

Inyección de aire secundario caliente en calderas de vapor bagaceras y su influencia en el rendimiento térmico

Marcos A. Golato*, Gustavo Aso*, Dora Paz* y Gerónimo J. Cárdenas*

RESUMEN

Como alternativa para aumentar la eficiencia térmica de calderas bagaceras productoras de vapor, se evalúa la inyección de aire secundario al hogar, previamente calentado. Además, se reúne información sobre la combustión y los factores que influyen en dicho fenómeno. Se calculó el rendimiento térmico en una caldera bagacera con inyección de aire secundario frío, mediante el empleo de balances de masa y energía con datos de ensayos experimentales. Se planteó luego un modelo teórico para el caso de calentar todo este aire secundario, y se determinó el nuevo rendimiento térmico. Finalmente se realizó un análisis técnico-económico para evaluar la rentabilidad del uso de esta tecnología, teniendo en cuenta el ahorro de bagazo y su equivalente en gas natural. Para el caso analizado, los resultados mostraron: aumento del rendimiento térmico de la caldera (1,62 puntos); mejora del índice de generación de vapor (2,27%); reducción del consumo de bagazo (2,45%); aceptable periodo de repago de la inversión (114 días de zafra).

Palabras clave: eficiencia energética, combustión, turbulencia, "overfire".

ABSTRACT

Injection of heated secondary air in steam bagasse boilers and its influence on thermal efficiency

Previously heated secondary air injection is evaluated as an alternative to increase thermal efficiency of bagasse steam boilers. Aspects regarding the combustion process and the factors affecting it are also described. Tests were made in a bagasse boiler of a sugar mill. Thermal efficiency of the bagasse boiler with cold secondary air injection was determined by solving mass and energy balances. A new thermal efficiency for the case in which all secondary air is pre-heated with hot gases was determined afterwards. Finally, a technical-economic analysis was made to evaluate the yield of this technology, taking into account bagasse saving and its equivalent in natural gas. For the analyzed case, the results showed: an increase in the thermal efficiency of the boiler (1,62 points); a higher steam production index (2,27%); a reduction in bagasse consumption (2,45%); an acceptable payback period of the investment (114 days of the harvest season).

Key words: energetic efficiency, combustion, turbulence, overfire.

*Sección Ingeniería y Proyectos Agroindustriales, EEAOC. ingenieria@eeaoc.org.ar.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad existen diversas maneras de quemar el bagazo, que apuntan a optimizar la generación de energía para luego transferirla al agua y generar vapor.

Generalmente, para lograr una eficiente combustión en calderas para bagazo y obtener un mayor rendimiento energético en la generación de vapor, es necesario disminuir todos los factores que producen pérdidas de calor. Por ejemplo, el calor que se llevan los gases al escapar por la chimenea (calor sensible), hecho que resulta casi inevitable, al igual que las pérdidas de calor al medio ambiente a través de la superficie exterior de la caldera y las pérdidas de calor debido a la alta temperatura de las cenizas evacuadas al limpiar la parrilla del hogar.

Para mejorar la combustión, se busca disminuir las pérdidas por combustión incompleta y por incombustión mecánica. Las primeras se asocian a la presencia de CO , H_2 y CxHy en los gases de escape. Las segundas son ocasionadas por elementos sólidos todavía combustibles, partículas de carbono libre y de bagazo no quemadas, ya sean arrastradas por los gases a través de la caldera hasta la chimenea, o extraídas junto con las cenizas de la parrilla y de las tolvas del haz convectivo.

Durante la combustión en capa del bagazo (el bagazo se acumula formando una capa o lecho sobre la parrilla), las sustancias volátiles se queman a cierta altura sobre ésta, desprendiéndose alrededor del 50% del calor total de la combustión. Debido a ello es importante inyectar aire en dicha zona; este aire se denomina aire secundario y equivale a un porcentaje del aire total necesario para la combustión (aire primario). Por otro lado, el incremento de la altura de la capa de bagazo provoca la aparición de zonas con insuficiencia de oxígeno, en particular cuando no se suministra este aire secundario. El mismo puede ser aportado por un ventilador auxiliar de tiro forzado, denominado "overfire".

El aire insuflado dentro del hogar contribuye a aumentar la turbulencia dentro de la cámara de combustión, y por ello es también llamado "aire de turbulencia". Este es uno de los factores más importantes para la combustión del bagazo, ya que permite un mezclado más íntimo del aire con el combustible y una mayor permanencia del mismo en el hogar.

En la Figura 1 se observa una de las alternativas para la inyección del aire secundario. En este caso se tiene inyección de aire frío a través de dos hileras de toberas traseras y una hilera de toberas delanteras. En la misma figura se destacan las corrientes de aire primario y secundario que ingresan a la caldera y la de los gases producto de la combustión que fluyen a través de ella.

En calderas modernas el aire secundario se introduce al hogar a través de toberas tangenciales, denominadas así ya que son colocadas en las esquinas del horno, inyectando el aire de manera tangencial y provocando la rotación de la masa gaseosa en combustión. Se dispone a su vez de varios niveles de toberas que forman torbellinos organizados de manera tal que giren de forma alterna en diferente sentido, lo que provoca un incremento de la turbulencia. Este tipo de calderas constituye una opción muy favorable para el quemado de bagazo en suspensión al 100%, pero de poca aplicación práctica en nuestro medio, debido a las reducidas dimensiones en altura de las calderas; y en caso de remodelación, es sólo aplicable a calderas de sección transversal cuadrada. Dichas calderas se hacen óptimas para combustibles con granulometría fina y uniforme, secos o presecados (Salcor Caren, 1983).

La inyección de aire secundario frío en el interior del hogar de la caldera, y en grandes proporciones, provoca una disminución de la eficiencia térmica de la caldera debido a un enfriamiento del horno.

El presente trabajo tiene como objetivo evaluar una alternativa de mejora en el proceso de la combustión, que consiste en calentar todo el aire secundario antes de su ingreso al hogar.

