Revista Facultad de Ingeniería No. 23. pp. 103-110. Septiembre, 2001

Incidencia de la humedad relativa sobre la carga térmica de enfriamiento del aire en una central térmica de gas

Andrés Amell Arrieta y *Francisco Javier Cadavid Sierra**

(Recibido el 17 de agosto de 2000)

Resumen

En la última década del siglo XX se incrementó de manera significativa la componente térmica de gas en la generación de electricidad en Colombia, pues se han instalado aproximadamente 2.800 MW con turbinas de gas. Estas tienen el inconveniente de que cuando se incrementa la temperatura ambiente pierden potencia. Para atenuar este efecto se enfría el aire antes de entrar a la máquina, aplicando diferentes tecnologías.

En este trabajo se analiza cómo las altas humedades relativas en los sitios de instalación de las centrales de gas incrementan de manera significativa la carga térmica para el enfriamiento del aire (los lugares donde se han instalado los proyectos térmicos de gas en Colombia presentan humedad relativa promedio del 80%), también se examina cómo esto incide sobre los estudios de viabilidad económica de la aplicación de las tecnologías de enfriamiento del aire para recuperar la potencia en centrales térmicas de gas en Colombia.

---------- Palabras clave: *turbinas de gas, tecnologías de enfriamiento, recuperación de potencia, ciclo combinado, centrales térmicas, gas natural.*

Incidence of relative humidity on the cooling thermal load in a gas thermal power works

Abstract

In Colombia, during the last decade of XX century the electricity generation was increased in a substantial manner by the installation up to 2.800MW with gas turbines, but when environment temperature gets higher, power decreases. Air cooling technologies are being applied in order to diminish this effect.

This work shows how high relative humidity (RH) in the cities, where thermal powers have been installed, increases in a substantial manner the air cooling thermal load (the places where thermal powers have been installed have RH up to 80%).

Besides, it was analized how much high relative humidity affects the economical viability studies in air cooling technologies applications for recovering power in Colombian thermal power.

---------- Key words: *gas turbines, cooling technologies, power generation, combined cycle, thermal power, natural gas.*

* Grupo de Ciencia y Tecnología de Gas y Uso Racional de la Energía, Facultad de Ingeniería, Universidad de Antioquia. anamell@udea.edu.co

1. Introducción

Las centrales térmicas con turbinas de gas tanto en ciclo simple como combinado, han experimentado en la última década del siglo XX una importante presencia en la generación eléctrica nacional, pues se han instalado unos 2.800 MW aproximadamente. Los planes de expansión de generación señalan que en los próximos diez años las centrales térmicas de gas tendrán una importante participación en la producción de electricidad [1].

En las turbinas de gas, debido a que son máquinas de flujo másico de aire, la potencia es altamente sensible a las variaciones de la temperatura ambiente. Los sitios donde se han instalado CTG en Colombia presentan altas temperaturas ambientes, y se presentan entonces, disminuciones de la potencia generada.

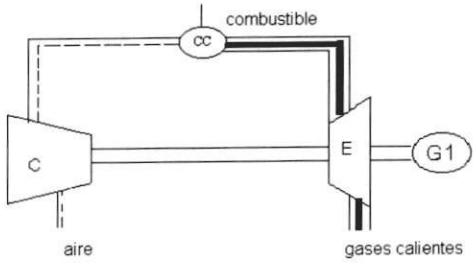
Tecnológicamente es posible atenuar este fenómeno y por tanto recuperar la potencia que se pierde aumentando la temperatura del aire, cuando se introducen en las centrales sistemas atmosféricos de enfriamiento del aire a la entrada de la turbina [2—5].

En este trabajo se examina la incidencia de la humedad relativa sobre la carga térmica de enfriamiento del aire atmosférico, para los sitios donde se han instalado CTG en Colombia. Los resultados de este trabajo muestran que debido a las altas humedades relativas la carga térmica de enfriamiento es de 1,5 a 1,9 veces mayor cuando se le compara con regiones en otros países que presentan humedades relativas promedios del 30%, ello sin duda implicará mayores costos en Colombia al momento de introducir técnicas de enfriamiento como: compresión de vapor y producción y almacenamiento de hielo.

