

OPTIMIZACIÓN DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN UNA CALDERA DE CALEFACCIÓN DE 465 Kw, MODELO CPA DE ROCA.

*A. Marcos¹, J. Gañán¹, J.F. González¹, J. Turégano², A. Miranda³, S. Correira².
¹Escuela de Ingenierías Industriales. Universidad de Extremadura (España).
²Escola Superior de Tecnologia e Gestao de Portalegre. Área de Engenharia (Portugal).
³Depto. Eng. Electromecânica Universidade da Beira Interior (Portugal).*

Abstract

The objective of this work focus in the study of optimal operation conditions for two three-stage pirotubulares boilers, connected in parallel and suitable gas oil C. Data was obtained for the equipment by means of the analyzer TESO model 300 M-I whose probe was placed in the exit of the boiler. The considered operation variables were the injection pressure and the number of burners.

The maximum level of efficiency was obtained, in the case of one burner with 9 Kg/cm² pressure, at around 95.4% and for the case of two burners the biggest level of efficiency was obtained with 12 Kg/cm² pressure, amounting to 93.2%. As the emission of pollutants must be within the values prescribed by legislation, these are limited to 1700 mg/m³N for the SO₂, 1445 p.p.m. for the CO and of opacity 2 according to the Bacharach scale.

In this work, it is shown that the losses due to the sensible enthalpy of the exhaust gases does increase, as well as the carbon dioxide and the nominal power of the boiler, when increasing the injection pressure while the concentrations of monoxide of carbon decrease.

Resumen

En este artículo se ha desarrollado un trabajo experimental sobre el cálculo del rendimiento de las calderas pirotubulares utilizadas en instalaciones de calefacción. El funcionamiento de las calderas es semiautomático, siendo capaz de regular el aire para cada nivel de potencia. Esta regulación se realiza mediante un sistema hidráulico, que permite cerrar el aire durante la fase de parada y realizar un pre-barrido de todos los gases existentes en los conductos de humos antes del encendido. Los resultados han mostrado un rendimiento mayor de la caldera de 93 - 95%, y las pérdidas por entalpía sensible de los humos, el dióxido de carbono y la potencia nominal de la caldera aumentan al incrementar la presión de inyección, mientras que las concentraciones de monóxido de carbono disminuyen.

1. INTRODUCCIÓN

Las instalaciones energéticas, en general, emiten a la atmósfera diversos compuestos contaminantes que contribuyen al efecto invernadero, a la degradación de la capa de ozono, alteración del clima, etc. y por consiguiente, al deterioro del medio ambiente. En las instalaciones energéticas calefactoras, la emisión de contaminantes tiene su origen en los gases resultantes del proceso de la combustión. En dicho proceso participan tres elementos fundamentales:

combustible, comburente y energía de activación. En función de la eficiencia obtenida en el proceso el valor de estas emisiones será diferente.

Debido a la elevada contaminación producida por la emisión de gases en las calderas, la legislación vigente aplica a estas instalaciones unos niveles de emisión máximos. Estos niveles se encuentran contemplados en el Real Decreto 833/75 del 6 de febrero. En concreto, para las instalaciones de gasóleo C, estos valores se limitan para el SO_2 a $1700 \text{ mg/m}^3\text{N}$, para el CO 1445 ppm y de opacidad 2 según la escala Bacharach. El alto grado de desarrollo de la sociedad actual conlleva un aumento notable en el consumo de energía. Esto unido a las limitadas reservas de los combustibles convencionales, nos impone la necesidad de obtener elevadas eficiencias en las instalaciones energéticas. Con ello se mejora el impacto medioambiental y supone un beneficio económico para los titulares de las instalaciones. (Antolín et al., 2003)

En las calderas utilizadas en sistemas de calefacción la eficiencia se encuentra entorno al 85%, esta eficiencia será mayor o menor según el funcionamiento óptimo de la caldera. (Zheng et al., 2003). Teniendo en cuenta estos factores, el objetivo de este trabajo se centra en el estudio de las condiciones óptimas de funcionamiento de una caldera piro-tubular de tres pasos, con el fin de alcanzar los mayores niveles de eficiencia y el menor valor de emisiones al medio ambiente.

Para ello, vamos a analizar el funcionamiento de dicha caldera modificando las variables que nos permite la instalación (presión de inyección y el número de quemadores, ambas independientemente modifican el caudal másico).

2. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

La instalación experimental está compuesta por una caldera piro-tubular de tres pasos de una potencia térmica de 465 kW. Es una caldera monobloc de chapa de acero calorifugada con fibra de vidrio de 70 mm de espesor. Dicha caldera está equipada con un cuadro de control compuesto por dos termostatos, que regulan el tiempo de trabajo de cada quemador, dos contadores de hora, los cuales registran el número de horas de funcionamiento de cada quemador, un reloj de temperatura y presión y un termostato de seguridad para el caso que fallen los dos anteriores.

El funcionamiento de la caldera es semiautomático, siendo capaz de regular el aire para cada nivel de potencia. Esta regulación se realiza mediante un sistema hidráulico, que permite cerrar el aire durante la fase de parada y realizar un pre-barrido de todos los gases existentes en los conductos de humos antes del encendido, facilitando de esta manera el mismo ya que la combustión es más rica en oxígeno. La cámara de combustión trabaja a depresión, por lo que una vez realizada la combustión la propia presión atmosférica ayuda al barrido de los gases de la cámara.

El circuito de humos es de tres pasos, dos en el hogar y uno en los tubos de humos. El circuito está provisto de un haz tubular por el cual circulan los humos en régimen turbulento, facilitando una mayor transmisión de calor. La caja de humos es de salida horizontal, lo que facilita la limpieza del haz tubular y de la cámara de combustión.

La instalación estudiada está compuesta por dos calderas, las cuales arrancan simultáneamente para el primer calentamiento del agua de calefacción una vez alcanzada la temperatura de régimen se van alternando para mantener la temperatura. Las calderas están conectadas en paralelo a través de un circuito cerrado por el que circula el agua, trabajando a una presión variable de 1,5 kg/cm² a 2 kg/cm² y llevando una válvula de seguridad tarada a 3 kg/cm². (Equipos a presión, Real Decreto 769/1999)

3. PROCEDIMIENTO DE LOS ENSAYOS

Para el cálculo del rendimiento de la instalación se determinó la composición de los gases de la combustión (CO₂, O₂ y CO), la temperatura de salida de los mismos (TH), pérdidas por entalpía sensible (qA) y coeficiente de exceso de aire (λ). Datos que serán obtenidos mediante el analizador Testo 300 M-I, cuya sonda se colocó en la salida de humos de la caldera. Los parámetros de combustión aplicados por el analizador TESTO300 M-I son obtenidos por medio de las siguientes ecuaciones:

$$CO_2 (\%) = \frac{(CO_2)_{\max} (21 - O_2)}{21} \quad (1)$$

Donde (CO₂)_{max} es el máximo CO₂ específico que puede ser liberado, 21 es el porcentaje de O₂ en el aire y O₂ es el valor medio de O₂ para la cavidad.

$$\eta = 100 - qA - qi \quad (2)$$

Donde η es el rendimiento del proceso de combustión y qA y qi son el desprendimiento por calor sensible y gases no quemados de los humos respectivamente. El rendimiento está basado en la reducción del calentamiento estimado del combustible.

$$qA = K \frac{FT - AT}{CO_2} \quad (3)$$

La ecuación de Sieggert usada para calcular el desprendimiento por calor sensible de los humos, expresado en % respecto a la reducción del calentamiento estimado, FT y AT son la temperatura de los humos y la temperatura atmosférica respectivamente, y K es el factor específico del combustible.

$$\lambda = \frac{(CO_2)_{\max}}{CO_2} = \frac{(O_2)_{\max}}{O_2} = \frac{A_{\text{real}}}{A_{\text{min}}} \quad (4)$$

Donde λ es el coeficiente de exceso del aire, (O₂)_{max} es el máximo de O₂ liberado en los humos, A_{real} es el aire real introducido en la caldera y A_{min} es el mínimo aire necesario para quemar el combustible.

$$\bar{v}_{\text{fumes}} = \sqrt{\frac{575 \Delta p (FT + 273.15)}{P_{\text{abs}}}} \alpha \quad (5)$$

\bar{v}_{fumes} es la velocidad de salida de los humos en m/s, Δp es el diferencial de presión en mbar, α es el factor del Tubo de Pitot (0-1.50) y p_{abs} es la presión absoluta en mbar.

$$V_{fume} = \bar{v}_{fumes} A 0.36 \quad (6)$$

Donde; V_{fumes} es el volumen de las corrientes de los humos en m^3/h y A es la superficie de salida de los humos.

Los parámetros de combustión (CO_2 , O_2 y CO contenidos, los gases no quemados y la pérdida de calor sensible de los humos, rendimiento, el coeficiente de exceso del aire, la velocidad y el volumen de los humos) son analizados por medio de un TESTO 300 M-I analizador. Este analizador tiene dos válvulas de medición una para O_2 y otra para CO , introducidas en un calibre con un termopar para medir la temperatura de los humos.

