

# ESTUDIO DE LAS EMISIONES DE CO<sub>2</sub> EN UNA INSTALACIÓN DE TURBINA DE GAS CON DIFERENTES COMBUSTIBLES

NIETO CARLIER, Rafael <sup>(1)</sup>; LOPEZ PANIAGUA, Ignacio <sup>(1)</sup>

JIMÉNEZ ÁLVARO, Ángel <sup>(1)</sup>; RODRIGUEZ MARTÍN, Javier <sup>(1)</sup>,

GONZÁLEZ FERNÁNDEZ, Celina <sup>(1)</sup>

rafael.nieto@upm.es

<sup>(1)</sup> Grupo de Termodinámica. Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica

ETS Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Madrid

## RESUMEN

El uso de las turbinas de gas en ciclo combinado es una de las alternativas más aceptadas en los últimos tiempos. Existen muchas razones por las que se está investigando sobre la posibilidad de usar otro tipo de combustibles como alternativa al característico, gas natural (metano). Entre otras, se pueden citar: la evolución del precio y la disponibilidad en una zona de algún tipo de gas de síntesis [17] así como estrategias medioambientales y de emisiones [10], [18], [20].

En la bibliografía se encuentran estudios, en los que de forma rigurosa se establece la relación entre la eficiencia de una instalación, usando balances característicos del Segundo Principio de la Termodinámica, y aspectos muy diversos como análisis de los gases de combustión [14], posibilidad de recalentamiento de los gases [19], temperaturas de gasificación [23] y temperatura de llama [18] etc. Estos estudios siempre toman como combustible el metano.

En este estudio se presenta un análisis de las emisiones de CO<sub>2</sub> (toneladas emitidas) por energía eléctrica producida (MWh) en la instalación de turbina de gas en ciclo combinado usando como combustible los primeros elementos de los hidrocarburos alcanos desde el metano, que se toma como referencia, hasta el heptano. Esto permite la determinación de las emisiones para distintos combustibles con distintas composiciones.

Como parámetros relacionados directamente con la eficiencia de la instalación, se han contemplado para cada combustible diferentes temperaturas de entrada a la turbina de gas y distintas relaciones de compresión. Finalmente se obtienen una serie de curvas que relacionan la eficiencia y las emisiones con el número de carbonos presentes en el combustible. El análisis realizado pretende ser un elemento de discusión, basado en aspectos puramente termodinámicos, para la toma de decisiones.

**Palabras clave:** Emisiones de CO<sub>2</sub>, Turbina de gas, Combustibles alternativos.

## 1. Introducción

El uso de turbinas de gas en ciclo combinado para la generación de potencia eléctrica se ha incrementado significativamente en los últimos años por diferentes causas. En particular, el alto rendimiento obtenido, junto con el crecimiento de la demanda energética, el aumento de los precios de los combustibles así como el endurecimiento de las políticas de regulación de emisiones contaminantes son algunos de los factores determinantes [11]. Factores como la evolución de los precios del gas natural [17] y determinadas estrategias medioambientales [2], [20], [4] llevan a considerar diferentes alternativas como posibilidad para ser utilizadas como combustible para la generación de energía: el uso de gas natural no procesado, biomasa [7], gas de síntesis [10], o dimetil-éter (DME) [3], [22], entre otros, ha sido anteriormente propuesto.

En este escenario, diferentes estudios, de naturaleza aplicada o teórica han ido apareciendo con el objeto de analizar y describir configuraciones específicas y experiencias. El análisis exergetico es una herramienta particularmente interesante, capaz de poner de manifiesto el verdadero rendimiento de una planta de generación de energía, relacionando la potencia realmente producida con la máxima que sería posible alcanzar de acuerdo a las restricciones impuesta por el Segundo Principio de la Termodinámica [5]. Por esta razón se han llevado a cabo un importante número de trabajos con el objeto de cuantificar la eficiencia exergetica en instalaciones de turbina de gas con diferentes aspectos, como las características termodinámicas de los gases de combustión [14], interposición de etapas de refrigeración intermedia durante la compresión de aire [1], [21], recalentamiento de gases [19], temperatura de gasificación [23] o la temperatura de la llama [18]. En todos los casos anteriores se toma metano como combustible para realizar el análisis exergetico.

