

Mejora en la eficiencia de calderas bagaceras de alta presión en la Argentina, mediante secado de bagazo*

M. Carolina Cruz**, Federico J. Franck Colombres**, Marcos A. Golato**,
Walter D. Morales** y Dora Paz**

RESUMEN

En busca de aumentar la eficiencia energética de una caldera bagacera de alta presión y de disminuir su consumo de combustible y emisiones, se realizó un estudio preliminar en un ingenio de la Argentina, para un sistema formado por una caldera de 45,7 bar con un secador de bagazo, acoplado a ella como equipo de recuperación de calor. Se consideraron dos formas de emplear los gases de secado: caso 1: un porcentaje de los gases de combustión se deriva al secadero a la salida de la caldera, antes de que llegue al economizador (temperatura de 380°C); y caso 2: los gases finales a la salida del precalentador de aire (temperatura de 131°C) se derivan al secadero. Por medio de ensayos de mediciones en planta y balances de materia y energía, se determinó el estado de funcionamiento de la caldera sin secador (caso base) y, a partir de este y mediante cálculos adicionales, se proyectó el de los sistemas con secador. Los resultados muestran que partiendo de una humedad inicial de un 52,94%, para el caso 1, si se deriva el 26,80% de los gases de combustión al secadero, se puede presecar el bagazo extrayendo hasta un 47,42% de humedad, lo cual aumenta el rendimiento del sistema en un 11,50% e implica un ahorro neto de combustible del 10,07%, equivalente a 26.783.396 kg de bagazo/zafra; esto representaría un ahorro de 1.792.870 USD/zafra. Para el caso 2, se obtendría un bagazo presecado de 50,00% de humedad, con un aumento en el rendimiento del sistema del 11,10% y un ahorro neto de combustible del 7,51%, equivalente a 19.978.784 kg de bagazo/zafra; el ahorro sería entonces de 1.337.372 USD/zafra. La utilización de cualquiera de los esquemas propuestos (casos 1 y 2) redundaría en importantes beneficios económicos.

Palabras clave: mediciones, secador de bagazo, eficiencia energética, ahorro de combustible.

ABSTRACT

Increasing efficiency of high pressure bagasse boilers with a bagasse dryer

A preliminary study of a system consisting of a 45.7 bar boiler, supplied with a bagasse dryer as heat recovery equipment, was conducted with the purpose of increasing the energy efficiency of high pressure bagasse boilers, and reducing fuel consumption and emissions. Two uses of the drying gas were considered: case 1: a percentage of the combustion gases which exit the boiler is derived to the bagasse dryer before entering the economizer; and case 2: the gases exiting the air preheater (ICQ) are driven to the dryer. Through tests and measurements of industrial materials and energy balances, operation conditions of the boiler without the dryer were determined (base case). On this basis and with additional calculations, operation conditions of systems supplied with the dryer were estimated. From an initial 52.94% moisture, results showed that in case 1, derivation of 26.80% of combustion gases to the dryer dried bagasse to a 47.42% water content, which resulted in a 11.50% efficiency increase and a 10.07% net fuel saving with respect to the base case, equivalent to 26,783,396 kg of bagasse/harvest. This represents a US\$ 1,792,870/harvest saving. In case 2, bagasse with 50.00% moisture would be obtained, with a 11.10% system efficiency increase and a 7.51% net fuel saving in relation to the base case, which amounts to 19,978,784 kg of bagasse per harvest. This represents a US\$ 1,337,372 saving per harvest. Applying either of the schemes (case 1 or 2) would lead to significant benefits.

Key words: measurements, bagasse dryer, energy efficiency, fuel saving.

*Una versión de este trabajo, resumida y en inglés, fue presentada en el XXVIII ISSCT Congress. Junio de 2013, San Pablo, Brasil.

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

INTRODUCCIÓN

El alto contenido de humedad en el bagazo produce una serie de inconvenientes durante su combustión en el interior del hogar de una caldera de vapor, tales como el aumento del periodo endotérmico del proceso de eliminación de agua, la disminución de la temperatura de los gases, el aumento del exceso de aire necesario para la combustión y la necesidad de emplear combustibles fósiles adicionales, entre otros. Por esto, una de las formas de mejorar la eficiencia de las calderas bagaceras es presecar el bagazo que ingresa al horno, lo que puede lograrse aprovechando parte de la energía de los gases producto de la combustión (Franck Colombres *et al.*, 2011).

La tecnología de secado de bagazo en transporte neumático propuesta por la Estación Experimental Agroindustrial Obispo Colombres (EEAOC) emplea un porcentaje de los gases de combustión como agente secante. Estos sistemas, que se encuentran acoplados a calderas de baja presión en ingenios de la Argentina, México y Panamá, están funcionando satisfactoriamente y logran mejoras de 10 a 15 puntos en la eficiencia energética, al mismo tiempo que reducen el consumo de combustible adicional (Paz *et al.*, 1998; Franck Colombres *et al.*, 2010 y 2011).

Las calderas bagaceras convencionales se caracterizan por trabajar a presiones bajas (12 bar a 20 bar), con altura de horno reducida, uso de combustible fósil, excesos de aire elevados, etc. A diferencia de estas, las calderas de mayor presión (40 bar a 120 bar) tienen una altura de horno elevada, trabajan con excesos de aire bajos y pueden quemar bagazo con humedad relativamente alta (superiores al 55%), sin necesidad de emplear combustibles fósiles. Poseen un precalentador de aire que, además de precalentar el aire de combustión, también calienta el aire de turbulencia ("overfire"). Poseen economizadores para elevar la temperatura del agua que llega al domo y disponen, además, de un sistema avanzado de control de presión y temperatura, control de la combustión y del hogar de la caldera, etc. Todas estas ventajas se ven reflejadas en una mayor eficiencia energética (Franck Colombres *et al.*, 2012).

El objetivo de este trabajo fue determinar, en forma teórica, el desempeño de un generador de vapor de alta presión cuando opera con un secador de bagazo, acoplado en serie o en paralelo respecto al precalentador de aire.