2. Efectos de la temperatura en el comportamiento de una turbina de gas

2.1 Configuración y funcionamiento de una turbina de gas

Una turbina de gas es una máquina térmica de combustión interna, que puede operar con un combustible gaseoso o líquido. Sus principales componentes son: el turbocompresor, la cámara de combustión y el expansor o turbina de potencia, en la figura 1 se hace una representación esquemática de una turbina de gas.



E: Expansor
C: Compresor
CC: Cámara de combustión
TG: Turbina de gas
G1: Generador acoplado a TG

Figura 1 Representación esquemática de una turbina de gas en ciclo simple

El turbocompresor succiona el aire atmosférico para elevar su presión hasta un valor que depende de la relación de compresión de diseño. El aire a alta presión entra a la cámara de combustión, donde una fracción reacciona con el combustible y otra actúa como fluido de dilución para obtener la temperatura adecuada de los gases calientes que salen de ella. Los gases a alta presión y temperatura se expanden en la turbina de potencia para generar una potencia bruta, la cual se distribuye para accionar el turbocompresor y el generador eléctrico. En una turbina de gas los gases salen a alta temperatura, lo cual permite instalar una caldera de recuperación de calor para producir vapor que puede ser usado en el accionamiento de un ciclo Rankine o en un sistema de cogeneración.

2.2 Incidencia de la temperatura ambiente en la operación de una turbina de gas

Para mostrar la incidencia de estos parámetros de manera analítica, a continuación se desarrollan algunos balances de energía en los componentes de una turbina de gas. Se supone que los

procesos en cada componente son estado estable y flujo estable.

El trabajo, W_c realizado por unidad de masa para incrementar la presión del aire antes de entrar a la cámara de combustión queda definido por:

$$W_c = \frac{K_c}{K_c - 1} \cdot \frac{R_c \cdot T_1}{\eta_c} \cdot \left(r_c^{\frac{K_c - 1}{K_c}} - 1 \right) \quad (1)$$

Donde:

K_c: Relación de calores específicos del aire.

R_c: Constante particular del aire, en kJ/kg °K.

T_1: Temperatura del aire atmosférico, en °K.

η_c: Eficiencia isentrópico del turbocompresor.

r_c: Relación de presión en el turbocompresor.

El trabajo, W_t, por unidad de masa que realiza la corriente de gases calientes durante la expansión en el expansor es:

$$W_t = \frac{K_t}{K_t - 1} \cdot R_t \cdot T_4 \left(r_p^{\frac{K_t - 1}{K_t}} - 1 \right) \cdot \eta_t \quad (2)$$

Donde:

K_t: Relación de calores específicos de los gases de combustión.

R_t: Constante particular de los gases calientes, en kJ/kg °K.

T_4: Temperatura de los gases de combustión a la salida del expansor, en °K.

η_t: Eficiencia isentrópico del expansor.

r_p: Relación de presión en el expansor de la turbina de gas.

La figura 2 representa esquemáticamente los principales componentes donde se realizan los balances de energía. En la cámara de combustión se realiza la combustión del gas con un gran exceso de aire (300% del aire teórico), la cantidad de calor transferido a la sustancia de trabajo, Q_H, en este proceso es:

$$Q_H = \frac{\dot{m}_a}{\eta_{cc}} \cdot (1 + f) \cdot C_{ap} \cdot (T_3 - T_2) = PCI \cdot \dot{m}_g \quad (3)$$

Donde:

m_a: Flujo másico de aire, en kg/h.

η_{cc}: Eficiencia de la cámara de combustión.

f: Relación entre el flujo másico de combustible y el flujo másico de aire.

C_{ap}: Calor específico de los gases de combustión, en kJ/kg °C.

T_2: Temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión, en °K.

T_3: Temperatura de los gases de combustión a la entrada al expansor, en °K.

PCI: Poder calorífico inferior másico del combustible, en kW × h/kgm.

m_g: Flujo másico del gas combustible, en kg/h.

La potencia neta de la turbina es:

$$P_{neta} = \dot{m}_{ag} (W_T - W_c) \quad (4)$$

Donde:

m_{ag}: Flujo másico de los gases de combustión.

W_T: trabajo por unidad de masa en el expansor, en kJ/kg.

W_C: trabajo por unidad de masa en el turbo compresor, en kJ/kg.

