

Análisis comparativo de eficiencias de combustión en un generador de vapor cuando se utiliza gas natural y diesel de caldera

Andrés Amell Arrieta y Liliana Vélez Rueda***

Resumen

En este trabajo se comparan las eficiencias de combustión utilizando como combustible gas natural de la Guajira y diesel de caldera, con factores de aireación de 1,07, 1,16, 1,26, 1,34, 1,45 y condiciones tubos sucios y limpios, como resultado de ensayos en una caldera pirotubular dual de 30 BHP.

Se encontró que la eficiencia de combustión con base en el poder calorífico superior en condición de tubos sucios resultó mayor para el diesel de caldera en valores que oscilan entre el 3,2 y 4,5% dependiendo del factor de aireación. Cuando se compara la condición de tubos limpios para el gas natural y sucios para el diesel, la eficiencia sigue siendo mayor para este último pero la diferencia porcentual disminuye significativamente.

La eficiencia con base en el poder calorífico inferior y condición tubos limpios, resultó mayor para el gas natural con diferencias porcentuales que oscilan entre 3 y 5,2% dependiendo del factor de aireación.

Con estos resultados se demuestra cómo la composición y naturaleza del combustible tiene una fuerte incidencia en la eficiencia de combustión.

----- *Palabras clave:* calderas, eficiencia de combustión, gas natural, diesel.

Comparative analysis of combustion efficiency in a boiler using natural gas and diesel

Abstract

In a firetube dual boiler of 30 BHP that uses natural gas from Guajira and diesel as fuels, with air factors 1,07, 1,16, 1,26, 1,34, 1,45 and conditions of dirty and clean tubes, combustion efficiency is compared for both fuels.

* Ingeniero Mecánico. MsC en Economía de la Energía. Coordinador del Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía. Facultad de Ingeniería. Universidad de Antioquia. anamell@udea.edu.co.

** Ingeniera de Petróleos. MsC en Ingeniería Ambiental. Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía. Facultad de Ingeniería. Universidad de Antioquia. liveru2002@yahoo.com.

Combustion efficiency based on the higher heating value of the fuel in condition of dirty tubes resulted greater for diesel with values between 3,2 and 4,5% depending on the air factor.

Combustion efficiency continues being greater for diesel when are compared condition clean in natural gas and dirty tubes in diesel but difference is much lower.

Combustion efficiency based on the lower heating value in condition clean tubes was greater for natural gas with values between 3 and 5,2% depending of the air factor.

These results show the strong influence of fuel characteristics on combustion efficiency.

----- *Key words:* boilers, combustion efficiency, natural gas, diesel.

Introducción

Uno de los principales procesos consumidores de combustibles fósiles en la industria colombiana es la generación de vapor en calderas pirotubulares y acuotubulares. Una muestra representativa de 53 empresas del sector industrial de la zona andina del país señala que el 81% utilizan generadores de vapor, de los cuales el 67% son de tipo pirotubular y el 33 de tipo acuotubular; el 73% de las calderas tiene potencia inferior a 500 BHP y de éstas el 62% son pirotubulares, en generadores de vapor con capacidad menor de 100 BHP. Los combustibles más usados son el carbón, el diesel y el gas natural, y son estos dos últimos los que predominan [1].

La generación de vapor tiene fuerte incidencia en la competitividad y productividad; por ello la eficiencia de combustión se constituye en un parámetro fundamental en la selección del combustible y optimización de los procesos de combustión, así como la reducción de las emisiones contaminantes. No existen estudios detallados en Colombia y son muy pocos los estudios reportados en la literatura internacional [2] para que, evaluando las condiciones particulares de la combustión en los generadores de vapor, las características de los combustibles líquidos y gaseosos distribuidos en el país y la incidencia de las condiciones atmosféricas, se pueda determinar el orden de magnitud y diferencias comparativas de las eficiencias de combustión bajo condiciones controladas de variables incidentes como la composición química del combustible, excesos de aire, temperaturas de humos y características del equipo de combustión.

El análisis comparativo de las eficiencias de combustión cuando se utiliza gas natural y diesel de caldera, se constituye en referente ineludible para las políticas de regulación, uso racional de la energía y control ambiental, en relación con los siguientes asuntos:

- Cuando se requiera dar señales a la sociedad y al mercado para utilización de energéticos más limpios. Actualmente en Colombia es

necesario dar señales al mercado en cuanto al precio de los combustibles en función de sus eficiencias y costos operativos [3, 4].

- Al definir planes de reconversión a tecnologías más limpias, tal como lo define el Decreto 949 de junio de 1995, cuando en su artículo 99 plantea:

Extensión del plazo para la adopción de tecnologías limpias. Dentro del primer año siguiente a la vigencia de este decreto las fuentes fijas deben presentar plan de reconversión a tecnologías limpias. Las tecnologías, además de emplear procesos de combustión o combustibles más limpios, deben cumplir con normas de emisiones al aire cuyo objetivo es reducir y minimizar la generación de contaminantes por unidad de producción, como en toxicidad y peligrosidad y reducir el uso en energía por unidad de producción [5, 6].

- Al momento de aplicar metodologías exergoenergéticas en la evaluación ambiental y energética de un determinado proceso industrial [2, 7, 8, 9].