Por el contrario, en [12] se lleva a cabo una comparación sistemática de la eficiencia exergetica de un ciclo combinado, considerando los primeros elementos de la serie de los alcanos (desde el metano hasta el heptano) como combustibles. Una razón para extender el análisis a combustibles más pesados es que ciertas mezclas de gas natural no procesado y también el gas de síntesis pueden presentar cantidades significativas de compuestos orgánicos con dos o más átomos de carbono ( $C_{2+}$ ), llegando hasta el 8% en algunos casos [8]. La mayoría de estas impurezas están constituidas por propano, butano y pentano, pero en algunos casos llegan hasta los nonanos [18]. Los resultados obtenidos por [12] muestran que, si bien pueden observarse ciertas diferencias de rendimiento, especialmente a altas temperaturas de entrada a la turbina, estas son muy pequeñas, no llegando a producirse una caída superior al 1,2% en ningún caso.

Sin embargo, uno de los puntos cruciales actualmente es el de las emisiones de dióxido de carbono. Aunque la influencia de los gases de efecto invernadero sobre el clima de nuestro planeta no es conocida con precisión, hay un acuerdo cada vez más global en que puede producir efectos muy negativos causados por el aumento de la temperatura media. En un intento por limitar la concentración de estos gases en la atmósfera se firmó en 1997 el Protocolo de Kioto, cuyo objetivo en el periodo 2008- 2012 es reducir un 5,2 % las emisiones de gases de efecto invernadero respecto a los niveles de 1990. En España, a pesar del avance de algunas energías renovables, se está lejos de conseguir el objetivo marcado por el Protocolo de Kioto para 2012 (limitar el aumento de emisiones a un 15 % de las de 1990), ya que en 2009 el aumento de emisiones con respecto a 1990 fue del 29 %, y la desviación fue aún mayor en años anteriores (máximo en 2007, con un 51 % de incremento respecto a 1990, [9]). No obstante, aunque llegasen a cumplirse los objetivos, la tendencia es siempre a continuar reduciendo las emisiones de gases de efecto invernadero, particularmente el  $CO_2$ .

Una alternativa al enfoque del análisis exergetico es considerar la eficiencia global de la planta desde la perspectiva de las emisiones específicas de  $CO_2$ , ya que, por muy optimizado que se encuentre el proceso de producción de potencia desde la óptica clásica, si éste conduce a la emisión de mayores cantidades de  $CO_2$ , el interés de dicho proceso puede ponerse en entredicho. Enlazando con el punto de vista de [12], el objetivo de este trabajo es la realización de una comparativa de las emisiones específicas de  $CO_2$  de los primeros compuestos de la serie de los alcanos, llegando hasta el n-heptano.

El estudio consiste en una serie de simulaciones de un ciclo de Brayton combinado convencional, utilizando cada uno de los diferentes combustibles analizados. Se han considerado distintas temperaturas de entrada a la turbina de gas, así como un rango relaciones de compresión para cada uno de los combustibles. Aspectos prácticos como la corrosión o el mantenimiento no se han tenido en cuenta. Se presentarán una serie de curvas que muestran la tendencia de las emisiones de CO<sub>2</sub> por MWh eléctrico producido en función del número de átomos de carbono del compuesto que se toma como combustible.

## 2. PATITUG: software para el análisis termodinámico

Las simulaciones se han llevado a cabo con PATITUG, un software desarrollado en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de la Universidad Politécnica de Madrid (ETSII-UPM). Está orientado al diseño, análisis y optimización termodinámica de ciclos y sus elementos. Permite variar las diferentes variables y parámetros termodinámicos con total libertad, sin estar sujetos a las restricciones asociadas a las especificaciones particulares de las turbinas comerciales. PATITUG está constituido por una serie de módulos que pueden ensamblarse convenientemente para calcular las propiedades termodinámicas de todas las corrientes fluidas que intervienen en el ciclo, así como el comportamiento de los componentes involucrados, siempre desde el punto de vista termodinámico. Existen módulos implementados para modelizar filtros, cámaras de mezcla, humidificadores adiabáticos, bombas, compresores, turbinas adiabáticas, turbinas refrigeradas, cámaras de combustión, calderas de recuperación de calor y cambiadores de calor, entre otros.

La característica principal de PATITUG es el riguroso tratamiento termodinámico que se utiliza con objeto de proporcionar una descripción y caracterización precisa del comportamiento termodinámico de cada dispositivo. Se incluyen diferentes modelos para manejar sustancias puras, mezclas y transformaciones químicas. Una variedad de ecuaciones de estado, como gas ideal, gas virial, ecuación de Lee-Kesler y la IAPWS-IF97 para el agua, así como diferentes expresiones para el calor específico en el límite de presión nula  $c_p^*$  pueden ser seleccionadas. Respecto a modelos de mezcla, actualmente el modelo de mezcla de gases ideales (MGI) y la mezcla de Lewis-Randall (MLR) están implementados, y otros modelos serán incorporados en el futuro. La reacción química de combustión se modeliza considerando combustión completa y tomando valores precisos de las propiedades termoquímicas de las sustancias.