MATERIALES Y MÉTODOS

Descripción de la caldera ensayada

Se partió de una caldera del tipo acuotubular, marca Mellor Goodwin, modelo VU40, de una producción nominal de 118 t/h, presión de diseño de 50 bar, con una superficie de calefacción de 2052 m² y una altura de horno aproximada de 20 m. La caldera posee un intercambiador

de calor (ICQ), con una superficie de calefacción de 5800 m² y un economizador (Econ.) de 475 m² de superficie.

El generador de vapor se encuentra constituido por el hogar (cámara de combustión refrigerada), diseñado para quemar bagazo, médula o mezcla de ambos; de manera adicional se utiliza gas natural, que es combustionado por medio de ocho quemadores tangenciales ubicados en dos niveles de la cámara de combustión. Posee una grilla del tipo viajera, accionada por un mecanismo hidráulico. Los gases a la salida del haz convectivo ingresan al economizador y posteriormente al precalentador de aire. De este último, se desprenden dos corrientes de aire caliente, la primaria y la secundaria, que son conducidas a la grilla del hogar y a los quemadores tangenciales, respectivamente. Finalmente, los gases resultantes fluyen hacia la chimenea, inducidos por un ventilador de tiro inducido (VTI), y pasan por un filtro húmedo ("scrubber"), donde los gases finales son lavados para eliminar las partículas sólidas que lo acompañan.

El generador de vapor dispone de un sistema para la regulación de la temperatura de vapor sobrecalentado, por medio de una atemperación directa con agua proveniente de un condensador. En este último, ingresa agua de recuperación de condensados de fábrica y una corriente de vapor saturado extraído del domo de la caldera; el agua de menor temperatura se precalienta y condensa el vapor saturado, y el líquido resultante se inyecta sobre la línea de vapor sobrecalentado.

En la Figura 1 puede verse un esquema del generador de vapor descripto anteriormente.

Descripción del secador de bagazo a acoplar

El secador consta en su diseño de una serie de elementos que permiten transportar de manera neumática el combustible, secarlo y separarlo de la corriente de gases que lo acompaña durante su fluidización. Los gases calientes utilizados para secar, provenientes de la caldera, ingresan al tubo de secado, donde se encuentran con el bagazo húmedo, que es fluidizado y transportado a lo largo de este conducto (Figura 2). Luego, la mezcla de gases, vapor de agua y bagazo ingresa a un ciclón o a multiciclones, donde se separa el combustible seco de las corrientes gaseosas. Los gases resultantes finales (gases fríos) son inducidos a circular por medio de un ventilador de tiro inducido (VTI) auxiliar hacia la chimenea.

Determinación del caso base

Para determinar el estado de funcionamiento actual del generador de vapor que se definió como caso base, se empleó la metodología propuesta por Golato *et al.* (2008), teniendo en cuenta además las ecuaciones de balance del economizador propuestas por Franck Colombres *et al.* (2012). La mecánica de cálculo y procesamiento se basó en la resolución de los balances de materia y energía de los diferentes equipos que confor-

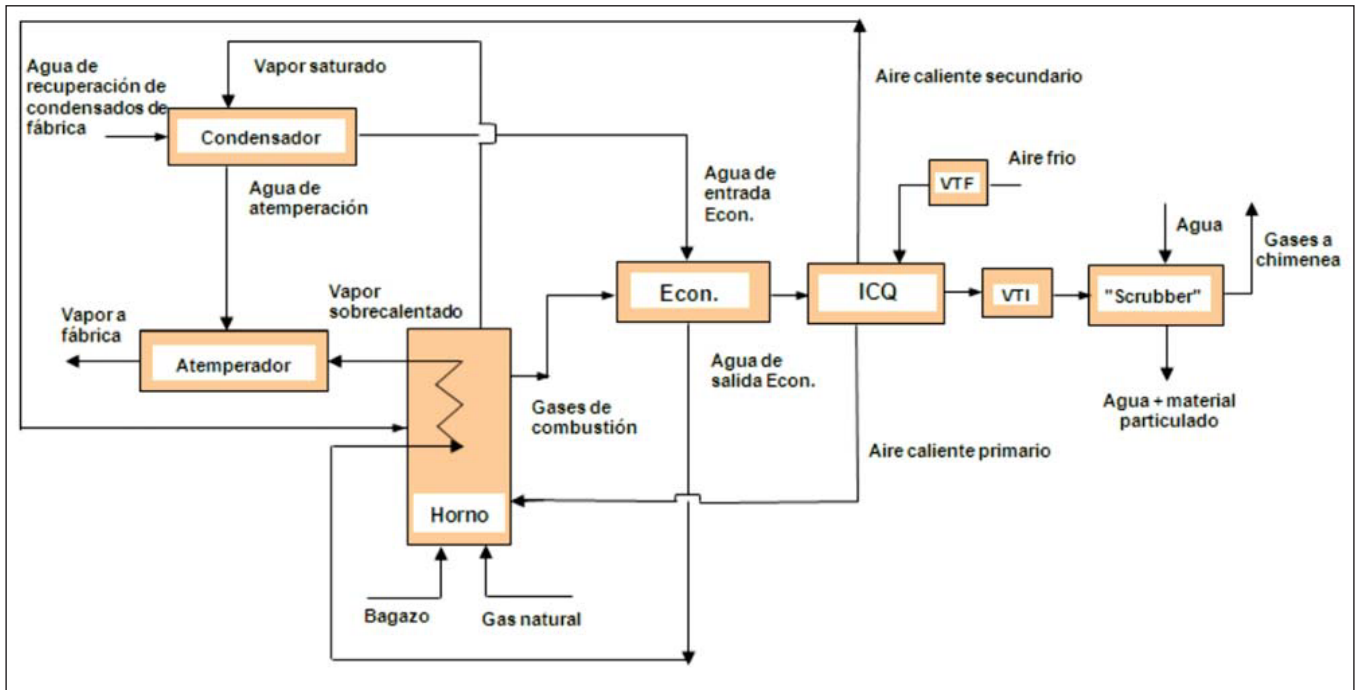


Figura 1. Esquema del generador de vapor que se utilizó durante las mediciones en fábrica.

