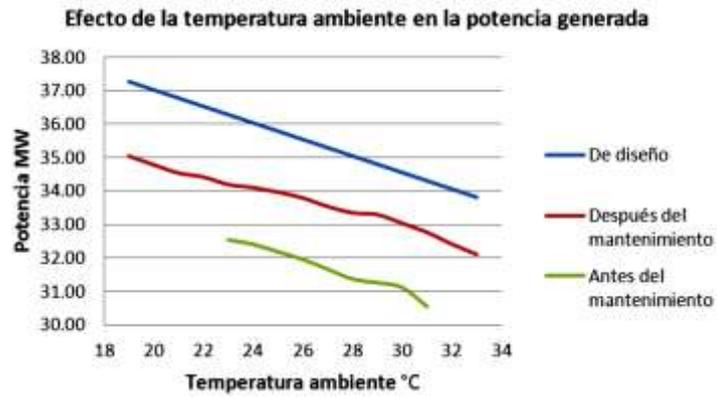


Fig. 5. Efecto de la temperatura en la Potencia que genera. Fuente: autores

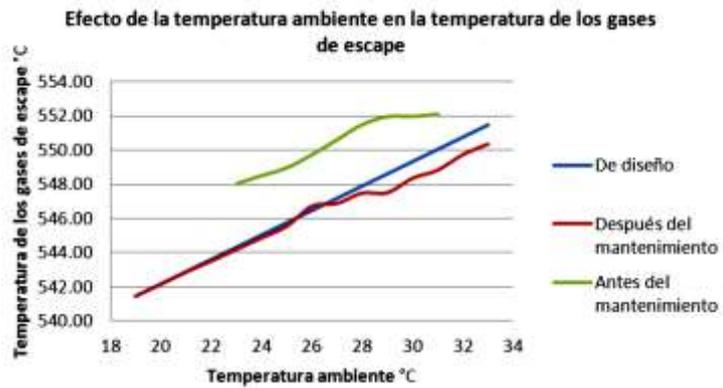


Fig. 6. Efecto de la temperatura ambiente en la temperatura de los gases de escape. Fuente: autores

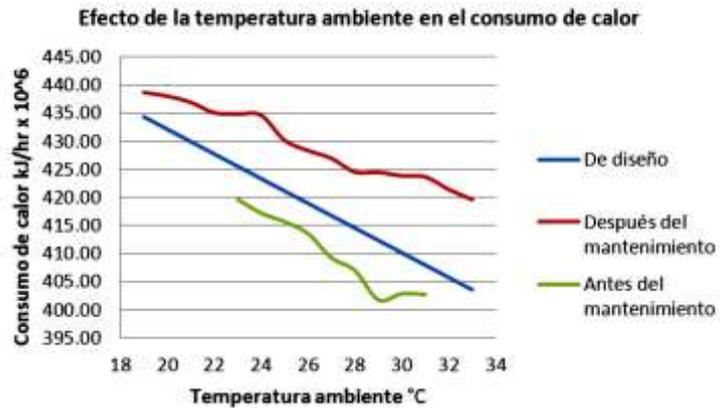


Fig. 7. Efecto de la temperatura ambiente en el consumo de calor. Fuente: autores

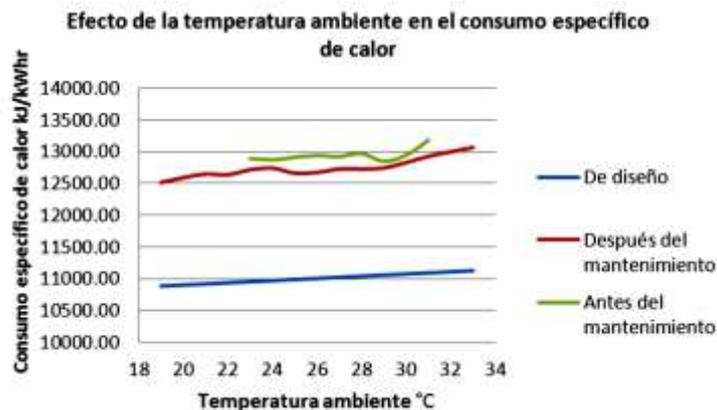


Fig. 8. Efecto de la temperatura ambiente en el consumo específico de calor. Fuente: autores

En la figura 5 se puede observar que después de efectuado un mantenimiento mayor a la máquina, donde la misma se considera como nueva (cero horas de trabajo), no se alcanzan los valores de la potencia de diseño, existiendo una diferencia promedio de aproximadamente 2 MW. Esta diferencia se debe a que el valor graficado no está corregido a las condiciones de diseño, tales como la caída de presión a la entrada del compresor, que establece que cada 4 pulgadas (10,0 mbar) de H₂O se produce una pérdida de 1,50 % de la potencia que genera (la caída de presión de trabajo normal es 6 pulgadas de H₂O, que representan 0,8 MW). Los efectos de la humedad relativa y la altitud pueden ser despreciados en la práctica en este caso. Otro factor que influye grandemente en esta diferencia es la deformación por tiempo de trabajo que sufren las carcasas del compresor y de la turbina, lo cual disminuye la eficiencia de ambos. Según cálculos de los técnicos especialistas, la turbina se está comportando como si tuviera 5000 horas de operación, por lo que ya solo este factor representa una pérdida de aproximadamente 1 MW.