Otros estudios previos han sido llevados a cabo con esta herramienta previamente [12], [15], y es utilizada con frecuencia con propósitos académicos e investigadores en la ETSII-UPM.

## 3. Descripción del estudio

### 3.1. Ciclo y condiciones de operación

El ciclo de Brayton tomado como referencia se representa en la figura 1. Para centrar el estudio y obtener resultados representativos, solo los parámetros principales de la turbina, temperatura de entrada  $T_6$  y cociente de presiones  $P_3/P_1$ , se han ido variando, manteniendo las restantes especificaciones constantes.

A continuación se enuncian los valores de los restantes parámetros que han sido adoptados. El aire se introduce al ciclo por el punto 0 en condiciones ambiente (se asume condiciones ISO:  $P_0 = 1,01325$  bar,  $T_0 = 25$  °C y 60 % de humedad relativa) y es filtrado antes entrar al compresor en 1, asumiendo una caída de presión de 196,3 Pa. El rendimiento isentrópico del compresor de aire C y la turbina de gas T se toma  $\eta_s = 0,845$ . El compresor ó bomba del combustible presenta  $\eta_s = 0,84$  Una extracción parcial de aire para la refrigeración de la turbina se toma en 2, considerando  $P_2 = 0,9P_3$  y asumiendo un caudal de aire de  $m_2 = 0,062m_0$ . En la cámara de combustión, las pérdidas de carga se

modelizan mediante  $P_6=0,9601P_3$  y se consideran pérdidas de calor del 0.34% de la exergía contenida en el combustible ( $m_4e_4$ , siendo  $e$  la exergía de flujo *química*). En 7 asumimos unas condiciones de presión 2499 Pa sobre la ambiente  $P_0$ . La temperatura de los gases de escape se toma  $T_8 = 120$  °C. La presión de suministro del combustible es  $P_4 = 10,205$  bar.

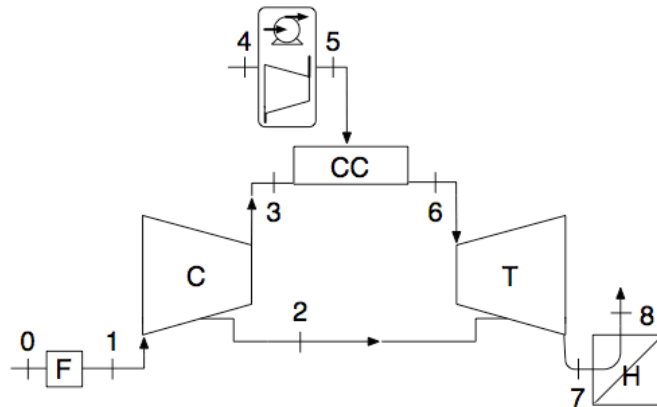


Figura 1: Esquema del ciclo Brayton combinado considerado.

La mayoría de los parámetros del ciclo han sido ajustados para hacerlos representativo de una configuración genérica. El conjunto de valores anteriores se encuentran dentro del rango de variación de las plantas de generación de potencia reales. Estos datos se han utilizado previamente con PATITUG, dando lugar a resultados precisos, como se muestra en [15]. En concreto, las predicciones para la turbina de gas F6 de General Electric proporcionadas por el software comercial GT-PRO de Thermoflow Inc. son reproducidas prácticamente con total exactitud por medio de PATITUG con este conjunto. Otras varias turbinas comerciales presentes en la base de datos de GT-PRO han sido comparadas también con resultados semejantes.

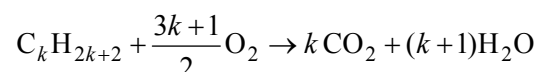
Una vez calculadas las variables termodinámicas en todo punto del esquema, la potencia mecánica proporcionada/consumida por cada elemento del ciclo combinado se obtiene como producto del caudal por el salto entálpico en el mismo. La potencia total producida en el ciclo combinado se calcula de la siguiente manera

$$W_{cc} = \eta(W_C + W_F + W_T) + \zeta m_7(e_7 - e_8) \quad (1)$$

En esta expresión,  $\eta$  representa un rendimiento electromecánico general del conjunto para el que se ha tomado un valor de 0,98 y  $\zeta$  representa la fracción de la exergía cedida por los gases de combustión en la caldera de recuperación de calor que es convertida en trabajo mecánico, es decir el rendimiento exergético del ciclo de vapor acoplado. Dicho rendimiento exergético se ha tomado el mismo para todos los casos y combustibles, situándolo en el 70 %. La variable  $e$  denota la función termodinámica exergía de flujo.

