



REVISTA CIENTÍFICA TRIMESTRAL DE CUBASOLAR

**REVISTA CIENTÍFICA de las  
FUENTES RENOVABLES de ENERGÍA**

**36**



Software para simular el comportamiento de destiladores solares de bandeja.....	1
Evaluación teórico experimental de un sistema avanzado gasificador de biomasa / motor reciprocante para la generación de electricidad.....	14
Diseño y construcción de un secador solar tipo gabinete para el secado de hollejos de naranja.....	32
Molino eólico para la utilización de agua de mar en el saneamiento de áreas de servicio en un hotel.....	41
Análisis exergoeconómico de destiladores solares de bandeja.....	62

## **Software para simular el comportamiento de destiladores solares de bandeja**

### **Software to simulate the behavior of solar tray distillers**

*Por Susana Fonseca Fonseca\*, Julio César Rosales Rodríguez\*\*  
Fernando Fonseca Acosta\*\*  
y Eider Miranda Perdomo\*\**

*\* Centro de Investigaciones de Energía Solar, Cuba  
e-mail: sfonseca@cies.ciges.inf.cu*

*\*\* Universidad de Oriente, Cuba  
e-mail: julio.rosales@csd.uo.edu.cu;  
fernando.fonseca@csd.uo.edu.cu;  
eperdomo@csd.uo.edu.cu*

### **Resumen**

En este trabajo se establece un software para simular el comportamiento de las temperaturas en las principales partes del destilador solar de bandeja, así como el volumen de agua destilada. El funcionamiento del equipo se modela con un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias y se soluciona numéricamente por el método de Runge Kutta 4. La formulación del modelo se establece a partir de un sistema de ecuaciones diferenciales, que describen el balance de energía en las principales partes del equipo. Es de interés determinar la variación de la temperatura en cada uno de los elementos del destilador, a lo largo de todo el día, para luego determinar la productividad horaria y diaria. El programa es una herramienta útil que posibilita predecir el funcionamiento de destiladores solares de bandeja contruidos con diferentes materiales, dimensiones, características constructivas y para diferentes condiciones climatológicas.

**Palabras clave:** Destilador solar, modelo matemático

### **Abstract**

In this paper we present a software to simulate the temperatures behavior in the main parts of the solar tray distiller, as well as the volume of distilled water. The operation of the equipment is modeled with a system of ordinary differential equations and is solved numerically by the Runge Kutta 4 method. The formulation of the model is established from a system of differential equations, which describe the energy balance in the main parts of the equipment. It is important to determine the variation of the temperature in each elements of the distiller throughout the day, in order to determine the hourly and daily productivity. The program is a useful tool that allows the prediction of the operation of solar tray distillers built with different

materials, dimensions, construction characteristics and for different weather conditions.

**Keywords:** solar distiller, mathematical model

## **Introducción**

Las fuentes renovables de energía, en particular la solar, constituye una alternativa idónea para resolver simultáneamente dos problemas esenciales: el agotamiento de los combustibles fósiles y el deterioro del medio ambiente debido a la explotación de éstos.

El uso directo de la energía solar mediante su conversión fototérmica encuentra aplicaciones no solo atractivas, sino con posibilidades reales de lograr a corto plazo un empleo extendido como en la destilación y la potabilización de agua.

Usualmente los equipos utilizados para la destilación de agua consisten en destiladores eléctricos de 1-7,5 kW de potencia eléctrica, los cuales hacen bullir el agua (mediante resistencias eléctricas de inmersión) y logran la condensación del vapor con un sistema de enfriamiento. Están extendidos en todo el país, son de sencilla construcción y alta productividad, pero presentan las desventajas siguientes:

- Alto consumo de energía convencional.
- Alto consumo de agua para refrigeración (condensación) y arrastre de aerosoles durante el proceso de ebullición.
- Generalmente producen incrustaciones que reducen su eficiencia y acortan la vida útil de las resistencias eléctricas.

Un destilador eléctrico convencional con una eficiencia de 80% para destilar 6 L, consume alrededor de 5 kWh/día. Por este concepto, el consumo de energía eléctrica representa una magnitud significativa.

La energía solar es una fuente energética alternativa para la obtención de agua destilada. Las principales ventajas de la destilación solar son: el no arrastre de agua dura (no hay ebullición) y el no consumo de energía convencional. Mediante las diversas variantes de esta técnica es posible producir agua potable a partir de agua contaminada. Como esto puede lograrse mediante una tecnología relativamente simple, su aplicación resulta especialmente útil para regiones aisladas, como islas y zonas costeras poco comunicadas. No obstante, pueden aplicarse soluciones técnica y económicamente factibles en otros lugares.

## El destilador solar tipo invernadero de simple efecto

Consiste en una bandeja poco profunda, casi siempre oscurecida, en la que se almacena el agua a destilar (Fig. 1). La radiación solar que atraviesa la cubierta transparente calienta la bandeja y esta transfiere calor al agua, por lo que se produce la evaporación y quedan las sales concentradas en el fondo. El aislante térmico reduce las pérdidas caloríficas al medio. El agua evaporada (vapor) se condensa en la superficie interior de la cubierta de vidrio, cuya pendiente permite el deslizamiento del condensado hasta la canal de recolección y de esta a un depósito convenientemente protegido de la contaminación ambiental. El vapor condensado queda libre de sustancias contaminantes, tales como metales pesados, sales que aportan dureza, gases disueltos ( $O_2$ ,  $CO_2$ ) y otras sales o productos disueltos.

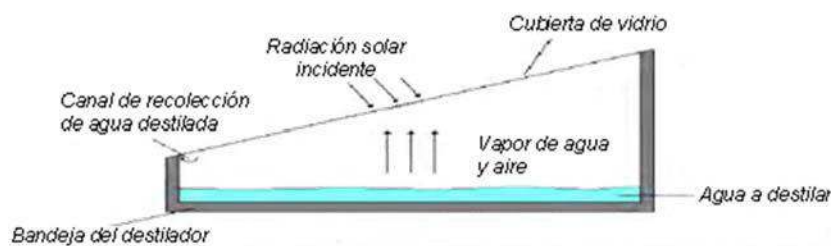


Fig. 1. Esquema de un destilador solar tipo invernadero

La productividad de un destilador se expresa generalmente por la cantidad de agua destilada por unidad de área de la bandeja y por día. Esta cantidad varía según el diseño del destilador, intensidad de la radiación solar, velocidad del viento, temperatura ambiental, profundidad de la capa de agua y materiales de construcción empleados.

## Fundamentación del modelo

En el diagrama siguiente (Fig. 2) se muestran los procesos de transferencia de calor y masa que tienen lugar en un destilador solar tipo invernadero en cualquier instante de tiempo

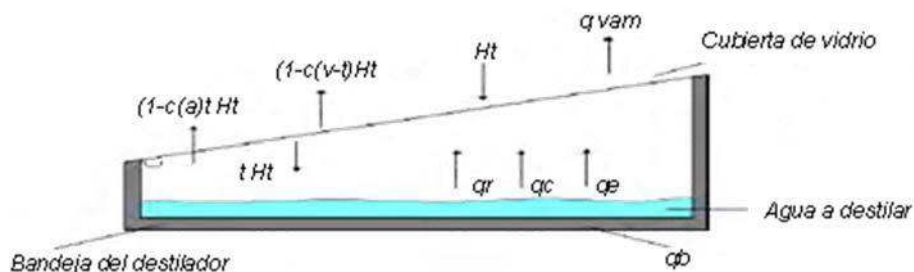


Fig. 2. Relaciones de flujo de calor en un destilador solar.

Este diagrama indica la dirección de los flujos de calor en cualquier instante de tiempo.

La radiación solar que llega a la cubierta del destilador  $H_t$ , (compuesta por radiación solar directa y difusa) es parcialmente reflejada  $(1 - \alpha_v - t) H_t$ , una pequeña fracción es absorbida  $(\alpha_v H_t)$ , y parcialmente transmitida por la cubierta  $(t H_t)$ . La parte que se transmite es ligeramente reflejada por el agua y el fondo de la bandeja, mientras que el resto es absorbido por el agua y el fondo. Parte de la energía absorbida por el fondo de la bandeja se pierde al ambiente (o piso) por conducción a través de la pared ( $q_b$ ), la otra se transfiere al agua.

Las corrientes convectivas mueven el agua más caliente de la bandeja hacia la interface agua-aire, donde se produce la transferencia de calor y masa. Debido a que la presión del vapor en la superficie del agua es mayor que la presión en el aire, se produce la evaporación, transferencia de masa que va acompañada de una transferencia de calor sensible que hace que el aire húmedo tienda a ascender hacia la cubierta de vidrio.

Además de la transferencia de calor por convección desde la superficie del agua  $q_c$ , hay también una transferencia de calor por radiación,  $q_r$ . La cubierta está más fría que el agua contenida en la bandeja, y bañada por el agua condensada, de tal forma que el proceso de transferencia por radiación se produce entre el agua y el vidrio, existiendo una transferencia neta desde el agua hacia la cubierta. El vidrio y el agua son opacos a la radiación de fuentes con temperaturas menores que  $100\text{ }^\circ\text{C}$ , de forma que la radiación es absorbida completamente por la cubierta, excepto una pequeña fracción que es reflejada nuevamente y se desprecia.

Como la cubierta está más fría que la mezcla de aire-vapor de agua, ocurre la condensación, y el calor latente que se libera es absorbido por la película de agua y la cubierta,  $q_e$ .

El calor recibido por la película de agua condensada por los procesos de transferencia descritos,  $q_{vam}$ , es conducido a través de la película hasta la superficie exterior del vidrio y de aquí al medio ambiente por convección y radiación.

Todos los procesos referidos anteriormente involucran pérdidas. Hay pérdidas de radiación solar por reflexión y absorción antes de llegar al agua de la bandeja; hay pérdidas de radiación y convección desde el agua a la cubierta de vidrio, que disminuyen la energía útil para el proceso de evaporación y condensación; también ocurren pérdidas de energía por conducción a través del aislamiento (paredes), pérdidas de vapor por las juntas y las producidas por algún goteo (por ejemplo, cuando la superficie

interna del vidrio no está completamente limpia y gotea el condensado cayendo sobre la bandeja).

### **Modelación matemática mediante ecuaciones diferenciales**

En la modelación se describen las propiedades más importantes del objeto en estudio y se realiza con ayuda de relaciones matemáticas. El modelo matemático no se determina solamente por el objeto a investigar, depende también de los requisitos de precisión. Un buen modelo debe ser bastante parecido a la realidad y también permitir un estudio eficiente de su comportamiento. No obstante, como nunca va a confundirse con la realidad, siempre puede ser mejorado.

Para construir un modelo matemático que represente el proceso de estudio se utilizan los principios físicos y químicos, así como otras relaciones no fundamentales basadas en la experimentación, para obtener las ecuaciones que constituyen el modelo. Estas ecuaciones permiten luego predecir el efecto que se logrará sobre el proceso, al tomar las variables de interés los valores deseados.

Para la modelación del comportamiento térmico del destilador solar, es necesario conocer la temperatura en las diferentes partes del destilador. A partir de la diferencia de temperatura entre el agua y la cubierta es posible calcular el volumen de agua destilada. La temperatura de la bandeja es determinante pues influye en la temperatura del agua.

El balance energético del proceso es muy difícil de representar de forma analítica cuantitativa, ya que todos los procesos que ocurren no son estacionarios. Por ello, no se puede predecir de forma precisa la producción de un destilador solar; usualmente se estiman las producciones mediante ciertas hipótesis simplificadoras, y luego se comprueban los resultados en instalaciones y prototipos experimentales.

Este problema se pudiera solucionar con el desarrollo de un modelo matemático mediante ecuaciones diferenciales, que describa la variación de las temperaturas en cuestión. Luego la solución de este modelo, conjuntamente con la programación computacional, permiten simular el destilador que se propone, y así conocer antes de su construcción una aproximación lo suficientemente buena de su productividad y comportamiento en general, bajo las condiciones propias del lugar, los materiales utilizados, condiciones meteorológicas, etc., en aras de poder variar cualquier detalle constructivo que beneficie el buen funcionamiento, la eficiencia, la productividad y en definitiva permita ahorrar materiales, tiempo y recursos.

La formulación del modelo se establece a partir de un sistema de ecuaciones diferenciales, que describen el balance de energía en las principales partes del equipo. Es de interés determinar la variación de la temperatura en cada uno de los elementos del destilador, a lo largo de todo el día, para luego determinar la productividad horaria y diaria. El balance de energía se establece de la forma siguiente:

$$[\text{Variación de energía}] = [\text{Entrada de energía}] - [\text{Salida de energía}] \quad (1)$$

El destilador solar funciona durante el día solar y durante la noche, es decir las 24 horas del día. Durante el día solar, el equipo funciona debido a la energía solar que está absorbiendo, y durante la noche, debido a la energía almacenada por el agua y el fondo.

