

EFFECTO DE LA HUMIDIFICACIÓN ADIABÁTICA DEL AIRE DE ENTRADA EN
UNA TURBINA DE GAS

RAFAEL NIETO, JOSÉ M. LACALLE, CELINA GONZÁLEZ, JOSÉ TURET(*)

Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales.
Universidad Politécnica de Madrid.
(*) I.N.H. Dirección General de Cogeneración

1. INTRODUCCIÓN

La frecuente utilización de grupos de turbina de gas en sistemas energéticos ha hecho que sea necesario un conocimiento profundo de los parámetros que pueden afectar a su funcionamiento y más concretamente al rendimiento y a la potencia neta producida en la instalación.

Un estudio anterior (Nieto et al. 1993) analizaba la influencia en dichos parámetros de las condiciones ambientales considerándose la temperatura, la presión y la humedad relativa del aire. Los análisis indicaban que aumentos en la temperatura en el aire de aspiración al compresor afectaban negativamente al rendimiento y en una medida notable a la potencia de la turbina, mientras que las variaciones de la humedad relativa del aire prácticamente no influían.

Tomando como punto de partida dichas conclusiones, se presenta en este trabajo el resultado de un estudio detallado de la mejora que se produce en el rendimiento y en la potencia al disminuir la temperatura del aire de admisión al compresor mediante una humidificación del mismo. Se aplica a dos instalaciones energéticas convencionales que funcionan según un ciclo simple de turbina de gas y según un ciclo combinado de turbina de gas y turbina de vapor, respectivamente.

2. DESCRIPCIÓN DE LAS INSTALACIONES

Se han elegido para este trabajo dos modelos de turbinas de gas comerciales, la turbina F6 de General Electric que produce 38 MW de potencia en condiciones ISO con un rendimiento de 0,31 y la turbina GT10 de ABB con 24 MW en condiciones ISO y un rendimiento de 0,33.

Se ha analizado el efecto de la humidificación adiabática del aire de entrada en el comportamiento de dichas turbinas de gas funcionando según un ciclo simple o según un ciclo combinado. En éste último se añade una turbina de vapor con el objetivo de aprovechar la todavía elevada temperatura de los gases a la salida de la turbina de gas. Para ello se instala una caldera de recuperación donde los gases ceden su energía al vapor que posteriormente se expansionará en la turbina de vapor hasta condensación. El caso de turbina con extracción de vapor (cogeneración), más frecuente en la práctica por la necesidad de cumplir las condiciones que exige la legislación española sobre autogeneración para el rendimiento incremental, no se estudia por ser, desde el punto de vista de potencia producida, un caso intermedio entre los dos anteriores.

Hemos de precisar que el combustible utilizado en la cámara de combustión de la turbina de gas se ha supuesto que es metano puro, siendo posible en cualquier caso repetir sin dificultad el análisis para otros combustibles. En las Figuras 1 y 2 se representan los esquemas simplificados de las instalaciones descritas y que serán objeto de nuestro estudio.

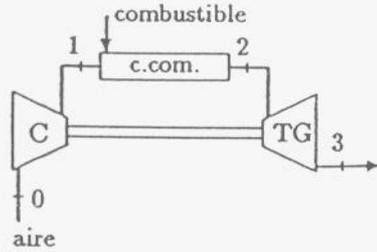


Figura 1. Instalación con ciclo simple.

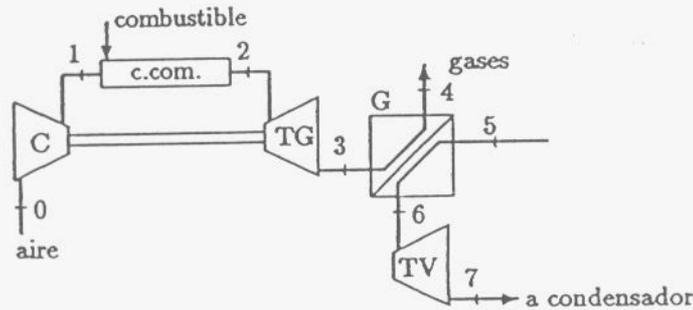


Figura 2. Instalación con ciclo combinado.

3. METODOLOGÍA DEL ESTUDIO

El trabajo se ha realizado utilizando el programa de simulación GTPRO de Thermoflow Inc. que permite la descripción detallada de turbinas de gas. Sus características de precisión, fiabilidad y versatilidad le han hecho situarse entre los más utilizados cuando se quiere estudiar de una forma exhaustiva aspectos de las instalaciones que pueden ir desde el diseño hasta la optimización de las mismas.

