

GENERADOR DE AIRE CALIENTE PARA EL APROVECHAMIENTO DE DESECHOS AGRICOLAS *

A. Iriarte[#], C. Rodríguez y V. García
INENCO - Catamarca.
Facultad de Ciencias Agrarias - UNCa
Maestro Quiroga N° 93 - 4700 - Catamarca
E.mail : inenco @ unctcc.edu.ar

L. Saravia[#]
INENCO - UNSa - Salta

RESUMEN

En el presente trabajo se describe un quemador de residuos agrícolas para la provisión de energía térmica. El mismo fue construido siguiendo las premisas de simpleza, bajo costo y facilidad de operación. Se describe aspectos constructivos, su funcionamiento, se determina la eficiencia del sistema y el coeficiente global de transferencia térmica al aire que circula por la zona de intercambio, para diferentes condiciones de trabajo.

INTRODUCCION

Desde hace ya bastante tiempo, el sector agrícola ha venido estudiando diferentes formas de producción y modos de procesamiento de los productos, con el objeto de poder aumentar las utilidades. Una de las alternativas utilizadas para incrementar la producción han resultado los invernaderos, facilitando los cultivos fuera de estación, protegiéndolos de condiciones externas desfavorables, y permitiendo la cosecha de ciertas variedades en áreas donde esto no fue posible antes. Además, numerosos productores, buscando obtener un valor agregado, decidieron realizar instalaciones para el secado de sus productos.

En invierno, los cultivos bajo cubierta, durante gran parte del día mantienen la temperatura en niveles adecuados para las plantas, a causa del aporte de la radiación solar. Pero las altas variaciones de temperatura entre el día y la noche, hacen necesario la instalación de sistemas de calefacción adicionales.

La instalación de sistemas convencionales, tanto para la calefacción de invernaderos como para el secado, generalmente es evitado porque produce un incremento en los costos incompatible con el precio final obtenido para el producto. Esto es un problema crítico para instalaciones en pequeña escala, por lo que en el INENCO Catamarca se abrió una línea de investigación cuyo principal objetivo es obtener un sistema para producir energía térmica utilizando residuos agrícolas, de bajo costo, fácilmente reproducible, y simple de operar, con el fin de aportar una solución a este sector. En ese sentido en un trabajo anterior [1] se discute la construcción de un quemador para ser utilizado en un invernadero - secador doble macro-túnel.

Para el funcionamiento de estos sistemas se prevé como combustible, el uso de residuos de productos agrícolas ya que los mismos siempre están disponibles a bajo costo, pero en el presente trabajo se realizaron las determinaciones de eficiencia utilizando leña de la zona, con el fin de obtener valores de referencia.

DESCRIPCION DEL EQUIPO

Básicamente el sistema consiste en dos cámaras: una de forma prismática, donde se produce la quema de los residuos, y otra de forma cilíndrica ubicada en la parte superior a la anterior, que tiene la función de transferir el calor producido al aire circulante por la misma Fig. 1. Completando, el sistema lleva incorporado en su parte frontal una cámara de carga por donde se introducen los residuos al quemador, y dos conductos de sección rectangular para entrada del aire frío y salida del aire calentado, y una chimenea provista de un dispositivo para la regulación del flujo de salida de los gases de combustión.

Ambas cámaras, la de quema y la de intercambio, están construidas en chapa de acero y tienen una doble pared con una separación de 10 cm entre sí. En el espacio existente entre las paredes se colocaron aletas horizontales de chapa cada 10 cm, distribuidas en toda la altura del equipo, formando ductos perimetrales. A estas aletas se le realizaron cortes en uno de sus extremos para permitir que el aire circulante pueda ascender de un ducto a otro ubicado en un nivel superior. Los cortes se van intercalando en las aletas con el objeto de forzar al flujo de aire a realizar un mayor recorrido, y evitar así que pueda ascender en forma vertical. Todo el equipo va montado sobre cuatro patas metálicas, que le permiten sobreelevarse 40 cm sobre el terreno natural.