Para realizar el planteamiento del modelo se hacen las consideraciones siguientes:

- No existen fugas de vapor en el equipo.
- Se supone gas ideal.
- Las superficies del agua y la cubierta se suponen paralelas.
- La viscosidad, conductividad, calor de vaporización se suponen constantes.
- Se estima que no existen gradientes de temperatura en la dirección vertical ni horizontal en la bandeja, el agua y la cubierta.
- La temperatura de la cubierta de vidrio, externa e interna, son aproximadamente las mismas.
- Las características ópticas de transmitancia, reflectancia, absorbencia y emitancia se suponen constantes. Esto se considera válido, ya que aunque dichas características varían de acuerdo con el ángulo de incidencia del Sol, lo hacen de una manera insignificante para nuestros objetivos.
- La irradiancia solar se simula mediante una función sinusoidal.

Para determinar las temperaturas en las tres partes del equipo se parte del balance de energía en cada una de ellas, es decir en la bandeja, el agua a destilar y la cubierta. Se considera además que el día está formado por dos períodos con características diferentes:

- El día solar, en el cual el funcionamiento del destilador solar ocurre producto de la energía solar absorbida.
- La noche, en la cual los procesos en el destilador solar ocurren a expensas de la energía acumulada durante el día solar.



Teniendo en cuenta las diferentes partes que integran el destilador, y a partir de las consideraciones anteriores, pueden plantearse las siguientes ecuaciones de balance de energía:

### **Balance de energía**

La base de la bandeja es la primera región donde existe una ganancia de energía, debido a la radiación solar incidente. Esta cantidad está expresada por la ecuación:

$$[\text{Ganancia de energía en la bandeja}] = ab\tau w \tau g H_s = \zeta_3 H_s \quad (2)$$

Donde:

$ab$ : Absorbencia de la bandeja.

$\tau w$ : Transmitancia del agua.

$\tau g$ : Transmitancia de la cubierta de vidrio.

$H_s$ : Irradiancia en un instante dado.

Las pérdidas de energía que experimenta la bandeja están constituidas por el calor cedido al agua por convección ( $Q_{cw} = h_3 (T_b - T_w)$ ) y el término de convección  $Q_c$  y radiación de calor  $Q_{rba}$  al ambiente, los cuales están recogidos en un coeficiente integral de transferencia de calor,  $h_4 (T_b - T_a)$ .

En esta zona existe acumulación debido a la masa de la bandeja. Por lo tanto, combinando las ecuaciones y sustituyéndolas en (1), se obtiene el balance de energía en la bandeja. Esto se expresa mediante la ecuación siguiente:

$$M_b C_{pb} \frac{dT_b}{dt} = \tau_3 H_s - h_3 (T_b - T_w) - h_4 (T_b - T_a) \quad (3)$$

Donde:

$$h_4 (T_b - T_a) = Q_c + Q_{rba} / (T_b - T_a)$$

La segunda parte está constituida por la masa de agua colocada en la bandeja, cuyos términos de ganancia de energía están formados por la porción de radiación solar incidente que absorbe el agua  $\zeta_3 H_s = a_w \tau g H_s$ , y por el calor obtenido desde la bandeja por convección  $Q_{cw}$ , es decir:

$$[\text{Ganancia de energía en el agua}] = a_w \tau g H_s + Q_{cw} \quad (4)$$

Donde:

$a_w$ : Absorbencia del agua.

Las pérdidas de energía en esta zona se originan en la superficie del agua por la convección interna del aire, el calor del proceso de evaporación-

condensación y el intercambio radiante entre la superficie del agua y la cubierta de vidrio. Dunkle [1961] desarrolló las ecuaciones para evaluar las pérdidas por convección y evaporación de destiladores de tipo caseta. Por lo tanto, la pérdida de energía en esta parte queda expresada por la ecuación siguiente:

$$[Pérdida de energía en el agua] = Q_{cw} + Q_u + Q_r \quad (5)$$

El coeficiente  $h_1$  incluye la transferencia de energía del agua al vidrio por convección, evaporación- condensación, y el intercambio radiante entre el agua y el vidrio.

El término de variación de energía se puede expresar en la forma de la ecuación (1). Combinando las ecuaciones (4), (5) y (1), el balance de energía en la región del agua se expresa de la manera siguiente:

$$M_w C_{pw} \frac{dT_w}{dt} = \tau_2 H_s + h_2(T_g - T_w) - h_1(T_w - T_g) \quad (6)$$

Donde:

$$h_1(T_w - T_g) = Q_{cw} + Q_u + Q_r / (T_w - T_g)$$

La tercera región donde se efectúa el balance es la cubierta de vidrio. Los términos de ganancia de energía están formados por la radiación absorbida por el vidrio, el calor transferido desde la superficie de agua por convección, evaporación-condensación y el intercambio radiante, esto es:

$$[Ganancia de energía en la cubierta] = a_g H_s + Q_{cw} + Q_u + Q_r \quad (7)$$

Donde:

$a_g$ : Absorbencia del vidrio.

Las pérdidas de esta región se producen por convección debido al viento y a la radiación hacia la atmósfera, de donde se obtiene:

$$[Pérdida de energía en la cubierta] = Q_{ca} + Q_{rga} \quad (8)$$

El coeficiente  $h_2$  integra los coeficientes de transferencia de calor por convección y radiación.

Donde:

$$h_2(T_g - T_a) = Q_{ca} + Q_{rga} / (T_g - T_a)$$

El término de acumulación también es importante, y combinando las ecuaciones (7) y (8) para hacer el balance en la cubierta se obtiene finalmente:

$$M_g C_{pg} \frac{dT_g}{dt} = \tau_1 H_s + h_1(T_w - T_g) - h_2(T_g - T_a) \quad (9)$$

Las ecuaciones (3), (6) y (9) constituyen el sistema de ecuaciones que describen el comportamiento de las temperaturas en el destilador durante el día y que debe ser resuelto para obtener el comportamiento de las temperaturas del agua y de la cubierta y la bandeja,

que serán utilizados para el cálculo del volumen de agua destilada producida, donde:

$$Q_c = hc_{Ab} (T_b - T_a)$$

$$Q_{rba} = \sigma \epsilon_{bAb} (T_b^4 - T_g^4)$$

$$Q_u = h_u A_w (T_w - T_g)$$

$$Q_r = h_r A_w (T_w^4 - T_g^4) = \sigma \epsilon_{w_g} A_w (T_w^4 - T_g^4)$$

$$Q_{cw} = h_3 A_w (T_w - T_g)$$

$$Q_{ca} = h_{ca} A_g (T_g - T_a)$$

$$Q_{rga} = \sigma \epsilon_g A_g (T_g^4 - T_a^4)$$

$$\epsilon_{wg} = \left( \frac{1}{\epsilon_g} + \frac{1}{\epsilon_w} - 1 \right)^{-1}$$

Las condiciones iniciales de este sistema se deducen a partir de que este, en su estado inicial, se encuentra en equilibrio térmico con el medio ambiente, donde:

Con condiciones iniciales  $T_g(0) = T_{g0}$ ,  $T_w(0) = T_{w0}$ ,  $T_b(0) = T_{b0}$ , la radiación solar horaria se calcula como sigue:

$$G = H_s = \frac{\pi}{2 T_s} * H_t * \text{sen} \left( \frac{\pi}{T_s} * t \right)$$

Donde:

$T_s$ : Duración del día solar.

$H_t$ : Radiación solar diaria incidente en el vidrio.

La temperatura ambiente en el día viene expresada por:

$$T_a = T_{MinDia} + \left( \frac{6}{2 T_s} \right) * T_{MaxDia} * \text{sen} \left( \frac{\pi}{T_s} * (t-1) \right)$$

### **Sistema de ecuaciones que describen el comportamiento de las temperaturas en el destilador durante la noche**

El siguiente sistema modela el funcionamiento del destilador solar por la noche, y se consideran sus condiciones iniciales iguales a las temperaturas

iniciales del agua, vidrio y bandeja al finalizar el día. Conociendo que en la noche no hay radiación ( $G = H_s = 0$ ), el sistema queda como sigue:

Para la noche:

*Balance de energía en el recipiente (bandeja)*

$$M_2 C_{p2} \frac{dT_2}{dt} = -h_3(T_2 - T_a) - h_4(T_2 - T_3) \quad (10)$$

*Balance de energía en el agua*

$$M_w C_{pw} \frac{dT_w}{dt} = h_3(T_2 - T_w) - h_1(T_w - T_a) \quad (11)$$

*Balance de energía en la cubierta*

$$M_g C_{pg} \frac{dT_g}{dt} = h_1(T_w - T_g) - h_2(T_g - T_2) \quad (12)$$

La temperatura ambiente se comporta de la forma siguiente:

$$T_a = T_{MinNoche} + (T_{MaxNoche} - T_{MinNoche}) * \left( \frac{T_s/2 - 0.5 * (t - 1)}{(T_s/2)} \right)$$

Productividad del destilador

La productividad diaria del destilador viene expresada por:

$$V = \sum_{i=1}^n \frac{A_w h_u (T_w(i) - T_g(i))}{\gamma \rho_w}$$

El sistema de ecuaciones diferenciales presentado anteriormente fue resuelto empleando el método de Runge -Kutta de orden 4.

### Algoritmo y Programa ProDest

La Ingeniería de *software* es la disciplina encargada del desarrollo de productos de soporte lógico, o *software*. El *software* evoluciona a través de muchas versiones; a medida que se corrigen errores se mejora el funcionamiento y se realizan las modificaciones que surgen de acuerdo a los nuevos requisitos. Cada nueva versión se crea a través de un proceso de desarrollo de *software*.

Como toda solución de un modelo matemático, generalmente se elabora un programa computacional que efectúe los cálculos y muestre los resultados. El programa desarrollado tiene el algoritmo siguiente:

## Algoritmo

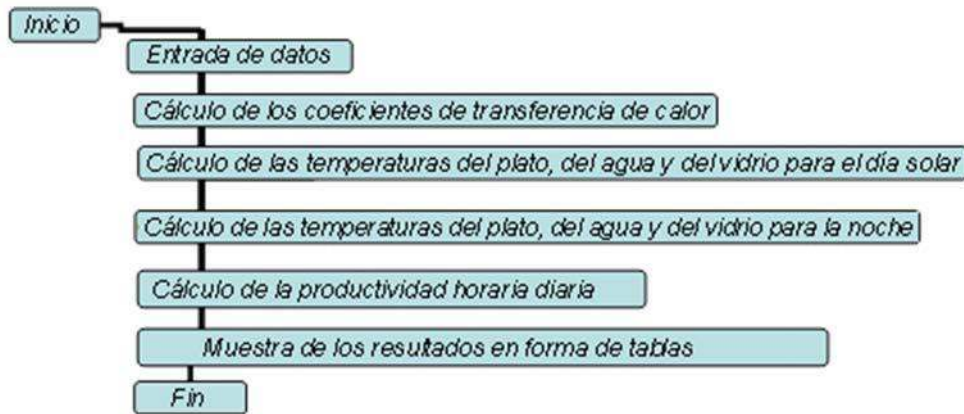


Fig. 3. Algoritmo del programa

## Programa ProDestil. Características principales

Analizado el algoritmo planteado anteriormente se confecciona el software ProDestil, que permite de forma eficiente y rápida realizar los cálculos necesarios para el diseño y estudio de destiladores solares de bandeja.

ProDestil permite simular destiladores solares tipo bandeja, así como analizar el comportamiento de estos equipos ante la variación de los parámetros que incluyen variables meteorológicas y diversos materiales constructivos (Fig. 4).

El programa presenta diversas facilidades en cuanto a la selección de la temperatura ambiente, valores de radiación solar, y volumen de agua a destilar, entre muchas otras. Debe tener como datos de partida la inclinación de la cubierta, temperaturas máximas y mínimas del día, etc., tal y como se muestra en la figura siguiente:



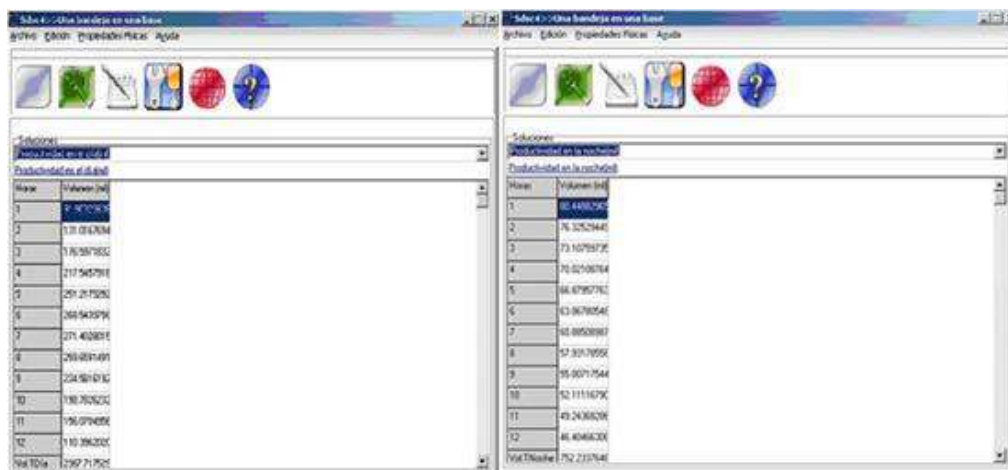
Fig. 4. Entrada de datos al programa

Para su correcto funcionamiento requiere, fundamentalmente, de la instalación del Microsoft Access en la computadora donde se vaya a utilizar, pues las tablas en las que se muestran los diferentes valores de temperatura y agua destilada utilizan este gestor de base de datos. En la ayuda del programa se especifican otros requerimientos de hardware y software necesarios.