Como el flujo másico de aire es mucho mayor que el flujo másico de gas, por simplificación se asume que:

$$\dot{m}_{ag} \approx \dot{m}_a, \text{ donde } \dot{m}_a \rangle \dot{m}_g \quad (5)$$

Como el aire en la admisión del turbocompresor es considerado gas ideal, se cumple que:

$$\dot{m}_a = \rho_a \cdot Q = \frac{P_{atm}}{R_C \cdot T_1} \cdot Q \quad (6)$$

Donde:

ρ_a: Densidad del aire medida a la entrada del turbocompresor, kg/m^3.

Q: Caudal de aire medido a las condiciones de entrada del turbo compresor, en m^3/h.

P_{atm}: Presión atmosférica, en Pascales (Pa).

T_1: temperatura del aire atmosférico, en °K.

Entonces la potencia neta queda definida por:

$$P_g = \frac{P_{atm} \cdot Q}{R \cdot T_1}(W_T - W_C) \qquad (7)$$

Donde:

W_T: Trabajo por unidad de masa en el expansor, en kJ/kg.

W_C: Trabajo por unidad de masa en el turbocompresor, en kJ/kg.

La eficiencia termodinámica queda definida por:

$$\eta = \frac{P_g}{Q_H} \qquad (8)$$

Donde:

η: Eficiencia termodinámica del ciclo simple y combinado.

P_g: Potencia neta del ciclo simple, en kW.

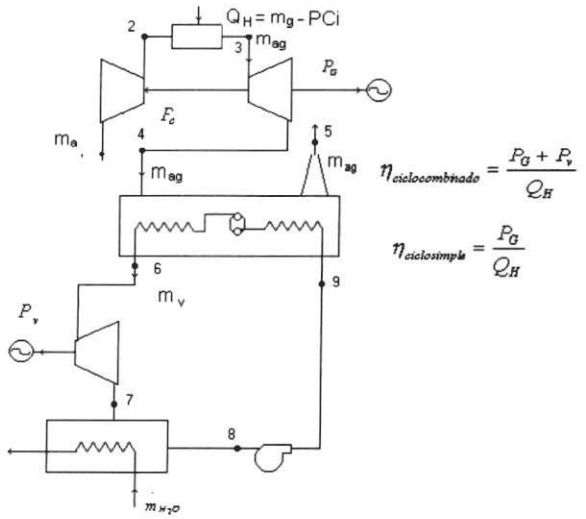


Figura 2 Balance de energía en una turbina de gas en ciclo combinado

De acuerdo con las relaciones anteriores pueden identificarse los siguientes efectos de la temperatura ambiente y la presión atmosférica.

- En una turbina pesada, el aumento de la temperatura ambiente no afecta significativamente el flujo volumétrico, pero el flujo másico del aire sí, debido a la disminución de densidad. Como la potencia neta es directamente proporcional al flujo másico de aire, se disminuye cuando aumente la temperatura ambiente. En turbinas aeroderivadas, debido a que el flujo volumétrico se disminuye a partir de 15 °C en adelante, la disminución de potencia es mayor comparada con la de turbinas pesadas.

- Si se disminuye el flujo másico de aire, debido al aumento de temperatura ambiente, se tiene que disminuir el suministro de combustible a la cámara de combustión para no superar la temperatura límite de admisión de los gases calientes en el expansor, esto hace que la relación de presión se disminuya, lo cual incide en:

  - Disminución del trabajo por unidad de masa que efectúan los gases calientes que, sumado al efecto de reducción de flujo másico de aire, explica también por qué la reducción de potencia neta.

  - Como la temperatura de salida de los gases en el expansor es inversamente proporcional a la relación de presión, entonces al disminuirse ésta aquella se aumenta, ahora los gases salen más calientes al medio ambiente.

  - Al disminuirse la relación de presión en el expansor, como consecuencia del incremento de la temperatura ambiente, la eficiencia termodinámica se disminuye, o lo que es lo mismo, en otras palabras, la tasa de calor se aumenta.

En las figuras 3 y 4 se representan el comportamiento de las potencias y tasa de calor en función de la temperatura ambiente para una turbina que en condiciones ISO tiene una potencia de 160 MW.