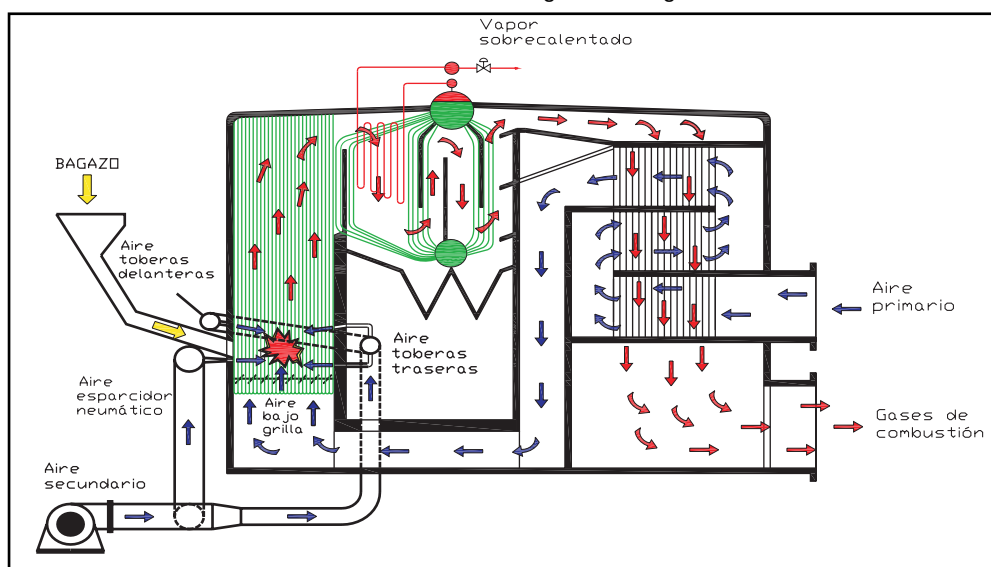


Figura 1. Esquema de las corrientes de aire primario, secundario y de los gases de combustión en el interior de una caldera de vapor acuatubular.

Por medio de balances de masa y energía se determinó la eficiencia energética de una caldera bagacera de un ingenio azucarero del norte de nuestro país, tomada como modelo de estudio, a la que se le incorporó superficie de intercambio para calentar el aire secundario.

MATERIALES Y MÉTODOS

Se realizaron tres ensayos completos, uno por cada turno de trabajo de la fábrica, en una caldera bagacera acuotubular marca Mellor Goodwin, modelo VU-50, que produce nominalmente 30 t/h de vapor a 20 kg/cm² de presión manométrica y 300°C, con una superficie de calefacción de 945 m² y una superficie de parrilla de 12,3 m², equipada con un precalentador de aire de 732,5 m² de superficie de intercambio y sin economizador.

Se ensayó la caldera en las condiciones óptimas de operación, es decir, con alta demanda de vapor y sin consumo de combustible adicional.

La Figura 2 muestra un esquema básico de la caldera ensayada. Se pueden observar la ubicación de los puntos de medición y la inyección de aire secundario a través de una hilera de toberas delanteras y traseras.

Los datos correspondientes al punto 1 (producción de vapor, presión y temperatura), representan lecturas de los instrumentos de la fábrica. Se midió la temperatura del agua de alimentación.

En el punto 2, se determinaron la concentración en volumen de CO₂, O₂ y CO, la temperatura de los gases de combustión y su factor de dilución. En el punto 3, se tomó la temperatura del aire primario frío que ingresa a la caldera. En

el 4, se midieron la temperatura de los gases, el factor de dilución y la concentración de CO₂, O₂ y CO. En el punto 5, se determinó la temperatura del aire primario caliente.

En el punto 6, se evaluaron el caudal de aire secundario total que ingresa a la caldera y su temperatura. En el punto 7, se tomó una muestra de bagazo por turno y se determinó el contenido de humedad y cenizas.

Las muestras de bagazo se tomaron de las bocas de alimentación de la caldera y se procesaron en los laboratorios de la Estación Experimental Agroindustrial Obispo Colombres (EEAOC). La humedad del bagazo se determinó por desecación en estufa a 105°C a peso constante. Los valores del contenido de ceniza se obtuvieron por incineración total a 500°C.

Se realizaron en promedio tres lecturas de cada uno de los parámetros medidos durante cada ensayo.

Para el análisis estadístico de los datos medidos, se empleó la hoja de cálculo Excel 2000, utilizándose la desviación estándar como medida de la dispersión de los valores respecto de la media. Como valor comparativo, se definió la desviación estándar porcentual relativa al valor promedio como:

$$\text{DESV \%} = \frac{\text{DESV EST.}}{\text{VP}}$$

Donde:

DESV EST.: desviación estándar de las mediciones de los ensayos.

VP: promedio de los valores medidos.