Entre sus opciones permite tratar la posible variación de la humedad del aire en la aspiración del compresor, tomando como referencia siempre las condiciones ISO (1 ata, 15 °C, 60 % de humedad). La humidificación se consigue instalando un humidificador previo al compresor. La consideración de dicho humidificador dentro de la simulación se realiza mediante la definición de una eficiencia caracterizada como un cociente, en cuyo numerador aparece la diferencia entre la temperatura de entrada y la temperatura de salida (siempre del humidificador) y en el denominador, la diferencia entre la temperatura de entrada y la temperatura de saturación adiabática. Teniendo en cuenta las características típicas de su funcionamiento se ha optado por admitir una eficiencia fija del humidificador del 0,89.

Las condiciones del aire ambiente, con el objeto de dar al estudio la máxima generalidad, se han variado con gran amplitud, considerándose temperaturas entre 0°C y 40°C y humedades relativas del 0% al 80%.

Finalmente hemos de señalar que aunque la mayoría de los cálculos se han realizado con el programa GTPRO, muchos de ellos se han rehecho con un programa de simulación propio, ya utilizado en trabajos anteriores y que ha servido para contrastar y posteriormente confirmar los resultados que a continuación se presentan.

4. RESULTADOS Y CONCLUSIONES

En primer lugar se analizó la influencia de la humedad del aire en el rendimiento de las dos instalaciones representadas en las Figuras 1 y 2 tanto para la turbina F6 como para la GT10. Los resultados obtenidos en las diversas combinaciones posibles llevaban a idéntica conclusión: la curva del rendimiento para cada una de las instalaciones descritas, no se ve afectada apreciablemente al considerar la humidificación del aire (independientemente de la temperatura a la que se encuentre).

La influencia de la humedad del aire en la potencia de las instalaciones ya mencionadas fue el siguiente estudio que se abordó. Los resultados obtenidos nos permiten afirmar que las conclusiones (en valores relativos, no absolutos) que a continuación presentamos son muy similares para la turbina F6 y para la turbina GT10; por ello y con el objeto de lograr una mayor claridad solo utilizaremos representaciones gráficas de la turbina F6 de General Electric.

En todas las figuras en el eje de abscisas se representa la temperatura del aire del ambiente (lógicamente variará como consecuencia de los cambios estacionales y también por los posibles emplazamientos de la turbina de gas).