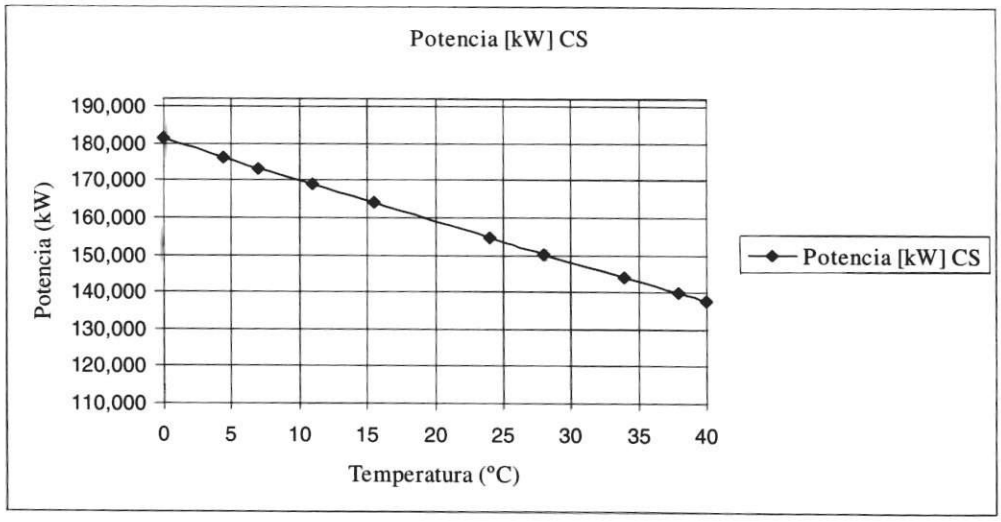


Figura 3 Variación de la potencia con la temperatura ambiente en una turbina de gas en ciclo simple. Potencia en condiciones ISO 160 MW

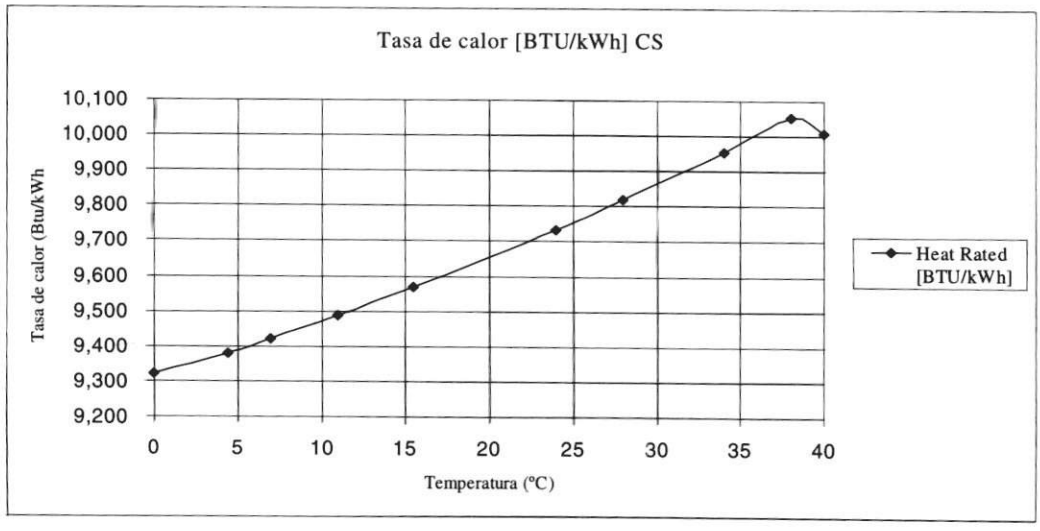


Figura 4 Variación de la tasa de calor con la temperatura ambiente en una turbina de gas en ciclo simple. Potencia en condiciones ISO 160 MW

3. Incidencia de la humedad relativa sobre la carga térmica

3.1 Factores que afectan la carga térmica en un sistema de enfriamiento con condensación

Por carga térmica se entiende la cantidad de energía por unidad de tiempo que hay que retirar de una determinada corriente de aire para ser enfriado a un valor especificado de temperatura. Al realizar el balance de energía en el serpentín para un proceso de enfriamiento con condensación y en estado estable (ver figuras 5 y 6), se obtiene la siguiente ecuación para la carga térmica.

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_a \cdot \left[\begin{array}{l} C_{pa} \cdot (T_{enf} - T_{BS}) + (w_1 - w_3) \cdot h_f \\ + (w_3 \cdot h_{g3} - w_1 \cdot h_{g1}) \end{array} \right] \quad (9)$$

Donde:

Q_L: Carga térmica, en toneladas de refrigeración.