### Simulación usando el programa ProDest

Para realizar la simulación se ejecuta el programa, que luego de la introducción de los valores de entrada devuelve los resultados relacionados más abajo.

Se ejemplifica un caso de un destilador solar, pudiéndose simular cualquier otro, de acuerdo a los intereses del investigador o el cliente.



Hora	Volumen (lit)
1	46.806202
2	76.325244
3	73.167972
4	70.025084
5	66.879776
6	63.767046
7	60.692882
8	57.647956
9	54.632754
10	51.648676
11	48.696026
12	45.776206
Vol Total	752.212546

Fig. 5. Resultados del programa para el día y la noche.

### Conclusiones

El programa ProDest presentado permite la simulación de diversos destiladores solares tipo invernadero de bandeja. Está diseñado para cualquier cliente con un mínimo de conocimientos en Informática. Brinda los resultados en forma de tablas de base de datos soportadas en Microsoft Access, y permite la entrada de datos nuevos.

### Bibliografía

AHO, A. V., SETHI, R., ULLAMN, J.: Compilers-Principles, techniques and Toold, segunda edición, <http://www.pptph.com.cn>.  
Artículo PDF: Matemática Numérica; Biblioteca electrónica; Departamento de Matemática UO; 2008.

FONSECA, S., E. PERDOMO Y A. TORRES. *Modelo matemático de un destilador solar*; CIEMA 2007.

FONSECA FONSECA, SUSANA, EIDER PERDOMO MIRANDA, PEDRO GRIÑAN VILLAFANE, ALONSO TORRES TEN, RONALD ANDIÓN TORRES, RUBERLANDO ESPINOZA BORGES, RUBERLANDO Y CÉSAR ARENCIBIA RODRÍGUEZ. «La destilación solar. Algunas experiencias cubanas». Monografías de excelencia 2007-2008. UO.2008.ISBN978-959-207-350-0

FUENTES, R. Y P. ROTH. «Teoría de la destilación solar en vacío». Revista Facultad de Ingeniería, enero-diciembre, vol. 4 Universidad de Tarapacá Arica, Chile pp. 49-56; 1997.

GÁLVEZ, E., P. ROTH Y K. SCHWARZER. *Desalinizador solar de múltiples efectos a alta temperatura: Diseño, Modelación y Simulación*. Facultad de Ingeniería, U.T.A. (CHILE), VOL 11 N2; 2003.

KATRIB MORA, M. *Lenguajes de programación y técnicas de compilación*. Editorial Pueblo y Educación, 1998.

KISELIOV, A., M. KRASNOV Y G. MAKARENKO. *Problemas de Ecuaciones Diferenciales Ordinarias*. Editorial MIR; 1984.

ULLMAN, J. D., J. E. HOPCROFT, Y E. MOTWANI. *Introduction to Automata Theory Languages, and Computation*, Addison Wesley, 2001.

[http://es.wikipedia.org/wiki/Método\\_de\\_Runge-Kutta](http://es.wikipedia.org/wiki/Método_de_Runge-Kutta) (consulta 26 de enero 2010).

[http:// www.cubasolar.cu/biblioteca/energía/Energia16](http://www.cubasolar.cu/biblioteca/energía/Energia16) (consulta el 15 de febrero, 2009)

## **Evaluación teórico experimental de un sistema avanzado gasificador de biomasa / motor reciprocante para la generación de electricidad**

### **Experimental theoretical evaluation of an advanced biomass gasifier/reciprocating engine system for the generation of electricity**

*Por René Lesme Jaén\*, Juan D. Martínez\*\**

*Rubenildo Viera Andrade\*\* y Electo E. Silva Lora\*\**

*\* Centro de Estudios de Eficiencia Energética, Universidad de Oriente, Cuba.*

*e-mail: lesme@ceefe.uo.edu.cu\*\* Núcleo de Excelencia en Generación Termoeléctrica y Distribuida, Universidad Federal de Itajubá, Brasil.  
e-mail: juandma@gmail.com, ruben@unifei.edu.br, electo@unifei.edu.br*

#### **Resumen**

La gasificación de biomasa es una forma de conversión de energía que se mantiene en investigación y desarrollo, con algunas aplicaciones en la generación de electricidad. La actividad científico investigativa ha estado centrada en la modelación y evaluación de diferentes tipos de gasificadores, y en las aplicaciones prácticas a través de instalaciones de pequeña y mediana potencias para la generación de energía eléctrica, usando motores de combustión interna. En este trabajo se presenta la evaluación de un sistema gasificador / motor de combustión interna, para determinar las mejores condiciones de operación del gasificador, la calidad del gas que produce y la potencia eléctrica que se puede generar en el motor; y se evalúan los parámetros termodinámicos y operacionales del gasificador, la calidad del gas, la potencia generada por el motor y sus emisiones de gases. La novedad consiste en la utilización de un gasificador en dos etapas (puntos) de inyección de aire, como una solución para mejorar la calidad del gas producido. Los resultados demuestran que existe una proporción óptima del flujo de aire total a suministrarse por cada uno de los puntos o estadios, en los que se obtienen las mejores condiciones de trabajo del sistema.

**Palabras clave:** gasificación, biomasa, motor de combustión interna, potencia

#### **Abstract**

Biomass gasification is an energy conversion method that is still in research and development, with some applications in the generation of electricity. The scientific research activity has been focused on the modeling and evaluation of different types of gasifiers, and practical applications through small and medium power facilities for the generation of electric power, using



internal combustion engines. This paper presents the evaluation of a gasifier/internal combustion engine system, to determine the best operating conditions of the gasifier, the quality of the gas produced and the electrical power that can be generated in the engine; the thermodynamic and operational parameters of the gasifier, the quality of the gas, the power generated by the engine and its gas emissions are evaluated. The innovation consists in the use of a gasifier in two stages (points) of air injection, as a solution to improve the quality of the gas produced. The results show that there is an optimum proportion of the total air flow to be supplied in each of the stages, in which the best working conditions of the system are obtained.

**Keywords:** gasification, biomass, internal combustion engine, power

## **Introducción**

La gasificación de biomasa es una tecnología que, aunque promisoría, aún se mantiene en etapa de experimentación, y a pesar de que las investigaciones se han conducido para varios tipos de gasificadores, aún son pocas las instalaciones que operan comercialmente con esta tecnología.

A nivel mundial, la actividad científica ha estado centrada en la mejoría del diseño, modelación y evaluación de diferentes tipos de gasificadores [Ulrik et al, 2006; Chen et al, 2008; Lesme y Ruiz, 2008]. Las aplicaciones prácticas se han llevado a cabo a través de instalaciones de pequeña y mediana potencias para la generación de energía eléctrica, usando motores de combustión interna [Proyecto...,2009; Lesme y Ruiz, 2009].

El Núcleo de Excelencia en Generación Termoeléctrica y Distribuida (NEST) de la Universidad Federal de Itajubá, en Brasil, y el Centro de Estudios de Eficiencia Energética de la Universidad de Oriente, en Cuba, están desarrollando proyectos de investigación sobre la gasificación de biomasa [Lesme y Ruiz, 2009; Martínez, 2009].

Un resultado de ello lo constituye la evaluación de un sistema gasificador-motor de combustión interna, para determinar las mejores condiciones de operación del gasificador, la calidad del gas que produce y la potencia eléctrica que se puede generar en el motor, objetivo principal de este trabajo. La novedad consiste en la utilización de un gasificador con dos etapas (puntos) de inyección de aire.

## **Desarrollo**

### **Descripción de la instalación experimental**

Los detalles de la instalación experimental se muestran en la figura 1.

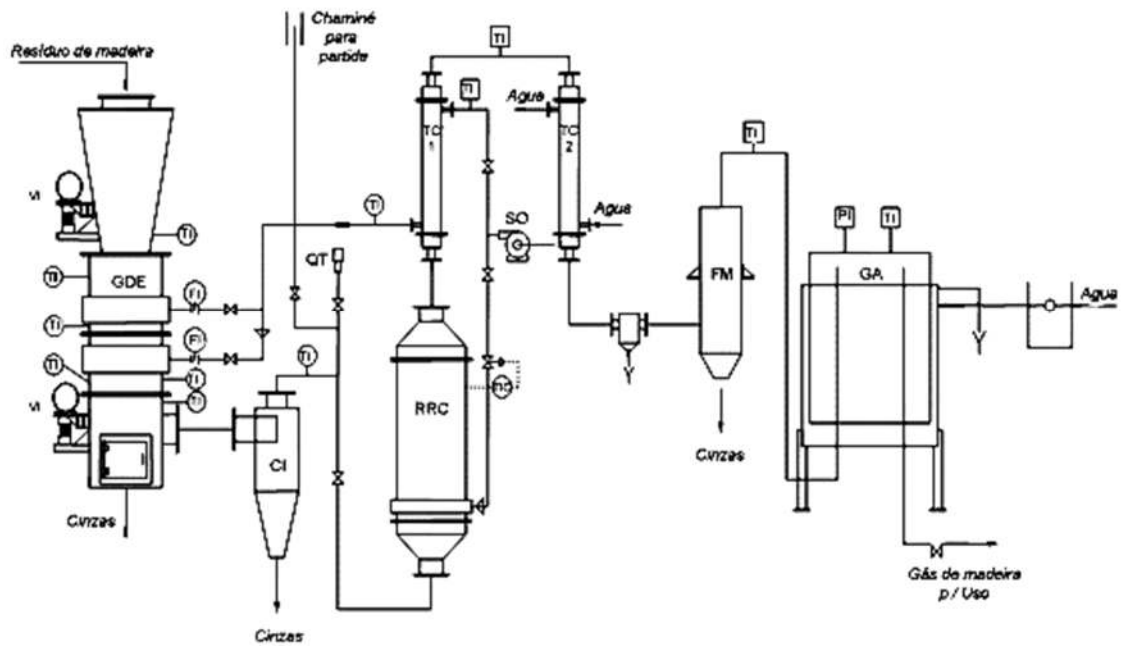


Fig. 1. Esquema general de la instalación.

El gasificador (GDE) fue fabricado por la Empresa Brasileña Termoquip Energía Alternativa, LTDA, cuyas características técnicas se indican en la tabla 1.

Tabla 1. Características técnicas del gasificador

Parámetro	Valor
Potencia térmica	50 kWt
Consumo de biomasa (base seca)	10 kg/h
Consumo de biomasa (base húmeda)	12 kg/h
Granulométrica de la biomasa	2-6 cm
Factor de aire	0,35

En el gasificador fueron instalados 6 termopares que registran la temperatura en diferentes puntos (TT). Otro termopar mide la temperatura del gas. El aire es dosificado por medio de un soplador (SO), pasando primero por un intercambiador de calor gas-aire (TC1).

El gas generado sale por la sección inferior del reactor. La remoción de las partículas sólidas que contiene el gas se realiza en un ciclón (CI); luego, el gas pasa por un segundo intercambiador de calor (TC2) agua-gas y una trampa de condensado; y se dirige al filtro de mangas (FM), donde se separan los sólidos finos. Finalmente, el gas es almacenado en un gasómetro (GA).

La máquina utilizada es un motor diésel de cuatro tiempos marca YANMAR BTD 22 (Tabla 2).

*Tabla 2. Características técnicas del motor diésel marca YANMAR BTD 22*

Parámetros	Valores
Número de cilindros	2
Cilindrada	1 145 cc
Revoluciones	1 800 rpm
Relación de compresión	12,5:1
Potencia	10,4 kW

### **Metodología experimental**

El proceso experimental fue dividido en dos etapas, la primera correspondió a la evaluación del gasificador [Martínez, 2009]; en la segunda etapa se procedió a las mediciones del contenido de alquitrán del gas y a la evaluación del motor de combustión interna desde el punto de vista de la potencia generada y emisiones de gases.

### **Evaluación experimental del gasificador**

Se realizaron un total de 15 pruebas para tres valores de la relación ( $R_a$ , Ec.1), entre el volumen de aire por el primer estadio ( $V_a$ )<sub>1est</sub> y el segundo estadio ( $V_a$ )<sub>2est</sub>, tabla 3.

$$R_a = \frac{(V_a)_{1est}}{(V_a)_{2est}} \cdot 100 \quad (1)$$

Tabla 3. Condiciones experimentales para la gasificación de madera

Pruebas experimentales	Flujo de aire, Nm <sup>3</sup> /h			R <sub>a</sub> , %
	Primer estadio	Segundo estadio	Total	
A <sub>1</sub>	0	16	16	0
A <sub>2</sub>	0	18	18	0
A <sub>3</sub>	0	20	20	0
A <sub>4</sub>	0	22	22	0
A <sub>5</sub>	0	24	24	0
B <sub>1</sub>	4,57	11,43	16	40
B <sub>2</sub>	5,14	12,86	18	40
B <sub>3</sub>	5,17	14,29	20	40
B <sub>4</sub>	6,29	15,71	22	40
B <sub>5</sub>	6,86	17,14	24	40
C <sub>1</sub>	7,11	8,89	16	80
C <sub>2</sub>	8,00	10,00	18	80
C <sub>3</sub>	8,89	11,11	20	80
C <sub>4</sub>	9,78	12,22	22	80
C <sub>5</sub>	10,67	13,33	24	80

### Mediciones del flujo, temperatura del aire y del reactor

Para registrar el flujo de aire se utilizaron dos placas orificios. Se registraron la temperatura del aire a la entrada del gasificador, la del gas a la salida y

en la pared interior de las diferentes zonas del reactor. Los valores promedios de cinco réplicas aparecen en la tabla 4; también se reporta el error absoluto (EA) sobre el valor medio de las mediciones.