* Parcialmente financiado por :
INENCO, BID - CONICET N° 307
SEDECYT - UNCa

Miembro de Carrera del CONICET

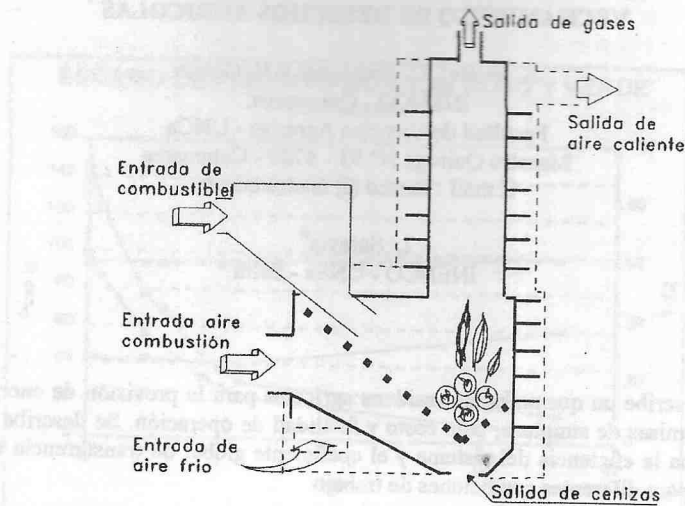


Fig. 1.- Esquema del quemador

FUNCIONAMIENTO

El combustible acumulado en la cámara de carga se desliza hacia el interior del quemador por una parrilla inclinada. Esto permite una mayor concentración de la carga en la zona donde se está produciendo la combustión.

El aire penetra al espacio existente entre la doble pared (por el ducto mas bajo) a través de una abertura de 10 cm x 25 cm practicada en el costado del equipo. Circula perimetralmente y asciende al ducto superior siguiendo por el extremo opuesto. Esto continúa así hasta que sale ya calentado por una abertura de 25 cm x 25 cm practicada en la parte lateral posterior del tubo cilíndrico.

El equipo tiene una adaptación para mejorar el movimiento del aire. Esto se consigue mediante la instalación de un ventilador de flujo axial, el que trabaja aspirando el aire calentado en el intercambiador para luego expulsarlo al exterior. Se dispone de una entrada de aire adicional para instalar un ventilador centrífugo, que puede funcionar en lugar del axial, o simultáneamente con éste, para aumentar la eficiencia del sistema.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA

El flujo de calor absorbido por el aire esta dado por: $Q = m_a C_{pa}(T_{as} - T_{ae})$ (1)

Mientras que el flujo de calor transferido al aire esta dado por: $Q = h A \Delta \bar{T}_{log}$. (2)

$$\text{Siendo: } \Delta \bar{T}_{log} = \frac{(T_{ge} - T_{ae}) - (T_{gs} - T_{as})}{\ln[(T_{ge} - T_{ae}) / (T_{gs} - T_{as})]}$$

Por lo tanto, teniendo en cuenta las dimensiones de las paredes internas de las cámaras y la superficie total de aletas que está en contacto con el aire calentado, de (1) y (2) podemos determinar el coeficiente de transferencia global.

$$h = m_a C_{pa} \frac{(T_{as} - T_{ae})}{A \Delta \bar{T}_{log}} \quad (3); \text{ y la eficiencia global: } \eta = \frac{Q_{nec}}{Q_{real}} = \frac{m_a C_{pa} \Delta T_a}{\dot{C} P} \quad (4)$$

RESULTADOS EXPERIMENTALES

Para la medición de los diferentes parámetros, se utilizaron:

- Termopares de Cromen - Alumen conectadas a un termómetro digital, rango de 1 - 1200° C ± 5° C.
- Balanza digital, rango de 0 - 5 kg ± 0,1 gr.
- Anemómetro de hilo caliente, rango 0 - 16 m/s ± 0,2 m/s.

De acuerdo con ensayos realizados sobre modelos anteriores [1], y teniendo en cuenta las temperaturas necesarias de salida, se efectuaron las determinaciones para cargas comprendidas entre 1 kg y 3 kg, ingresadas a intervalos de tiempo de 15 y 30 minutos respectivamente.

En la Fig. 2.a. se muestra como cambia la temperatura tanto del aire como de los gases, para un flujo el flujo de combustible ingresado al quemador de 1 kg/15 minutos. Puede observarse que esta variación es grande, a pesar de la recarga de combustible en los intervalos prefijados. Además, no se visualiza una inmediata recuperación, sino a partir de la tercera carga.