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores, se ha realizado este trabajo de investigación para evaluar las eficiencias de combustión y establecer comparaciones entre las eficiencias de combustión en la generación de vapor cuando se utilicen los siguientes combustibles: gas natural de Guajira y diesel de caldera.

Consideraciones teóricas sobre la eficiencia de la combustión

En general, para cualquier proceso de combustión, la eficiencia total se define como:

$$\eta_t = \frac{Q_{total} - Q_{perdido}}{Q_{total}} \quad (1)$$

Donde:

η_t : eficiencia total del proceso.

Q_{total} : cantidad de energía térmica en el combustible, definida con base en el poder calorífico superior del combustible que se quema.

$Q_{perdido}$: calor total que se pierde en el proceso.

Las pérdidas de calor que se presentan están asociadas principalmente a los humos y la transferencia de calor por la radiación y convección hacia el equipo y los alrededores de la llama. Debido a lo difícil de cuantificar las pérdidas de calor alrededor de la llama y el quemador, se define la eficiencia de combustión como:

$$\eta_c = \frac{Q_{total} - Q_{humos}}{Q_{total}} \quad (2)$$

η_c : eficiencia de combustión.

Q_{humos} : calor que se pierde en los productos de la combustión.

El calor que se pierde con los productos de la combustión corresponde básicamente a lo siguiente:

- Vaporización del agua presente en los productos. Teóricamente, para liberar toda la energía térmica del combustible representada en su poder calorífico superior (P.C.S.), se debería eliminar el agua de los productos en estado líquido. En realidad el agua se evacua como vapor y se toma su calor de vaporización como un calor perdido con los humos.
- Calentamiento de los humos. Además de lo dicho anteriormente, para liberar durante la

reacción de combustión un calor igual al P.C.S., se debe obtener los productos a condiciones estándar esto es, 15,5 °C y una atmósfera. Como estos productos salen a temperaturas muy altas se presenta una pérdida de calor que es igual al calor sensible de cada componente de los humos. Otro factor que contribuye a las pérdidas de energía es el calentamiento del aire en exceso.

- Combustión incompleta. Cuando se presenta este tipo de combustión, una fracción del combustible aparece en los productos de combustión como CO, H₂ y HC. Estos gases son combustibles y por tanto se pierde calor potencial al evacuarlos. Luego de estas pérdidas iniciales, se tiene por cantidad unitaria de combustible un calor *disponible*, que corresponde al poder calorífico del gas menos las pérdidas en los humos. Este calor representa el remanente en el equipo para transferir a la carga. Sin embargo, a la carga llega un calor menor, el calor útil, debido a que se cede calor por radiación a los alrededores desde la zona de combustión. Este calor disponible es máximo cuando se tiene combustión completa, esto es, sin exceso o deficiencia de aire y con el máximo de CO₂ en los humos.

En la figura 1 se muestran las pérdidas de calor por cantidad unitaria de combustible quemado en un sistema de combustión.

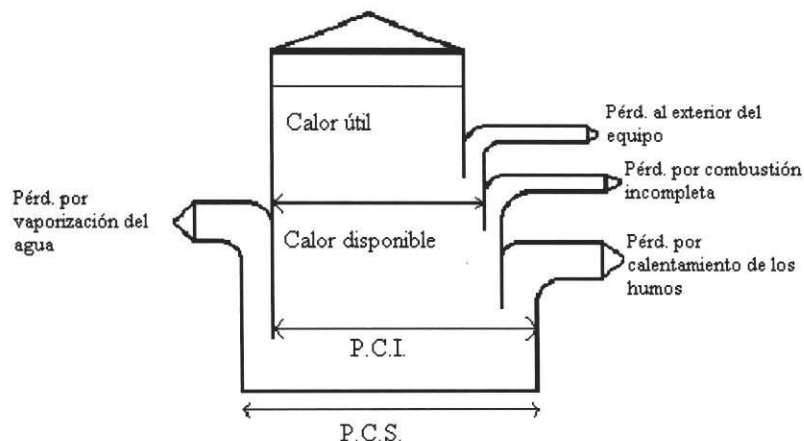


Figura 1 Pérdidas de calor en un sistema de combustión

Generalmente en procesos industriales se utiliza el poder calorífico inferior (P.C.I.) para calcular la eficiencia de combustión, esto es, no se tiene en cuenta el calor perdido por la vaporización del agua. Aunque generalmente este calor no se recupera totalmente, se puede recuperar algo de él si se trabaja el sistema a modo de condensación, lo cual constituye una de las tendencias tecnológicas recientes para mejorar la eficiencia.

Si se tiene el valor de la eficiencia calculada con base en el P.C.S. es posible hallar su valor para tener en cuenta el P.C.I. mediante la siguiente expresión:

$$\eta_{c(P.C.S.)} = \eta_{c(P.C.I.)} \times \frac{P.C.I.}{P.C.S.} \quad (3)$$

Donde:

$\eta_{c(P.C.S.)}$: eficiencia de combustión calculada con base en el P.C.S. volumétrico estándar.

$\eta_{c(P.C.I.)}$: eficiencia de combustión calculada con base en el P.C.I volumétrico estándar.