Econ: economizador de aire; ICQ: intercambiador de calor; VTI: ventilador de tiro inducido y VTF: ventilador de tiro forzado.

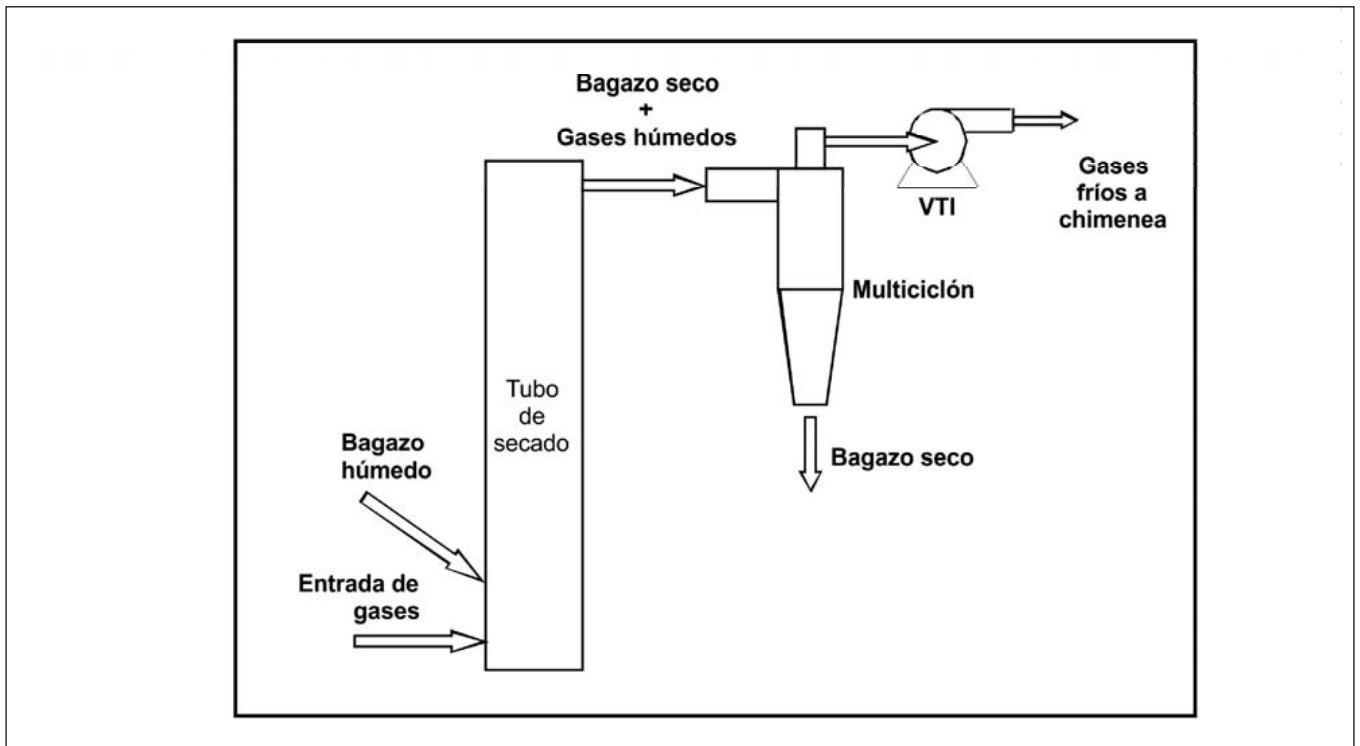


Figura 2. Esquema básico del secador de bagazo a acoplar al generador de vapor.

maban el sistema, tomando como datos de partida variables medidas en ensayos.

Se llevaron a cabo tres ensayos durante tres días, con el objetivo de obtener resultados representativos de las variables características de operación del generador. Cada ensayo tuvo una duración de 6 h a 8 h; durante ese lapso se promediaron todas las variables medidas. Las

variables de operación se obtuvieron con el instrumental instalado en la planta de calderas e instrumental portátil del Laboratorio de Ensayos y Mediciones Industriales (LEMI) de la EEAOC, a saber:

- La concentración porcentual de CO_2 , O_2 y CO en gases secos se determinó utilizando un analizador electrónico de gases de combustión marca Testo, modelo 454,

con rango de 0 a 25%vol y resolución de 0,1%vol para el O_2 , y rango de 0 ppm a 10000 ppm y resolución de 1 ppm para el CO ; el CO_2 fue obtenido por cálculo. Este instrumento calcula, además, el factor de dilución en función del tipo de combustible seleccionado y la temperatura de los gases, con rango de $-40^{\circ}C$ a $1200^{\circ}C$ (Golato *et al.*, 2005). Las mediciones se realizaron a la entrada del precalentador de aire, a la salida de este y en la chimenea.

- El flujo de gases secos y la emisión de material particulado efluente por chimenea se midieron con un equipo de muestreo de partículas isocinético, marca Environmental Supply Co., modelo C-5000. Estas mediciones se realizaron según el Método N° 5 de la Agencia de Protección del Medioambiente de los Estados Unidos de Norteamérica (USEPA, 1970). La cantidad de material particulado se determinó por gravimetría con una balanza analítica marca Ohaus Explorer Pro, modelo EP214C, cuyo rango fue de 0 g a 200 g y cuya apreciación fue de 0,0001 g.

- La temperatura del aire caliente a la salida del precalentador de aire se midió con una termoresistencia tipo Pt-100, con cabezal de conexión normalizado, cable de extensión compensado y rango de trabajo de $0^{\circ}C$ a $400^{\circ}C$. Se empleó un termómetro digital múltiple de seis canales, marca IEA, de resolución de $1^{\circ}C$ y escala de $50^{\circ}C$ a $500^{\circ}C$ para la lectura de la temperatura.

- La humedad y las cenizas del bagazo se determinaron a partir de muestras recolectadas de las bocas de alimentación de la caldera, que se procesaron en los laboratorios de la EEAOC. La humedad del bagazo se determinó por desecación en una estufa a $105^{\circ}C$, hasta obtener un peso constante. Los valores del contenido de cenizas se obtuvieron por incineración total en mufla computarizada a $550^{\circ}C$.