C_{pa} : Calor específico de los gases del aire, en kJ/kg °C.

T_{enf}: temperatura de enfriamiento del aire atmosférico, en °C.

T_{BS}: temperatura de bulbo seco del aire atmosférico, en °C.

w_1: humedad absoluta del aire atmosférico a la entrada de la turbina, en $kg_{vapor}/kg_{aire\ seco}$.

w_3: humedad absoluta del aire atmosférico después del enfriamiento, en $kg_{vapor}/kg_{aire\ seco}$.

h_f: entalpía del agua condensada en el serpentín, en kJ/kg.

h_{g1}: entalpía del vapor de agua a la entrada de la turbina, en kJ/kg.

h_{g3}: entalpía del vapor de agua después del enfriamiento, en kJ/kg.

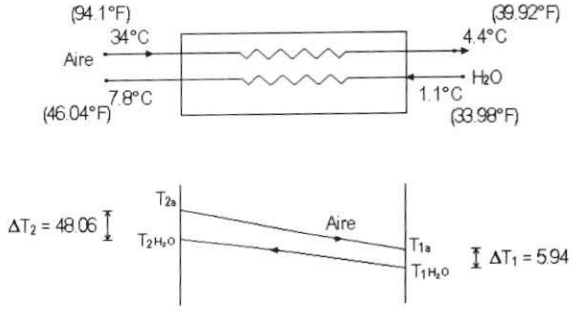


Figura 5 Perfil de temperatura en el serpentín de enfriamiento del aire atmosférico

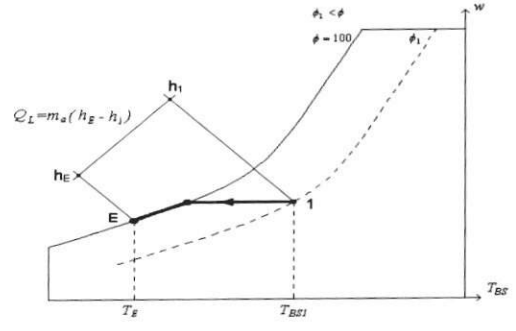


Figura 6 Proceso de enfriamiento por compresión de vapor en una CTG en un diagrama psicrométrico

En síntesis, la carga térmica depende del flujo másico de aire, de la humedad relativa, de la temperatura ambiente y la temperatura de enfriamiento.

3.2 Humedad relativa en los sitios de ubicación de las CTG en Colombia

Las CTG en Colombia se encuentran ubicadas principalmente en la Costa Atlántica y el Magdalena medio, en las figuras 7 y 8 se presenta el comportamiento de la humedad relativa en estos sitios, tomando como referencia registros de los dos últimos años; puede observarse que durante la mayor parte de las horas/año la humedad relativa es mayor del 50%. En el Magdalena medio 8,454 horas/año y en Barranquilla durante 8,730 horas/año [6].

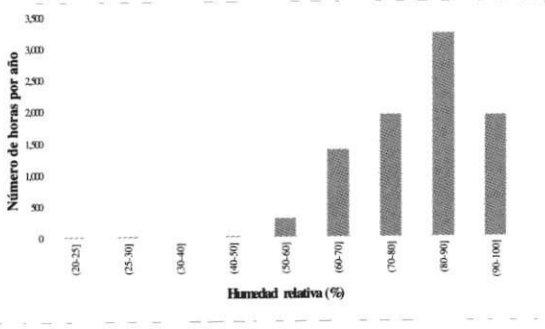


Figura 7 Humedad relativa en la Costa Atlántica

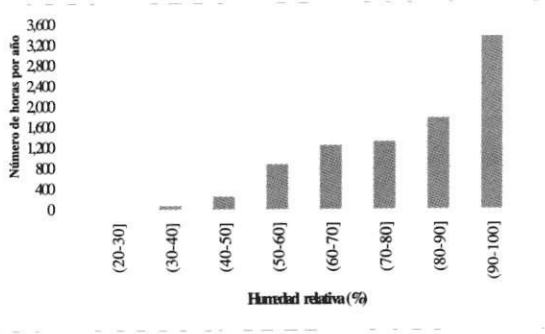


Figura 8 Humedad relativa en el Magdalena medio

La ocurrencia de humedades relativas en el intervalo entre el 70 y 100% se da en el Magdalena medio y Barranquilla 73% y 80% de las horas del

año respectivamente. Como puede observarse son regiones del país que no registran bajas humedades relativas durante la mayor parte del año, esta situación como se estudiará más adelante, incide en la viabilidad técnico-económica de las tecnologías de enfriamiento del aire atmosférico en el caso colombiano, comparativamente con otras regiones del mundo.