### 3.2. Combustión

La reacción química de combustión se ha simplificado considerando combustión completa en todos los casos:



No se ha tenido en cuenta la formación de  $NO_x$ . La cuantificación de estos compuestos es muy relevante desde el punto de vista de sus efectos contaminantes, pero debido a que las cantidades formadas son muy pequeñas en relación a los componentes principales, su presencia no es significativa a la hora de computar las propiedades termodinámicas de los gases de combustión, por lo que no tienen influencia en el rendimiento energético global del proceso. Por otro lado, los métodos de

reducción de emisiones de  $\text{NO}_x$  (inyección de vapor o de agua en la cámara de combustión) son independientes del combustible empleado (no se están considerando en este estudio). Por todo ello no tienen influencia en cuanto a las emisiones específicas de dióxido de carbono, que es el objeto del presente trabajo.

La combustión se produce en presencia de aire húmedo. El aire seco se considera una mezcla de  $\text{N}_2$  (78,045 %),  $\text{O}_2$  (20,990 %),  $\text{Ar}$  (0,935 %) y  $\text{CO}_2$  (0,030 %) <sup>1</sup>, despreciando los restantes componentes menores del mismo. La cantidad de vapor de agua se ha ajustado para recuperar valor 60% de humedad relativa, obteniéndose una fracción molar de aproximadamente un 1 %.

La composición química de los gases de combustión es diferente para cada caso (definido por una temperatura de entrada a la turbina y una presión a la salida del compresor) y para cada combustible, no sólo por las diferentes relaciones entre la cantidad de  $\text{CO}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$  formados en función del valor de  $k$  en la reacción, sino principalmente porque la cantidad exacta de aire que se toma  $m_0$  se calcula específicamente y de forma iterativa para ajustar la temperatura de entrada a la turbina objetivo en cada caso.

### 3.3. Modelización termodinámica de las sustancias

La referencia [14] puso de manifiesto que las propiedades termodinámicas de los gases de combustión pueden variar significativamente con respecto a las de una mezcla de gases ideales. Por tanto, un tratamiento termodinámico adecuado es crítico para obtener resultados realistas.

En este estudio, el aire y los gases de escape se han modelizado como mezclas de Lewis-Randall:

$$h^M = 0 \quad ; \quad v^M = 0 \quad ; \quad s^M = -R \sum_j x_j \ln x_j \quad (1)$$

donde el superíndice M representa la correspondiente función de mezcla.

Las sustancias puras se han descrito mediante la ecuación de estado del virial truncada tras el segundo término:

$$Pv = RT + B(T)P \quad (2)$$

La función  $B(T)$  y el calor específico a presión nula  $c_p^*(T)$  para todos los gases implicados se han tomado de [6]:

$$B(T) = \alpha + \frac{\beta}{T} + \frac{\gamma}{T^3} + \frac{\delta}{T^8} + \frac{\varepsilon}{T^9} \quad (3)$$

$$c_p^*(T) = a + b \left( \frac{\frac{c}{T}}{\sinh \frac{c}{T}} \right)^2 + d \left( \frac{\frac{e}{T}}{\cosh \frac{e}{T}} \right)^2 \quad (4)$$

con el conjunto de constantes  $\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varepsilon, a, b, c, d$  y  $e$  tabulados para cada componente. Es de interés remarcar que la dependencia de tipo exponencial de  $c_p^*$  con la temperatura es necesaria para obtener buenos resultados, ya que las habituales expresiones polinómicas dan lugar a pérdidas inevitables de precisión cuando se modeliza un amplio margen de variación de temperatura, como es el caso asociado a la combustión.

Para el combustible, se ha escogido la ecuación de estado de Lee-Kesler, que proporciona resultados muy precisos para compuestos poco polares, tales como los hidrocarburos, además de que puede funcionar tanto para estado de agregación gaseoso como para líquidos (a partir del hexano, para la presión y temperatura de suministro):

<sup>1</sup> Porcentajes en volumen

$$\frac{Pv}{RT} = z^{(0)} + \omega \cdot z^{(1)} \quad (5)$$

donde  $\omega$  representa el factor acéntrico, y  $z(0)$ ,  $z(1)$  son funciones conocidas de la presión y temperatura reducidas  $P_r = P/P_c$ ,  $T_r = T/T_c$ , ver [16]. La presión y temperatura críticas  $P_c$ ,  $T_c$  y el valor de  $\omega$  se han tomado de [6].

Las propiedades termoquímicas (calor normal de formación  $\Delta_f H^0$  y entropía específica absoluta normal  $s^0$ ) de combustibles y gases, dados para un marco de referencia compatibles han sido tomadas también de [6]. La exergía química de los combustibles  $e$  ha sido calculada de acuerdo a la metodología dada en [13].