- La composición elemental del bagazo en base seca se determinó a partir de muestras de diferentes ingenios que se enviaron al laboratorio del Instituto de Química Física de los Materiales, Medio Ambiente y Energía (Inquimae), de la Universidad de Buenos Aires (UBA); allí fueron analizadas en un equipo Carlo Erba EA 1108. Esta composición fue luego corregida en función de los contenidos de cenizas y humedad obtenidos de las muestras del bagazo empleado en los ensayos.

- El poder calorífico superior (PCS) del bagazo se determinó empleando una bomba calorimétrica automática marca IKA, Modelo C 5012, con método adiabático (Castagnaro *et al.*, 2011).

- El análisis estadístico de los registros experimentales se efectuó utilizando la desviación estándar como parámetro de dispersión de los valores. Como valor comparativo se empleó el coeficiente de variabilidad, definido como la desviación estándar porcentual relativa al valor promedio:

$$CV\% = \frac{\text{Desv.est.}}{VP} \cdot 100$$

Donde:

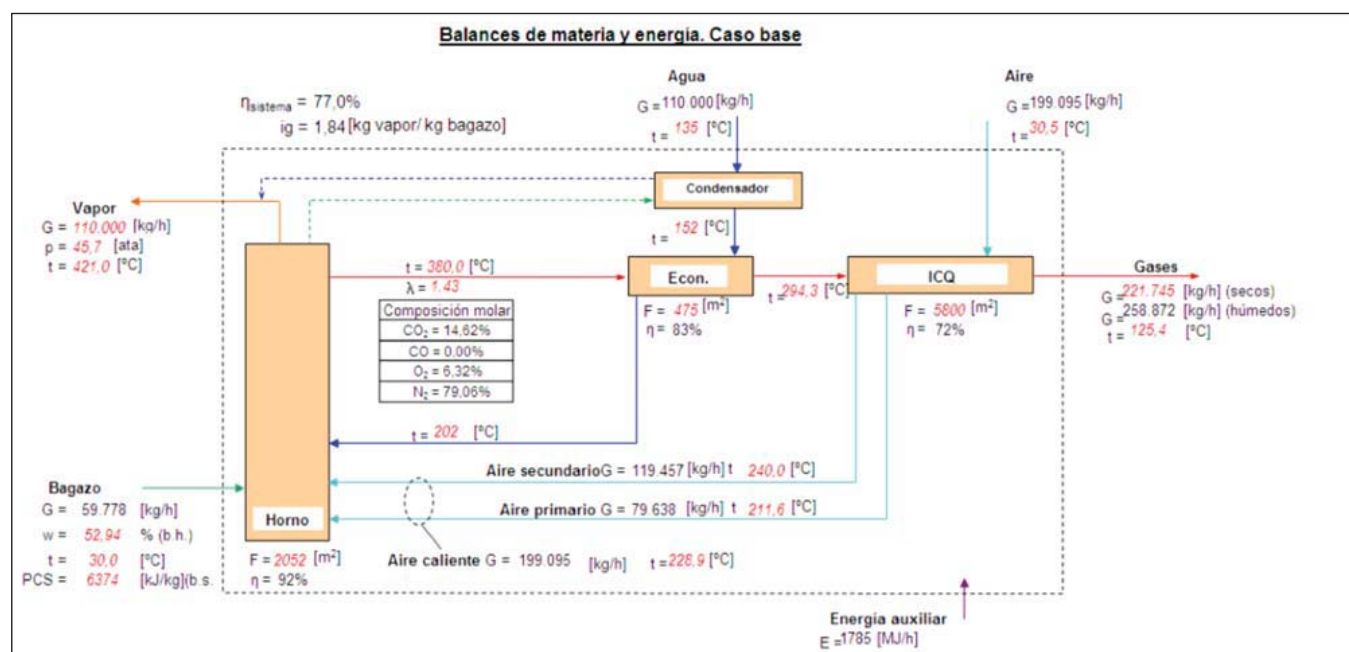
CV: coeficiente de variabilidad porcentual;

Desv. est.: desviación estándar de las mediciones;

VP: promedio de los valores medidos.

A partir de las mediciones realizadas en el generador de vapor y la resolución de los balances de materia y energía, se determinaron los rendimientos del horno, del precalentador de aire, del economizador y del sistema.

Los datos de entrada para la resolución de los balances se indican en color rojo en la Figura 3.



G: caudal másico; p: presión; t: temperatura; w: humedad; PCS: poder calorífico superior; λ : factor de dilución; F: superficie; E: energía; η : rendimiento; ig: índice de generación; b.h.: base húmeda; b.s.: base seca.

Figura 3. Resultado de los balances de materia y energía en el sistema caldera-Econ-ICQ, adoptado como caso base.

Sistemas caldera-secador

Por medio de balances de masa y energía, se proyectó, a partir del caso base, el estado de funcionamiento de la caldera con un secador en operación, considerando dos casos:

Caso 1: se emplean, como gases de secado, los gases a la salida de la caldera, antes de su llegada al economizador.

Caso 2: se utilizan, como agentes de secado, los gases finales a la salida del calentador de aire.

Para el cálculo del desempeño de los sistemas con secador, se adicionaron dos ecuaciones de balance de masa (sólido y total) y una ecuación de balance de energía, correspondientes al secador:

Balance de sólido:

$$B_i (1-w_i) = B_o (1-w_o)$$

Balance total:

$$B_i - B_o = E$$

Balance de energía:

$$(H_{\text{gas entra}} - H_{\text{gas sale}}) \eta_{\text{Sec}} = H_{\text{bag sale}} - H_{\text{bag entra}}$$

