

RELACIÓN ÓPTIMA DE PRESIONES EN TURBINAS DE GAS DE COMBUSTIÓN SECUENCIAL

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

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

Los recientes esfuerzos para la mejora continua de las prestaciones de turbinas de gas han conducido, entre otros avances, a una reactivación del concepto clásico de combustión en etapas alternadas con otras de expansión. Concretamente se ha propuesto una combustión hasta temperaturas de aproximadamente 1100°C seguida de una expansión de los gases de combustión hasta una presión intermedia; posteriormente se introducirían en otra etapa de combustión donde, aprovechando el exceso de oxígeno y gracias a una inyección de combustible adicional, se llevan de nuevo a la temperatura citada; finalmente se expansionan de nuevo, completándose el ciclo.

Desde un punto de vista termodinámico el que se proponga este diseño es totalmente lógico ya que con él se aproxima, en alguna medida, el funcionamiento de la turbina a un comportamiento isoterma, lo cual hace que aumente la potencia de la instalación y el rendimiento. Además se hace uso de tecnología conocida que no debe plantear ningún problema adicional.

En este trabajo se realiza un estudio termodinámico del comportamiento de estas turbinas, denominadas comercialmente de combustión secuencial, y de las posibles mejoras aportadas en relación con las actuales. Además se presenta un estudio sobre la relación óptima de presiones en el compresor según se desee maximizar la potencia o el rendimiento, y de cual debería ser la presión a elegir como salida de la primera expansión para obtener las mayores ventajas de este tipo de instalaciones.

Debemos señalar que la idea de utilizar en la actualidad la combustión secuencial en las instalaciones de turbinas de gas ha sido propuesta por ABB. Actualmente está desarrollando la familia de turbinas GT-24 (60 Hz) y GT-26 (50 Hz), de las que aún no se conocen muchas características.

2. ESTUDIO TEÓRICO SIMPLIFICADO

Como paso previo a un análisis completo de la turbina de gas descrita, se ha realizado un estudio teórico que, admitiendo una serie de simplificaciones, nos permita disponer de una primera aproximación al problema. Las simplificaciones se pueden concretar en:

- i) Se considera que en las cámaras de combustión no existen pérdidas de presión ni de calor.
- ii) Se considera al aire como un gas ideal con c_p constante.
- iii) El caudal de combustible es despreciable frente al del aire.
- iv) Las temperaturas de salida de las etapas de combustión son iguales.

Con estas suposiciones se puede obtener de forma analítica la presión óptima intermedia para una presión de alta determinada, suponiendo en todo momento que lo que queremos optimizar es el trabajo

específico. La expresión obtenida es:

$$P_3 = \sqrt{P_0 P_1} \left(\frac{\eta_2}{\eta_1} \right)^{c_p/2R}$$

siendo P_0 la presión ambiente, P_1 la de salida del compresor, η_1 y η_2 los rendimientos isentrópicos de la primera y segunda expansión respectivamente.

Además se puede comprobar que existe un valor óptimo de la presión de alta, es decir un máximo absoluto, cuyo valor es:

$$P_1 = P_0 \left(\eta_1 \eta_2 \eta_c^2 \frac{T_2^2}{T_0^2} \right)^{c_p/3R}$$

siendo η_c el rendimiento isentrópico del compresor y T_2 la temperatura de entrada a la turbina.

Esta expresión nos indica que la presión de alta óptima depende de la temperatura de admisión, aunque varía de forma moderada. Si se dan valores numéricos para obtener una idea aproximada de lo que ocurre, se observa que una variación de 100°C en la temperatura de admisión produce una variación de unos 5 bar en la presión de alta óptima.

Finalmente señalamos que no se aprecia un valor óptimo relativo de la presión que nos produzca un máximo rendimiento ya que el rendimiento aumenta a medida que aumenta la presión de alta.

3. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN

Un esquema simplificado de la turbina de gas de combustión secuencial se da en la Figura 1.