### 3.4. Combustibles considerados

Se ha analizado el comportamiento del ciclo combinado para los combustibles metano, etano, propano, *n*-butano, *iso*-butano, *n*-pentano, *n*-hexano y *n*-heptano. Todos ellos son alcanos de cadena lineal, excepto en el caso del *iso*-butano, que se ha introducido en el estudio para cuantificar el efecto de la diferencia de estructura molecular entre isómeros.

## 4. Resultados

Como se ha mencionado previamente, se ha tomado como caso de referencia el de la combustión del metano. El exceso de aire sobre el estequiométrico en cada caso se ha ajustado para que se obtenga exactamente la temperatura de entrada a la turbina deseada. Los resultados para el caso de referencia se presentan en la figura 2. Cada curva representa la evolución de las emisiones de CO<sub>2</sub> por unidad de energía producida en función del cociente de presiones, para cada temperatura de entrada a la turbina dada.

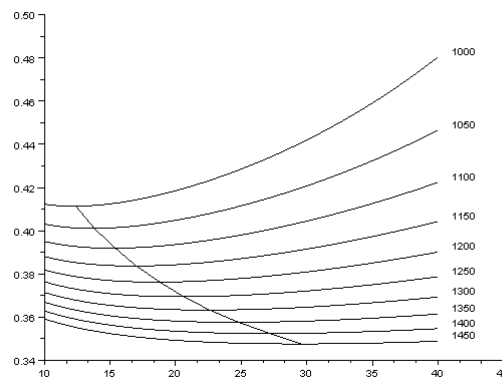


Figura 2: Emisiones específicas de CO<sub>2</sub> (ordenadas - t/MWh), frente a cociente de presiones  $P_3/P_1$  (abscisas) para cada temperatura (sobre las curvas - °C) para el caso de referencia, *metano*.

Asimismo se observa cómo para cada temperatura existe un mínimo en las emisiones específicas, que corresponde con la situación de máximo rendimiento del ciclo combinado. También se representa la línea de máxima eficiencia, que pasa por todos los mínimos de las curvas anteriores.

La posición exacta de los puntos de funcionamiento óptimos para todos los combustibles se recogen en la tabla 1:

Tabla 1: Mínimos de emisiones específicas.

$T_6$ (°C)	Metano		Etano		Propano		n-Butano	
	$P_3/P_1$	CO <sub>2</sub> (t/MWh)	$P_3/P_1$	CO <sub>2</sub> (t/MWh)	$P_3/P_1$	CO <sub>2</sub> (t/MWh)	$P_3/P_1$	CO <sub>2</sub> (t/MWh)
1000	12,2	0,4113	12,6	0,4620	12,8	0,4878	12,8	0,5001
1050	13,6	0,4011	14,0	0,4503	14,4	0,4754	14,4	0,4874
1100	15,2	0,3919	15,6	0,4399	16,0	0,4643	16,0	0,4760
1150	16,8	0,3837	17,4	0,4305	17,8	0,4543	17,8	0,4657
1200	18,6	0,3762	19,2	0,4220	19,6	0,4453	19,8	0,4564
1250	20,4	0,3695	21,2	0,4143	21,8	0,4370	21,8	0,4480
1300	22,4	0,3633	23,4	0,4072	24,0	0,4296	24,0	0,4403
1350	24,6	0,3576	25,8	0,4008	26,4	0,4227	26,6	0,4332
1400	27,0	0,3524	28,2	0,3949	29,0	0,4164	29,2	0,4267
1450	29,4	0,3476	31,0	0,3894	31,8	0,4105	32,0	0,4207

$T_6$ (°C)	iso-Butano		Pentano		Hexano		Heptano	
	$P_3/P_1$	CO <sub>2</sub> (t/MWh)	$P_3/P_1$	CO <sub>2</sub> (t/MWh)	$P_3/P_1$	CO <sub>2</sub> (t/MWh)	$P_3/P_1$	CO <sub>2</sub> (t/MWh)
1000	12,8	0,5014	12,8	0,5078	12,8	0,5129	12,8	0,5167
1050	14,4	0,4886	14,4	0,4948	14,4	0,4998	14,4	0,5035
1100	16,0	0,4772	16,0	0,4832	16,0	0,4881	16,0	0,4917
1150	17,8	0,4669	17,8	0,4728	17,8	0,4776	17,8	0,4811
1200	19,8	0,4576	19,8	0,4634	19,8	0,4680	19,8	0,4714
1250	21,8	0,4491	21,8	0,4548	21,8	0,4594	22,0	0,4627
1300	24,2	0,4414	24,2	0,4470	24,2	0,4515	24,2	0,4547
1350	26,6	0,4343	26,6	0,4398	26,6	0,4442	26,6	0,4474
1400	29,2	0,4278	29,2	0,4332	29,4	0,4375	29,4	0,4407
1450	32,0	0,4218	32,2	0,4271	32,2	0,4314	32,2	0,4345