Donde:

$$H_{\text{bag. entra}} = B_i (1-w_i) \cdot cp_{fi} (t_i - t_r) + B_i w_i \cdot cp_{gi} (t_{\text{sat}} - t_r) - B_i w_i \cdot \lambda_v + B_i w_i \cdot cp_i (t_i - t_r)$$

$$H_{\text{bag. sale}} = B_o \cdot cp_{fo} (t_o - t_r) + B_o w_o \cdot cp_{go} (t_{\text{sat}} - t_r) - B_o w_o \cdot \lambda_v - B_o w_o \cdot cp_l (t_{\text{sat}} - t_r)$$

$$H_{\text{gas entra}} = u \cdot G_g \cdot cp_g (t_g - t_r)$$

$$H_{\text{gas sale}} = (u \cdot G_g + E) \cdot cp_g (t_{g2} - t_r)$$

Siendo:

B_i: caudal másico de bagazo que ingresa al secador;

B_o: caudal másico de bagazo que ingresa al horno;

w_i: fracción de peso de la humedad en base húmeda (b.h.) del bagazo que ingresa al secador;

w_o: fracción de peso de la humedad (b.h.) del bagazo que sale del secadero e ingresa al horno;

E: agua evaporada;

H_{gas entra}: entalpía de los gases de combustión que entran al secador;

H_{gas sale}: entalpía de los gases de combustión que salen del secador;

η_{Sec}: rendimiento del secador (se asume un valor conservador de 90%);

H_{bag entra}: entalpía del bagazo que entra al secador;

H_{bag sale}: entalpía del bagazo que sale del secador;

cp_{fi}: capacidad calorífica del bagazo que ingresa al secador;

cp_{fo}: capacidad calorífica del bagazo que sale del secador;

cp_i: capacidad calorífica del agua;

cp_v: capacidad calorífica del vapor de agua;

cp_g: capacidad calorífica del gas seco;

u: porcentaje de derivación de gases al secador;

t_i: temperatura de entrada del bagazo;

t_r: temperatura de referencia igual a 25°C, estado líquido;

t_o: temperatura de salida del bagazo;

t_g: temperatura de entrada de los gases;

t_{g2}: temperatura de salida de los gases;

t_{sat}: temperatura de saturación;

G_g: caudal de gases de combustión;

λ_v: calor latente de vaporización del agua.

Se conformó así un sistema de nueve ecuaciones con nueve incógnitas, completamente especificado (con grado de libertad nulo), que se resolvió usando el comando Solver de Excel (Fylstra *et al.*, 1998).

Las incógnitas del sistema fueron:

1. Caudal de bagazo que ingresa al secadero (B_i).

2. Caudal de bagazo que ingresa al horno (B_o).

3. Humedad del bagazo que sale del secadero e ingresa al horno (w_o).

4. Porcentaje de gases de combustión derivados al secador (u).

5. Caudal de aire necesario para la combustión (aire).

6. Caudal de gases de combustión (gases de combustión).

7. Temperatura de gases a la salida del ICQ (t_{gsicq}).

8. Temperatura de aire necesario para la combustión (t_{ac}).

9. Temperatura de agua caliente que ingresa a la caldera (t_{agc}).

Las variables de entrada para la resolución de los balances se indican en color rojo en las Figuras 4 y 5.

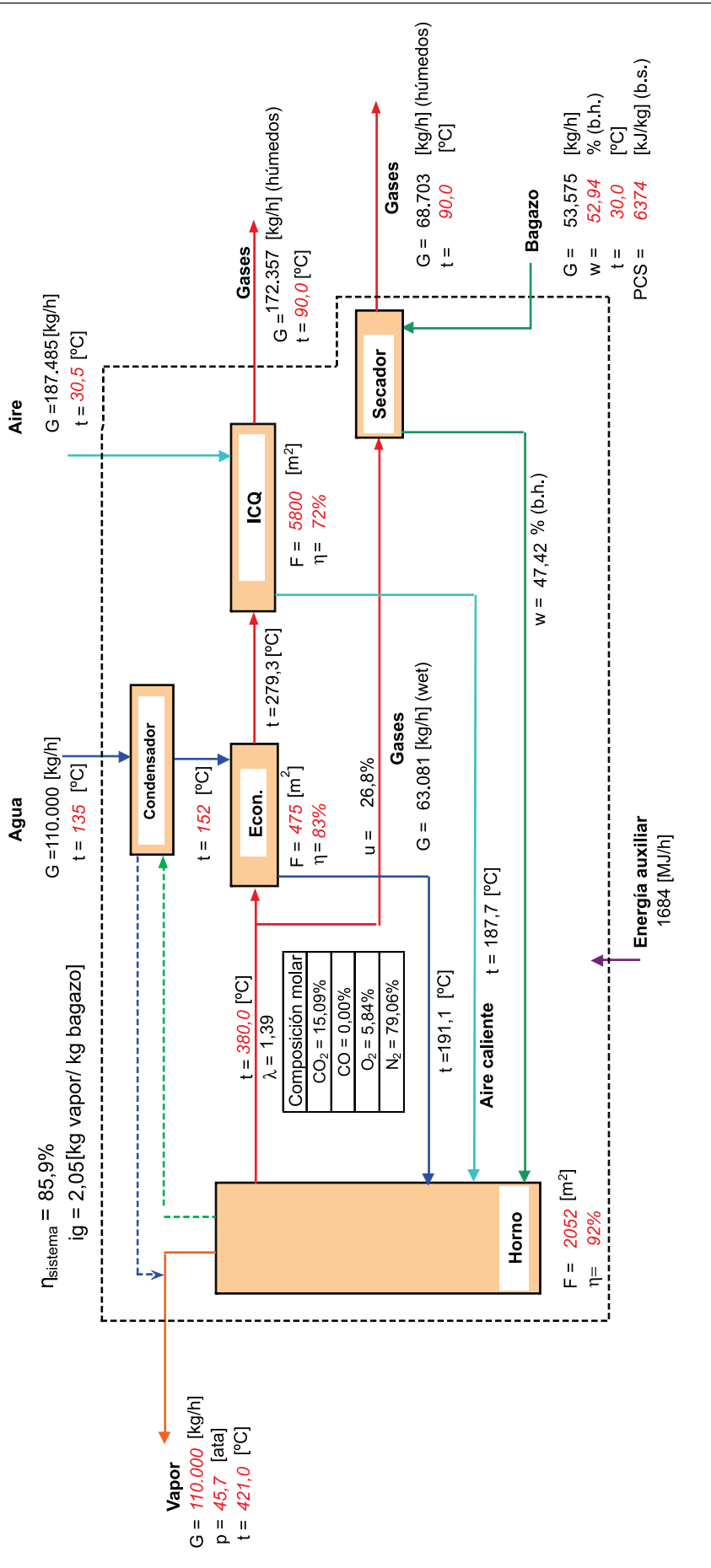
Se consideró que no se presentaban infiltraciones de aire en el sistema y que la combustión se realizaba de manera completa. Sobre esta base, para los balances del caso base, se adoptó el factor de dilución medido a la entrada del economizador y, con este, se recalcularon el caudal y la composición de los gases secos. Así mismo, se determinó la temperatura que se obtendría mezclando el aire primario y secundario del caso base y luego se consideró una única corriente de aire caliente; para ello, se asumió una relación en peso del 40% de aire primario y del 60% de aire secundario, según datos del fabricante de la caldera.