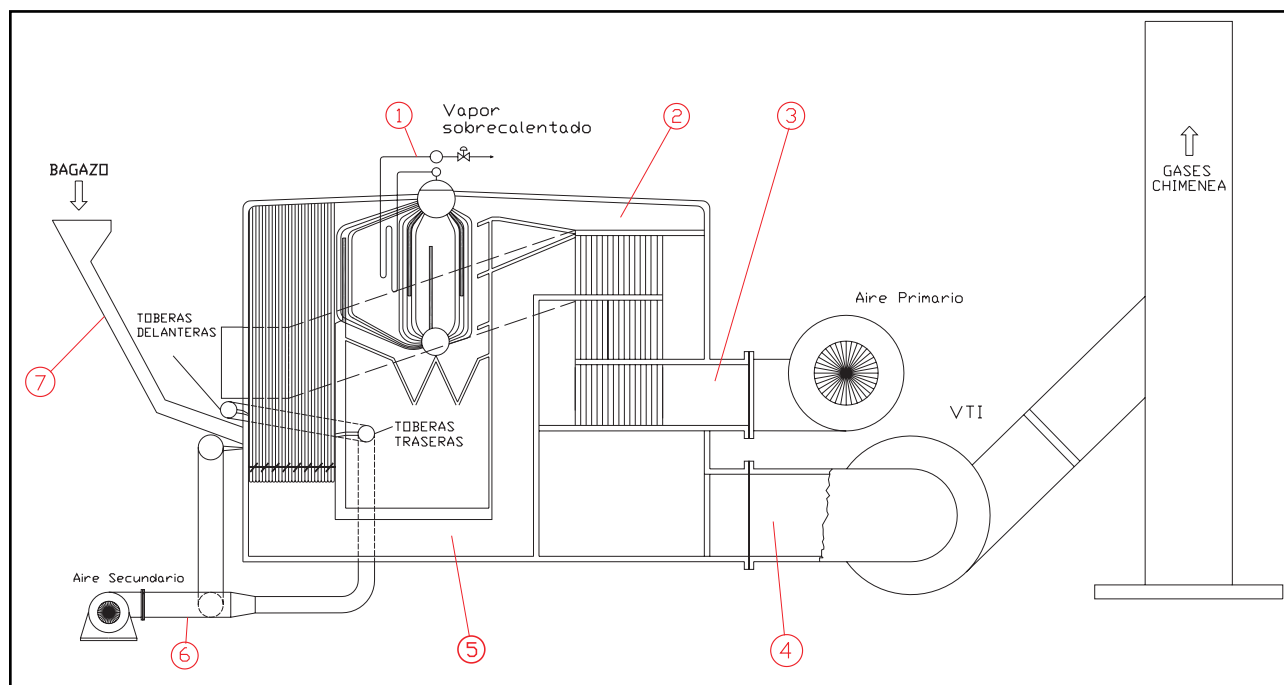


Figura 2. Esquema de la caldera VU-50 con la indicación de los puntos de medición.

Donde: 1) Salida de vapor de la caldera. 2) Entrada de los gases al precalentador de aire. 3) Entrada del aire primario (frío) para la combustión. 4) Salida de los gases del precalentador de aire. 5) Salida del aire primario (caliente) para la combustión. 6) Entrada del aire secundario. 7) Entrada de bagazo.

Instrumentos y equipos utilizados en los ensayos

Para la realización de las mediciones se empleó el siguiente instrumental, perteneciente al Laboratorio de Mediciones Industriales de la EEAOC:

-Un analizador digital de gases de combustión, marca TESTO, modelo 454, que determina la concentración de CO_2 , O_2 y CO en gases secos, el factor de dilución y la temperatura. En la Tabla 1, se muestran los datos técnicos de los sensores del equipo.

-Un termómetro digital múltiple de seis canales, marca IEA, resolución de 1°C y escala de 50 a 500°C .

-Un termómetro digital, marca IEA, resolución de 1°C y escala de -10 a 1200°C .

-Una termocupla tipo K con cabezal de conexión, cable compensado y vaina de protección y rango de trabajo de -200 a 1370°C .

-Dos termoresistencias tipo PT-100 con cabezales de conexión y cables compensados y rango de trabajo de 0 a 400°C .

-Un anemómetro digital con sonda de velocidad (tubo Pitot) y temperatura, resolución de $0,1^\circ\text{C}$ y rango de trabajo de 0 a 200°C . La sonda de velocidad presenta un rango de trabajo de 0,4 a 60 m/s.

-Un manómetro digital marca TESTO, modelo TESTO 505P, resolución de 1 mmca y rango de trabajo de -200 a + 500 mmca.

Planteo de balances de masa y energía

Con la ayuda del esquema de la Figura 3, se plantearon los balances de masa y energía en el horno de la caldera y en su precalentador de aire (ICQ), de manera de contrastar los valores medidos de las variables del sistema con los encontrados por cálculo, y determinar la cantidad de bagazo consumido, la cantidad de aire necesario para la combustión y la cantidad de gases producidos en la misma.

En este esquema se pueden ver las corrientes que ingresan y egresan del sistema.

Para el caso del horno, se considera una cierta cantidad de aire espurio que ingresa a través de infiltraciones por las paredes del hogar, con la alimentación de bagazo, por las compuertas de limpieza de la parrilla, por el techo o cielo de la caldera, sellos de domos, etc. Puede destacarse además, el ingreso del aire secundario frío y del aire primario caliente.

El aire secundario frío (G_{aire2}) representa la suma del aire que se inyecta por las toberas traseras y delanteras, más el aire que ingresa como esparcidor del bagazo.

En el análisis se ha considerado un rendimiento del hogar del 99%, que contempla el tipo de parrilla, la carga del hogar, la clase de combustible y la combustión más o menos perfecta de los componentes gaseosos del mismo (Heinrich, 1949).

Tabla 1. Rango de trabajo, exactitud y resolución del analizador de gases de combustión para los elementos considerados.

Tipo de sonda	Medición temperatura	Medición O_2	Medición CO	Medición CO_2
Rango	-40 a 1200°C	0 a 25 %	0 a 10.000 ppm	0 a $\text{CO}_{2\text{ max}}\%$
Exactitud	$\pm 0,5\%$ del v.m. de 100 a 1200°C $\pm 0,5^\circ\text{C}$ de -40 a $99,9^\circ\text{C}$	$\pm 0,8\%$ del v.m.	$\pm 0,5\%$ del v.m. de 200 a 2000 ppm	Calculado desde el O_2
Resolución	$0,1^\circ\text{C}$	0,01 %	1 ppm	0,01 %