En la figura 2 se representa la distribución de temperatura en el interior del reactor para la condición de  $R_a = 80\%$ , condición bajo la cual se logró su mayor estabilidad.

*Tabla 4. Temperaturas en las diferentes zonas del gasificador para  $R_a = 0, 40$  y  $80\%$*

Pruebas	Secado $T_3, ^\circ\text{C}$		Pirólisis $T_4, ^\circ\text{C}$		Combustión $T_5, ^\circ\text{C}$		Gasificación $T_6, ^\circ\text{C}$		Ciclón $T_c, ^\circ\text{C}$	
	Media	E.A	Media	E.A	Media	E.A	Media	E.A	Media	E.A
A <sub>1</sub>	83,10	6,99	473,15	27,55	669,44	2,21	597,84	6,54	197,46	0,59
A <sub>2</sub>	137,64	8,24	551,70	31,00	762,26	6,26	598,97	3,09	190,53	1,43
A <sub>3</sub>	132,56	1,95	607,92	14,62	791,16	6,41	633,63	2,41	213,34	1,29
A <sub>4</sub>	174,04	2,11	633,52	17,95	776,12	12,22	699,37	1,06	238,60	0,69
A <sub>5</sub>	224,15	9,05	645,66	15,87	832,01	12,18	756,29	6,11	229,91	2,88
B <sub>1</sub>	66,21	1,83	458,59	36,62	657,69	7,06	571,05	2,86	158,95	2,68
B <sub>2</sub>	75,62	1,64	520,03	14,35	639,83	4,39	570,41	4,26	165,42	2,03
B <sub>3</sub>	83,96	9,40	607,20	15,19	728,66	9,43	654,89	3,07	195,51	1,58
B <sub>4</sub>	116,33	2,95	659,38	16,60	848,52	6,45	783,82	4,13	224,93	1,53
B <sub>5</sub>	115,00	1,43	636,68	26,63	843,33	7,47	740,34	2,70	228,71	1,74
C <sub>1</sub>	90,21	3,53	656,34	5,22	749,51	3,14	570,61	1,11	179,73	0,54
C <sub>2</sub>	111,77	3,02	597,23	14,66	772,80	12,06	642,72	8,74	206,07	0,48
C <sub>3</sub>	155,86	1,82	731,04	11,75	827,40	6,53	642,61	1,22	215,50	1,81
C <sub>4</sub>	135,86	7,78	695,40	19,78	845,63	7,15	733,14	1,63	228,38	0,59
C <sub>5</sub>	124,36	4,41	631,24	17,88	855,96	5,56	702,73	1,09	223,04	0,76

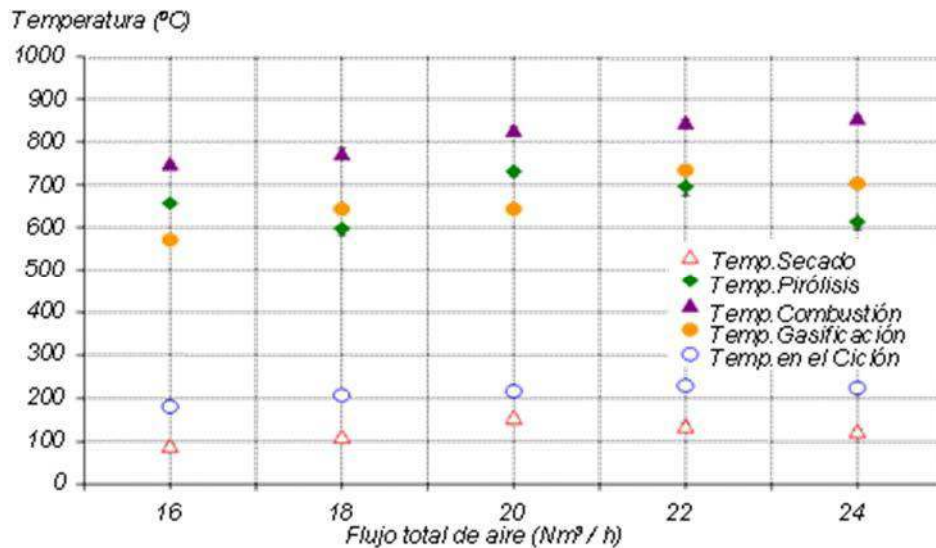


Fig. 2. Perfil de temperaturas en el gasificador para  $Ra = 80\%$ .

### Determinación de la composición del gas

Para cada una de las pruebas se midieron las concentraciones volumétricas de  $CO$ ,  $CH_4$  e  $H_2$  en el gas, determinándose el poder calorífico bajo el mismo, por la expresión siguiente:

$$PCI_g = \sum_{i=1}^n (y_i \cdot PCI_i) \quad (2)$$

$$PCI_g = 10790 \cdot (\% H_2) + 12630 \cdot (\% CO) + 35800 \cdot (\% CH_4)$$

Las mediciones fueron realizadas con el empleo de analizadores BINOS 100 e HIDROS 100, los resultados se reportan en la tabla 5. En la figura 3 se presentan las concentraciones para

( $Ra = 80\%$ ).

Tabla 5. Resultados experimentales. Concentraciones de gases y PCI para  $Ra = 0, 40$  y  $80\%$

Pruebas	CO, %v		CH <sub>4</sub> , %		H <sub>2</sub> , %		PCI <sub>g</sub> , MJ/Nm <sup>3</sup>	
	Media	E.A	Media	E.A	Media	E.A	Media	E.A
A <sub>1</sub>	16,49	0,06	1,90	0,00	15,70	0,07	4,46	0,02
A <sub>2</sub>	16,90	0,25	2,00	0,05	16,11	0,09	4,59	0,06

A <sub>3</sub>	16,98	0,03	1,99	0,10	16,25	0,10	4,57	0,05
A <sub>4</sub>	16,66	0,06	1,98	0,02	14,84	0,11	4,41	0,03
A <sub>5</sub>	14,68	0,03	1,53	0,01	14,11	0,06	3,92	0,02
B <sub>1</sub>	14,75	0,18	1,50	0,09	13,81	0,12	3,89	0,07
B <sub>2</sub>	16,58	0,18	1,76	0,03	14,44	0,08	4,28	0,04
B <sub>3</sub>	17,03	0,27	1,87	0,06	15,52	0,72	4,49	0,13
B <sub>4</sub>	17,32	0,11	1,80	0,02	16,73	0,14	4,64	0,04
B <sub>5</sub>	16,79	0,15	1,83	0,04	15,55	0,05	4,45	0,04
C <sub>1</sub>	15,66	0,04	1,76	0,02	14,54	0,04	4,18	0,02
C <sub>2</sub>	15,87	0,46	1,58	0,03	15,46	0,08	4,24	0,08
C <sub>3</sub>	19,04	0,20	0,89	0,02	16,78	0,04	4,53	0,04
C <sub>4</sub>	17,41	0,05	1,47	0,02	16,83	0,15	4,54	0,03
C <sub>5</sub>	15,56	0,12	1,47	0,02	13,62	0,06	3,96	0,03

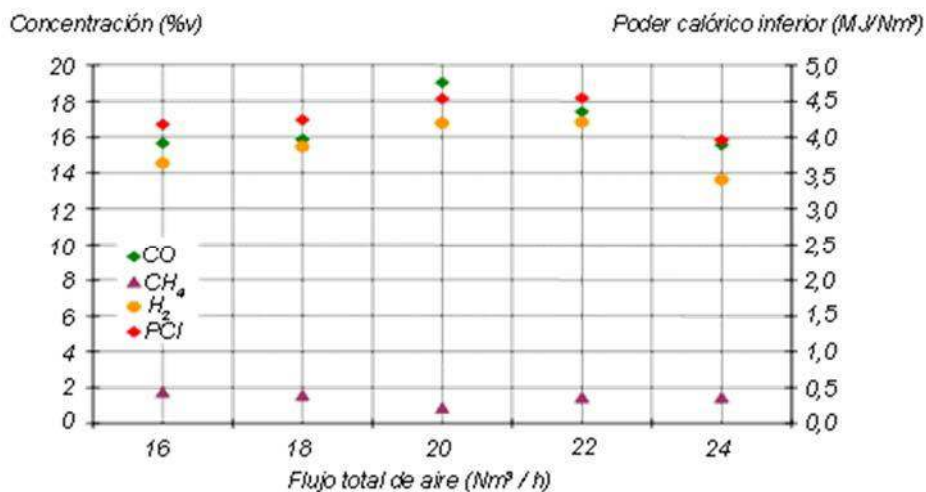
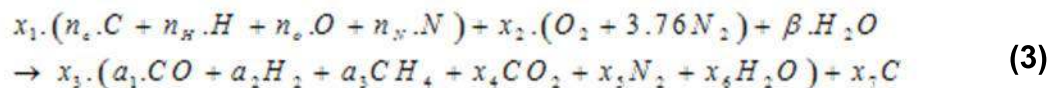


Fig. 3. Concentraciones de CO, CH<sub>4</sub> e H<sub>2</sub>, y PCIg para Ra = 80%.

### Determinación de la eficiencia en frío y de la potencia térmica del gasificador [Martínez, 2009]

Para evaluar estos parámetros se realizaron balances de masa y energía en el gasificador, a partir de la reacción de gasificación (Ec. 3); se conocen las concentraciones de CO, H<sub>2</sub> y CH<sub>4</sub> (a<sub>1</sub>, a<sub>2</sub> y a<sub>3</sub>) y la composición de la biomasa, o sea, los moles de carbono (n<sub>C</sub>), hidrógeno (n<sub>H</sub>), oxígeno (n<sub>O</sub>) y nitrógeno (n<sub>N</sub>).



Para la solución del sistema de ecuaciones se utilizó el Mathcad 2001, determinándose el número de moles de las sustancias reaccionantes: Biomasa (x<sub>1</sub>), aire (x<sub>2</sub>), agua (β) y los productos (x<sub>3</sub>, x<sub>4</sub>, x<sub>5</sub>, x<sub>6</sub> y x<sub>7</sub>), a partir de los cuales se determinó el consumo másico de biomasa (m<sub>b</sub>), el flujo másico de gas generado (m<sub>g</sub>) y el flujo másico de residuos (m<sub>r</sub>), como se muestra en las ecuaciones 4, 5 y 6, respectivamente.

*Consumo másico de biomasa*

$$m_b = x_1 \cdot (n_C + n_H + n_O + n_N) \cdot M_{w_b} \quad (4)$$

*Flujo másico de gas generado*

$$m_g = x_3 \cdot M_{w_g} \quad (5)$$

*Flujo másico de residuos*

$$m_r = 0.22m_b + x_7 + M_{w_C} \quad (6)$$

Donde:

M<sub>wb</sub>, M<sub>wg</sub> y M<sub>wc</sub>: Masas molares de la biomasa, el gas y el carbono.

Conocidos los valores de los diferentes flujos, se determinaron sus contenidos energéticos y la eficiencia en frío del gasificador, mediante las expresiones siguientes:

*Energía de la biomasa*

$$E_b = m_b \cdot PCI_b \quad (7)$$



Donde:

$PCI_b$ : Poder calórico bajo de la biomasa.

*Energía introducida con el aire al gasificador*

$$E_a = m_a C_{p_a} (T_{sa} - T_{am}) \quad (8)$$

Donde:

$C_{p_a}$ : Calor específico del aire.

$T_{ea}$ : Temperatura del aire a la entrada del gasificador.

$T_{am}$ : Temperatura ambiente.

*Energía del gas generado*

$$E_g = E_s + E_u \quad (9)$$

Donde:

$E_s$ : Energía sensible del gas.

$E_u$ : Energía útil del gas.

*Energía sensible del gas*

$$E_s = \frac{m_g}{Mw_g} \cdot \sum_{i=1}^n (y_i \cdot h_i) \quad (10)$$

Donde:

$h_i$ : Entalpía de cada componente del gas.

$Y_i$ : Fracciones molares de cada uno de los gases.

*Energía útil del gas*

$$E_u = \frac{m_g \cdot PCI_g}{\rho_g} \quad (11)$$

Donde:

$\rho_g$ : Densidad del gas.

*Eficiencia en frío del gasificador*

$$\eta_{frio} = \frac{m_g \cdot PCI_g}{m_b \cdot PCI_b} \quad (12)$$

Potencia térmica del gas

$$P_t = m_g PCI_g \quad (13)$$

Los resultados de los cálculos se representan en la tabla 6 y en la figura 4.