3.3 Determinación de la incidencia de la humedad relativa sobre la carga térmica en una turbina de gas

Para el análisis se ha considerado una turbina de 160 MW en condiciones ISO, donde el flujo másico de aire se enfría hasta 4,4 °C, valor permisible para evitar formación hielo a la entrada de la turbina, este valor de temperatura puede alcanzarse cuando se aplican las tecnologías de enfriamiento: compresión de vapor y producción y almacenamiento de hielo.

La evaluación se realiza considerando tres valores de humedad relativa y una temperatura del aire de 30 °C. El primer valor de 34% no tiene una ocurrencia importante en los sitios de ubicación de las CTG en Colombia, sin embargo, es el valor promedio en el que se especifican los sistemas de enfriamiento en los países donde se ha tenido una amplia aplicación de ellas. El segundo valor es de 60%, el cual representa el valor promedio de la humedad relativa en el intervalo de tiempo de 12 m. a 3 p.m., período en el cual se presenta el primer pico en la curva de demanda eléctrica. El tercer valor es del 80%, que representa la humedad relativa promedio en los sitios de ubicación de la CTG.

En la tabla 1, se muestran los resultados. Como puede observarse a medida que la humedad relativa se incrementa, la carga térmica de enfriamiento del aire que entra a la turbina se aumenta, con respecto a una humedad del 34% se incrementa en un 50% cuando la humedad es del 60%, y en un 94% para un 80% de humedad relativa.

El incremento de la carga térmica debido a la humedad relativa incide en mayor costo de inversión y operación cuando se implementan tecnologías para el enfriamiento del aire, dado que ahora se requieren sistemas de enfriamiento de mayor capacidad y consumo de energía.

Tabla 1 Incidencia de la humedad relativa sobre la carga térmica

Humedad relativa	*QL (Ton)*	*Relación*
34%	8,620	1,00
60%	13,183	1,53
80%	16,765	1,94

4. Conclusiones

- El aumento de la humedad relativa incrementa de manera significativa la carga térmica de enfriamiento del aire atmosférico que entra a una turbina de gas.
- Debido a las altas humedades relativas en los sitios de instalación de las CTG en Colombia, la carga térmica de enfriamiento puede incrementarse entre un 50 a un 94% en comparación con otras regiones del mundo donde se han implementado tecnologías de enfriamiento: como la compresión de vapor y producción y almacenamiento de hielo.
- De aplicarse en Colombia tecnologías de enfriamiento para el aire en turbinas de gas, se debe ser muy cuidadoso al momento de especificar la capacidad del sistema dado que sistemas diseñados y estandarizados a una humedad relativa menor al promediar en Colombia presentarían problemas.

Referencias

1. Documento Conpes-2763-MinMinas-UPME-DNP-DIMEN: *Estrategias para el desarrollo y la expansión del sector eléctrico 1995-2007.* Santafé de Bogotá. Febrero, 1995.
2. Ondryas, Igor S. *Go beyond evaporative coolers to stretch gas—turbine output.* Power. July, 1991. pp. 27-29.

3. Kohlenberger, Chuck. *A review of inlet air cooling systems for increasing gas turbine performance*. Power—Gen 94. America. VC3—5. Book IV. December 7—9/94. Orlando. pp. 277—297.

4. De Lucia, M. et al. "Benefits of compressor inlet air cooling for gas turbine cogeneration plants". In: *Transactions of the ASME: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.* Vol. 118. July, 1996. pp. 598—603.

5. Ebeling, Jerry. et al. "Fayetteville TIP capacity performance test results". In: *Proceedings of the American Power Conference.* Vol. 57—1. 1995. pp. 805—809.

6. Amell, Andrés. *et al. Implicaciones económicas de la variación de la temperatura ambiente en operación de centrales térmicas de gas en Colombia.* Tesis de Maestría. Facultad de Ciencias Humanas. Universidad Nacional de Medellín. 1999.