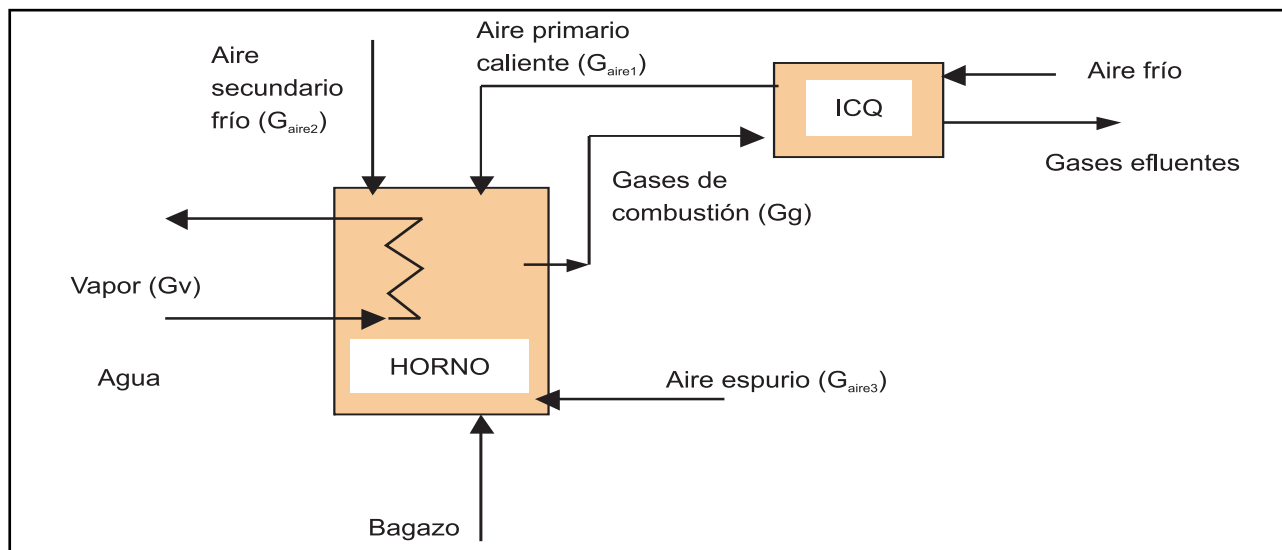


Figura 3. Esquema básico de la caldera de vapor sin optimizar.

Para el caso del precalentador de aire (ICQ), también se consideró un rendimiento del 99%, ya que se encontraba operando en condiciones óptimas de construcción y aislación (Heinrich, 1949).

Además, se consideró la composición elemental del bagazo propuesta por Hugot (1964), pero corregida en proporción a la cantidad promedio de ceniza obtenida experimentalmente en los ensayos de laboratorio. En la Tabla 2, se observa la composición elemental en base seca de Hugot y la corregida.

Tabla 2. Detalle de la composición elemental de bagazo adoptada y corregida.

	Comp. propuesta por Hugot	Composición corregida
Carbono	47,00	46,32
Hidrógeno	6,50	6,41
Oxígeno	44,00	43,36
Cenizas	2,50	3,92

La cantidad de aire para la combustión y los gases producto de la misma se obtuvieron de las relaciones correspondientes a la combustión del bagazo y aire, en base a su composición estequiométrica según Hugot (1964), planteándose un sistema de cinco ecuaciones con cinco incógnitas. Estas últimas son el bagazo que ingresa al hogar (B), el aire empleado para la combustión (G_{aire1}), los gases producto de la combustión (G_g), la temperatura del aire caliente (t_g) y la cantidad de aire infiltrado en el hogar (G_{aire3}). Se consideró confiable la medición de la cantidad de aire secundario efectuada (G_{aire2}).

Se desarrollaron a continuación los siguientes balances:

- Balance de energía en el horno:

$$(G_{aire1} \cdot C_{p_{aire}} \cdot (t_{ac} - t_{ref}) + G_{aire \text{ frío}} \cdot C_{p_{aire}} \cdot (t_{af} - t_{ref}) + B \cdot [C_{p_{bag}} \cdot (t_{bag} - 25) - w \cdot 579 + PCI]) \cdot \eta H = G_g \cdot C_{p_g} \cdot (t_g - t_{ref}) + G_v \cdot (H_v - h_a) \quad (1)$$

Donde:

$$G_{aire1} = [5,76 \cdot (1-w) \cdot \lambda] \cdot B \quad (2)$$

G_{aire1} : caudal de aire primario en kg/h (Hugot, 1964).

w: humedad del bagazo en %/100.

λ : factor de dilución.

B: cantidad de bagazo consumido en kg/h.

$$G_{aire \text{ frío}} = G_{aire2} + G_{aire3}$$

$G_{aire \text{ frío}}$: caudal total de aire frío que ingresa al hogar (kg/h).

G_{aire2} : caudal de aire secundario en kg/h.

G_{aire3} : cantidad de aire infiltrado en la caldera en kg/h.

$$G_g = [5,76 \cdot (1-w) \cdot \lambda + 1] \cdot B \quad (3)$$

G_g : caudal de los gases de combustión en kg/h (Hugot, 1964).

$C_{p_{aire}}$: calor específico del aire en kcal/kg°C.

t_{ac} : temperatura del aire caliente en °C.

t_{ref} : temperatura de referencia en °C.

t_{af} : temperatura del aire frío en °C.

t_{bag} : temperatura del bagazo al ingresar a la caldera en °C.

$$C_{p_{bag}} = 0,42 \cdot (1-w) + w$$

$C_{p_{bag}}$: calor específico del bagazo en kcal/kg°C (Hugot, 1964).

$$PCI = (4250 - 4850 \cdot w) \cdot (1 - C_{zas})$$

PCI: poder calorífico inferior del bagazo en kcal/kg (Hugot, 1964).

C_{zas} : cantidad de cenizas del combustible en %/100.

ηH : rendimiento del hogar.

C_{p_g} : calor específico medio de los gases de combustión en kcal/kg°C.

G_v : producción de vapor en kg/h.

H_v : entalpía específica del vapor sobrecalentado en kcal/kg.

h_a : entalpía específica del agua de alimentación en kcal/kg.