Los datos indican por un lado que los mínimos de emisiones específicas son mayores según aumenta el número de átomos de carbono de la molécula, y por el otro que la relación de presiones para la que se alcanzan los puntos óptimos se desplaza hacia valores más altos con el número de átomos de carbono, y esto para todos los valores de temperatura de entrada a la turbina. Las mayores diferencias en ambos datos se dan para los dos primeros saltos: entre el etano y el metano y entre el propano y el etano. Más allá a lo largo de la cadena, las diferencias son menores, incluso son prácticamente inapreciables para el caso de la posición, si bien algo más pronunciadas para el valor del mínimo.

Los alcanos hasta el pentano son los compuestos C<sub>2</sub>+ más comunes en el gas natural no procesado. La figura 3 muestra las diferencias en las emisiones específicas entre los ciclos combinados alimentados con etano, propano, n-butano y pentano, y el caso de referencia, metano. También se han llevado a cabo los cálculos para el iso-butano, hexano y heptano, pero no se muestran las figuras, pues su comportamiento cualitativo es el mismo que el de los anteriores.

Algunos datos numéricos se presentan también en la tabla 2. Se han escogido dos casos representativos: una turbina de baja relación de presiones, con valor  $P_3/P_1 = 10$  y temperatura de entrada a la turbina moderada,  $T_6 = 1200$  °C, y el otro con una relación de presiones alta de  $P_3/P_1 = 22$  y temperatura de entrada a la turbina también alta,  $T_6 = 1400$  °C.

La figura 3 y la tabla 2 muestran las diferencias en emisiones específicas para cada combustible. Existe una tendencia hacia el incremento de emisiones a medida que el número de carbonos de la molécula va aumentando. Los saltos mayores se producen nuevamente en los dos primeros saltos de la serie (metano-etano-propano) y para los siguientes compuestos, las diferencias aumentan, pero cada vez más lentamente. Entre isómeros, existen leves diferencias, asociadas a mínimos cambios en el poder calorífico del combustible, pero son muy pequeñas. Los valores absolutos en la diferencia de

emisiones son mayores para bajas temperaturas. Sin embargo las diferencias relativas entre combustibles son muy similares en todos los casos.