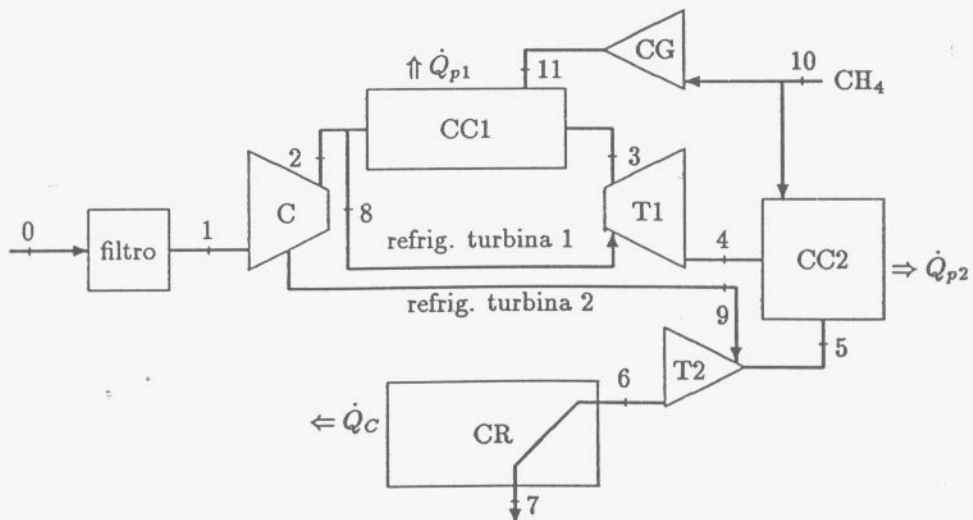


Figura 1. Esquema de la instalación.

Se considera que está formada por un compresor (C), la primera etapa de combustión (CC1), la primera expansión (T1), una segunda etapa de combustión (CC2), la segunda expansión en turbina (T2), la caldera de recuperación (CR) donde se aprovecha la temperatura todavía elevada de los gases a la salida de la segunda expansión. También se ha representado el compresor de combustible (CG) y el filtro previo a la entrada del compresor.

4. METODOLOGÍA DEL CALCULO

El análisis detallado de este nuevo diseño de turbinas no pudo ser abordado utilizando los programas de simulación comerciales a los que hemos tenido acceso, ya que no contemplan la posibilidad de dos etapas de combustión. Por ello se ha utilizado un modelo de cálculo propio, que había sido ya empleado en cálculos con turbinas convencionales, y que ahora ha sido modificado y ampliado con el objeto de estudiar las turbinas de combustión secuencial.

Las características más importantes del programa de cálculo y de la simulación realizada son las siguientes:

Las condiciones del aire de entrada en este caso son las ISO (15°C, 1 ata, 60% de humedad relativa) aunque el programa puede trabajar con todo tipo de condiciones. Como combustible el programa puede utilizar una gama amplia que incluye mezclas; sin embargo para esta simulación se ha utilizado como combustible metano puro. Éste llega al compresor de gas (CG) a través de una red en unas condiciones estándar (15°C, 10 bar).

Las reacciones de combustión en las dos cámaras (CC1 y CC2) se suponen completas, asumiendo que los posibles óxidos de nitrógeno y los inquemados no afectan al resultado. Las cámaras no son totalmente adiabáticas, habiéndose tenido en cuenta las pérdidas de calor al exterior que en la Figura 1 aparecen representadas como Q_{p1} y Q_{p2} respectivamente. Así mismo se han tenido en cuenta pérdidas de presión en ambas cámaras de combustión, evaluadas en aproximadamente un 4%.

En la simulación de las expansiones T1 y T2 se ha incorporado la refrigeración de las mismas, la cual se realiza gracias al aire que se extrae del compresor, como aparece reflejado en el esquema de la instalación de la Figura 1.

Se han considerado pérdidas de presión en el filtro y también una sobrepresión de escape de los gases a la salida de la cámara de recuperación (CR).

Debido a la elevada temperatura de los gases a la salida de la última etapa de expansión, se debe dar utilidad a su contenido energético; éste es el fin de la cámara de recuperación en la que se produce una transmisión de calor que en la Figura 1 aparece reflejada como Q_c . Cuando se realiza el balance energético de la instalación, se ha tomado como valor razonable que el 70% del contenido exergético del calor es utilizable.