Tabla 6. Flujos másicos y energéticos para Ra = 0, 40 y 80%

Pruebas	Flujos másicos (kg/h)				Flujos energéticos (kW)						$\eta_{frio}, \%$
	$m_a$	$m_b$	$m_r$	$m_g$	$E_b$	$E_a$	$E_p$	$E_g$			
								$E_s$	$E_u$		
A <sub>1</sub>	20,69	11,31	0,23	34,83	56,19	0,09	15,37	2,37	38,54	68,48	
A <sub>2</sub>	23,28	13,12	0,27	39,68	65,19	0,10	17,29	2,59	45,41	69,54	
A <sub>3</sub>	25,86	14,51	0,30	44,01	72,11	0,10	18,68	3,30	50,24	69,57	
A <sub>4</sub>	28,45	15,37	0,32	47,66	76,37	0,14	20,46	4,02	52,03	68,00	
A <sub>5</sub>	31,04	15,01	0,31	49,80	74,60	0,17	23,10	3,98	47,69	63,78	
B <sub>1</sub>	20,69	9,92	0,20	33,09	49,29	0,06	16,29	1,70	31,37	63,56	
B <sub>2</sub>	23,28	12,18	0,25	38,50	60,52	0,07	17,82	2,09	40,68	67,13	
B <sub>3</sub>	25,86	14,23	0,29	43,66	70,73	0,10	10,09	2,93	48,82	68,92	
B <sub>4</sub>	28,25	16,21	0,33	48,71	80,53	0,13	20,10	3,90	56,66	70,25	
B <sub>5</sub>	31,40	16,94	0,35	52,21	84,15	0,15	22,28	4,22	57,81	68,57	
C <sub>1</sub>	20,69	10,60	0,22	33,94	52,65	0,07	15,86	2,04	34,82	66,06	
C <sub>2</sub>	23,28	12,10	0,25	38,40	60,12	0,09	17,21	2,74	40,26	66,87	

C <sub>3</sub>	25,86	14,27	0,29	43,71	70,92	0,09	17,41	3,35	50,26	70,78
C <sub>4</sub>	28,45	15,84	0,33	48,25	78,69	0,13	19,80	3,94	55,07	69,88
C <sub>5</sub>	31,04	15,08	0,31	49,89	74,94	0,11	22,92	3,84	48,30	64,35

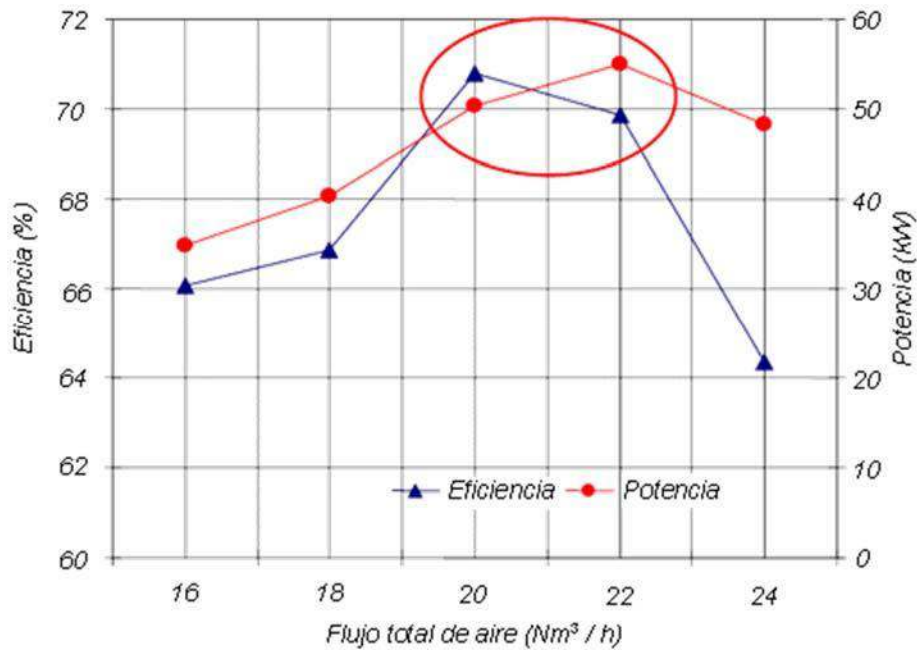


Fig. 4. Eficiencia en frío y potencia térmica del gas para  $Ra = 80\%$ .

### Determinación de los parámetros operacionales

Se consideran parámetros operacionales la capacidad de producción de gas (Yield), el factor de aire (FA), la velocidad superficial del gas generado ( $V_s$ ) y la tasa específica de gasificación (SRG) [Valentino et al, 1996].

Capacidad de producción de gas

$$Yield = \frac{V_g}{m_b} \quad (14)$$

Donde:

$V_g$ : Flujo volumétrico de gas generado.

Factor de aire

$$FA = \frac{m_a}{(R_{A/C})_{est} \cdot \rho_a} \cdot \frac{1}{V_s \cdot \rho_g \cdot A - m_a + m_r} \quad (15)$$

Velocidad superficial del gas generado

$$V_s = \frac{V_g}{A} \quad (16)$$

Donde:

A: Área de la sección transversal del reactor.

Tasa específica de gasificación

$$SRG = \frac{m_b}{A} \quad (17)$$

Los resultados de los cálculos para los tres valores (Ra, Ec.1) se exponen en las figuras 5, 6 y 7.

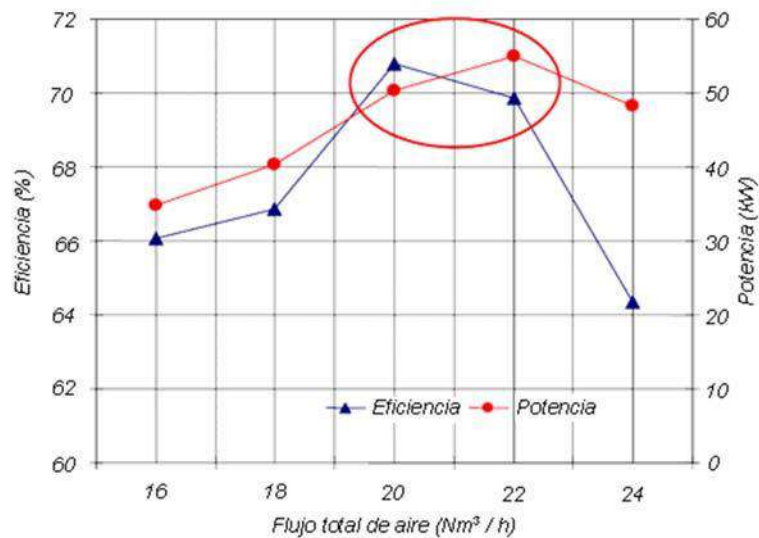


Fig. 5. Capacidad de producción de gas por unidad de biomasa alimentada, para Ra = 0, 40 y 80%.

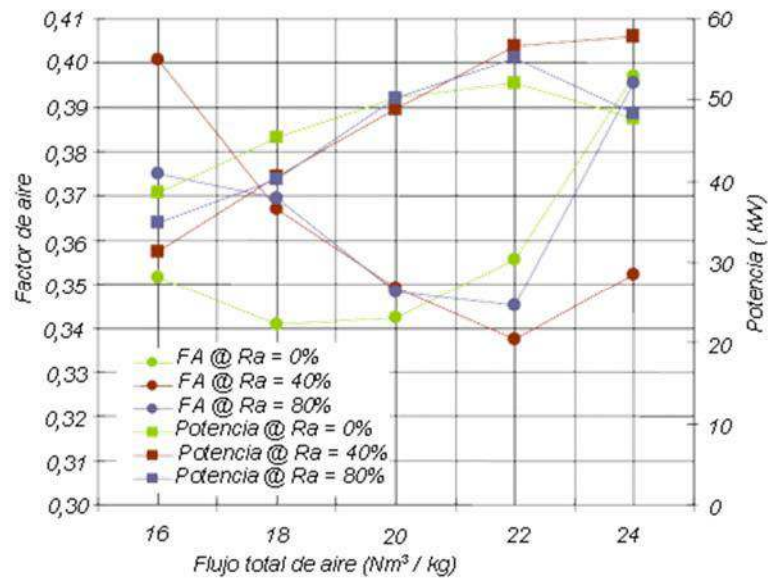


Fig. 6. Comportamiento del factor de aire y la potencia del gas, para  $R_a = 0,40$  y  $80\%$ .

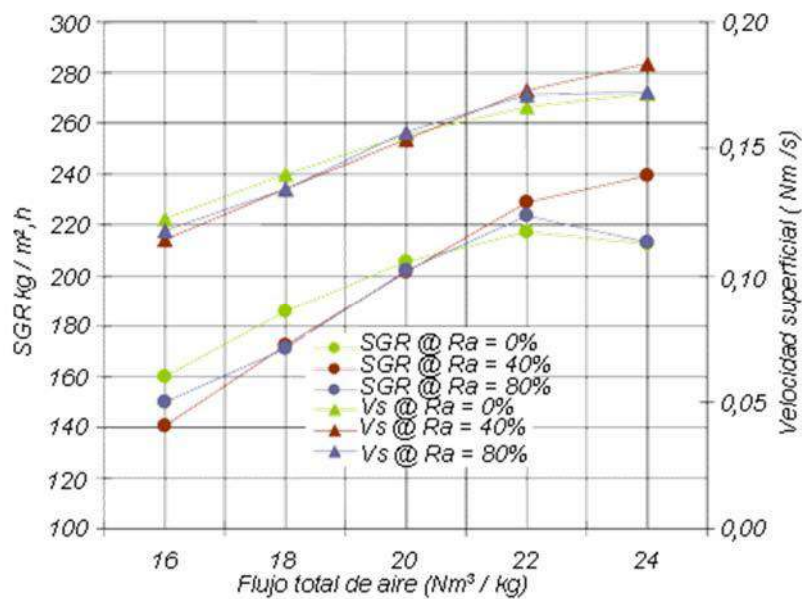


Fig. 7. Tasa específica de gasificación y velocidad superficial del gas, para  $R_a = 0, 40$  y  $80\%$ .

En la figura 5 se confirma que la mayor capacidad de producción de gas del reactor se logra para una  $R_a = 80\%$ ; para estas condiciones el factor de aire está próximo a  $0,35$  y la potencia del reactor es de  $50 \text{ kW}$ ; en la figura 6 se puede apreciar que es posible, utilizando un volumen de aire de  $22 \text{ Nm}^3/\text{h}$ , aumentar en  $4\%$  la potencia del reactor, utilizando una distribución de aire

$R_a = 40\%$ . En esta condición se logra un aumento de la tasa específica de gasificación (Fig. 7).

### Mediciones del contenido de alquitrán y partículas sólidas en el gas

Los contenidos de alquitrán y partículas en el gas se determinaron por medio de un análisis gravimétrico, utilizando un dispositivo GRASEBY 200 [Andrade, 2007]; se realizaron 4 mediciones. En la tabla 7 se resumen los resultados; además, se muestran las concentraciones de CO, H<sub>2</sub> y CH<sub>4</sub> del gas a la salida del gasificador, al inicio y al final de las pruebas.

Tabla 7. Mediciones experimentales del contenido de alquitrán y partículas en el gas

Pruebas	Valores				
	Alquitrán, mg/Nm <sup>3</sup>	Particulados, mg/Nm <sup>3</sup>	CO, %	H <sub>2</sub> , %	CH <sub>4</sub> , %
1	1 692,0382	47,9469	18,8-18,7	15,56-14,31	1,5-1,2
2	962,9127	-	18,1-16,9	15,03-12,7	1,6-0,8
3	464,0459	22, 68826	14,1-15,7	13,05-13,36	2,08-1,2
4	150,328	100,0938	17,9-20,0	15,69-16,6	1,5-1,0

Evaluaciones realizadas a otros gasificadores que funcionan con un solo estadio muestran valores 950 mg/Nm<sup>3</sup> de particulados, y de 1 300 mg/Nm<sup>3</sup> de alquitrán [Andrade, 2007; Gilberto y Garrido, 2009].

### Pruebas experimentales en el motor

Durante las pruebas en el motor se registraron los parámetros siguientes: Flujo y temperatura del aire a la entrada, flujo de gas a la entrada, temperatura y composición de los gases a la salida, coeficiente de exceso de aire y potencia del motor (Tabla 8).