La lectura de la opacidad se ha realizado haciendo pasar a través de un filtro de color blanco una cierta muestra de humos, generalmente 10 emboladas, mediante una bomba de accionamiento manual. El filtro cambia de color oscureciéndose en función de la concentración de residuos. La lectura se realiza por comparación con una escala patrón, escala de Bacharach, numerada del 0 al 9. (Llorens et al., 1994).

Las variables de operación ensayadas han sido el número de quemadores y la presión de inyección. Al variar la presión de inyección varía el caudal másico de combustible en los valores mostrados en la Tabla I. Con estas variables se procedió a realizar las combinaciones posibles con el objeto de optimizar el proceso de combustión en función de la presión y el número de quemadores. En la Tabla I se resumen las características de los ensayos realizados.



Figura: 1 Quemador.

Experimento Nº	Pre. Inyección (kg/cm2)	Consumo		Características Común
		l/h	kg/h	
1	9	19	15,96	1 quemador
2	10,5	20,65	17,35	1 quemador
3	12	22,6	21,1	1 quemador
4	9	38	31,92	2 quemador
5	10,5	41,3	34,7	2 quemador
6	12	45,2	42,2	2 quemador

Tabla I. Ensayos realizados

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En la tabla 2 se resumen los resultados de los parámetros de la combustión para las distintas condiciones de operación de la caldera, en función de la presión y el

número de quemadores. Como se puede observar, el mayor rendimiento de la caldera se obtiene para un quemador a una presión de 9 kg/cm² siendo el rendimiento del 95%, para el caso de dos quemadores el mayor rendimiento se obtiene a la presión de 12 kg/cm² con un valor del 93%.

Tabla 2. Parámetros de la combustión en función de la presión.

Presión. Inyección (kg/cm ²)	Nº Quemadores	O ₂ (%)	CO (ppm)	TH (°C)	qA (%)	CO ₂ (%)	λ	REN (%)	Opac	Caudal Aire (%)	Potencia (kW)
9	1 quemador	10,1	33	107,1	4,6	8	1,9	95,4	1,5	82	179
	2 quemador	7,5	56	159,6	6,9	9,9	1,5	93,1	1,5	50	359
10,50	1 quemador	9,1	27	112,2	5,1	8,8	1,7	94,9	1,3	70	195
	2 quemador	6,3	50	170,8	7,3	10,8	1,4	92,7	1,4	38	390
12	1 quemador	8,4	25	114,9	5,6	9,3	1,6	94,4	1	58	237
	2 quemador	4,9	41	172,5	7,5	11,9	1,3	93,2	1	28	475

En la figura 2 se representa la presión de inyección frente la variación del porcentaje de O₂ en los humos. Se observa que al aumentar la presión y por tanto el caudal másico, se produce una disminución de dicho porcentaje de oxígeno, lo cual es lógico ya que se consume mayor cantidad de oxígeno al introducir en la caldera más combustible.

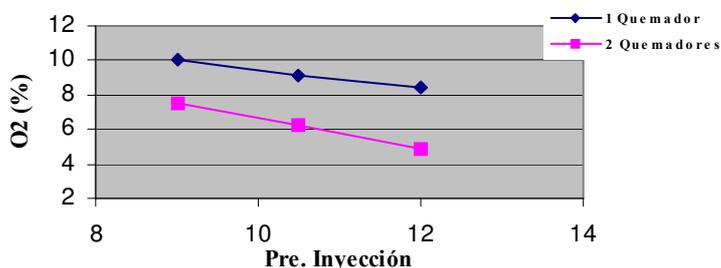


Figura 2: Variación del % de oxígeno en los humos.

La variación de las ppm de CO en los humos frente la presión de inyección se muestran en la figura 3.

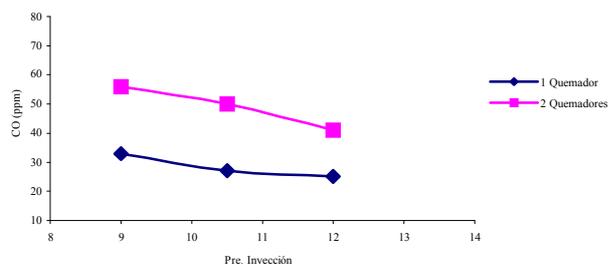


Figura 3: Variación de las ppm de CO de los humos frente la presión de inyección.