Especial importancia tiene el tratamiento de los fluidos circulantes que realiza el programa y más concretamente el cálculo de propiedades, que presenta las siguientes características:

- i) Las mezclas de gases se consideran ideales de Lewis-Randall.
- ii) Los fluidos puros cumplen la ecuación de estado térmica del virial truncada en el segundo término, tomándose los coeficientes de la referencia 1.
- ii) Los valores de c_p° y de las propiedades normales de formación así como los pesos moleculares de cada componente se toman de las tablas de la referencia 4.
- iv) Se han usado en el cálculo de propiedades los métodos de las discrepancias y de propiedades de

mezcla. Se ha tomado como origen de entalpías los elementos puros a 1 bar y 25°C.

v) Para el cálculo de las exergías se toma como exergía estándar la recomendada por Szargut & Petela (Kotas, 1985).

5. RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Se representa en la Figura 2 (para una temperatura de admisión TIT igual en las dos expansiones, de 1104 °C) en abscisas la presión a la salida de la primera expansión T1 y en ordenadas el trabajo específico en kJ/kg. La familia de curvas se obtiene al estudiar diferentes relaciones de presión PR (cociente entre la presión a la salida y a la entrada del compresor). Se han considerado cinco posibles valores de PR, desde 15 hasta 35. Se observa que para cada PR existe un máximo en el trabajo específico que nos define cuál sería la presión de salida de la primera expansión T1 que deberíamos tomar para lograrlo. Además se obtiene un máximo absoluto para una PR de 30, curiosamente este es el valor que ha dado como posible el fabricante para este nuevo diseño de turbinas. Con el objetivo de que la gráfica quede lo más completa posible se han representado sobre dichas curvas el valor del mínimo "heat rate" y del máximo rendimiento para cada una de las relaciones de presión. Hemos de precisar que el trabajo específico y el "heat rate" se han calculado considerando únicamente un ciclo simple, mientras que para el rendimiento exergético (trabajo eléctrico producido dividido por exergía del combustible entrante) se ha tenido en cuenta el posible aprovechamiento de los gases a la salida de la turbina, suponiendo que el 70% de la exergía contenida en los mismos podrá ser aprovechada.

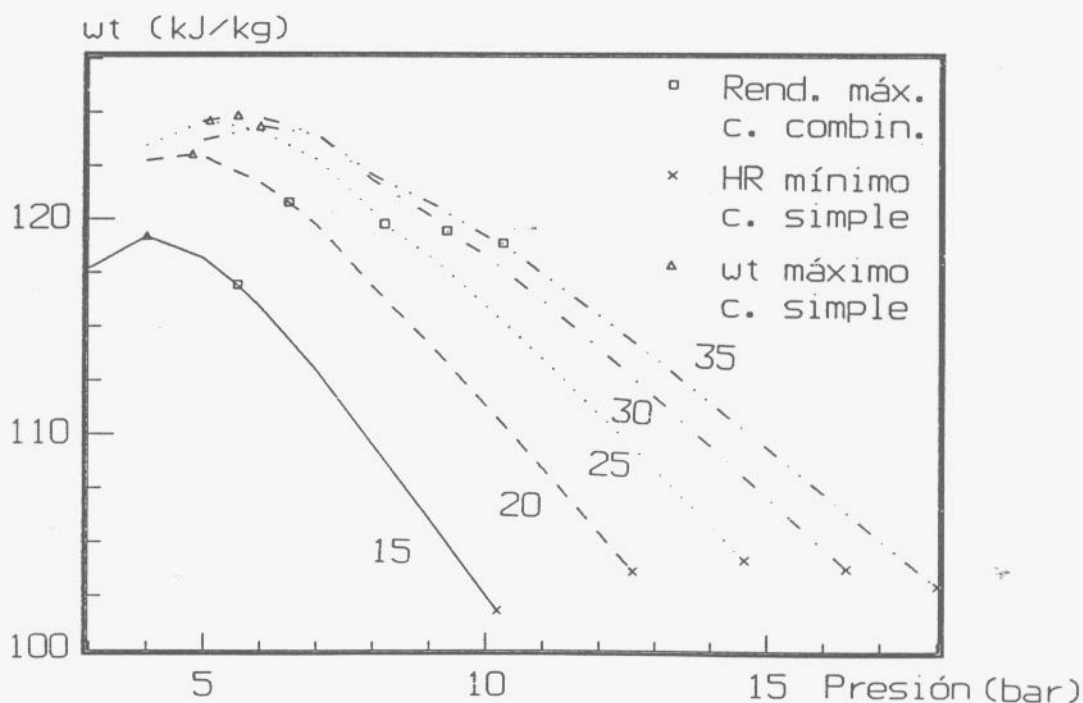


Figura 2. Trabajo específico para diferentes relaciones de presión.