De acuerdo a experiencias anteriores, se consideró que cuando la caldera procesara el combustible presecado, podría trabajar con excesos de aire menores (Pisa *et al.*, 1995; Paz *et al.*, 1998). Basado en una regresión del factor de dilución en función de la humedad del bagazo, obtenida a partir de datos experimentales de la operación de distintos secadores de bagazo, se consideró un factor de dilución de 1,39 para el caso 1 y de 1,41 para el caso 2.

Teniendo en cuenta que el punto de rocío de los gases finales del secador es de alrededor de 70°C aproximadamente, para evitar la condensación de dichos gases se asumió una temperatura de salida de ellos de 90°C.

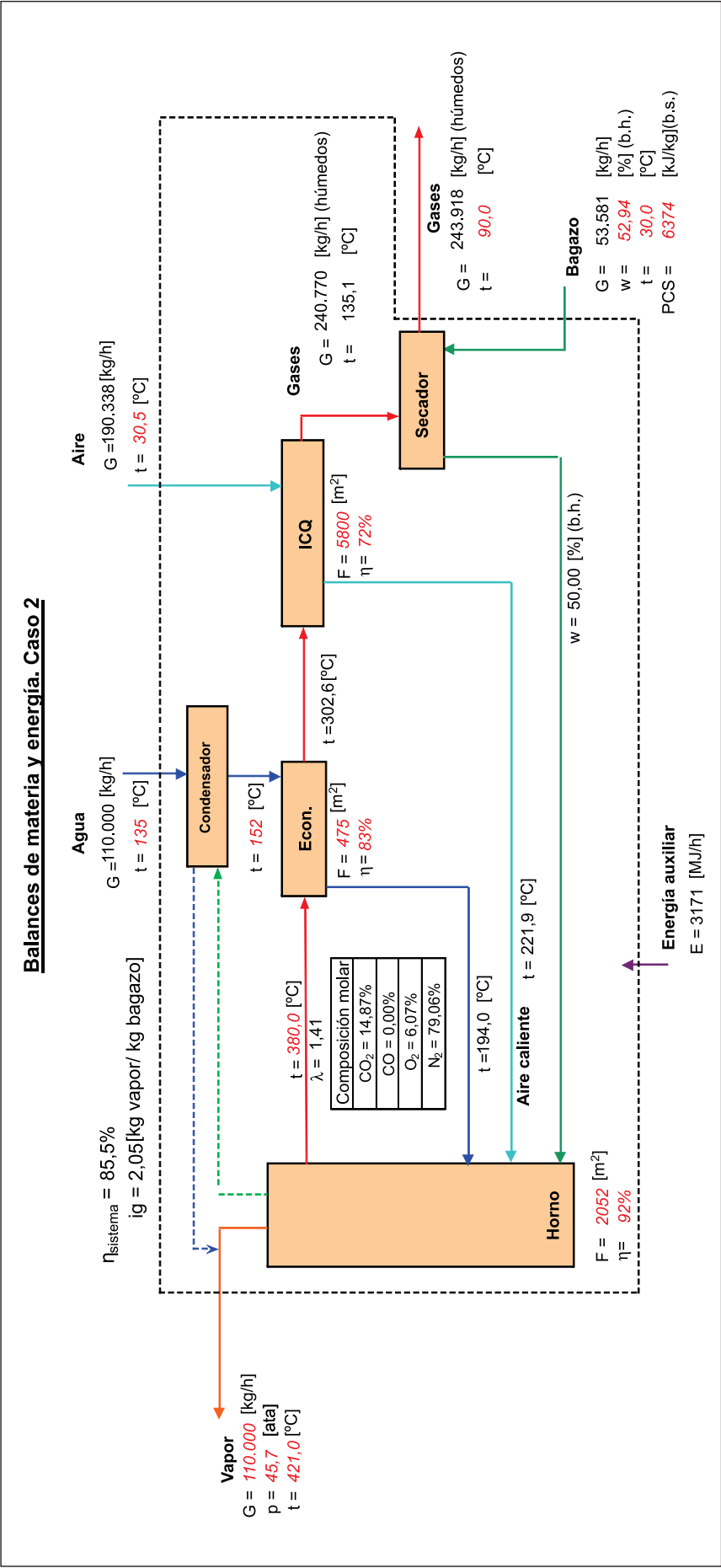
Se estimaron, además, la energía requerida por los

Balances de materia y energía. Caso 1



G: caudal; p: presión; t: temperatura; w: humedad; PCS: poder calorífico superior; λ: factor de dilución; F: superficie; η: rendimiento; ig: índice de generación; b.h.: base húmeda; b.s.: base seca; u: derivación.

Figura 4. Balance de materia y energía en el sistema caldera-secador del caso 1.



G: caudal másico; p: presión; t: temperatura; w: humedad; PCS: poder calorífico superior; λ: factor de dilución; E: energía; η: rendimiento; ig: índice de generación;
b.h.: base húmeda; b.s.: base seca.