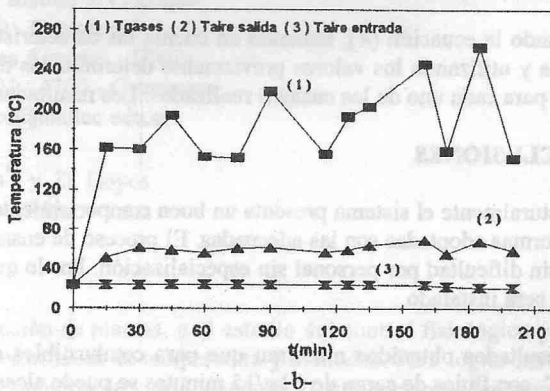
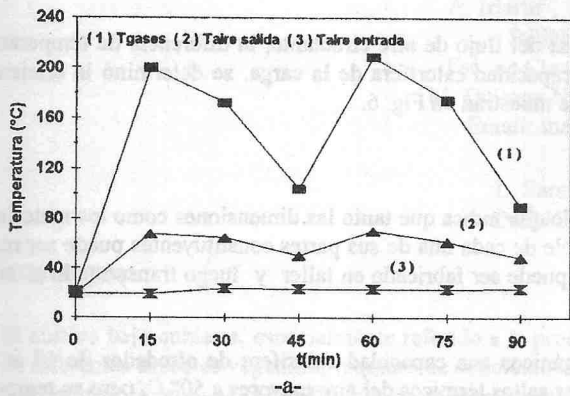


Fig. 2. Temperatura del aire y gases para una carga de combustible de (a) 1 Kg/15min. y (b) 2 Kg./30min.

Cuando adoptamos un régimen de carga como el indicado en la Fig. 2.b., se observa una mayor uniformidad en la temperatura del aire a la salida del intercambiador. Los gases de combustión recuperan rápidamente su temperatura luego de cada carga, aumentando su valor a medida que transcurre el tiempo.

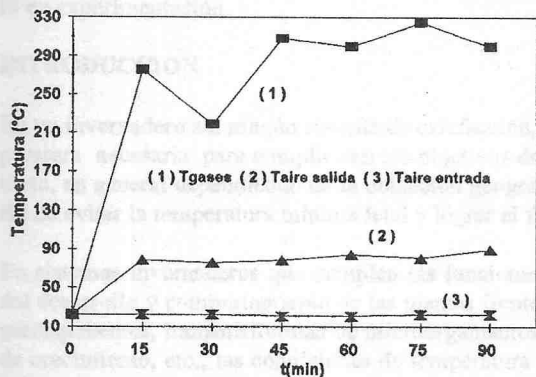


Fig. 3. Variación de la temperatura del aire y gases para una carga de combustible de 3 kg/30 min.

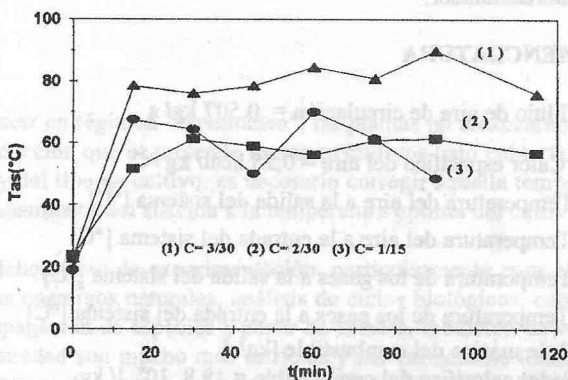


Fig. 4. Variación de la temperatura del aire para distintas cargas de combustible.

Para una carga de 3 Kg cada 30 minutos Fig. 3, además de uniformidad, es el régimen para el cual se consiguen valores más elevados de temperatura en ambos fluidos y se advierte también, que luego de la segunda carga de combustible se logra la estabilización de la temperatura de los gases de combustión.

Comparando el comportamiento térmico del aire para los diferentes ensayos realizados Fig. 4, podemos apreciar la conveniencia de adoptar flujos de carga de 3 kg cada 30 minutos o 2 kg cada 30 minutos, según sea el requerimiento de temperatura.

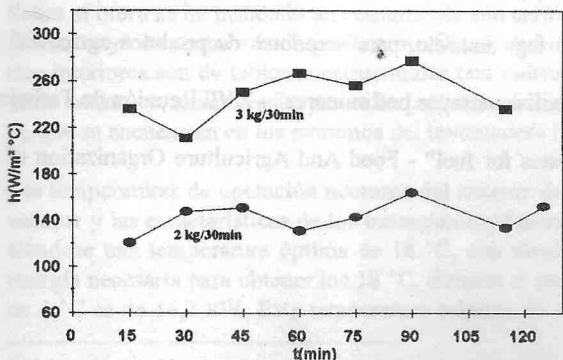


Fig. 5. Variación del coef. global de transferencia para cargas de combustible de 2 y 3 kg./30min.