Tabla 8. Mediciones experimentales en el motor

Potencia, kWe	Qar, m <sup>3</sup> /s	Tar, °C	V gas, m/s	Tgas, °C	Emisiones					
					CO, ppm	CO <sub>2</sub> , %	NO <sub>x</sub> , ppm	SO <sub>x</sub> , ppm	O <sub>2</sub> , %	λ
1,67	2,73	33,8	3,01	284,7	3 547	8,3	47	0	6,1	1,29
1,70	1,67	27,7	2,65	298,5	18 073	9,2	35	0	2,8	1,13
2,55	2,59	29,5	2,75	310,9	6 284	9,0	34	0	3,3	1,16
3,41	3,87	31,8	4,20	317,7	2 976	8,4	41	0	3,8	1,23
3,60	3,16	34,1	3,42	314,6	2 690	8,6	95	0	4,0	1,21
4,25	3,93	32,8	4,34	334,6	2 700	9,4	55	0	3,2	1,09
5,10	4,12	35,7	4,33	342,0	0	9,3	0	0	2,3	1,10
5,10	4,86	36,2	3,43	320,6	5 645	2,2	7	0	16,6	1,25
5.35*	4.40	-	4.02	-	-	-	-	-	-	-

\* Para las condiciones de 22 Nm<sup>3</sup>/h, Ra = 40%

Las cargas fueron establecidas por medio de un panel sincrónico. El flujo de aire fue medido por medio de un tubo Pitot y el flujo de gas mediante una placa de orificio diseñada y calibrada al efecto.

Los otros parámetros fueron registrados a través de una sonda isocinética introducida en la tubuladura de escape del motor y acoplada a un analizador de gases portátil EcoLine 6000- GreenLine 8000.

## Conclusiones

1. La condición de mayor estabilidad del gasificador corresponde a un flujo de aire de 20 Nm<sup>3</sup>/h con una Ra = 80%; bajo estas condiciones se obtienen las mayores concentraciones de CO e H<sub>2</sub>, y la menor concentración de metano, una eficiencia en frío de 70,78%, un poder calórico bajo del gas de 4,53 MJ/Nm<sup>3</sup>; se producen 2,7 Nm<sup>3</sup> por kilogramos de biomasa alimentada; se alcanza una potencia térmica de 50 kWt. Sus parámetros operacionales son: Factor de aire 0,35, Yield 2,7 Nm<sup>3</sup> por kilogramos de biomasa alimentada y tasa específica de gasificación, 210 kg/m<sup>2</sup>.h.

2. El gasificador bajo la condición de suministro de aire de 22 Nm<sup>3</sup>/h, con una distribución Ra = 40% puede alcanzar una potencia térmica de 55 kWt, con un poder calórico del gas de 4,64 MJ/Nm<sup>3</sup>.
3. Los resultados obtenidos a partir de las mediciones del contenido de alquitrán y partículas sólidas, demuestran que con el uso dos puntos de suministro de aire se consigue una mejora de la calidad del gas.
4. El motor trabajó establemente para las cargas sincronizadas durante una hora con una eficiencia de 10%, referida a la potencia térmica del reactor, y un consumo específico de biomasa de 2,96 kg/kWeh.

## Bibliografía

- ANDRADE, R. «Gaseificação de Biomassa: Uma Análise Teórica e Experimental». Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá, UNIFEI, 205 p. (2007).
- CHEN HANPING, LI BIN, YANG HAIPING,\* YANG GUOLAI, AND ZHANG SHIHONG. *Experimental Investigation of Biomass Gasification in a Fluidized Bed Reactor*. Energy & Fuels. 2008. No. 22. PP.3493–3498.
- GILBERTO MARTINS, GILBERTO Y ANTONIO GARRIDO GALLEGO. «Thermal performance and specific co emission evaluation of a small scale downdraft wood burner for domestic cookstoves». Proceedings of ECOS 2009 22nd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization. Brasil. 2009. ISSN 2175-5426.
- LESME JAÉN R. Y L. OLIVA RUIZ. *Análisis termodinámico de un gasificador ANKUR, modelo WBG-10, trabajando con diferentes biomásas*. Revista Tecnología Química. Vol. XXVIII, No. 2, 2008.
- . «Potencial energético de los residuos de la industria de la madera en el aserrío El Brujo, de la Empresa Gran Piedra Baconao, Santiago de Cuba, para la generación de energía eléctrica a partir de un grupo gasificador-motor de combustión interna-generator eléctrico». The 8th Latin-American Congress on Electricity Generation and transmission - CLAGTEE 2009.
- MARTÍNEZ ÁNGEL JUAN D. «Estudo Experimental do Conjunto Gaseificador de Biomassa em Reator Concorrente com Duplo Estágio de Fornecimento de Ar e Motor de Combustão Interna». Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Itajubá. Outubro de 2009.
- «Projeto e Avaliação de uma Central de Geração Elétrica de 5 kW por Gaseificação de Biomassa para Comunidades Isoladas». The 8th Latin-American Congress on Electricity Generation and Transmission-CLAGTEE. 2009.



ULRIK H., A. JESPER, K. JENSEN TORBEN, G. BENY, D. JENS, H. CLAUS Y H. LASSE. *The design, construction and operation of a 75 kW two-stage gasifier*. Energy No. 31. 2006. PP 1542-1553.

VALENTINO M. TIANGO, BRYAN M. JENKINS Y JOHN R. GOSS. *Optimum specific gasification rate for static ded rice hull gasifiers*. Biomass and Energy. Vol 11, No. 1, PP. 51-62. 1996.

## **Diseño y construcción de un secador solar tipo gabinete para el secado de hollejos de naranja**

*M.Sc. Ing. Ronald Andión Torres\**, *Dr. Ing. José A. Suárez Rodríguez\*\**

*M.Sc. Ing. Ciro C. Bergues Ricardo\*\*\**

*\* Centro de Investigaciones de Energía Solar, Santiago de Cuba, Cuba.*

*\*\* Universidad de Oriente, Sede Mella, Santiago de Cuba, Cuba.*

*\*\*\* Centro de Estudios de Eficiencia Energética, Cuba.*

*e-mail: randion@cies.ciges.inf.cu*

### **Resumen**

Con el fin de la extracción de la pectina a nivel de laboratorio para usos médicos, a partir del hollejo de naranja seco, se realizó un diseño y la construcción de un prototipo de secador solar pequeño, de tipo gabinete. El equipo consta de una estructura de madera contrachapada, con una cubierta de vidrio y una chapa metálica absorbidora de la radiación solar. El producto se coloca en una capa fina, en bandejas. Para la circulación del aire, la instalación presenta dos agujeros de entrada en los laterales y dos agujeros de salida en la parte superior de la pared trasera. El cálculo de diseño de la instalación se realizó aplicando ecuaciones conocidas de la termodinámica, con la ayuda de una carta psicrométrica; además, se incorporó a la investigación de este equipo un balance energético y el cálculo de su eficiencia, para un conocimiento energético más profundo de la instalación.

**Palabras clave:** secador solar, radiación solar, balance energético, eficiencia

### **Abstract**

In order to extract pectin from the dry orange skins at laboratory level for medical purposes, it was designed and constructed a prototype of a small cabinet-type solar dryer. The equipment consists of a structure of plywood, with a glass cover and a metal sheet, which is the absorber of solar radiation. Thin layers of the product are placed in the trays. For air circulation, the installation has two entry holes on the sides and two exit holes on the upper part of the rear wall. The calculation of the design of the installation was carried out applying the equations of thermodynamics, with the help of a psychrometric chart; In addition, an energy balance and the calculation of its efficiency were incorporated into the research of this equipment, for better knowledge of the energy behavior of the equipment.

**Keywords:** solar dryer, solar radiation, energy balance, efficiency

## **Introducción**

### *El secado solar*

En una acepción más amplia del término, pueden considerarse como métodos de secado aquellos en que el agua, sin cambiar de estado, se extrae por medios térmicos con calentamiento por fuentes energéticas convencionales (electricidad, petróleo, etc.), o por fuentes energéticas renovables como la energía solar, o por medios mecánicos, que pueden ser por sedimentación, filtración o centrifugación. Existen secadores que combinan todos los efectos anteriores.

La operación de secado es una operación de transferencia calor y masa de contacto gas-sólido, en la que la humedad contenida en el sólido se transfiere por evaporación hacia la fase gaseosa, en base a la diferencia entre la presión de vapor ejercida por el sólido húmedo y la presión parcial de vapor de la corriente gaseosa. Cuando estas dos presiones se igualan, el sólido y el gas están en equilibrio y el proceso de secado cesa.

Para la selección de un método de secado es preciso tener en cuenta la naturaleza y estado de la sustancia: sólido, pastoso, en caldo (papilla) o líquido. Así, los alimentos se ven afectados por la influencia de altas temperaturas. Los productos conformados, como la madera, experimentan, ante un secado demasiado rápido, modificaciones indeseadas como el encorvamiento o fisuración. Desde el punto de vista de la economía y de la explotación, un producto debe tratarse en función de las características exigidas [Kneule, 1966].

El hollejo de naranja es un material fibroso, capilaro poroso de estructura polimérica, compuesto por celulosa y lignina, y con alto contenido de humedad, cercano a 70%.

La aplicación del secado solar es fundamental en los productores agrícolas, ya que les permite una adecuada conservación de los productos cosechados. Aún en el caso de los productos que se comercializan en forma fresca, el secado solar ofrece una vía al agricultor cuando existen problemas en el transporte, o se producen bajas de precios por sobreproducción. Además, ofrece una alternativa más de valorizar algunos desechos para la producción de alimento animal, y su utilización en tanto materia prima para la industria farmacéutica.

## **Modelo del secador propuesto y principio de funcionamiento**

De los diversos diseños de secadores solares propuestos por numerosos autores, el modelo escogido en nuestro trabajo, como se muestra en la figura 1, es del tipo gabinete, por su fácil construcción, maniobrabilidad y bajo costo, además de ser desarmable.

La energía se trasmite al agente secante debido a la radiación solar infrarroja, que atraviesa la cubierta de cristal, la cual es absorbida por la chapa absorbidora y esta, a su vez, trasmite la energía por radiación y convección al producto a secar.

El secador fue construido de madera contrachapada, con un espesor de 15 mm, cubierta con pintura anticorrosiva, lo que garantiza el aislamiento térmico y la vida útil de dicho equipo. Presenta una cubierta transparente de cristal, con una inclinación de aproximadamente 23°, según la latitud del lugar, que garantiza la entrada perpendicular de la radiación solar, específicamente de los rayos del espectro infrarrojo cercano, correspondientes a longitudes de onda entre 0,4 a 2,5 micrones, los cuales quedan atrapados en el interior de la cámara de secado, provocando un intenso efecto de invernadero, ya que el vidrio es opaco al infrarrojo cercano.

Debajo de la cubierta, el secador presenta una chapa metálica ennegrecida, encargada de absorber la radiación solar e impedir que el producto reciba la radiación directa del sol. El producto se coloca en dos bandejas equidistantes, una encima de la otra, separadas por una malla metálica, la cual permite la circulación del aire que penetra al interior de la cámara de secado por dos agujeros que se encuentran en las paredes laterales; y que luego del aumento de su temperatura y contenido de humedad, es evacuado al exterior en forma natural por los agujeros de salida del fluido situados en la parte superior de la pared trasera.

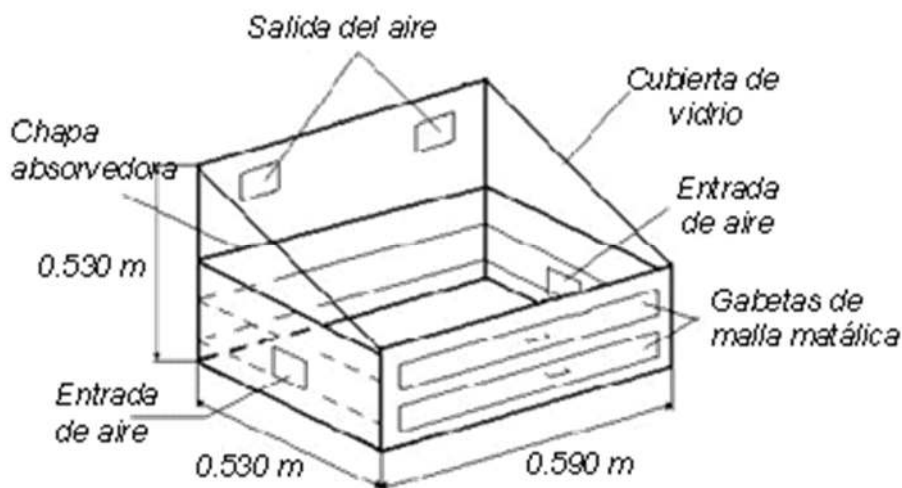


Fig. 1. Esquema del secador, tipo gabinete

## Cálculo de parámetros de diseño del secado

Tabla 1. Valores de las variables obtenidas en laboratorios y tablas para el cálculo de diseño

Datos del aire	Datos del material: (Hollejo de naranja)
Temperatura inicial (Ti): 30 °C	Peso específico (po): 74,4 kg/m <sup>3</sup>
Temperatura final (Tf): 40 °C	Contenido de humedad inicial (wo): 75,9%
Humedad relativa inicial (no): 70%	Contenido de humedad final (wf): 10%
Humedad relativa final (nf): 70%	Volumen de material (Vh): 0,8 kg = 0,011 m <sup>3</sup>
Entalpía inicial (lo): 78 kJ/kg aire seco	-
Entalpía final (lf): 125 kJ/kg aire seco	-
Contenido de humedad inicial (xf): 0,008 kg/kg aire seco	-
Contenido de humedad final (xf): 0,027 kg/kg aire seco	-
Peso específico del aire (po): 1,165 kg/m <sup>3</sup>	-

### 1. Humedad total a extraer

$$Wt = po \cdot Vh \cdot (wo - wf) / (100 - wf) \quad (1)$$

*Wt = 0,61 kg de humedad a extraer*

### 2. Consumo específico de calor

$$q = (lf - lo) / (xf - xo) \quad (2)$$

*q = 2 473,68 kJ/kg de humedad a extraer del producto*

### 3. Cantidad específica de aire

$$Le = 1 / (xf - xo) \quad (3)$$

*Le = 52,63 kg de aire / kg de humedad*

### 4. Calor necesario total

$$Q = q \cdot Wt \quad (4)$$

$$Q = 1\,508,94 \text{ kJ}$$

5. Cantidad de humedad a evaporar diariamente, por m<sup>3</sup>

$$W1 = Wt / T \quad (5)$$

Donde:

T: Tiempo de secado, 3 días, equivalente a 8 horas diarias

W1 = 0,20 kg de humedad a extraer

6. Cantidad de aire necesario cada día, por m<sup>3</sup>

$$L = Le \cdot W1 \quad (6)$$

$$L = 1,04 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

7. Área de entrada del aire

La velocidad del aire en la cámara de secado se determinó aplicando la ecuación de Bernoulli, donde Vaire = 0,025 m/s.

$$A = L / Vaire \quad (7)$$

$$A = 0,0042 \text{ m}^2 = 42 \text{ cm}^2$$

Dado que son dos agujeros, de entrada y salida, el área de un agujero se tomó con un valor de 24 cm<sup>2</sup>.