Figura 5. Balance de materia y energía en el sistema caldera-secador del caso 2.

equipos auxiliares y la energía eléctrica necesaria para el accionamiento de los motores de los ventiladores del sistema (ventilador de tiro inducido- VTI- y ventilador de tiro forzado- VTF- de la caldera, y ventilador auxiliar del secador) y se calculó el bagazo necesario para producir dicha energía, empleando la misma caldera y un turbo-generador de un consumo específico de 7,8 kg de vapor/kWh ($2,1 \times 10^{-3}$ kg vapor/KJ). Este bagazo se adicionó al bagazo de la caldera para determinar el consumo neto de bagazo.

Por ser el presente trabajo un estudio preliminar, se consideraron constantes la temperatura de los gases a la salida del horno y la del vapor sobrecalentado. Estas temperaturas deben tenerse en cuenta a la hora de diseñar un secador; sin embargo, dichas temperaturas resultaron ser mayores, por lo que la anterior consideración puede entenderse como conservadora.

Mediante una conversión isocalórica, se determinó la cantidad de gas natural (GN) equivalente a bagazo.

Se consideró además una zafra efectiva de 180 días y un costo de GN de 11,08 USD/MMBTU (0,378 USD/Nm³) (dato correspondiente al año 2012).

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La Tabla 1 muestra los valores promedio obtenidos en los ensayos realizados, para los distintos puntos de medición de la caldera sin secador. Además se muestran los coeficientes de variación expresados en porcentajes (%) con respecto al valor promedio.

Las lecturas de las mediciones de cada parámetro

durante los ensayos efectuados pueden ser consideradas como representativas del funcionamiento de la caldera, sobre la base de los coeficientes de variación obtenidos en cada caso.

En la Tabla 2, se observan los resultados de las mediciones de humedad, cenizas y poder calorífico superior realizadas en el LEMI, para el bagazo que se empleó en los ensayos.

La Tabla 3 muestra la composición elemental promedio de muestras de bagazo de diferentes ingenios, expresada en fracciones de peso en base seca (b.s.) libre de cenizas.

Tabla 2. Mediciones de humedad, cenizas y poder calorífico del bagazo realizadas en el Laboratorio de Ensayos y Mediciones Industriales (LEMI) de la Estación Experimental Agroindustrial Obispo Colombres (EEAOC).

	Promedio	CV%
Humedad (% en peso b.h.)	52,94	1,44
Cenizas (% en peso b.s.)	7,80	1,74
PCS (KJ/kg b.s.)	17.584	1,57

b.h.: base húmeda y b.s.: base seca.

Tabla 3. Composición elemental media de las distintas muestras de bagazo, colectadas en diferentes ingenios.

Variables	Composición (b.s. sin cenizas)	CV%
C	46,40%	1,44
H	6,00%	7,42
O	47,60%	1,41

Tabla 1. Variables medidas durante los ensayos del caso base.

Variables medidas		Unidades	Promedio	CV %
Vapor	G	kg/h	110.000,00	2,33
	p	ate	45,70	1,76
	t	°C	421,00	0,18
Agua de alimentación	t	°C	135,00	2,27
Agua salida condensador	t	°C	152,00	1,00
Agua salida Econ.	t	°C	202,00	1,31
Gases entrada Econ.	t	°C	380,00	0,60
	λ	kg/kg	1,43	0,70
Gases entrada ICQ	t	°C	294,30	0,77
Gases salida ICQ	t	°C	125,40	1,67
Aire ambiente	t	°C	30,50	1,31
Aire 1°	t	°C	211,60	6,81
Aire 2°	t	°C	240,00	2,73
Gases secos de chimenea	t	°C	86,00	1,05
	λ	kg/kg	1,90	2,90
	G	Nm ³ /min	3.395,90	2,83

Econ.: economizador; ICQ: intercambiador de calor; G: caudal; p: presión; t: temperatura y λ : factor de dilución.

En función de los coeficientes de variación, puede considerarse que no hay variaciones importantes entre los contenidos de C, H y O de las diferentes muestras.

Estos resultados coincidieron con los reportados por Tufaille Neto (2005) y Barbosa Cortez (2008).

En la Figura 3 se muestran los resultados del caso base.

Para el caso base, se determinó un consumo de bagazo de 59.778 kg/h y se estimó un consumo de energía en los equipos auxiliares de 1785 MJ/h. El rendimiento térmico obtenido para el sistema fue del 77,00% y el índice de generación de 1,84 kg vapor/kg bagazo.

En las Figuras 4 y 5 se presentan los resultados de los balances de masa y energía para los sistemas con secador de los casos 1 y 2, respectivamente.

El sistema planteado como caso 1 resultó con una derivación de aproximadamente un 26,80% de los gases de combustión a una temperatura de 380°C. Con este sistema se obtendrían menores consumos de bagazo y de energía auxiliar con respecto al caso base, con lo cual el rendimiento térmico del sistema y el índice de generación ascenderían a 85,90% y 2,05 kg de vapor/kg de bagazo, respectivamente.

En el caso 2 habría un consumo de bagazo menor y, pese a tenerse un mayor consumo de energía eléctrica respecto al caso base, la eficiencia del sistema aumentaría a un 85,50% y el índice de generación a 2,05 kg de vapor/kg de bagazo.

Los casos 1 y 2 también mostraron beneficios desde el punto de vista ambiental, ya que el caudal de gases efluentes finales y su temperatura fueron menores. En tal sentido, cabe destacar también que el empleo de los secadores generalmente disminuye las emisiones de carbono y material particulado.

En la Tabla 4, se presenta una comparación del caso base con los casos 1 y 2.

Es evidente que, con los sistemas caldera-secador, se lograron menores contenidos de humedad en el bagazo quemado, que resultaron en un incremento del rendimiento energético y en un mayor índice de generación en la caldera.

Si bien con el empleo del caso 1 se ahorraría más bagazo con un menor costo de equipos -por el empleo de un menor caudal de gases-, el caso 2 también muestra beneficios y puede utilizarse en ciertas situaciones en las que, por cuestión de espacio, la aplicación del caso 1 resulta complicada o costosa.

En la Tabla 5, se puede observar el ahorro en combustible (bagazo) obtenido y su equivalente en gas natural y en dinero.