Para el cálculo del calor específico del aire ($C_{p_{aire}}$) y de los gases de combustión (C_{p_g}), se utilizaron las composiciones químicas de éstos y los calores específicos de sus elementos constituyentes. La entalpía del vapor se determinó en función de su presión y temperatura. Para el caso de la entalpía del agua de alimentación se consideró el calor específico del agua igual a 1, por lo que dicha entalpía resulta igual al valor de la temperatura del agua. En los balances de energía se consideró una temperatura de referencia (t_{ref}) igual a 25°C.

- Balance de energía en el ICQ:

$$G_{aire1} \cdot C_{p_{aire}} \cdot (t_{ac} - t_{af}) = G_g \cdot C_{p_g} \cdot (t_g - t_{ch}) \cdot \eta ICQ \quad (4)$$

Donde:

G_{aire1} : caudal de aire primario para la combustión que ingresa al ICQ en kg/h.

$C_{p_{aire}}$: calor específico del aire en kcal/kg°C.

t_{ac} : temperatura del aire caliente a la salida del ICQ en °C.

G_g : caudal de gases de combustión a la entrada del ICQ en kg/h.

C_{p_g} : calor específico de los gases de combustión en kcal/kg°C.

t_g : temperatura de los gases de combustión a la entrada del ICQ en °C.

t_{ch} : temperatura de los gases en chimenea en °C.

ηICQ : rendimiento del calentador de aire.

- Balance de masa en el sistema caldera-ICQ:

$$G_{aire1} + G_{aire2} + G_{aire3} + B = G_g \quad (5)$$

Donde las variables ya fueron definidas anteriormente.

Para el planteo de los balances de masa y energía, se utilizó la hoja de cálculo Microsoft Excel 2000, que permite dibujar dicho esquema y resolver los balances siguiendo una metodología análoga a la propuesta por Paz y Cárdenas (1999).

Para la resolución del sistema de ecuaciones formado se utilizó el comando Solver de Excel 2000, que es una macro automática que permite analizar tres tipos de problemas de optimización: lineal, no lineal y de entero (Fylstra *et al.*, 1998), y también resolver sistemas de ecuaciones. Esta herramienta permite optimizar una función objetivo (minimizar, maximizar, o igualar a un valor fijado por el usuario), sujeta a múltiples restricciones, mediante el ajuste de las variables de decisión hasta lograr una solución satisfactoria.

Una vez resueltos los balances, se calculó el rendimiento energético del esquema considerado con la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{G_v \cdot (H_v - h_{ag})}{B \cdot PCI}$$

Donde las variables ya fueron definidas anteriormente.

El índice de generación (i_g) se calculó mediante la siguiente relación:

En el caso del sistema optimizado de la Figura 4,

$$i_g = G_v / B$$

se consideró que tanto el aire primario para la combustión como el aire secundario se calientan en el precalentador de aire (ICQ).

En el análisis, se contempló la influencia de las infiltraciones de aire espurio en el interior de la caldera, y que tanto el aire primario como el secundario ingresan al hogar como una única corriente a igual temperatura. En la práctica, ingresan al hogar de la caldera por corrientes separadas, pero a los fines del cálculo consideramos una única corriente.

De manera similar se plantearon los balances de masa y energía para el sistema con calentamiento del aire secundario.

La ecuación de transferencia de calor en el precalentador de aire, para el sistema sin optimizar, es:

$$Q_{transf} = G_{aire1} \cdot C_{p_{aire}} \cdot (t_{ac} - t_{af}) = U_{ICQ} \cdot A_{ICQ} \cdot \Delta t_{m \log} \quad (6)$$

y para el sistema optimizado:

$$Q_{transf} = (G_{aire1} + G_{aire2}) \cdot C_{p_{aire}} \cdot (t_{ac} - t_{af}) = U'_{ICQ} \cdot A'_{ICQ} \cdot \Delta t_{m \log} \quad (7)$$

Donde:

G_{aire1} : caudal de aire primario para la combustión que ingresa al ICQ en kg/h.

G_{aire2} : caudal de aire secundario en kg/h.

$C_{p_{aire}}$: calor específico del aire en kcal/kg°C.

t_{ac} : temperatura del aire caliente a la salida del ICQ en °C.

U_{ICQ} : coeficiente global de transferencia del calor del ICQ del sistema sin optimizar en kcal/hm²°C.

A_{ICQ} : área del precalentador de aire del sistema sin optimizar en m².

U'_{ICQ} : coeficiente global de transferencia del calor del ICQ del sistema optimizado en kcal/hm²°C.

A'_{ICQ} : área del precalentador de aire del sistema optimizado en m².

$\Delta t_{m \log}$: temperatura media logarítmica en °C.

Se asumió para el sistema optimizado un aumento del 10% en el valor del coeficiente de transferencia del calor ($U'_{ICQ} = 1,1 \cdot U_{ICQ}$). De la ecuación 7, puede determi-