Para el caso de un quemador se reducen las pérdidas por inquemados gaseosos al incrementarse la presión de inyección, sucediendo lo mismo en el caso de dos quemadores. Estas reducciones de inquemados gaseosos se deben a que al aumentar la presión de inyección y, por lo tanto, el caudal de combustible, se incrementa la temperatura en el hogar reduciéndose los inquemados gaseosos en los humos. En trabajos realizados por otros autores (Vladimir, 2003) se puede observar que los niveles de CO en una caldera de gas natural siguen la misma proporción que la de este trabajo, siendo sus niveles de CO inferiores a los obtenidos.

En la figura 4 se muestra la variación de la temperatura de los humos frente al incremento de la presión de inyección. Al aumentar la presión del combustible se incrementa la temperatura de los humos, en consonancia con lo dicho para la reducción de CO en los humos. En otros trabajos (Torres, 2002) se observa que el incremento del caudal de combustible produce un fuerte incremento en la temperatura de los humos a la salida del hogar disminuyendo los inquemados gaseosos.

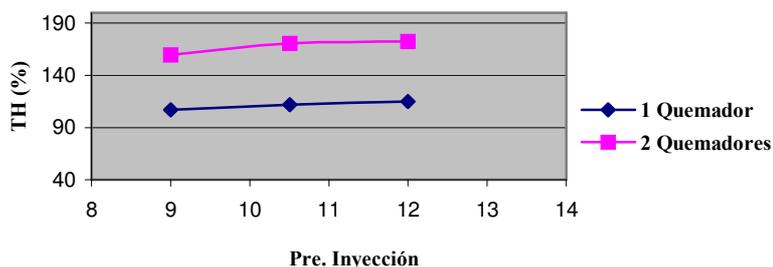


Figura 4: Variación en la temperatura de los humos frente la presión de inyección.

Las pérdidas por entalpía sensible de los humos, q_A , frente a la presión de inyección puede verse en la figura 5. Estas pérdidas de entalpía dependen de la temperatura de los humos. Para el caso de un quemador, podemos observar que, al aumentar la presión de inyección se produce un aumento de estas pérdidas, ocurriendo lo mismo para dos quemadores ya que al aumentar la presión y por lo tanto el caudal másico, aumenta la temperatura de los humos produciéndose mayores pérdidas por entalpía. En trabajos realizados por otros autores (Torres, 2002) se observa que dichas pérdidas son superiores a las que presentamos en este trabajo.

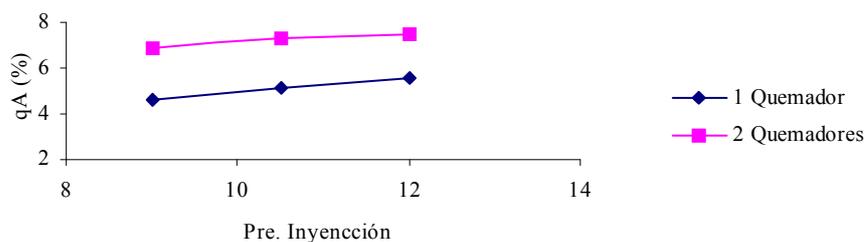


Figura 7

Figura 5: Variación de la pérdidas por entalpía sensible de los humos q_A frente la presión de inyección.

La variación del CO_2 respecto a la presión de inyección está representado en la figura 6. Observándose que un aumento de la presión y por lo tanto del caudal másico, conlleva un incremento de CO_2 , y a su vez un aumento en la temperatura del hogar de la caldera, realizándose una combustión más completa bajando la cantidad de CO en los humos y aumentando la de CO_2 . Otros autores exponen que el nivel de CO_2 aumenta según se incrementa el caudal másico, observándose que los niveles de CO_2 son inferiores a los obtenidos.

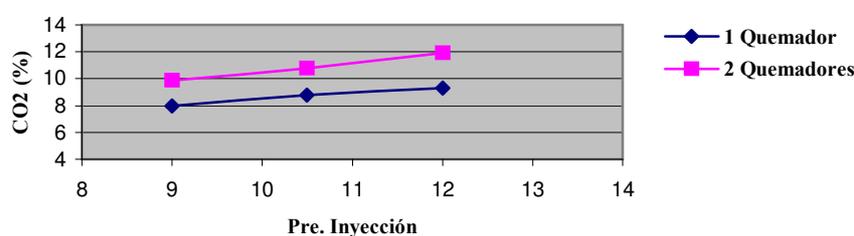


Figura 6: Variación del al CO_2 respecto la presión de inyección.