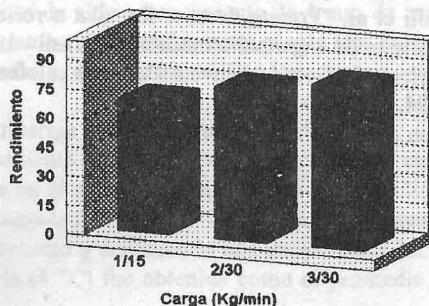


Fig. 6. Eficiencia del sistema para las distintas cargas de combustible.

Mediante la ecuación (3), con los valores de temperaturas registrados y los del área de intercambio dados por las dimensiones reales del equipo, se determinó la variación del coeficiente global de transferencia. Las áreas de transferencia por paredes internas $A_{pi} = 0,99 \text{ m}^2$, de transferencia por aletas $A_a = 4,08 \text{ m}^2$, dan un área total $A = 5,07 \text{ m}^2$. En la Fig. 5. se muestran los resultados obtenidos para los casos de mejor comportamiento.

Aplicando la ecuación (4), teniendo en cuenta las características del flujo de aire circulante, la diferencia de temperatura lograda y utilizando los valores previamente determinados de capacidad calorífica de la carga, se determinó la eficiencia media para cada uno de los ensayos realizados. Los resultados se muestran en Fig. 6.

CONCLUSIONES

Estructuralmente el sistema presenta un buen comportamiento, lo que indica que tanto las dimensiones como los materiales y las formas adoptadas son las adecuadas. El proceso de ensamble de cada una de sus partes constituyentes puede ser realizado sin dificultad por personal sin especialización. Por lo que puede ser fabricado en taller y luego transportado al lugar donde será instalado.

Los resultados obtenidos muestran que para combustibles orgánicos con capacidad calorífica de alrededor de $19 \times 10^6 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$, con flujos de carga de $1 \text{ kg}/15 \text{ minutos}$ se puede alcanzar saltos térmicos del aire mayores a 50°C , pero su temperatura final no se mantiene constante. En cambio para cargas de $2 \text{ ó } 3 \text{ kg}/30 \text{ minutos}$ se logra una rápida estabilización del mismo. La eficiencia lograda en este tipo de sistemas [1], [2], [3] y [4] son del orden del 50%, por lo que consideramos muy satisfactorios los resultados logrados con el presente equipo.

Como una tarea a desarrollar en un futuro, nos planteamos la determinación de las características de flujo de carga mas conveniente para diferentes tipos de desechos, de acuerdo a los requerimientos de temperatura del flujo de aire a la salida del intercambiador.

NOMENCLATURA

- \dot{m}_a : Flujo de aire de circulación = $0,507 \text{ kg/s}$
 C_{pa} : Calor específico del aire = $0,25 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$
 T_{as} : Temperatura del aire a la salida del sistema [$^\circ\text{C}$]
 T_{ae} : Temperatura del aire a la entrada del sistema [$^\circ\text{C}$]
 T_{gs} : Temperatura de los gases a la salida del sistema [$^\circ\text{C}$]
 T_{ge} : Temperatura de los gases a la entrada del sistema [$^\circ\text{C}$]
 C : Flujo másico del combustible [kg/s]
 P : Poder calorífico del combustible = $19,8 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$
 h : Coeficiente global de transferencia del sistema [$\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$]
 $\Delta \bar{T}_{10g}$: Variación de la temperatura media logarítmica [$^\circ\text{C}$]

AGRADECIMIENTO

Se agradece la valiosa colaboración del Sr. Vargas, Rubén; para la realización del presente trabajo.

REFERENCIAS

- [1]- A. Iriarte, et. al. - "Quemador de residuos para la provisión de energía térmica al medio rural: ensayos preliminares" - XVIII Reunión de Trabajo de ASADES - 1995.
- [2] - I. Valarelli et al. "Projeto de uma fornalha a residuos, de fogo indireto, para secadores de produtos agrícolas" XII Congresso brasileiro de engenharia mecanica - Brasil - 1993.
- [3]- M. Condori, et al. "Secadero invernalero con calefacción auxiliar, ensayos preliminares" - XVII Reunión de Trabajo de ASADES - 1994.
- [4]- S. Eriksson and M. Prior. "The briquetting agricultural wastes for fuel" - Food And Agriculture Organization of the United Nations - 1990.-