Como se puede apreciar la disminución en la potencia generada debido a una temperatura ambiente existente mayor a la de diseño es aprox. de 2,5 MW lo que implica una sustancial disminución de las entradas monetarias de la unidad, reduciendo la efectividad de la inversión. La reducción de la temperatura del aire de entrada a la turbina mediante un sistema de enfriamiento incrementaría la potencia de salida llegando a alcanzar aproximadamente la potencia de diseño de la máquina. De igual forma se obtiene una reducción en el consumo, lo que ayuda a incrementar los ahorros y coloca a la planta en mejores condiciones de operación. Por último, debido a que se reduce la temperatura de salida de gases de la turbina se logra reducir los costos de mantenimiento. Estos dos últimos efectos son difíciles de precisar por lo cual no se trabajará numéricamente con ellos dejándose como beneficios colaterales. Sería interesante analizar la causa de que las temperaturas de los gases de escape para temperaturas menores de 26 °C se acercan tanto después del mantenimiento a los valores dados del fabricante pero se escapa al alcance de este trabajo.

Se conoce por datos de meteorología que la temperatura de mayor frecuencia es de 26,5 °C pero que la temperatura que posee mayor acumulado en el tiempo es de 28 °C por lo cual se utilizará esta temperatura para calcular la cantidad de grados que se debe reducir la temperatura ambiente para llegar a la de diseño. Se puede plantear que por la forma de la curva de disminución de la potencia generada al aumentar la temperatura ambiente (recto de pendiente sostenida) en los casos de mayor temperatura ambiente, cuando no se alcance la temperatura de diseño, la recuperación de potencia generada tendrá aproximadamente el mismo valor (2,55 MW).

Debido a la emisión de gases de escape con un potencial energético alto, se acostumbra a utilizar instalaciones de enfriamiento por absorción lo cual tiene impacto positivo sobre el medio ambiente (producción más limpia), aunque, tienen como inconveniente las dimensiones que poseen estos equipos, aspecto a tener en cuenta debido al espacio disponible que pueda existir en la planta. Si bien es un consenso general en los trabajos revisados con respecto al enfriamiento del aire de entrada como una medida para mejorar el desempeño de las turbinas de gas en condiciones diferentes a las de diseño, en [14] consideran el calentamiento del aire de entrada como positivo para aumentar la eficiencia de las turbinas de gas en cargas parciales

Antes de instalar un sistema de enfriamiento en una turbina de gas se deben tener en cuenta dos aspectos importantes; uno de ellos es las consecuencias que trae consigo una instalación de este tipo y el otro es analizar si es factible o no económicamente enfriar el aire a la entrada del compresor: Las consecuencias fundamentales de la instalación de un sistema de enfriamiento es la caída de presión que se produce en el conducto de escape de la turbina de gas debido a la ocurrencia de una contrapresión y a una disminución de la entalpía, además, surge una complejidad mayor en la operación y un mayor costo en los mantenimientos [15].

Con el fin de establecer el tiempo de recuperación de la inversión se determinaron los datos requeridos para seleccionar las instalaciones de enfriamiento que permitan llevar el aire de entrada de 28 °C a 15 °C: flujo másico de aire, 490 000 kg/h; calor específico del aire, 1,004 kJ/kg-K; diferencia de temperaturas del aire, 13 K; se obtuvo como resultado una capacidad de 6395480 kJ/h (1 776,52 kW), que equivale a 506,13 TR (toneladas de refrigeración). Se tomó como base un sistema de 280 TR de capacidad, por lo que se seleccionan dos equipos para alcanzar la capacidad necesaria, lo que aporta más flexibilidad en la operación. En la tabla 4 se muestran los precios por unidad.

Tabla 4. Valores de precio del sistema de enfriamiento. Fuente: autores

Carga TR	Tipo de fuente	Voltaje	Modelo	Cantidad	Consumo Total potencia	Precio/U USD	PrecioTotal USD
280	Gas doble efecto	440/60 Hz	BZ100		35 KW		
	Máquina de absorción			1		294329,67	294329,67
	Bomba de agua			1		74373,63	74373,63
	Torre de enfriamiento			1		26109,89	26109,89
Precio de un equipo de enfriamiento						394813,19	394813,19
Precio para dos equipos de enfriamiento							789626,38
Seguro total en USD							28492,68
Flete total en USD (20x40HQ +7x40'GP+5x20')							175200,00
Inspección total en USD							4200,00
Instalación del equipo en USD							473775,83
Precio total para dos equipos de enfriamiento en USD							1471294,89

En posesión de los datos anteriores se procede a la realización de un flujo de caja de la inversión para determinar su pertinencia o no como inversión.