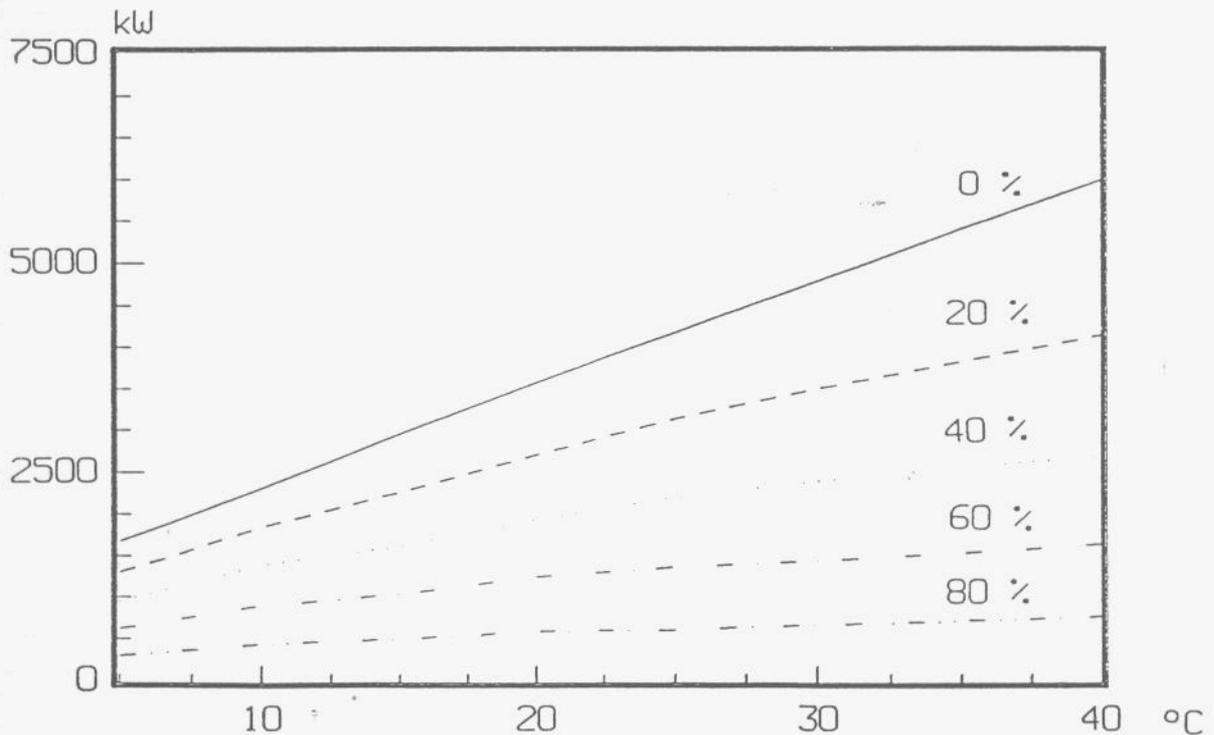


Figura 3. Incremento de potencia neta (kW) al humidificar el aire de entrada al compresor (ciclo simple).

En la Figura 3 en el eje de ordenadas se sitúa el incremento que sufre la potencia neta producida en kW al humidificar el aire. Las curvas representadas corresponden a diferentes condiciones de humedad del aire ambiente. Se consideran cinco composiciones que se extienden desde aire totalmente seco (0% de humedad), hasta aire con humedad relativa del 80%. Debemos recordar que la humidificación, en todos los casos en este estudio, se realiza hasta lograr una eficiencia del 0,89 en el humidificador. La influencia positiva en la potencia de la humidificación previa al compresor es mucho más importante en el caso de pequeña humedad del aire, obteniéndose incrementos que varían de 1 a 6 MW para el caso de aire seco; se observa un aumento más importante a medida que la temperatura es mayor, como consecuencia de la mayor disminución de temperatura resultante.

En la Figura 4 se representa la misma instalación (F6 en ciclo simple) que en la figura anterior con la diferencia de que los incrementos de potencia de las ordenadas se representan en porcentaje sobre la potencia nominal en condiciones ISO. La tendencia de las curvas es la misma observándose que para aire seco en el peor de los casos, es decir a bajas temperaturas, se obtiene casi un 5% de potencia adicional pudiéndose llegar al 15% de potencia adicional.