El cálculo de las pérdidas de calor se realiza como sigue [10, 11]:

- Vaporización del agua. El calor de vaporización del agua a 15 °C es igual a 44,43 kJ/mol (0,55 kWh/m³). Así, a partir de γ_{H_2O} porcentaje de vapor de agua presente en los productos se calcula este calor latente como:

$$L_{(H_2O)} = \frac{\gamma_{H_2O}}{100} \times V_{HH} \times 0,55 \quad (4)$$

Donde:

$L_{(H_2O)}$: calor latente de vaporización del agua, kWh/m³ gas.

γ_{H_2O} : porcentaje de agua presente en los humos húmedos.

V_{HH} : volumen de humos húmedos de productos de combustión, m³/m³ gas.

- Calentamiento de los humos. A partir de la composición de los humos se calcula la entalpía de cada componente como:

$$\Delta Hi = \frac{\gamma_i}{100} \times V_{HH} \int_{T_0}^{Tf} Cp_i \times dT \quad (5)$$

ΔHi : calor sensible (entalpía) de los diferentes componentes de los humos, kWh/m³ gas.

γ_i : porcentaje de CO₂, O₂, H₂O, N₂, CO y H₂ en los humos húmedos.

Cp_i : capacidad calorífica a presión constante de cada componente, Mj/m³ K.

Tf : temperatura de salida de los humos, K.

T_0 : temperatura a condiciones estándar, 288,15 K.

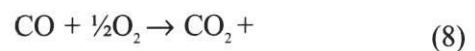
La capacidad calorífica se puede calcular con la expresión:

$$Cp = R(A + BT + CT^2 + DT^{-2}) \quad (6)$$

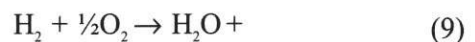
Donde A, B, C, D son constantes para cada gas y R la constante universal de los gases. Por conveniencia se define una capacidad calorífica *media*,

$$Cpm = \frac{\int_{T_0}^{Tf} Cp \times dT}{Tf - T_0} \quad (7)$$

- Combustión incompleta. Para la combustión de CO y H₂ se tienen las siguientes reacciones:



$$0,0745 \text{ kWh/mol}(3,325\text{kWh/m}^3)$$



$$0,0636 \text{ kWh/mol}(2,839\text{kWh/m}^3)$$

Así, a partir de los volúmenes de CO y H₂ en los humos se calculan las pérdidas de calor como:

$$L_{(CO)} = \frac{\gamma_{CO}}{100} \times V_{HH} \times 3,325 \quad (10)$$

$$L_{(H_2)} = \frac{\gamma_{H_2}}{100} \times V_{HH} \times 2,839 \quad (11)$$

Donde:

$L_{(CO)}$: calor que se pierde por la *no* combustión del CO que sale de la llama, kWh/m³ combustible.

$L_{(H_2)}$: calor que se pierde por la *no* combustión del H₂ que sale de la llama, kWh/m³ combustible.

γ_{CO} : porcentaje de CO en los humos húmedo.

γ_{H_2} : porcentaje de H₂ en los humos húmedo.

Las pérdidas totales de calor se calculan sumando las pérdidas por calor sensible, las pérdidas por vaporización del agua, ecuación (4) y las pérdidas por combustión incompleta, ecuaciones (8) y (9).

Metodología y equipos utilizados

Caracterización de combustibles

El gas natural usado fue el de Guajira cuyo análisis de composición química se realizó en el Laboratorio de Crudos y Derivados de la Unidad de Petróleo y Gas Natural de la Universidad Nacional Seccional Medellín; el combustible líquido fue un diesel de caldera cuya composición química se analizó en el Laboratorio del Centro de Investigación y Apoyo Tecnológico (INTEVEP), filial de Petróleos de Venezuela S.A. En la tabla 1 se presenta la composición química que resultó de los análisis y las principales pro...

Tabla 1 Composición y propiedades de combustión del gas natural y el diesel de caldera

Composición en masa (%)	Gas natural	Diesel de caldera
Carbono	72,2500	86,2400
Hidrógeno	23,6800	12,2200
Nitrógeno	3,1000	0,0193
Azufre	0	0,3400
Cenizas	0	0,0122
Propiedades de combustión*	Gas natural	Diesel de caldera
C/H	3,05	7,06
Poder calorífico superior (kJ/kg)	50.070,86	45365,20
Poder calorífico inferior (kJ/kg)	45.030,75	42.772,00
Relación aire combustible (kg aire/kg combustible)	16,66	14,10
Masa de humos seco (kg humos/kg combustible)	15,43	13,93
Masa de humos húmedo (kg humos/kg combustible)	17,60	15,02
Porcentaje máximo de CO ₂ en humos secos	11,77	15,74
Masa de vapor de agua (kg humos/kg combustible)	2,17	1,09

Condiciones: 15,5 °C y 1 atm.

* Con base en la composición química, se estimaron aplicando los productos de *software* Combugas y Combulíquido desarrollados por el Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas de la Universidad de Antioquia.

iedades de combustión estimadas de interés para el análisis comparativo de estos combustibles en relación con su eficiencia de combustión.