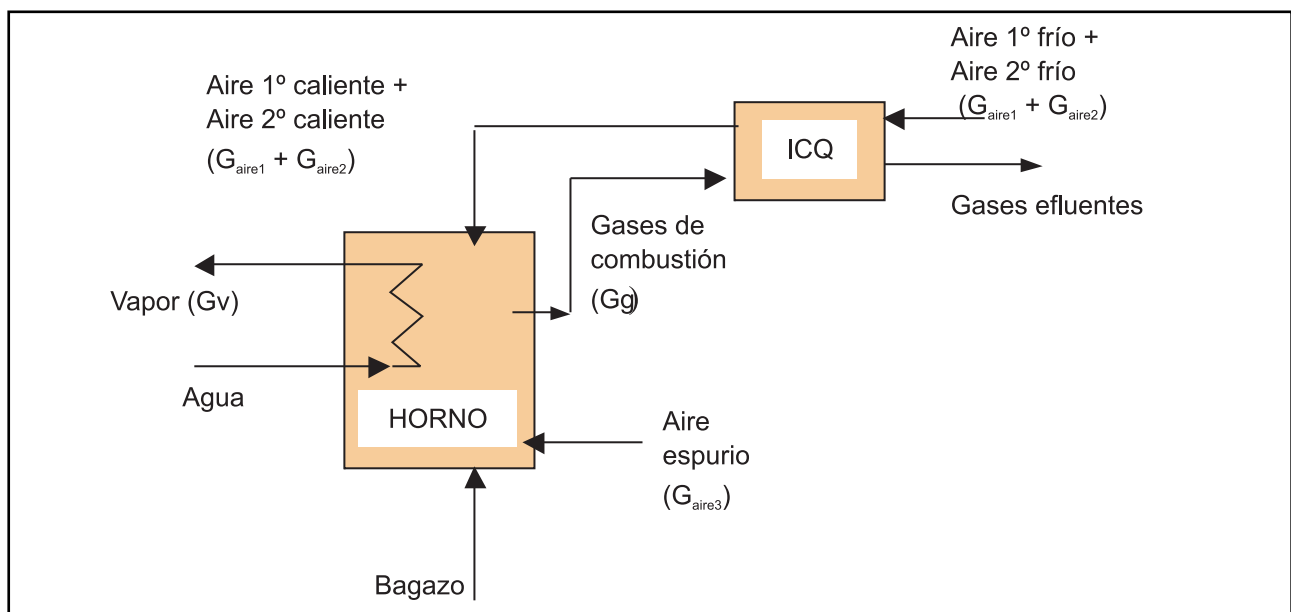


Figura 4. Esquema básico de la caldera de vapor optimizada.

narse la superficie de intercambio necesaria para calentar todo el aire que ingresa a la caldera (aire primario + aire secundario).

El sistema de ecuaciones formado se resolvió de manera similar al caso sin optimizar, empleando la hoja Excel y el comando Solver, y determinándose para este caso el nuevo rendimiento energético e índice de generación de vapor.

Finalmente se procedió a comparar para ambos sistemas, sin optimizar y el optimizado, los resultados obtenidos de rendimiento energético, de índice de generación de vapor, el combustible consumido, y de las restantes variables características para iguales condiciones de operación de la caldera.

Para determinar el equivalente en gas natural de un flujo de bagazo, se consideró la siguiente conversión isocalórica:

$$GN_{equiv.} \cdot PCI_{GN} \cdot \eta_{GN} = B \cdot PCI_{Bag.} \cdot \eta_{Bag.}$$

Donde:

$GN_{equiv.}$: consumo de gas natural equivalente en Nm^3/h .

PCI_{GN} : poder calorífico inferior del gas natural en $kcal/Nm^3$.

η_{GN} : rendimiento normal de una caldera a gas natural.

B: cantidad de bagazo consumido en kg/h .

$PCI_{Bag.}$: poder calorífico inferior del bagazo en $kcal/kg$.

$\eta_{Bag.}$: rendimiento de la caldera de vapor optimizada.

Se consideró para el cálculo un poder calorífico del gas natural (PCI_{GN}) de $8300 \text{ kcal}/Nm^3$, asumiendo además un rendimiento normal de una caldera a gas natural (η_{GN}) del 80%.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Se observó baja variabilidad en las lecturas de las mediciones de cada parámetro durante los ensayos efectuados, por lo que pueden ser considerados como representativos del funcionamiento de la caldera. En la Tabla 3 se observan los valores promedio de las variables medidas para cada ensayo y para los distintos puntos de medición en la caldera original. Además, se presentan las desviaciones estándar de las mediciones realizadas y la desviación expresada en % referido al valor promedio.

En la tabla se observa que el valor de la desviación porcentual DESV % para el caso de la concentración de monóxido de carbono es normal para este tipo de calderas, debido a la sensibilidad que presenta este elemento a los cambios en el proceso de la combustión.

Debido a que la medición de temperatura de aire caliente (t_{ac}) se realizó en un punto muy próximo a la salida del calentador, dicha temperatura difiere de la correspondiente al ingreso al hogar. Por lo tanto, se decidió determinar por cálculo dicha temperatura, asumiendo como dato de entrada la temperatura de los gases de combustión (t_g).

En el análisis de los gases de combustión se encontraron trazas de hidrocarburos no quemados (C_xH_y) en concentraciones despreciables.

Tabla 3. Mediciones realizadas en los puntos de muestreos y sus magnitudes.

Punto de medición	Variables medidas	Ensayo N° 1	Ensayo N° 2	Ensayo N° 3	Promedio	DESV EST.	DESV %
1	Pv ($kg/cm^2 \text{ ef.}$)	19,09	19,23	19,05	19,12	0,09	0,49
	Tv ($^{\circ}C$)	279,00	281,00	280,00	280,00	1,00	0,36
	Gv (tn/h)	30,52	29,67	31,35	30,51	0,84	2,75
	tag ($^{\circ}C$)	94,20	95,20	95,60	95,00	0,72	0,76
2	CO ₂ (%)	12,30	12,20	12,10	12,20	0,10	0,82
	O ₂ (%)	7,70	7,70	7,60	7,66	0,06	0,75
	CO (%)	0,22	0,31	0,30	0,28	0,05	17,61
	tg ($^{\circ}C$)	257,00	269,50	285,00	270,50	14,03	5,19
	λ	1,60	1,55	1,59	1,58	0,03	1,67
3	taf ($^{\circ}C$)	27,00	29,00	28,00	28,00	1,00	3,57
4	tch ($^{\circ}C$)	213,10	215,10	211,70	213,30	1,71	0,80
	CO ₂ (%)	11,84	12,37	12,40	12,20	0,32	2,58
	O ₂ (%)	7,50	7,63	7,50	7,54	0,08	0,99
	CO (%)	0,29	0,33	0,47	0,37	0,09	25,71
	λ	1,63	1,56	1,55	1,58	0,04	2,76
5	tac ($^{\circ}C$)	244,10	245,20	240,60	243,30	2,40	0,99
6	Ga2 (m^3/h)	12.560,00	12.710,00	12.470,00	12.580,00	121,24	0,96
	ta2 ($^{\circ}C$)	21,60	22,90	20,60	21,70	1,15	5,31
7	W (%)	51,50	52,10	50,60	51,40	0,75	1,47
	Cza (%)	3,80	3,94	4,02	3,92	0,11	2,84

Los resultados de los balances de masa y energía para el sistema sin optimizar (caldera original), es decir, introduciendo aire secundario frío en el hogar de la caldera, se muestran en la Figura 5. El rendimiento energético de la caldera es del orden del 64,15% y el índice de generación de 1,76 kg vapor/kg bagazo.