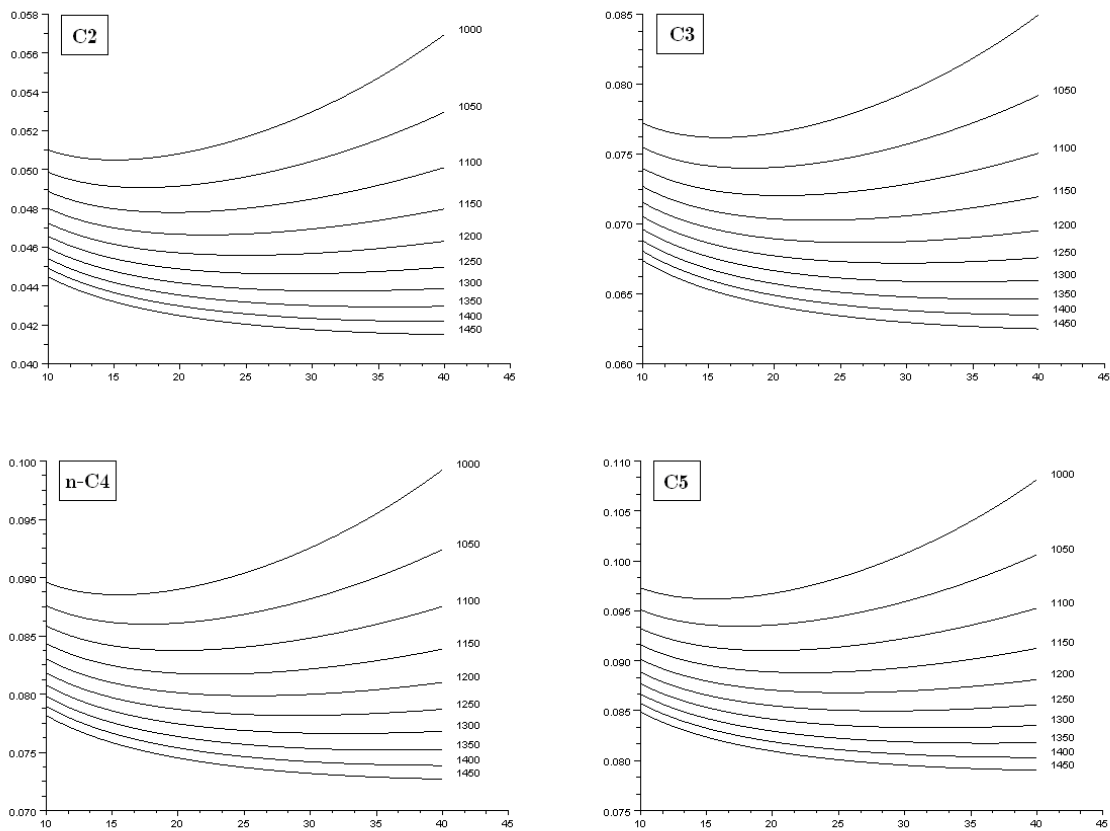


Figura 3: Diferencias de emisiones específicas respecto al caso de referencia (ordenadas - t/MWh) frente a cociente de presiones  $P_3/P_1$  (abscisas) para cada temperatura (sobre las curvas - °C). Casos del *etano*, *propano*, *n-butano* y *pentano*.

Tabla 2: Comparación de las emisiones asociadas a los distintos combustibles.

Alcano	$T_6 = 1200\text{ °C}; P_3/P_1 = 10$		$T_6 = 1400\text{ °C}; P_3/P_1 = 22$	
	CO <sub>2</sub> (t/MWh)	Incremento	CO <sub>2</sub> (t/MWh)	Incremento
<i>Metano</i>	0,3819	-	0,3529	-
<i>Etano</i>	0,4292	12,37%	0,3957	12,12%
<i>Propano</i>	0,4535	18,74%	0,4175	18,30%
<i>n-Butano</i>	0,4649	21,74%	0,4280	21,26%
<i>iso-Butano</i>	0,4661	22,05%	0,4291	21,57%
<i>Pentano</i>	0,4721	23,60%	0,4345	23,10%
<i>Hexano</i>	0,4769	24,86%	0,4388	24,33%
<i>Heptano</i>	0,4803	25,77%	0,4420	25,23%

## 5. Conclusiones

En este trabajo se presenta un estudio comparativo sistemático de las emisiones específicas de dióxido de carbono en un ciclo combinado, usando los primeros miembros de la serie de los alcanos como combustibles. Aunque se había encontrado que las diferencias desde un punto de vista de análisis del rendimiento energético y exergético no son muy significativas para los primeros alcanos, el estudio de las emisiones de CO<sub>2</sub> revela mayores contrastes entre estos combustibles.



Las conclusiones más destacables del estudio de emisiones específicas se resumen a continuación:

- El metano es el alcano con menores emisiones de CO<sub>2</sub> por unidad de potencia eléctrica producida.
- La posición del punto óptimo teórico de funcionamiento del ciclo desde el punto de vista de emisiones específicas de CO<sub>2</sub> varía para los distintos combustibles. Se desplaza hacia relaciones de presión más altas para los combustibles más pesados.
- Existe una tendencia a lo largo de la serie de alcanos en la que se observa un aumento de las emisiones específicas de CO<sub>2</sub> según aumenta el número de carbonos en la cadena molecular del combustible.
- El caso más desfavorable de entre los estudiados es el del heptano, en el que se produce un aumento de emisiones respecto del caso de referencia de en torno al 25%.
- Las mayores diferencias observadas se producen en los dos primeros saltos de la serie, es decir entre el metano y el etano, y entre éste y el propano. Para los siguientes alcanos se mantiene la tendencia observada, pero las diferencias entre ellos son cada vez menores.
- Las diferencias entre isómeros en cuanto a las emisiones de CO<sub>2</sub> por electricidad producida existen, si bien son muy pequeñas.
- Los mayores aumentos absolutos de emisiones se producen para los casos de baja temperatura de entrada a la turbina, sin embargo las diferencias relativas entre los combustibles parecen muy similares en todos los casos.

## 6. Referencias

[1] AL-MADANI, H. *Gas turbine performance enhancement by intake air cooling*, International Journal of Exergy, 2006, vol. 3 (2), pp. 164-173.

[2] ANHEDEN, M. *Analysis of Gas Turbine Systems for Sustainable Energy Conversion*, PhD thesis, 2000. Department of Chemical Engineering and Technology. Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, Sweden.

[3] BASU, A., GRADASSI, M., SILLS, R., FLEISCH, T., PURI, R. "Use of DME as a gas turbine fuel", En *Proceedings ASME Turbo EXPO GT2001 (New Orleans, LA, USA, June 4-7 de Junio de 2001)*.