Características de la caldera usada

Los ensayos se realizaron en una caldera pirotubular dual con una potencia útil de 30 BHP de tres pasos, en la tabla 2 se presentan sus principales características técnicas y la figura 2 muestra una fotografía de ella. El quemador de la caldera es dual, lo que permite quemar alternativamente gas natural y diesel de caldera. Para cada combustible posee su respectivo circuito de alimentación y medición del consumo. La figura 3 muestra una representación esquemática de una caldera pirotubular dual de tres pasos, en la

Tabla 2 Características del generador de vapor

Tipo	Pirotubular
Marca	JCT
Posición	Horizontal
Número de pasos	3
Área de transferencia de calor	6 ft ² /BHP
Capacidad	30 BHP
Presión de vapor de diseño	150 psi
Presión de trabajo máxima	150 psi
Producción de vapor	1.035 lb/h
Superficie de calentamiento	178 ft ²
Espesor del cuerpo	3/8 SA 285 C
Espesor de espejos	3/8 SA 285 C
Espesor de hogar	3/8 SA 285 C
Espesor de tubería	1 1/2 in OD por 0,09 SA178A
Normas utilizadas	ASME
Tipo quemador dual	Mezcla en la zona de llama
Control de combustión	3 seg
Diámetro línea de vapor	2 in
Diámetro de chimenea	9 in

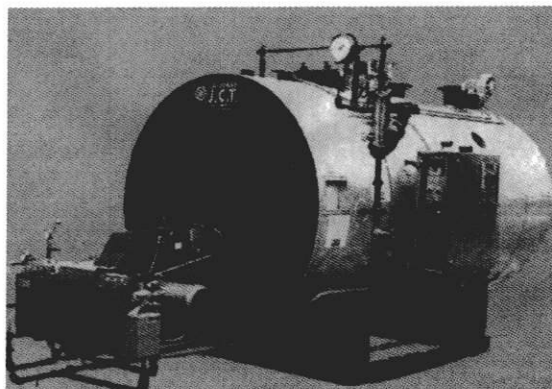


Figura 2 Caldera pirotubular dual 30 BHP

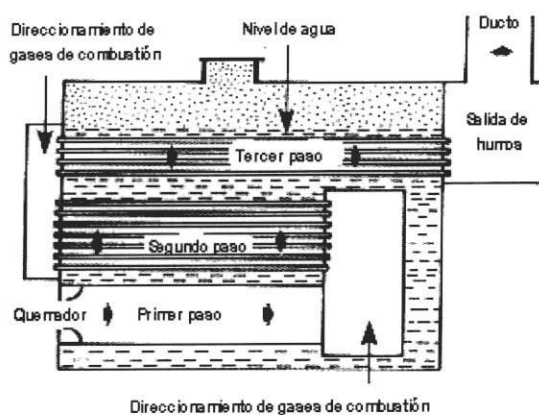


Figura 3 Configuración de una caldera pirotubular de tres pasos

cámara de combustión (primer paso) predomina el mecanismo de transferencia de calor radiante y en la zona de tubos (segundo y tercer pasos) el mecanismo de tipo convectivo. Para modificar la relación aire-combustible durante los ensayos se incorporó un variador de velocidad para cambiar la velocidad de giro del motor del ventilador con lo cual se lograba modificar el flujo de aire suministrado a la cámara de combustión.

Procedimiento utilizado

Se realizaron dos tipos de ensayo con el propósito de evaluar comparativamente la incidencia del ensuciamiento interno de los tubos de la caldera

sobre la eficiencia de combustión. El primer tipo de ensayo se realiza con la caldera sucia por el hollín que produce la combustión del diesel de caldera utilizando alternativamente los dos combustibles. El tiempo acumulado de ensuciamiento de tubos con diesel fue de aproximadamente quince horas. El segundo tipo de ensayo se realiza para gas natural cuando se limpian los tubos, con ello se pretende simular la operación normal que se tendría cuando se opere con gas natural, debido a que la formación de hollín con este combustible es insignificante.

El siguiente fue el procedimiento utilizado durante los ensayos de eficiencia:

- Se inician esperando que la caldera alcance la estabilidad de carga (veinte minutos aproximadamente); este tiempo es el denominado arranque en la caldera y durante él no se habilita el circuito de vapor. Una vez alcanzada la estabilidad de carga se elige el combustible por utilizar, la frecuencia en el variador de velocidad que garantice un determinado valor de factor de aireación y se habilita el circuito consumidor del vapor generado. Para encontrar la correlación entre la frecuencia en el variador y el factor de aireación se realizaron varios ensayos preliminares. Durante todos los ensayos la potencia térmica con ambos combustibles se mantuvo constante en un valor promedio de 376 kW.
- Los ensayos se realizaron para cada combustible con cinco réplicas, trabajando con factores de aireación de 1,07, 1,17, 1,26, 1,37, 1,45; para el análisis de resultados se considera el valor promedio de éstas por factor de aireación. Las variables que se registran durante los ensayos y que permiten estimar la eficiencia fueron las siguientes:
 - Temperatura ambiente y humedad relativa.
 - Composición en humos secos de CO₂ y oxígeno.
 - La temperatura de los gases de combustión a la salida de la caldera.
- La estimación de la eficiencia de combustión se realiza a través del software “Combugas” y “Combulíquido”, tomando como datos de entrada la composición del combustible, el CO₂, el oxígeno y la temperatura en los humos [10, 11].