Flujo de caja de la inversión

Valor en USD (o su equivalente para evaluación de inversiones) del MW-hr = 22 Se considerará una recuperación de 2 MW; Interés anual del crédito = 5,5 % del valor inicial en PR; 10 % para mantenimiento capital; 5 % para un mantenimiento parcial y 2 % para mantenimiento en año normal. Tiempo de recuperación máximo de la inversión = 8 años, tabla 5.

Tabla 5. Flujo de caja de la inversión. Fuente: autores

Año	Ingresos		Egresos	
	Acápite	Monto	Acápite	Monto
1	Por energía 90 % utilización de la capacidad instalada.	346896,00	Costo inicial de la instalación	1471294,89
2	Por energía 80 % utilización de la capacidad instalada. Mantenimiento parcial.	289080,00	Remanente del costo inicial	1124398,89
			Interés acumulado del año anterior	80921,22
			Piezas Repuesto	73564,74
3	Por energía 90 % utilización de la capacidad instalada.	346896,00	Remanente del costo inicial	989804,85
			Interés acumulado del año anterior	54439,27
			Piezas Repuesto	3948,14
4	Por energía 70 % utilización de la capacidad instalada. Mantenimiento capital.	274713,60	Remanente del costo inicial	701296,26
			Interés acumulado del año anterior	38571,29
			Piezas Repuesto	147129,49
5	Por energía 90 % utilización de la capacidad instalada.	346896,00	Remanente del costo inicial	612213,35
			Interés acumulado del año anterior	33675,58
			Piezas Repuesto	3948,14
6	Por energía 80 % utilización de la capacidad instalada. Mantenimiento parcial.	289080,00	Remanente del costo inicial	302941,07
			Interés acumulado del año anterior	16661,76
			Piezas Repuesto	73564,74
7	Por energía 90 % utilización de la capacidad instalada.	346896,00	Remanente del costo inicial	104087,57
			Interés acumulado del año anterior	5724,82
			Piezas Repuesto	3948,14
8	Por energía 70 % Utilización de la capacidad instalada. Mantenimiento capital.	274713,60		-233135,47
			Piezas Repuesto	147129,49

En lo adelante las utilidades de cada ciclo de 4 años serán de \$ 1028995,10, para un total a los 20 años de \$ 3086985,30 (considerando el remanente positivo del año 7).

Es de señalar que el valor del MW-hr (\$ 22) es sustancialmente bajo y que se consideró solo una recuperación de 2 MW por el enfriamiento del aire de entrada (el que indican los gráficos como posible es de 2,5 MW (casi \$ 80 000 más al año). Estos aspectos aportan una gran reserva a los cálculos. Los estudios realizados fueron aplicados a turbinas de gas en ciclo simple donde los gases de escape se encuentran completamente disponibles lo cual no es así para el ciclo combinado siendo necesario la evaluación de este efecto sobre la conveniencia del enfriamiento del aire de entrada con el método propuesto en este trabajo [16].

Conclusiones

Los modelos desarrollados a partir de las curvas dadas por el fabricante y ajustadas a las condiciones específicas existentes predicen los valores esperados de los parámetros de operación de la turbina de gas con errores menores al 1% y en el caso específico del flujo de los gases de escape un error de 2 % para cuando el ciclo opera fuera de las condiciones ISO.

El análisis de las condiciones ambientales del lugar de instalación determino que la temperatura de mayor frecuencia es de 26,5 °C, pero la temperatura de más acumulado en el tiempo es de 28 °C.

Se demuestra la conveniencia financiera del enfriamiento del aire de entrada a la turbina de gas al arrojar una recuperación de la inversión durante el transcurso del sexto año.

Agradecimientos

Los autores agradecen la asesoría de los especialistas de la Unión Eléctrica de Cuba Ing. Rubén Pérez Pérez y Dr.C Félix Juan Domínguez.