CONCLUSIONES

El estudio teórico preliminar de los dos casos propuestos en este trabajo mostró que la incorporación de un secador podría mejorar el desempeño de las calderas bagaceras de alta presión. En el caso 1, se lograría un mayor ahorro de bagazo, así como también un menor costo en equipos, por manejarse un menor caudal de gases. Con una derivación al secador del 26,80% de los gases de combustión antes de que arriben al economizador, se obtendría un ahorro de combustible del 10,07%, es decir 26.783 t de bagazo por zafrá; esto equivale a 1.792.870 USD/zafrá, expresados como costo de gas natural equivalente. En lo que concierne al caso 2, empleando la totalidad de los gases para presecar el bagazo, se obtendría un ahorro de combustible del 7,51%, es decir 19.979 t de bagazo por zafrá, lo que equivale a 1.337.372 USD/zafrá, expresados como costo de gas natural equivalente. Esto podría resultar también en un mayor excedente de energía eléctrica disponible para venta a la red, con lo que aumentarían los beneficios económicos. Asimismo, el empleo de los secadores de bagazo tiene beneficios ambientales, ya que estos disminuyen las emisiones de gases y de

Tabla 4. Comparación del caso base con los sistemas caldera-secador.

Variables	Unidades	Caso base	Caso 1	Caso 2
Vapor	kg/h	110.000	110.000	110.000
Humedad del bagazo quemado	%	52,94%	47,42%	50,00%
Caudal de gases de combustión	kg/h	258.872	235.439	240.770
Derivación de gases al secador	%	-	26,8%	100,0%
Temperatura del agua caliente	°C	202,00	191,11	194,01
Factor de dilución	-	1,43	1,39	1,41
Caudal de aire caliente	kg/h	199.095	187.485	190.338
Temperatura del aire caliente	°C	228,90	187,73	221,94
Caudal de bagazo húmedo	kg/h	59.778	53.575	53.581
Energía auxiliar	MJ/h	1785	1684	3171
Índice de generación	kg vapor/kg bagazo	1,84	2,05	2,05
Rendimiento del sistema	%	77,0%	85,9%	85,5%
Variación del rendimiento del sistema	%		11,5%	11,1%

Tabla 5. Ahorro obtenido en bagazo y su equivalente en gas natural (GN) y en dinero.

Variables	Unidades	Caso base	Caso 1	Caso 2
Consumo de bagazo húmedo	kg/h	59.778	53.575	53.581
Bagazo adicional para producción de energía auxiliar	kg/h	1774	1777	3347
Bagazo neto	kg/h	61.552	55.352	56.927
Ahorro de bagazo	kg/h		6200	4625
Ahorro %	%		10,07%	7,51%
Ahorro por zafra	kg/zafra		26783396	19978784
GN equivalente	Nm ³ /zafra		4.741.371	3.536.774
Ahorro monetario	USD/zafra		1792870	1337372

material particulado.

Usando el caso 1, se ahorraría más bagazo con un menor costo de equipos, debido al empleo de un menor caudal de gases. Sin embargo, el caso 2 es también beneficioso y puede utilizarse en ciertas situaciones en las que, por cuestión de espacio en planta, es complicado emplear el caso 1.

BIBLIOGRAFÍA CITADA

- Barbosa Cortez, L. A. 2008.** BIOMASSA para energía. 1. ed. UNICAMP, Campinas, Brasil.
- Castagnaro, A.; M. A. Golato; D. Paz y E. A. Feijóo. 2011.** Caracterización energética de biomásas residuales de origen agroindustrial de Tucumán. Avance Agroind. 32 (2): 32-37.
- Franck Colombres, F. J.; M. A. Golato; W. D. Morales; G. Aso y D. Paz. 2010.** Monitoreo de un sistema de secado de bagazo acoplado a una caldera en un ingenio de México. Rev. Ind. y Agríc. de Tucumán 87 (2): 33-44.
- Franck Colombres, F. J.; M. A. Golato; W. D. Morales; C. Cruz and D. Paz. 2011.** Bagasse dyers with pneumatic transport: operational and environmental benefits. Sugar J. 74 (5): 8-15.
- Franck Colombres, F. J.; M. A. Golato; W. D. Morales; M. C. Cruz y D. Paz. 2012.** Rendimiento térmico de calderas bagaceras modernas. Rev. Ind. y Agríc. de Tucumán 88 (2): 41-49.
- Fylstra, D.; L. Lasdon; J. Watson and A. Waren. 1998.** Design and use of the Microsoft Excel Solver. Interfaces 28 (5): 29-55.
- Golato, M. A.; G. Aso; D. Paz y G. Cárdenas. 2005.** Inyección de aire secundario caliente en calderas de vapor bagaceras y su influencia en el rendimiento térmico. Rev. Ind. y Agríc. de Tucumán 82 (2): 17-25.
- Golato, M. A.; F. J. Franck Colombres; G. Aso; C. A. Correa y D. Paz. 2008.** Metodología de cálculo de la eficiencia térmica de generadores de vapor. Rev. Ind. y Agríc. de Tucumán 85 (2): 17-31.
- Paz, D.; G. Aso; J. Cárdenas y M. A. Octaviano. 1998.** Optimización del uso de un secadero de bagazo preexistente en un ingenio de azúcar de caña. Rev. Ind. y Agríc. de Tucumán 75 (1-2): 31-39.
- Pisa, J.; A. Marcoch y J. Koehler. 1995.** Funcionamiento de calderas bagaceras. Tecnozucar. Año VII, 4 (10): 23-29.
- Tufaile Neto, M. A. 2005.** Characterization of sugar cane trash and bagasse. En: Hassuani, S. J.; M. R. Lima Verde Leal and I. de Carvalho Macedo (eds.), Biomass power generation. Sugar cane bagasse and trash. Série Caminhos para a Sustentabilidade, 1.^a ed. PNUD/CTC, Piracicaba, Brasil, pp. 23-25.
- United States Environmental Protection Agency (USEPA). 1970.** Determination of particulate matter emissions from stationary sources. [En línea]. 1: 371-442. Disponible en www.epa.gov/ttn/emc/promgate/m-05.pdf (consultado 16 noviembre 2012).