[4] BOARD, C.A.R. "Summary of the joint workshop on natural gas quality standards". *Technical Report CEC-600-2005-012, CEC 04-IEP-01, CPUC R.04-01-025, 2005. California Department of Conservation. Division of Oil, Gas and Geothermal Resources.*

[5] CIHAN, A., HACIHAFIZOGLU, O., KAHVECI, K. *Energy-exergy analysis and modernization suggestions for a combined cycle power plant*, International Journal of Energy Research, 2005, vol. 30, pp. 115-126.

[6] DAUBERT, T.E., DANNER, R.P. *Physical and Thermodynamic Properties of Pure Chemicals: Data Compilation*, New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1989.

[7] ELMEGAARD, B., HENRIKSEN, U., QVALE, B. *Thermodynamic analysis of supplementary-fired gas turbine cycles*, International Journal of Applied Thermodynamics, 2003, vol. 6 (2), pp. 85-92.

- [8] ERSTEVAG, I.S., KVAMSDAL, H.M., BOLLAND, O. *Exergy analysis of a gas-turbine combined-cycle power plant with precombustion CO<sub>2</sub> capture*, Energy, 2005, vol. 1, pp 5-39.
- [9] FORO NUCLEAR. *Energía 2010*, Foro de la Industria Nuclear Española, 2011.
- [10] GADDE, S., WU, J., GULATI, A., McQUIGGAN, G., KOESTLIN, B., PRADE, B. “Syngas capable combustion systems development for advanced gas turbines”. En *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2006, Power for Land, Sea and Air (Barcelona, 8-11 de mayo de 2006)*.
- [11] GANAPATHY, V. *Heat recovery steam generators*, Chemical Engineering Progress, 1996, vol. 92, pp. 32-35.
- [12] JIMÉNEZ, A., GONZÁLEZ, C., NIETO, R., LÓPEZ, I. “Efficiency of a Standard Gas-Turbine Power Generation Cycle Running on Different Fuels”. En *Proceedings of the Fourth International Exergy, Energy and Environment Symposium (Sharjah, Emiratos Árabes Unidos, 19-23 de abril de 2009)*.
- [13] KOTAS, T.J. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, London: Butterworths, 1985.
- [14] KURZKE, J. (2003) “Achieving maximum thermal efficiency with the simple gas turbine cycle”. En *Proceedings of 9th CEAS European Propulsion Forum: “Virtual Engine - A Challenge for Integrated Computer Modelling”*. (Roma, Italy, October 15-17, 2003).
- [15] LACALLE, J.M., NIETO, R., GONZÁLEZ, C. “The impact of new trends in gas turbine design: A thermodynamic analysis”. En *Proceedings of ASME Cogen-Turbo Power Conference, 95-CTP-23 (Viena, Austria, 23-25 de agosto de 1995)*.
- [16] LEE, B.I., KESLER, M.G. *A Generalized Thermodynamic Correlation Based on Three-Parameter Corresponding States*, AIChE J., 1975, vol. 21, pp. 510-527.
- [17] McMILLAN, R., MARTIN, P., NODEN, R. and WELCH, M. “Gas fuel flexibility in a dry low emissions combustion system”. *Technical report, Siemens, 2006. Demag Delaval Industrial Turbomachinery Ltd., UK*.
- [18] N.E.T. Laboratory. “LNG interchangeability/gas quality: Results of the National Energy Technology Laboratory’s research for the FERC on natural gas quality and interchangeability”. *Technical Report DOE/NETL-2007/1290, 2007. US Department of Energy*.
- [19] REDDY, B.V. and BUTCHER, C. *Second law analysis of a natural gas-fired gas turbine*, International Journal of Energy Research, 2009, vol. 33, pp.728-736.
- [20] RISING, B., WU, J., SORURBAKHS, P. (2004) “Survey of ultra-trace metals in gas turbine fuels”. En *Proceedings of the 11th Annual International Petroleum Environmental Conference. (Albuquerque, NM,USA. October 12-15, 2004)*.
- [21] SHANBGHAZANI, M., KHALILARYA, S., MIRZAEI, I. *Exergy analysis of a gas turbine system with evaporative cooling at compressor inlet*, International Journal of Exergy, 2008, vol. 5 (3), pp. 309-325.
- [22] SHORTT, A.A. “The use of di-methyl ether as alternative fuel in gas turbines for power generation”. *Technical report, Bateman Power and Energy, 2005*.
- [23] SUDIRO, M., BERTUCCO, A., RUGGERI, F. and FONTANA, M. *Improving process performances in coal gasification for power and synfuel production*, Energy Fuels, 2008, vol. 22 (6), pp. 3894-3901.