Referencias

1. El-Shaly A, Elhelw M, Sorour M, et al. Gas turbine performance enhancement via utilizing different integrated turbine inlet cooling techniques. *Alexandria Engineering Journal*. 2016;55:1903-14.
2. De Pascale, A, Melinoa F, Morini, M. Analysis of Inlet Air Cooling for IGCC Power Augmentation Energy Procedia. 2014;45:1265-74. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.01.132.
3. Ashley De S, Zubaidy SA Gas turbine performance at varying ambient temperature. *Applied Thermal Engineering*. 2011;31:2735-39.
4. Shahrul Nahar OK. Feasibility Study of Turbine Inlet Air Cooling using Mechanical Chillers in Malaysia Climate International. In: *Conference on Alternative Energy in Developing Countries and Emerging Economies*. Bangkok, Thailand; 2017.
5. Baakeem SS, Orfi J, Al-Ansary, H. Performance improvement of gas turbine power plants by utilizing turbine inlet air-cooling (TIAC) technologies in Riyadh, Saudi Arabia, *Applied Thermal Engineering*. 2018; (17):1359-4311.
6. Barigozzi G, Perdichizzi A, Gritti C, et al. Techno-economic analysis of gasturbin inlet air cooling for combine dcycle power plant for different climatic conditions. *Applied Thermal Engineering*. 2015;82:57-67.
7. Hassan A, Saeed S, Seyed M, et al. Tatiana Marosuk Exergy analysis of a gas-turbine cycle with fogging inlet cooling. *International Journal of Exergy*. 2015;18(1): 10-8. DOI: 10.1504/IJEX.2015.072062
8. Mert M, Direk M, Unver U, et al. Exergetic Analysis of a Gas Turbine with Inlet Air Cooling System. In: *7th International Exergy, Energy and Environment Symposium, IEEEES*. France: Presses Universitaires de Valenciennes; 2015.
9. Montero Carro M, Bram S, Parente A, et al. Advanced Humidified Gas Turbine Cycle Concepts Applied to Micro Gas Turbine Applications for Optimal Waste Heat Recovery. *Energy Procedia*. 2017;105:1712-18. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.557>
10. Comodi G, Renzi M, Caresana F, et al. Limiting the Effect of Ambient Temperature on Micro Gas Turbines (MGTs) Performance Through Inlet Air Cooling (IAC) Techniques: An Experimental Comparison between Fogging and Direct Expansion, *Energy Procedia*. 2015;75:1172-77. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.561>
11. Hao Lyu, Jianhong Chen, Huanyan Huang. A Calculation and Analysis to Determine Feasibility of Inlet Air Evaporative Cooling Systems for CCPP by Thermodynamic and Economic Method IOP. In: *Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018;394:25-35. DOI:10.1088/1757-899X/394/4/042021
12. Thami K Ibrahim, Mohammed K Mohammed, Omar I Awad, et al. Thermal and Economic Analysis of Gas Turbine Using Inlet Air Cooling System. *MATEC*. In: *Web of Conferences*; 2018. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201822501020>
13. Thami K Ibrahim, Rahman MM, Mohammed MK, et al. Statistical analysis and optimum performance of the gas turbine power plant. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*. 2016;13(1):3215-25. DOI: <http://dx.doi.org/10.15282/ijame.13.1.2016.8.0268>.
14. Zhi Tan L, Xiao Dong R, Zhi Yuan Y, et al. Effect of Inlet Air Heating on GT Efficiency under Partial Load. *Energies*. 2019. DOI:10.3390/en12173327
15. Najjar YSH, Al-Zoghool YMA. Sustainable Energy Development in Power Generation by Using Green Inlet-Air Cooling Technologies with Gas Turbine Engines. *Journal of Engineering Thermophysics*. 2015;24(2):1-24.
16. Thami Khalil I, Mohammed Kamil M, Wadhah Hussein A, et al. Study of The Performance of The Gas Turbine Power Plants From The Simple To Complex Cycle: A Technical Review. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*. 2019;57(2):228-50.

Conflicto de intereses

Los autores declaran que no existen conflictos de intereses

Contribución de los autores

Alberto E. Calvo González. <https://orcid.org/0000-0001-9385-6884>

Diseño de la investigación, análisis de los resultados, redacción del borrador del artículo, la revisión crítica de su contenido y en la aprobación final.

Jose Ramón Rodríguez Bertrán. <https://orcid.org/0000-0002-4006-4135>

Revisión del estado del arte, análisis de los resultados, redacción del borrador del artículo, la revisión crítica de su contenido y en la aprobación final.

Gisela Nuviola Colza. <https://orcid.org/0000-0002-6244-1552>

Diseño de la investigación, diseño de las herramientas para la aplicación de modelos, análisis de los resultados, redacción del borrador del artículo, la revisión crítica de su contenido y en la aprobación final.

Jorge E. Arango Gomez. <https://orcid.org/0000-0001-9704-6088>

Revisión del estado del arte, recolección de los datos, implementación de los modelos, análisis de los resultados, redacción del borrador del artículo, la revisión crítica de su contenido y en la aprobación final.

Diego quintero Cabrera. <https://orcid.org/0000-0001-6576-5627>

Redacción del borrador del artículo, análisis de los resultados, la revisión crítica de su contenido y en la aprobación final.