Equipos utilizados

Para la medición de la composición en humos secos, se utilizó un analizador que incorpora una celda infrarroja para sensar los componentes CO y CO₂ y otra electroquímica para el O₂. Las características de este analizador se presentan en la tabla 3. Al analizador se acopló un sistema de adquisición de datos que permitía capturar y almacenar en cada réplica en tiempo real como mínimo diez datos.

La medición de temperatura de los productos de combustión se realizó a través de una termocupla tipo K y un indicador de termómetro digital marca Omega modelo HH81 con doble entrada. La medición de temperatura ambiente y humedad relativa se realizó con una pequeña estación meteorológica marca MAK THERMO modelo 621C.

Tabla 3 Características del analizador de gases NDIR

Parámetro	Valor
Marca	Maihak
Rango para CO	0,001—5% V
Rango para CO ₂	0,001—25% V
Rango para CH ₄	0,001—25% V
Tipo de sensor	Infrarrojo no dispersivo
Temperatura de operación	5—45 °C
Tiempo de respuesta	30 s
Caudal de gas	10—100 l/min.
Entrada del gas	Muestra enfriada y desecada
Base de medición	Seca
Precisión	0,01

Resultados y análisis

Para el análisis comparativo del efecto de la composición del combustible sobre la eficiencia de combustión y de la sensibilidad de esta con el

exceso de aire, se toman en cuenta los promedios de las cinco réplicas de cada ensayo. Esta información con sus respectivas desviaciones estándar se presenta en las tablas 4 y 5 para gas natural y diesel de caldera respectivamente.

Tabla 4 Promedios de eficiencias de combustión para gas natural

<i>Tubos limpios</i>					
<i>n</i>	CO_2	O_2	<i>Th</i>	$\eta_{(P.C.S.)}$	$\eta_{(P.C.I.)}$
1,07	11,15±0,51	1,10±0,92	177,6±0,55	83,79±0,23	93,17±0,25
1,16	10,04±0,14	3,09±0,25	175,5±1,40	83,32±0,07	92,67±0,07
1,26	9,12±0,13	4,73±0,23	176,7±1,78	82,70±0,08	91,96±0,09
1,34	8,32±0,11	6,16±0,21	176,1±0,21	82,12±0,10	91,91±1,41
1,45	7,86±0,16	6,97±0,29	170,4±3,00	82,01±0,20	91,19±0,23
<i>Tubos sucios</i>					
<i>n</i>	CO_2	O_2	<i>Th</i>	$\eta_{(P.C.S.)}$	$\eta_{(P.C.I.)}$
1,07	10,92±0,42	1,48±0,72	218,8±10,59	81,93±0,78	91,11±0,87
1,16	9,97±0,29	3,21±0,52	223,6±6,31	81,20±0,27	90,29±0,29
1,26	9,03±0,21	4,89±0,37	225±6,89	80,33±0,46	89,32±0,51
1,34	8,40±0,04	6,02±0,09	232±7,35	79,37±0,34	88,26±0,38
1,45	7,82±0,20	7,04±0,36	229,8±7,16	78,77±0,055	87,58±0,61

Humedad relativa promedio: 72%, temperatura de bulbo seco promedio: 22,8 °C.

n: factor de aireación.

CO_2 : composición en humos de dióxido de carbono, %V.

O_2 : composición en humos secos de oxígeno, %V.

Th: temperatura de los humos en la chimenea, °C.

Tabla 5 Promedios de eficiencias de combustión para diesel de calderas

<i>n</i>	CO_2	O_2	<i>Th</i>	$\eta_{(P.C.S.)}$	$\eta_{(P.C.I.)}$
1,07	14,19±0,22	1,74±0,32	185,9±1,60	84,36±0,65	90,34±1,25
1,16	12,90±0,18	3,56±0,27	189±2,24	84,05±0,16	89,16±0,17
1,26	12,31±0,34	4,57±0,40	204,7±6,61	83,82±0,58	88,91±0,61
1,34	11,51±0,38	5,48±0,30	211±4,85	83,13±0,28	88,18±0,29
1,45	10,64±0,04	6,80±0,05	220,4±3,21	81,50±0,34	86,45±0,36

Humedad relativa promedio: 60%. Temperatura de bulbo seco promedio: 23 °C.

En la figura 4 se presenta el orden de magnitud en que la eficiencia con base al poder calorífico superior del diesel de caldera resulta mayor respecto a la del gas natural en condición tubos sucios con variaciones de 2,9, 3,4, 4,2, 4,5 y 3,4% para los factores de aireación 1,07, 1,16, 1,26, 1,34, 1,45. En la figura 5 se presenta la variación porcentual de las eficiencias de combustión con base en el poder calorífico superior para el gas natural en la condición de tubos limpios y el diesel de caldera con tubos sucios. Se observa que la variación es ligeramente superior en el diesel de caldera para todos los factores de aireación excepto para 1,45 donde la variación es de 0,6% mayor para el gas natural.