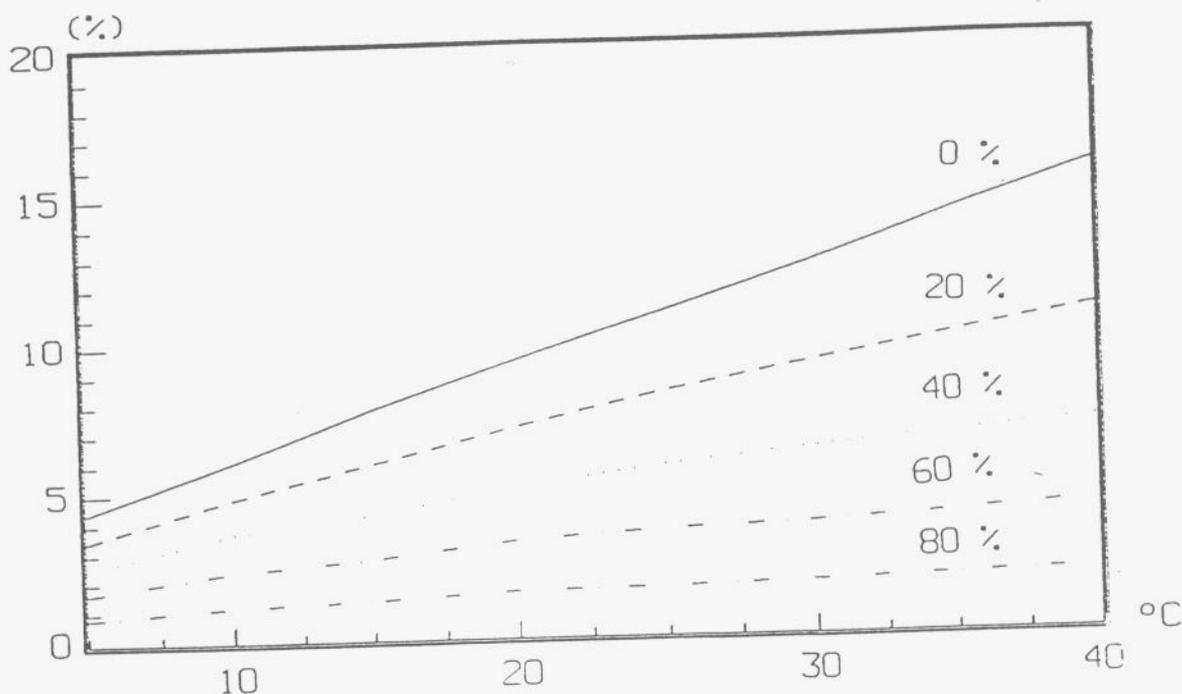


Figura 4. Incremento de potencia neta (%) al humidificar el aire de entrada al compresor (ciclo simple).

Se completa el estudio con las Figuras 5 y 6 que muestran el mismo tipo de gráficas que las Figuras 3 y 4, pero referidas a un ciclo combinado con turbina de gas y turbina de vapor. Las conclusiones son totalmente similares observándose si se analizan las Figuras 3 y 5 que el incremento absoluto de la potencia producida en ésta última es mayor, ya que se tiene en cuenta la potencia producida en la turbina de vapor. Sin embargo al observar las Figuras 4 y 6 vemos que el incremento de potencia en porcentaje es menos acentuado en el caso del ciclo combinado. Esto es así debido a que la potencia producida por la turbina de vapor casi no aumenta, al disminuir por un lado la temperatura de los gases, y aumentar su caudal por otro, dando como resultado que el incremento absoluto de potencia es un poco mayor que en el caso de considerar

únicamente turbina de gas, pero sobre una potencia total bastante mayor. No obstante para el caso de aire seco se obtiene entre un 3% y un 11% de potencia neta adicional.

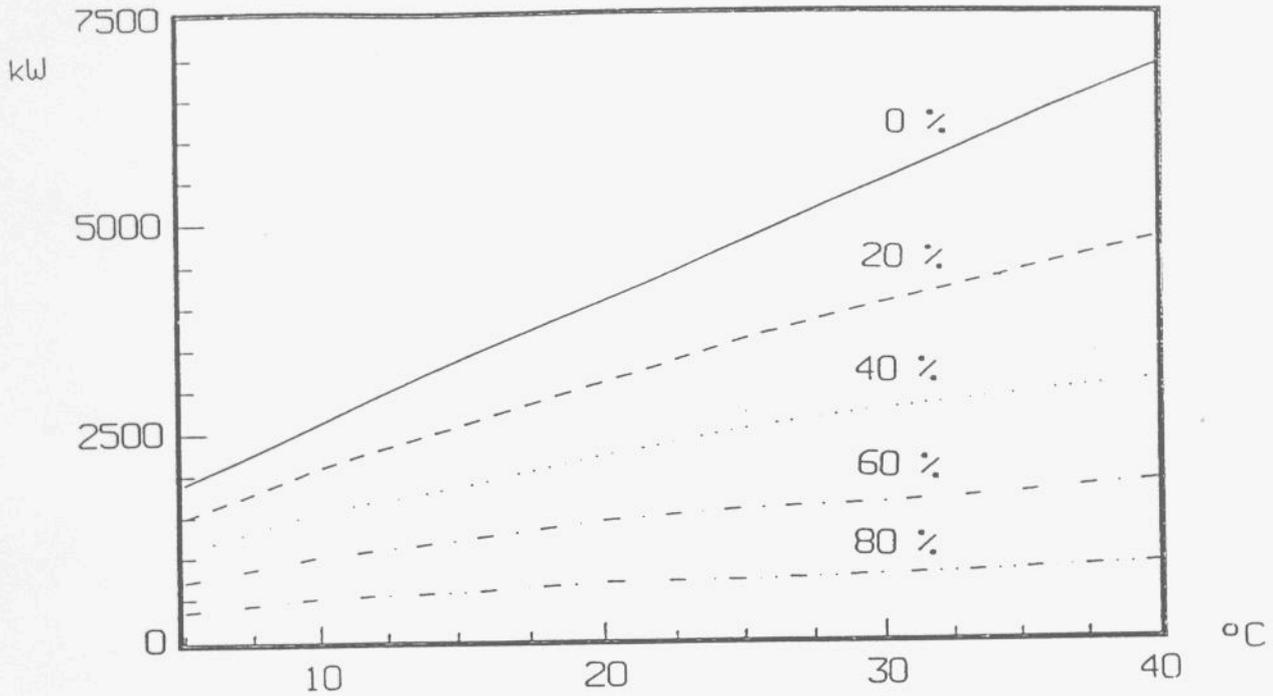


Figura 5. Incremento de potencia neta (kW) al humidificar el aire de entrada al compresor (ciclo combinado).