La temperatura del aire caliente calculada fue de 211,44°C, resultando un error del 15% respecto del valor medido.

Analizando el esquema de la figura, se observa que el aire secundario es un 20,3% del aire total.

Los valores calculados se encuentran dentro del rango de mediciones normales para este tipo de calderas.

Los resultados encontrados, para el caso de calentar todo el aire secundario antes de introducirlo en el hogar de la caldera, se muestran en la Figura 6.

Se puede observar que el rendimiento energético

de la caldera aumentó en 1,62 puntos; es decir, un 2,52% con respecto al sistema sin optimizar, alcanzando un valor del 65,77%.

Para este caso, y como condición de cálculo, se mantuvo constante la cantidad de aire infiltrado en el hogar de la caldera (31,6% del aire total), por lo que se consideró que el 68,4% del aire total que ingresa a la caldera se encuentra caliente a una temperatura de 211,44°C.

La superficie necesaria para el calentamiento del aire total que ingresa a la caldera asciende a 1024 m², lo que implica una superficie adicional de 291,5 m² con respecto al caso anterior.

Se puede apreciar un aumento relativo del índice de generación del 2,27% (desde 1,76 a 1,80 kg vapor/kg bagazo).

El aire primario para la combustión disminuye un 3,55% y los gases efluentes de la chimenea lo hacen en un 2,45%. También, la temperatura de estos gases de chime-

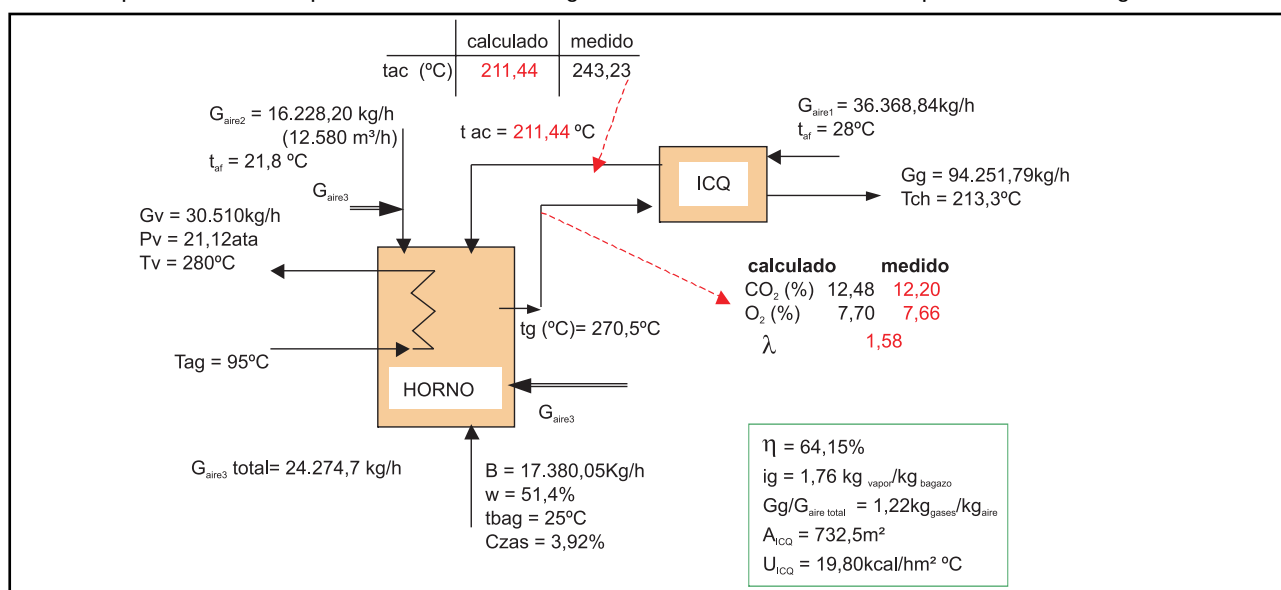


Figura 5. Resultados de los balances de masa y energía para el sistema con inyección de aire frío.