El que el diesel de caldera en la situación anteriormente descrita presente mayor eficiencia de

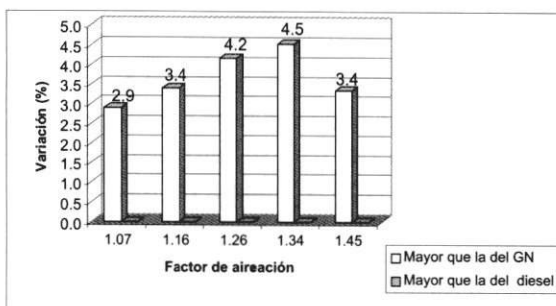


Figura 4 Variación porcentual de eficiencias base poder calorífico superior entre gas natural tubos sucios y diesel

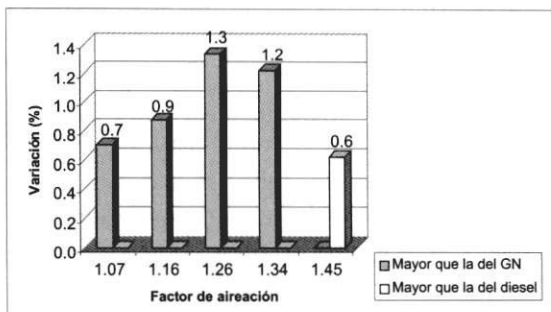


Figura 5 Variación porcentual de eficiencias poder calorífico superior entre gas natural tubos limpios y diesel

combustión con base en el poder calorífico superior es explicado por lo siguiente:

- Debido a que el gas natural tiene mayor composición en masa de hidrógeno (23,68%) que el diesel de caldera (12,22%), se produce mayor cantidad de vapor de agua por lo que las pérdidas de energía asociadas al calor latente de vaporización del agua son mayores.
- Como puede observarse cuando se tienen factores de aireación entre 1,26 y 1,34 se obtienen las mayores diferencias porcentuales, a saber 4,2 y 4,5% respectivamente. Ello se explica porque en estas condiciones de exceso, el diesel de caldera tiene combustión óptima y estos excesos castigan la eficiencia de gas natural.
- Cuando circulan productos de combustión del gas natural se tiene mayor coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos, por lo cual pudiera esperarse mayor transferencia de calor convectiva en el segundo y tercer paso, ello no sucede así porque cuando los tubos están sucios el hollín actúa como una película aislante, lo que hace que disminuya la transferencia de calor y como consecuencia la temperatura de los humos a la salida de la caldera resulta mayor que la del diesel de caldera. Ello puede constatarse en la figura 6 cuando se comparan para igual exceso de aire las temperaturas de los humos a la salida de la caldera.

Conviene aclarar que la mayor eficiencia de combustión con base en el poder calorífico superior del diesel de caldera puede reducirse cuando se tenga un excesivo tiempo de acumulación de hollín en los tubos del segundo y tercer pasos. El efecto acumulativo cuando se tenga muchas horas de operación con diesel terminará por disminuir la transferencia de calor hacia el agua, con lo cual se aumenta significativamente la temperatura de humo a la salida. Se ha encontrado que una caldera que trabaje durante dos semanas antes de limpiar los tubos hace que la temperatura se incremente aproximadamente en 60 °C [12].

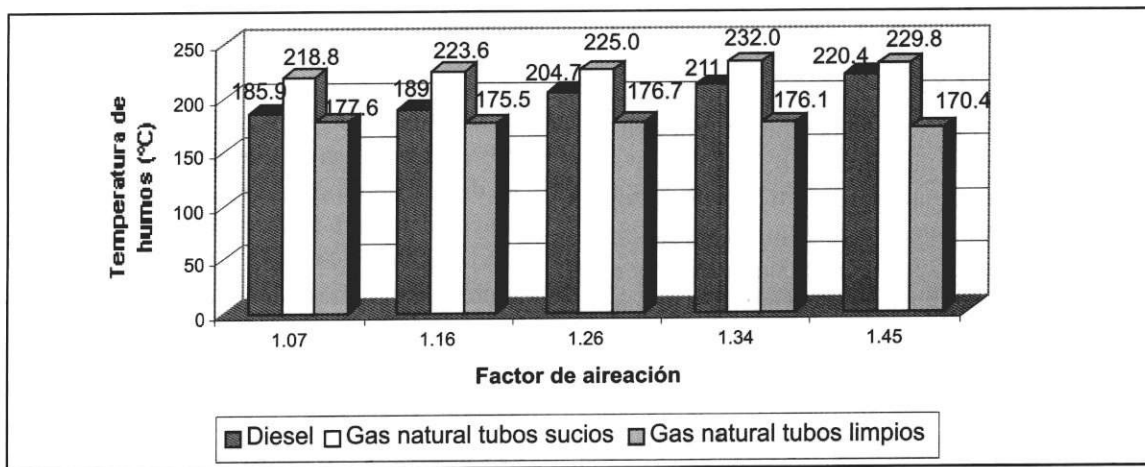


Figura 6 Comparación de la temperatura de los productos de combustión a la salida de la caldera

Las pequeñas variaciones porcentuales de la eficiencia de combustión con base en el poder calorífico superior entre el diesel de caldera y el gas natural en condición de tubos limpios, se explican porque si bien el efecto de menor contenido de hidrógeno y su respectiva influencia en la pérdida de energía por calor latente de vaporización sigue prevaleciendo a favor del diesel, ahora la no formación de hollín durante la combustión del gas natural permite que el potencial convectivo de los productos de combustión de éste, atenuen el efecto anterior, por lo que la transferencia de calor convectiva de los productos de combustión en el segundo y tercer paso se hace mayor; como consecuencia, la temperatura con que salen los productos de combustión del gas natural en esta condición, es menor que la del diesel (ver figura 6). Ésta es la situación que se tiene en una caldera diseñada exclusivamente o convertida sin funcionamiento dual con gas natural.