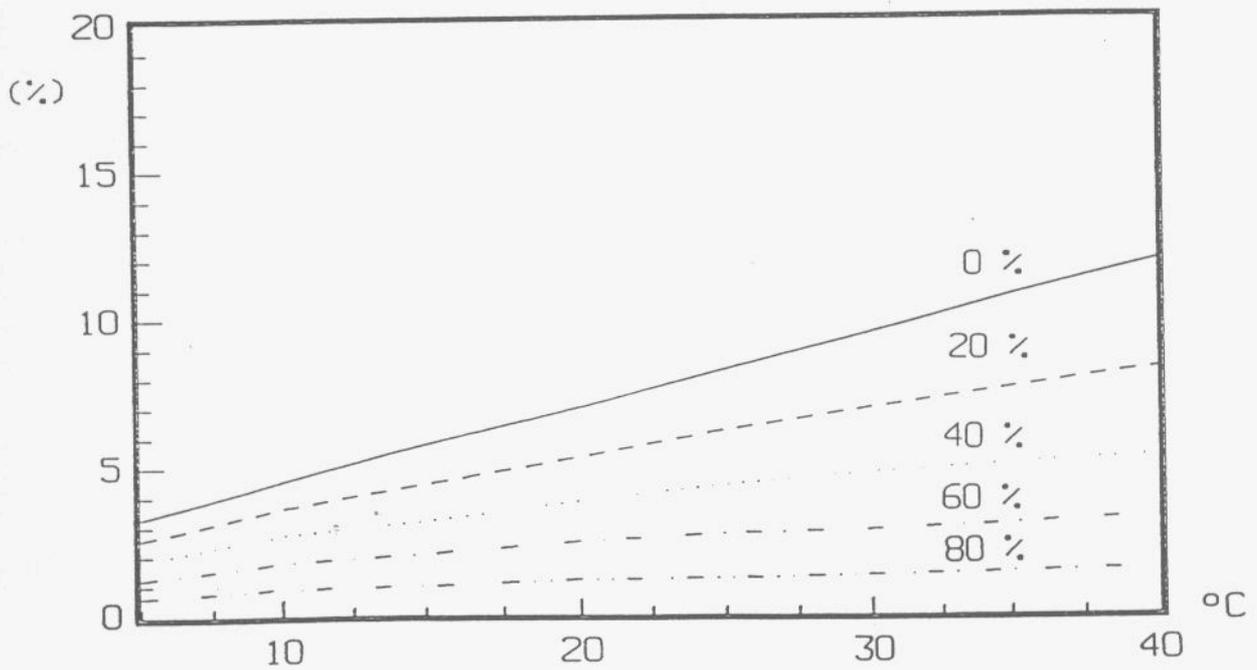


Figura 6. Incremento de potencia neta (%) al humidificar el aire de entrada al compresor (ciclo combinado).

Todo lo anteriormente expuesto nos lleva a concluir que el efecto porcentual de la humidificación adiabática en la potencia es más importante cuando se tienen unas condiciones del aire ambiente de baja humedad y temperaturas elevadas, mientras que el efecto en el rendimiento es muy poco significativo. Por tanto, estas son las condiciones de diseño ambientales en las que estaría probablemente justificado un análisis de rentabilidad de la inversión adicional en un equipo de humidificación.

5. REFERENCIAS

BOE. Orden 17 Julio 1982. "Obtención de la condición de autogenerador eléctrico", pg. 1889.

GTPRO 1994. "Interactive Software for Gas Turbine Power & Cogeneration System Design". Manual del usuario .

Lacalle, J.M. et al. 1994. " Cálculo del rendimiento de turbinas de gas. Influencia de la relación de compresión y de las condiciones ambiente". Ingeniería Química 300, 121-126.

Nieto, R. et al. 1993." Influencia de las condiciones ambiente en la potencia generada por una turbina de gas", Ponencias del I Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Vol2, 5-8.