En la Figura 3 se han representado en abscisas los mismos valores de presión a la salida de la primera expansión y en ordenadas el "heat rate" en kJ/kWh. Los "heat rates" se han calculado para diferentes PR, observando que disminuyen al ir aumentando la relación de presiones alcanzando un mínimo que es el punto extremo de cada una de las curvas. A partir de dicho valor de PR la tendencia en el "heat rate" se invertiría y comenzaría a aumentar; no se considera esta zona debido a las elevadas presiones intermedias

que tendríamos que considerar y que no corresponderían a la realidad de una instalación energética. Al igual que en la Figura 1, se han representado los máximos de trabajo específico y de rendimiento sobre las curvas.

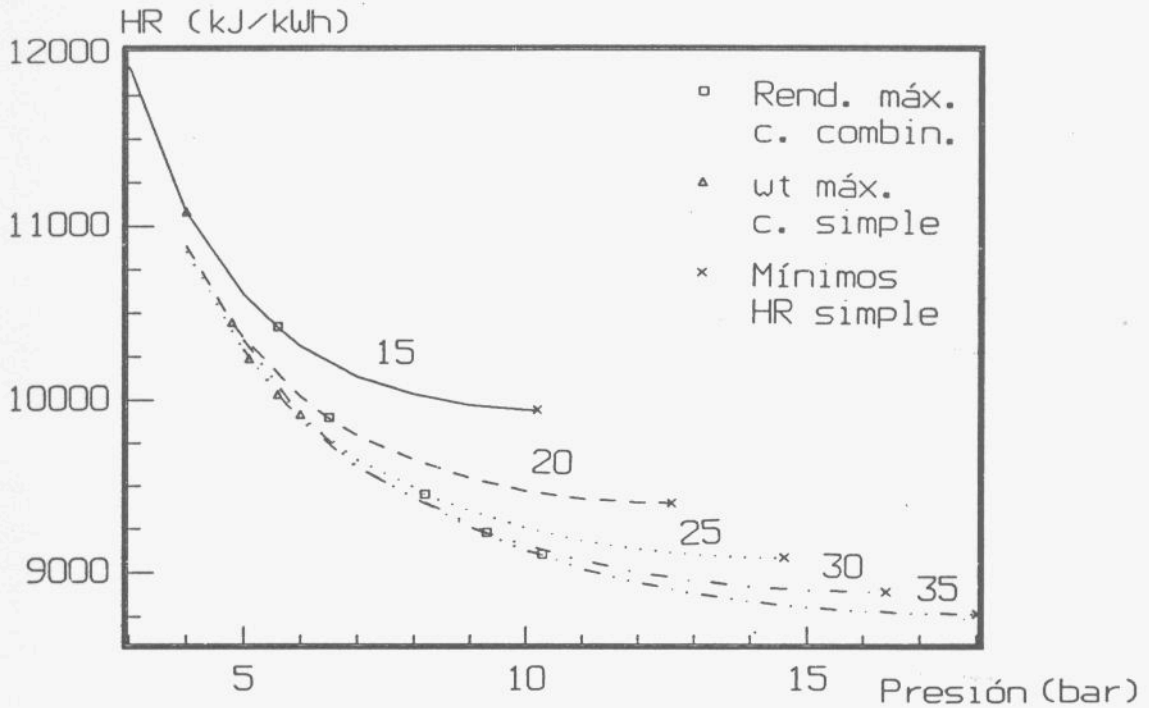


Figura 3. Heat Rate (LHV) para diferentes relaciones de presión.