El que los productos de combustión del gas natural tengan mayor potencial convectivo se explica por las siguientes razones [13, 14, 15]:

- En la cámara de combustión, debido a que la llama del gas natural tiene menor poder radiante que la del diesel de caldera, ello hace que la transferencia de calor en esta zona sea menor para el gas natural, con lo cual la tem-

peratura de los productos de combustión a la salida de la cámara de combustión y entrada de los tubos del segundo paso es mayor (ver figura 3).

- En la combustión del gas natural se forma mayor cantidad de vapor de agua, por lo que el calor específico de sus productos de combustión resulta mayor que el del diesel de caldera, con lo que se obtiene mayor coeficiente pelicular de transferencia de calor convectivo (h) de los gases calientes a las paredes del tubo.
- El mayor contenido de vapor de agua y el menor contenido de CO_2 en los productos de combustión del gas natural hace que sean más altas las tasas de transferencia de calor convectivo puesto que el calor específico y la conductividad del vapor de agua contribuyen a mejorar este mecanismo, dado que los coeficientes de transferencia de calor (h) desde los productos de combustión hacia las paredes frías de los tubos se hacen mayores que en el caso del diesel, lo que mejora el coeficiente global de transferencia de calor del gas natural. Recuérdese que existe relación directa entre la ecuación (12), utilizada para la transferencia de calor convectiva y el calor específico de los fluidos (C_p) presentes.

$$h = 0,023(Re)^{0,8} \left(\frac{Cp \cdot \mu}{k}\right)^{0,4} \frac{D}{k} \quad (12)$$

Donde:

Re: número Reynolds (GD/μ).

Cp: calor específico de los productos de combustión, J/kg.K.

μ : viscosidad dinámica, Ns/m².

k: conductividad térmica de los productos de combustión W/m.K.

D: Dimensión característica, m.

G: Flujo másico, kg/s.

De las figuras 7 y 8 puede observarse que la eficiencia de combustión con base en el poder calorífico inferior, tanto en condiciones de tubos

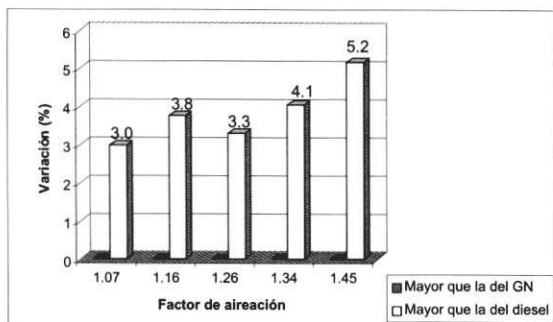


Figura 7 Variación porcentual de eficiencias poder calorífico inferior entre gas natural tubos limpios y diesel

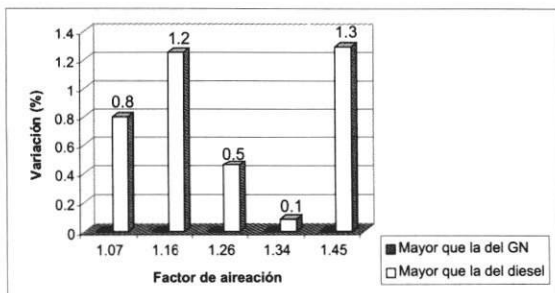


Figura 8 Variación porcentual de eficiencias poder calorífico inferior entre gas natural tubos sucios y diesel

sucios como limpios, resulta mayor para el gas natural, para todos los factores de aireación. Con tubos sucios la diferencia porcentual no pasa de ser mayor de 1,2%, ello se explica por el efecto de la película de hollín en atenuar el mayor potencial convectivo de los productos de combustión del gas natural. En condiciones de tubos limpios se encuentran diferencias porcentuales entre 3,3 y 5,3% para factores de aireación entre 1,07 y 1,45, en promedio para los diferentes factores de aireación se tiene un valor de 3,8% mayor para gas natural, situación que se explica porque ahora en el segundo y tercer paso la transferencia de calor de los productos de combustión al agua es mayor.

El que las eficiencias de combustión con base en el poder calorífico inferior para el gas natural resulte mayor que la del diesel de caldera, se explica porque la relación de poder calorífico superior respecto al poder calorífico inferior del gas natural es mayor que la del diesel como se observa en la tabla 6.

Tabla 6 Comparación entre los poderes caloríficos del gas natural de Guajira y el diesel de caldera

Combustible	P.C.S. (kJ/kg)	P.C.I. (kJ/kg)	P.C.S./P.C.I.
Gas natural	50.070,86	45.030,75	1,11
Diesel de caldera	45.365,2	42.772,0	1,06

Conclusiones

- La eficiencia de combustión con base en el poder calorífico superior del diesel de caldera resulta mayor que la del gas natural y se encuentra que en condiciones en que la caldera presente un grado de ensuciamiento de los tubos del segundo y tercer paso, la diferencia oscila entre 3,2 y 4,5% para factores de aireación entre 1,07 y 1,45. Cuando no existe ensuciamiento de tubos las diferencias son muy pequeñas con valores entre 0,9 y 1,3% para factores de aireación entre 1,07 y 1,34.