En la figura 7 se refleja el efecto del coeficiente de exceso de aire sobre la presión de inyección. Dicho coeficiente será menor cuanto mayor sea el caudal de combustible inyectado, ya que se necesita más oxígeno para llevar a cabo el proceso de la combustión. Otros autores (Maxwel et al.,1981) indican que el coeficiente de exceso de aire para el gasóleo C es del orden de un 20%. En los trabajos realizados en una cadera de gas natural (Salmon, 2002) se puede observar que cada 15% de exceso de aire o por cada 40 °F que se disminuye en los humos de la combustión, la eficiencia de la caldera aumenta un 1%.

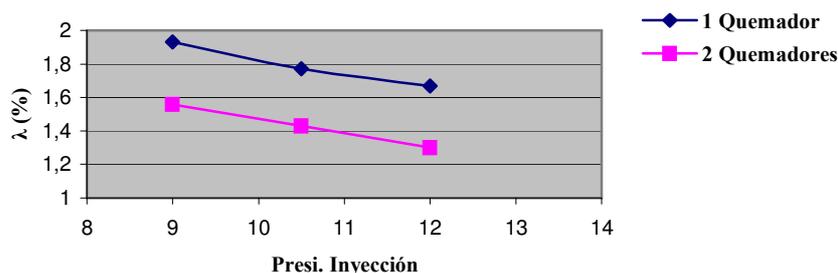


Figura 7: Variación del coeficiente de exceso de aire frente la presión de inyección

La variación del rendimiento frente la presión de inyección nos muestra que para el caso de un quemador el rendimiento va decreciendo según se aumenta la presión. Para dos quemadores en el primer incremento de presión disminuye el rendimiento, mientras que en el segundo incremento se ve un notable aumento de éste. Esta disminución del rendimiento es debida a que la pulverización del combustible, y por tanto la mezcla combustible-comburente, es menos íntima a estas presiones.

En la relación entre la opacidad y la presión de inyección puede observarse una disminución de la opacidad para el primer incremento de presión siendo más pronunciada para el caso de un quemador. En el segundo incremento de presión la opacidad se reduce notablemente, siendo la misma para el caso de uno o dos quemadores. Esta reducción de opacidad se produce debido a que al aumentar la presión se inyecta más combustible, aumentando la temperatura del hogar, lo que conlleva a una disminución de los inquemados sólidos y por tanto del valor de la opacidad.

El porcentaje de exceso de aire frente a la presión de inyección se ha determinado mediante dos procesos, en primer lugar mediante el analizador Testo 300 M-I como pueden verse los resultados en la figura 7 y en segundo lugar mediante el diagrama Ostwald. Los valores obtenidos mediante ambos procesos han sido similares.

La máxima potencia de la caldera se alcanzó a la presión de 12 kg/cm². Obteniéndose para el caso de dos quemadores un valor de 475,4 kW y para el caso de un quemador de 237,7 kW.

REFERENCIAS.

1. Antolín Giraldo G., Verdú Pérez J., Borjabad García E., Vegas Magariño L. "Aprovechamiento de biomasa residual para producir energía en industrias de transformación de la madera" 2003.
2. Equipos a presión, Real Decreto 769/1999

3. González J.F., Gañán J., González García C.M., Sabio E., Ramiro A., González, J. , Gómez. M."Optimización de la combustión de diferentes pellets de residuos agroindustriales" III Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica. Editorial UPV. Valencia. 2003.
4. Manual de instrucciones Testo 300 M-I.
5. Manual de Roca "Quemador de gasóleo Tecno 50-L".
6. Maxwell, Dyer, Maple. "Boiler Efficiency Improvement" " Adjust Boiler Air-Fuel Ratio" 1981.
7. Rodríguez Pomatta, De Andrés J.A., Aroca Lastra S., García Góndora M. "Calefacción y agua caliente sanitaria" Páginas 319-339, 394-397 y 421-423. Editorial A.Madrid Vicente. 1991.
8. Torres Gómez M. "Estudio de la optimización de la combustión de residuos del almendro" Proyecto Fin de Carrera. Escuela de Ingenierías Industriales de Badajoz. 2002.
9. Vladimir Lifshits "Experience with Low Pressure Drop, High Efficiency, Low Emission Burners in Power Boilers" 2003.
10. Zheng Chua J., Shu Shieh S., Shang Jang S., Chienc C., Peng Wan H., Hsun Ko H. "Constrained optimization of combustion in a simulated coal-fired boiler using artificial neural network model and information analysis" Volumen 82. Páginas 693-703. 2003.

CORRESPONDENCIA.

José Gañán Gómez
Escuela de Ingenierías Industriales
Badajoz
Telf. 924-289600, e-mail:jogomez@unex.es