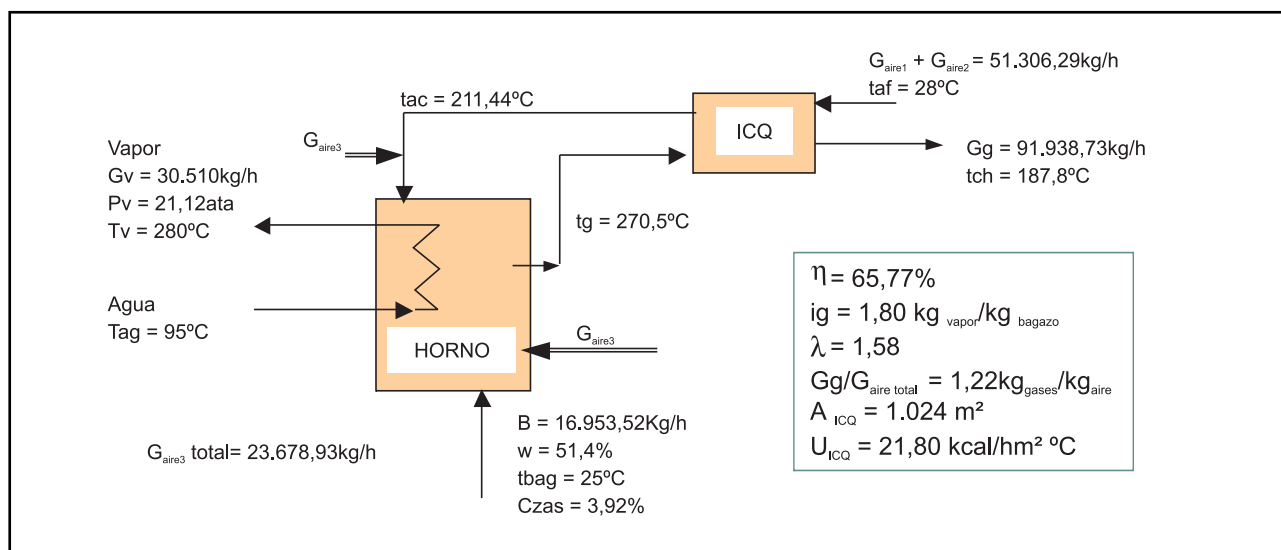


Figura 6. Resultados de los balances de masa y energía para el sistema con inyección de aire secundario caliente.

nea se reduce en 25,5°C (de 213,3 a 187,8°C).

Analizando ambos planteos, se observa que inyectando aire secundario caliente el consumo de bagazo disminuyó 426,53 kg/h, que equivale a una reducción aproximada del 2,45%. Este ahorro de bagazo tiene un equivalente en gas natural de 71,3 Nm³/h y considerando una zafra de 150 días, se tendría 256.680,0 Nm³/zafra de gas natural ahorrado. Considerando un precio para el gas natural de 0,3 \$/Nm³ (valor promedio zafra 2005), tendremos un ahorro de 77.004,0 \$/zafra (513,4 \$/día).

Por otro lado, si tenemos en cuenta un costo total de fabricación del precalentador de aire de aproximadamente 200 \$/m², tendremos para la superficie adicional necesaria para calentar el aire secundario (291,5 m²) un costo de \$58.300. En el análisis se tuvieron en cuenta los gastos de aislamiento del precalentador de aire y de las tuberías de conducción del aire secundario.

Bajo estas condiciones, con el ahorro en gas natural la superficie adicional del calentador se pagaría en 113,6 días de zafra.

Estos resultados demuestran una viabilidad técnico-económica de la inyección de aire secundario caliente en el hogar de la caldera.

CONCLUSIONES

- La metodología de cálculo propuesta resultó apropiada para abordar este tipo de problemas.
- El calentamiento del aire secundario de la caldera permite mejorar la combustión en la misma, ya que se obtiene un mejor equilibrio térmico del hogar al ingresar el aire con una cierta energía. Esta energía es aprovechada para mantener una alta temperatura, de manera de asegurar las reacciones y la no formación de hollín.
- La inyección de aire secundario, convenientemente distribuido, crea la turbulencia necesaria para mezclar íntimamente el aire con el combustible, aumentando además el tiempo de residencia de las partículas en suspensión en el interior del hogar. Esto contribuye a la combustión completa de dichas partículas, disminuyendo los inquemados y obteniendo menores emisiones por la chimenea, lo que reduce el impacto ambiental.
- Para el caso analizado, precalentar todo el aire secundario que ingresa al hogar de la caldera, redundó en múltiples beneficios respecto a la caldera original: aumento de 1,62 puntos en el rendimiento térmico de la caldera, mejora del índice de generación de vapor en un 2,27% y reducción en el consumo de bagazo (2,45%) y del aire primario para la combustión (3,55%).
- Con respecto a la temperatura de los gases de combustión que salen por la chimenea, se obtuvo una reducción de la misma aproximadamente en un 11,95%. En cuanto a la superficie adicional requerida para precalentar todo el aire secundario, asciende en este caso a 291,5 m², aproximadamente un 39,8% más de superficie que la actualmente instalada.
- Con la inyección de aire caliente disminuyó el consumo de bagazo en 426,53 kg/h, aproximadamente un 2,45% del bagazo total, equivalente a 71,3 Nm³/h de gas natural. Al considerar una zafra de 150 días, se obtuvo un ahorro de 256.680,0 Nm³ en combustible adicional, que representa un equivalente en dinero a 77.004,0 \$/zafra.
- Considerando para el calentador un costo de 200,0 \$/m², la inversión en 291,5 m² se pagaría en 113,6 días de zafra.
- El calentamiento del aire de turbulencia es recomendable para los casos en que la cantidad de aire insuflado por las toberas, en relación con el aire total que ingresa a la caldera, es superior al 15%. Para valores inferiores, el efecto del enfriamiento del horno no resultaría tan significativo debido a las altas temperaturas que reinan en el hogar de la caldera.
- Es importante mencionar que el efecto favorable de la inyección de aire secundario caliente se manifiesta significativamente cuando se aplica en calderas bagaceiras de mayor envergadura a la considerada en el presente trabajo.

BIBLIOGRAFÍA CITADA

- Fylstra, D.; L. Lasdon; J. Watson and A. Waren. 1998.** Design and use of the Microsoft Excel Solver. *Informes interfaces* 28 (5): 29-55.
- Heinrich, O. 1949.** Instalaciones de producción de vapor. En: Dubbel H. (ed.) *Manual del constructor de máquinas*. 3. ed. en alemán (3. reimpresión en español). Editorial Labor, Buenos Aires, pp. 963-1085.
- Hugot, E. 1964.** Manual para ingenieros azucareros. 1. ed. en español. CECSA, México.
- Paz, D. y G. J. Cárdenas. 1999.** Secadero de bagazo o economizador: análisis comparativo de su influencia en el rendimiento energético neto de una caldera bagacera. *Rev. Ind. y Agríc. de Tucumán* 76 (1-2): 15-24.
- Salcor Caren. 1983.** Calderas para combustibles celulósicos. Documento inédito. Curso dictado por la firma Salcor Caren S.A. en la Facultad Regional Tucumán de la Universidad Tecnológica Nacional.