### **Cálculo del área disponible del secador**

$$A = Q / Qi \quad (8)$$

Donde:

Q: Energía necesaria total para evaporar 0,60 Kg. de humedad, para un nivel de carga de 0,8 kg:  
(1 508,94 kJ)

Qi: Energía solar incidente en el secador

$$Qi = \frac{Qj}{Hr \cdot \eta} \quad (9)$$

Donde:

$H_r$ : Energía solar media anual recibida: 5 kWh / m<sup>2</sup>

$\eta$ : Rendimiento asumido del secador: 15%

Entonces:

$$Q_i = 5 \cdot 0,15$$

$$Q_i = 0,75 \text{ kWh / m}^2 = 2\,700,61 \text{ kJ/m}^2$$

Sustituyendo en la ecuación 8, el área disponible del secador es:

$$A = 1\,508,94 / 2\,700,61 = 0,56 \text{ m}^2$$

De los cálculos anteriores, el área prevista para el secador es de 0,56 m<sup>2</sup>, para una carga total de hollejo de naranja húmedo de 0,8 kg por carga, cantidad fijada por la empresa.

Teniendo en cuenta los recursos disponibles para la construcción del secador se disminuyó esta área a 0,30 m<sup>2</sup>, ubicando dos bandejas en forma escalonada para la entrada de todo el producto, y con ello se logró abaratar el costo del prototipo.

### **Balance energético de la instalación**

Cálculo de la energía útil de la instalación:

$$E_u = Q_s + Q_{lv} \tag{10}$$

$$Q_s = m_{prod} \cdot C_p \cdot (T_f - T_i) \Rightarrow \text{Calor sensible} \tag{11}$$

Donde:

$m_{prod}$ : Masa del producto (0,8 kg)

$C_p$ : Calor específico del producto (1,5 kJ / kg °C). Ver Tabla 9 [Sukomiel, 1977].

$T_f$ : Temperatura máxima del producto (45 °C)

$T_i$ : Temperatura inicial del producto (30 °C)

Por lo que,

$$Q_s = 0,8 \cdot 1,5 \cdot (45 - 30) = 18 \text{ kJ}$$

$$Q_{lv} = Q_{Lagua} \cdot m_{agua} \Rightarrow \text{Calor latente de vaporización} \quad (12)$$

Donde:

$$Q_{Lagua} = 2\,256 \text{ kJ/kg} \Rightarrow \text{Calor latente del agua}$$

$$m_{agua} = W1 = 0,20 \text{ kg} \Rightarrow \text{Masa de agua extraída del hollejo de naranja en un día de secado}$$

Sustituyendo en la ecuación 12:

$$QLV = 451,2 \text{ kJ}$$

Calor útil:

$$Q_{\text{útil}} = Q_S + Q_{LV} = 18 + 451,2 = 469,2 \text{ kJ}$$

Cálculo de las pérdidas del equipo:

Para el análisis de las pérdidas de la instalación, primero se realizaron los cálculos de los coeficientes de pérdidas de transferencia de calor; para esto se tuvieron en cuenta los tres procesos de transferencia de calor, convección entre el fluido y las paredes, conducción en las paredes y la radiación entre la pared y el ambiente.

A continuación se exponen los resultados de las pérdidas de potencia calorífica media diaria:

*Tabla 2. Valores de las pérdidas en el equipo*

<b>Pérdidas</b>	<b>W</b>	<b>kWh/día</b>
Por el lateral	3,5	0,028
Por el fondo	5,07	0,041
Por la pared trasera	2,47	0,02
Por la cubierta	6,68	0,053
Por el frente	1,35	0,011
<b>Total de pérdidas</b>	<b>19,07</b>	<b>0,15</b>



Cálculo de la eficiencia del equipo:

$$\eta = Eu/Ei = 0,43/5 = 0,086 = 8,6 \%$$

La eficiencia del equipo para una carga de 0,8 kg es de 9%, nivel bajo dentro del rango establecido para la convección natural sin recirculación de aire en secadores solares: desde algo menos de 10 a 35% en secadores solares tipo gabinete en condiciones similares [Bergues, 1992].

Este nivel de eficiencia se debe a que la prioridad de este diseño fue mantener la temperatura máxima entre 40 a 45 °C, prevista para el producto a secar, lo que se logró a costa del aumento de los orificios de entrada y evacuación de aire. La disminución de la eficiencia se compensó con el bajo costo del equipo y su reducido impacto ambiental negativo.

Para otras aplicaciones de productos que no necesiten estos niveles bajos de temperatura, el área de la entrada y salida del aire se disminuye de acuerdo a la temperatura de trabajo del material.

A continuación se presenta un esquema del balance energético de la instalación:

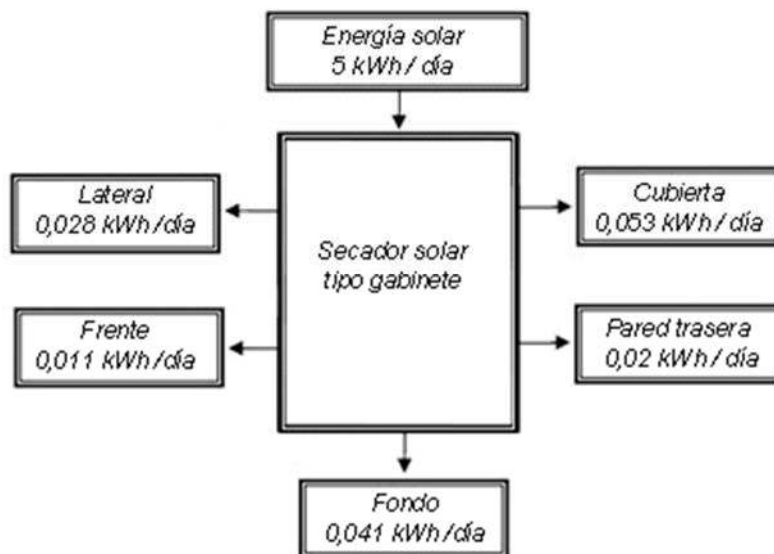


Fig. 2. Esquema del balance energético de la instalación

## Conclusiones

1. Se realizó el análisis de diseño y construcción de un secador solar tipo gabinete para el secado del hollejo de naranja para usos médicos.

2. Por razones de escasez de materiales, el área de la cubierta del secador se disminuyó desde 0,56 a 0,30 m<sup>2</sup>, colocando dos bandejas para la entrada de toda la carga de 0,8 kg.
3. La energía útil que necesita el secador para evaporar 0,20 kg de agua diario, es de 469,2 kJ.
4. El valor de eficiencia energética del secador fue de 9%, el cual, según algunos autores, se encuentra dentro del rango establecido para convección natural sin recirculación de aire.

## **Bibliografía**

ASTM. *Standard Method for Moisture Analysis of Particulate*. (E-871-82). 1987.

ASTM. *Standard Method for the Bulk Density of Particulate Biomass*. (E-873-82). 1983.

BALA, B. K. Y J.L. WOODS. *Simulation of the indirect natural convection solar drying of rough rice*. *Solar Energy* 53 (3), p 259-266. 1994.

BERGUES R. C. «Concepción y evaluación de un secador de bajo costo para el secado solar de semillas». Tesis en opción al Título Académico de Master. Centro de Eficiencia Energética, Universidad de Oriente. 1999.

BERGUES R. C., G. IBAÑEZ y et al. «Secador solar doméstico con materiales de la construcción». *Tecnología Química*. Vol. 13 no. 3. 1992.

BOIZÁN, J. M. A. Y Z. V. IVANOVICH. *Secado fluidizado de productos alimenticios*. Editorial Mir. 1986.

*Brace Research Institute. Research Report no. T-99*. Quebec, Canada. 1975.

CHEN, H., C. A. HERNÁNDEZ Y T. HUANG. «A study of the drying effect on lemon slices using a closed-type solar dryer». *Solar Energy*, 78, p 97-103. 2004.

CRUZ ARMENTA, J. M. Y B. E. VELASCO DÍAZ. «Obtención de la Pectina a partir de la cáscara de la naranja». Instituto Tecnológico Superior de Teziutlán. 2001.

(<http://hosting.udlap.mx/profesores/miguela.mendez/alephzero/archivo/historico/az32/art1.htm>). Anexado el 15 de marzo de 2009.

DUFFIE J. Y W. BECKMAN. *Solar Engineering of thermal processes*. 1997.

FADHEL, A., S. KOOLI, A. FARHAT Y A. BELLGHITH. «Study of the solar drying of grapes by three different processes». *Desalination*, Volumen 185, Issues 1-3, p 535-541. 2005.

## **Molino eólico para la utilización de agua de mar en el saneamiento de áreas de servicio en un hotel**

### **Windmill for the utilization of seawater in the sanitation of service areas in a hotel**

*Por Ing. Frank Hernández Álvarez\*, Dr.C. Ing. José Luis Sánchez Ávila\*\*, M.Sc. Ing. Marlene Orama Ortega\*\*\*, M.Sc. Ing. Juan Israel Veliz Alonso\*\*\*\* e Ing. Ángel Manuel Veliz Alonso\*\*\*\*\* \* Servicios Técnicos Hotel Sirenis La Salina Varadero, Matanzas, Cuba.e-mail: j-sstt@sirenishotels.co.cu*

*\*\* Profesor Auxiliar. Supervisor energético del Banco de Crédito y Comercio, Matanzas, Cuba e-mail: joseluis@dpmt.bandec.cu*

*\*\*\* Profesor Asistente de la Universidad de Matanzas. Grupo de Investigación de Mantenimiento y Ahorro de Energía (GIMAE) y Centro de Estudios*

*de Combustión y Energía (CECYEN), Matanzas, Cuba e-mail: marlene.oramas@umcc.cu*

*\*\*\*\* Profesor Auxiliar de la Universidad de Matanzas, Cuba e-mail: juan.veliz@umcc.cu*

*\*\*\*\*\* Jefe del Departamento de Control Ingenieril del Banco de Crédito y Comercio, Matanzas, Cuba.e-mail: veliz@dpmt.bandec.cu*

#### **Resumen**

Se valora la posibilidad de instalación de un molino eólico para ser utilizado en el saneamiento de agua en un hotel de Varadero. La propuesta corresponde a la extracción del manto freático de agua de mar (rica en cloruro de sodio: Na Cl) que se utilizaría en la limpieza de calderos, tanques de basura, cámaras frías de desperdicios, andén y su parqueo, piso de la sala de máquinas y de las alcantarillas, así como en trampas de grasa. Esto va a permitir un notable ahorro por concepto de consumo de agua potable para esos menesteres, y también un modesto ahorro de energía eléctrica al no tener que bombearse esa cantidad con las bombas del hotel; además del impacto medioambiental favorable que se genera, y la demostración de la posibilidad de otros usos de las energías renovables; se aprecia el calentamiento de agua por colectores solares, que es hoy lo más difundido, aunque no es el sistema más utilizado.

**Palabras clave:** Energía renovable, ahorro de energía, medioambiente, turismo

#### **Abstract**

The current paper presents the assessment of the opportunity of installing a windmill to be used in water sanitation in a hotel in Varadero. The proposal

corresponds to the extraction of the water table of seawater (rich in sodium chloride: Na Cl) that would be used in the cleaning of metal pots, garbage tanks, cold waste rooms, platform and parking, floor of the room of machines and sewers, as well as in grease traps. This will allow a considerable saving of fresh water for these needs, and also a modest saving of electricity, since this amount of water would not be pumped with electricity; in addition to the positive environmental impact of this proposal, and the demonstration of the possibility of other uses of renewable energies, solar water heating is appreciated, which is the most widespread renewable energy technology today, although it is not the most used system.