Finalmente en la Figura 4 se representa el rendimiento exergético en ordenadas, y en abscisas nuevamente la presión de salida de la primera expansión T1; las curvas corresponden a diferentes PR. Se aprecia que el rendimiento aumenta al aumentar la relación de presiones, no existiendo un máximo absoluto. Para una PR de 30 se obtiene un rendimiento del 56,5% aproximadamente, lo que la sitúa muy próxima, incluso sin realizar cogeneración, a los valores de rendimiento incremental que da la Administración para que se conceda a una instalación la categoría de autogenerador. Se han representado también sobre las curvas los puntos que dan el máximo trabajo específico para dichas PR. Todos ellos se sitúan a la izquierda de los de máximo rendimiento, lo cual indica que la presión intermedia y la relación de presiones que se elija para el diseño se situará entre ambos, llegándose a un compromiso teniendo que en cuenta que el trabajo específico afecta esencialmente a los costes fijos de inversión y el rendimiento a los costes variables.

Si los primeros datos suministrados por ABB sobre este tipo de turbinas se confirman tendríamos una relación de presiones de 30, lo cual nos llevaría a elegir una presión de diseño a la salida de la primera expansión entre 6 bar y 9,3 bar con el fin de obtener las mejores prestaciones de la misma.

Rendimiento (%)

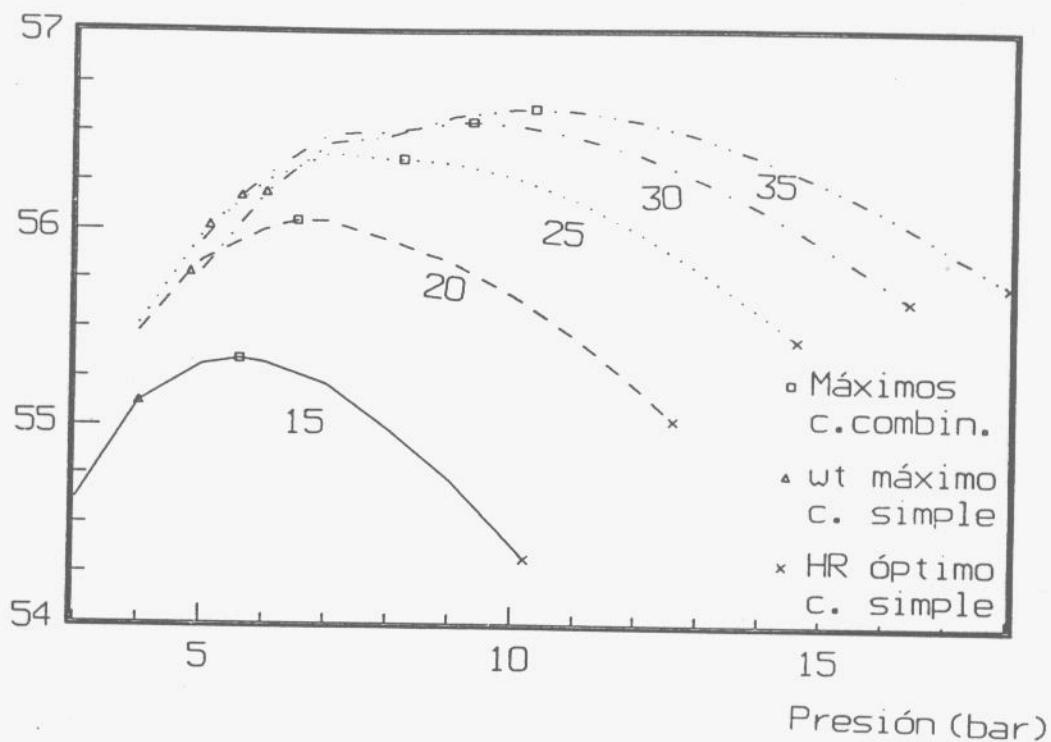


Figura 4. Rendimiento exergético para diferentes relaciones de presión.

6. REFERENCIAS

Daubert & Danner: "Physical and Thermodynamic Properties of Pure Chemicals" AIChE.

Kotas, T.J. "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", Butterworths (1985).

Lacalle, J.M. et al. "Cálculo del rendimiento de turbinas de gas. Influencia de la relación de compresión y de las condiciones ambiente". Ingeniería Química, nº 300, 121-126 (1994).

Reid, R.C.; Prausnitz, J.M. & Poling, B.E. "The Properties of Gases & Liquids", 4ª ed., McGraw-Hill (1987).