- La eficiencia de combustión con base en el poder calorífico inferior del gas natural resulta mayor que la del diesel, con diferencias para la condición de ensuciamiento que oscilan entre 0,1 y 1,5% para factores de aireación entre 1,07 y 1,45 y cuando no se tiene ensuciamiento se tienen valores entre 3,3 y 5,3% entre los mismos factores de aireación.
- El diesel de caldera presenta mayor sensibilidad a la disminución de las eficiencias de combustión con la disminución del factor de aireación. Con factores de aireación menores de 1,2 para este combustible la calidad de la combustión se disminuye y con ello la eficiencia de combustión, dado que la rata de formación de hollín es más intensa y así la transferencia de calor en el segundo y tercer pasos se disminuye. A diferencia, el gas natural presenta mejor calidad de combustión a medida que el factor de aireación tiende a la condición estequiométrica.
- La composición y naturaleza de los combustibles tiene efecto determinante sobre la eficiencia de combustión y se pueden establecer los siguientes efectos comparativos:
 - La mayor composición de carbono que tiene el diesel de caldera con respecto al gas natural, en primer lugar explica las mejores propiedades radiantes del diesel; además hace que cuando los factores de aireación se disminuyan se aumente la formación de CO y de hollín con su respectiva incidencia en la eficiencia de combustión.
 - El mayor contenido de hidrógeno del gas natural con respecto al diesel de caldera tiene las siguientes implicaciones que repercuten sobre la eficiencia de combustión:
 - ✓ Mayor poder calorífico inferior del gas natural
 - ✓ Mayores pérdidas por calor latente de vaporización del agua

- ✓ Mayor calor específico de los productos de combustión del gas natural, con lo que se mejora su capacidad para transferir calor convectivamente.

Agradecimientos

Los autores de este proyecto expresan sus más sinceros agradecimientos al Comité para el Desarrollo de la Investigación de la Universidad de Antioquia, que con recursos de la Estampilla Departamental Pro-Universidad de Antioquia financió este proyecto. También agradece al Centro de Investigaciones Ambientales de la Facultad de Ingeniería por su apoyo logístico y administrativo.

Referencias

1. Caracterización de Consumidores de Energéticos en el Valle de Aburrá. Ecocarbón y Centro del Carbón de la Universidad Nacional de Colombia. 1996.
2. Yao, Kang y Kau-Fui Wong. "Boiler combustion performance comparing different fuels". AES Vol. 33, Thermodynamics and the Design, Analysis and Improvement of Energy Systems. ASME 1994. pp. 7-14.
3. Wilcox, J. "Improving boiler efficiency". *Chemical Engineering*. N.Y. Volumen 85. N° 22. Octubre, 1978. pp. 127-130.
4. Stoa, Terry. "Calculating boiler efficiency and economics". *Chemical Engineering*. N.Y. Vol. 86. N° 15. Julio, 1979. pp. 77-81.
5. Normatividad Ambiental Básica. Corantioquia. Resolución 898, Agosto 23 de 1995. Para regular criterios ambientales de calidad de los combustibles líquidos y sólidos usados en hornos y calderas de uso comercial e industrial y en motores de combustión interna. 1999.
6. Normatividad Ambiental Básica. Corantioquia. 1999. Decreto 949 Junio 5 de 1995. Reglamento de Protección y Control de la Calidad del Aire.
7. Phylipsen J.M., et al. "International Comparisons of Energy Efficiency: Methodologies for the Manufacturing Industry". *Energy Policy*. 1995. pp. 715-725.
8. Koupryanov, V. et al. "Cost Based Optimization of Excess Air for Fuel Oil / Gas - Fired Steam Boilers".

- RERIC International Energy Journal*. Vol. 21. N°. 2. 1999. pp 83-91.
9. Wong, K. y Z. Niu. "Thermodynamic Optimization of Boiler and Turbine with Condenser". *ASHRAE Transaction*. Vol. 97. Pt 2. 1991.
 10. Amell, Andrés et al. "Herramientas para el uso eficiente del gas: diagramas de combustión". *Revista Facultad de Ingeniería*. Vol. 9. N°. 2. Noviembre, 1997. pp 55-61.
 11. Amell, Andrés et al. "Herramientas para el uso eficiente del gas: diagramas de eficiencia térmica". *Revista Facultad de Ingeniería*. N°. 16. Junio, 1998. pp 55-68.
 12. Lucas, D. y H. Toth. "The calculation of heat transfer in the fire tubes of shell boilers". *Journal of the Institute of Fuel*. Octubre, 1972. pp. 521-528.
 13. Sliypen, Y. "Comparative performance of fire tube boiler on gas natural and fuel oil". *Shell International Gas Ltd*. Report SIG /09/8.
 14. Lucas, D.y A. Lockett "Paper 15. Mathematical modelling of heat flux and temperature distribution in shell boilers". *Journal of the Institute of Fuel*. Junio, 1974. pp. 91-99.
 15. De Wit, J. et al. "Heat experiments on a boiler converted to natural gas". *Conference on Industrial Building*. Lisboa. 1988. pp. 343-351.