**Keywords:** Renewable energy, energy saving, environment, tourism

### **Los molinos de bombeo eólico**

El molino eólico [Samuelson, 1999] es una máquina que transforma el viento en energía aprovechable. Esta energía proviene de la acción de la fuerza del viento sobre unas aspas oblicuas unidas a un eje común. El eje giratorio se puede conectar a varios tipos de máquinas para moler granos, bombear agua o generar electricidad. Cuando el eje se conecta a una carga, como una bomba, recibe el nombre de molino de viento.

Las máquinas para la captación de la energía del viento, conocidas vulgarmente como molinos de viento, son uno de los artefactos más antiguos construidos por el hombre. Las primeras reseñas se remontan al imperio Persa, donde se tienen noticias de que empleaban molinos de eje vertical. A partir del siglo xi, la aplicación de los molinos de viento sufrió un gran desarrollo en Europa.

Ejemplo típico de este período lo constituye el molino mediterráneo. En el Renacimiento, las ruedas hidráulicas y los molinos de viento constituyen las únicas máquinas motrices conocidas, tanto para el bombeo de agua como para la molienda de los granos y el accionamiento de pequeñas máquinas herramientas. El avance más importante resultó la introducción del abanico de aspas, inventado en 1745, que giraba impulsado por el viento (Fig. 1). Estos molinos disponen de numerosas palas con un alto momento de arranque y utilizan velocidades de vientos a partir de los 3 m/s (11 km/h), por lo que comienzan a girar con una leve brisa.



*Fig. 1. Molino de bombeo.*

Para realizar el cálculo del sistema fue necesario realizar el monitoreo del comportamiento de la velocidad del viento, datos que fueron cedidos por el Centro Provincial de Meteorología (INSMET) [Datos..., s/a], registrados en la estación climatológica ubicada en Varadero, los cuales obedecen al registro continuo de la estación durante dos años, con intervalos entre los registros de diez minutos, las veinticuatro horas del día [Datos..., s/a].

Los valores de velocidad del viento obtenidos fueron medidos con un error inferior a 0,01 m/s, según la escala del anemómetro de la estación; además, el instrumento se encuentra a nivel del mar (ver Anexo I).

El potencial energético va a depender del régimen eólico del lugar, y es aconsejable efectuar mediciones que permitan conocer el comportamiento del viento y sus características:

- Distribución de frecuencias de la velocidad y dirección del viento.
- Distribución de velocidades medias anuales.
- Variaciones del viento con la altura.
- Influencia de la topografía.
- Estadísticas de ráfagas. Valores extremos.

Para este tipo de instalaciones se requiere, normalmente, solo el conocimiento de la velocidad y frecuencia media anual del viento en el emplazamiento.

La determinación de la velocidad media del lugar puede realizarse por varios métodos:

- Directamente, mediante anemómetros que registran la velocidad del viento.

- Indirectamente, con información procedente de emplazamientos cercanos, como registros de estaciones meteorológicas.
- Mediante la escala reducida de Beaufort (Tabla 1) que se muestra a continuación:

Esta tabla se utilizaría si no se pudiera medir la velocidad del viento con equipos de medición (anemómetro), y por criterios en tierra de lo que se observa.

*Tabla 1: Escala reducida de Beaufort*

No. Beaufort	Velocidad viento		Descripción general	Criterios en tierra
	km/h	m/s		
0	0 a 0,7	0 a 0,2	Calma	El humo sube verticalmente
1	1 a 5	0,3 a 1,5	Aire ligero	El humo se inclina pero no se mueven las veletas
2	6 a 11	1,6 a 3,3	Brisa ligera	Se nota el viento en la cara. Las hojas se mueven y las veletas giran
3	12 a 19	3,4 a 5,4	Brisa suave	Hojas y ramitas en movimiento continuo. Se agitan las banderas
4	20 a 28	5,5 a 7,9	Brisa moderada	El viento levanta polvo y hojas de papel. Las pequeñas ramas se agitan
5	29 a 38	8,0 a 10,7	Brisa fresca	Los árboles pequeños se balancean. Se originan olas en los estanques

6	39/49	10.8/13.8	Brisa fuerte	Las grandes ramas se agitan. Los hilos eléctricos vibran
7	50/61	13.9/17.1	Viento moderado	Los árboles se agitan. Es desagradable caminar de cara al viento
8	62/74	17.2/20.7	Viento fresco	Se rompen las ramas pequeñas. Se camina mal de cara al viento

### **Características técnicas del molino disponible**

Los molinos multipala se utilizan exclusivamente para el bombeo de agua [Jiménez, 2009], producto del aprovechamiento de la energía mecánica que generan a partir de la energía eólica procedente del viento. A continuación se describen los distintos elementos que lo componen:

- La torre: Las torres de celosía están construidas con perfiles de acero galvanizado en caliente, y varían su altura entre 4 y 12 m. Pueden ser ensambladas totalmente en el suelo y luego elevadas mediante una grúa o equipo similar; o bien, ser armadas sección por sección, desde el terreno. Es importante disponer de una torre lo suficientemente alta para lograr una buena exposición al viento en todas las direcciones.
- El rotor: Consta de un conjunto de palas de acero galvanizado en caliente, con el perfil adecuado para aprovechar al máximo las características variables del viento. El diámetro del rotor puede variar entre 1,80 y 5 m. Este tipo de rotor, por su gran par de arranque y su pequeña velocidad de rotación, se adapta perfectamente a las características de las bombas de émbolo. El rotor deberá colocarse, al menos, 3 m por encima de cualquier obstáculo existente en un radio de 100 m, medido desde el punto de ubicación del molino de bombeo.
- La bomba: El rotor acciona directamente un sistema biela-manivela, que actúa sobre el émbolo de la bomba y le confiere un movimiento de vaivén. Los engranajes, piñones y bielas del mecanismo balancean la carga, para una operación eficiente con un mínimo desgaste. Los rodamientos utilizados son de larga duración y fácilmente accesibles para su reemplazo en caso de fallo. Todos los

engranajes y rodamientos de la maquinaria están continuamente lubricados con aceite.

- El depósito regulador: Es necesario completar la instalación con un depósito de agua, con capacidad suficiente para cubrir eventuales picos de consumo y posibles períodos de calma.
- Mantenimiento: El mantenimiento del molino de bombeo es insignificante, ya que solamente es necesario realizar un cambio de aceite y una rápida verificación de la maquinaria una vez al año.

Antes de considerar la adquisición e instalación de uno de estos sistemas, es imprescindible analizar el potencial eólico disponible (Anexo I) en el lugar del emplazamiento y las necesidades de agua de los usuarios del sistema. Con ambos datos puede realizarse un correcto dimensionado de la instalación.

### Dimensionado del molino

Aplicando la ecuación de Bernoulli según Nekrasov [1986], de acuerdo al Anexo IV, entre el fondo del pozo y el tanque elevado donde descargará la bomba.

$$H_b = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \Delta Z + \left[ \sum \xi_{loc} + f \frac{L}{d} \right] \cdot \frac{V_2^2}{2g}$$

Donde:

$P_1$ : Presión de succión de la bomba.

$P_2$ : Presión de la bomba en la azotea.

$\rho$ : Densidad del agua de mar.

$V_1$  y  $V_2$ : Velocidades en las secciones 1 y 2, respectivamente, en m/s.

$Z_1$  y  $Z_2$ : Representan las cotas geométricas de posición con relación al nivel de referencia,  $Z_1$  es 0 porque se toma el nivel de referencia en el punto 1, o sea, en la succión de la bomba,

y  $Z_2 = 3 + 6,35 = 9,35$  m.

$g$ : Aceleración de la gravedad,  $9,81 \text{ m/s}^2$ .

$H_b$ : Carga de la bomba, m.

$L$ : Longitud de la tubería, 71,11 m.

$d$ : Diámetro de la tubería, 1,5 pulgadas = 0,0381 m.

$\nu$ : Viscosidad cinemática del fluido,  $0,897 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$  [Nekrasov, 1986].

$\sum \xi_{loc}$ : Sumatoria de pérdidas locales.

$Q$ : Flujo de agua,  $1 \text{ m}^3/\text{hr} = 0,00027778 \text{ m}^3/\text{seg}$ .

$f$ : Factor o coeficiente de fricción.

Se tiene en cuenta que  $P_1 = P_2$ ; o sea,  $\Delta P$  es cero; que  $V_2 = V_1$  debido a que el flujo es constante ya que los diámetros se mantienen constantes, por



lo que  $\Delta V$  también es cero; esto es debido a que se trata de una misma línea de tubería con un mismo régimen de circulación;  $Z_1$  es cero ya que se toma el punto 1 como nivel de referencia. Despejando la ecuación se obtiene:

$$H_b = \Delta Z + \left[ \sum \xi_{loc} + f \frac{L}{d} \right] \cdot \frac{V_2^2}{2g}$$

La velocidad se calcula por la expresión siguiente:

$$V = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,00027778 \text{ m}^3/\text{seg}}{3,1416 \cdot (0,0381 \text{ m})^2} = 0,2436 \text{ m/seg}$$

Se calcula un valor de Reynold

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} = \frac{0,2436 \text{ m/seg} \cdot 0,0381 \text{ m}}{0,897 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}} = 10\,346,889$$

Donde:

Re: Número adimensional de Reynold.

Como la tubería va a ser de material PVC, con superficie muy lisa, entonces se utiliza la expresión siguiente para tubos lisos de Nekrasov [1986]:

$$f = \frac{0,316}{Re^{\frac{1}{4}}} = 0,03133$$

Para determinar las pérdidas locales  $\sum \xi_{loc}$  se utilizan las tablas de Nekrasov [1986]:

Para codos de 90°	0,9 (3 codos)	$\sum \xi_{loc} = 2,7$
Para codo de 120°	0,5 (1 codos)	$\xi_{loc} = 0,5$
Para válvulas	10 (2 válvulas)	$\xi_{loc} = 20$

$$\sum \xi_{loc} = 23,2$$

Las pérdidas de carga se determinan sustituyendo la ecuación con sus respectivos datos y se obtiene:

$$H_b = 9,35 \text{ m} + \left[ 23,2 + 0,3133 \cdot \frac{71,11 \text{ m}}{0,0381 \text{ m}} \right] \cdot \frac{(0,2436 \text{ m/seg})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/seg}^2}$$

$$H_b = 9,59 \text{ m} \approx 10 \text{ m}$$

- Estimación del consumo: Para el lavado de los tanques en el hotel se emplea agua común, la que pudiera sustituirse con agua de mar procedente de pozos que deberán perforarse. Además, se conoce que en la zona donde se encuentra la instalación hotelera el nivel freático del agua salada no supera los 3 m de profundidad. El agua que hoy se emplea representa una de las pérdidas en que incurre el hotel, sin tener en cuenta el gasto asociado de consumo de energía eléctrica por su bombeo. Este flujo puede estimarse en un valor aproximado de 5 m<sup>3</sup>/día. Se propone instalar (ver Tabla 2) un molino con una capacidad de bombeo de 2,4 m<sup>3</sup>/h, que puede elevar el agua hasta 30 m de altura con un diámetro del rotor de 2,60 m y una altura total del molino de 12 m, para evitar la formación de turbulencias producto de las edificaciones y la vegetación del lugar. Como puede observarse, se escoge un molino de 2,4 m<sup>3</sup>/h cuando solo se necesita uno de 1 m<sup>3</sup>/h, pero esto se basa en el conocimiento de que en Cuba la media de la velocidad de los vientos es baja (ver Anexo I), siendo el aprovechamiento del molino de solo 35% en las 5 horas en que, como promedio, existe viento aprovechable; con ello se garantiza que hasta en condiciones de menos aire se extraigan los 5 m<sup>3</sup> necesarios, y por no existir uno de más capacidad con una altura cercana a los 10 m.
- Altura de bombeo: Se calculará la elevación total de bombeo, mediante la suma de la profundidad de extracción del agua y el desnivel existente entre el suelo y la altura a elevar el agua (tanque de almacenamiento o punto de consumo). Según los cálculos efectuados, esta altura es de 10 m aproximadamente, considerando que el tanque se colocará sobre la edificación existente en el área de mantenimiento, con una altura de 5 m; que los tanques a instalar tienen una altura de 1,35 m hasta la toma de entrada de agua; y que el nivel del manto freático de agua de mar no supera los 3 m de profundidad; no obstante, como se explicó anteriormente, se selecciona un molino de mayor carga para garantizar el flujo de agua.
- Elección del molino de bombeo adecuado: Para realizar una primera evaluación del molino de bombeo que se necesita, partiendo del

caudal necesario a bombear y de la elevación total del bombeo, en la tabla 1 se obtiene el diámetro del rotor requerido. Los resultados de dicha tabla

se han obtenido suponiendo una velocidad media del viento de 13,26 km/h, es decir, con número de Beaufort 3.

- Bomba y otros accesorios: Una vez conocido el molino necesario, es preciso elegir adecuadamente la bomba, la varilla de bombeo, el caño, las tuberías y otros accesorios.

## Cálculo económico

### Determinación del ahorro

El ahorro que conlleva la propuesta estriba en dejar de consumir 5 m<sup>3</sup>/día de agua y en evitar su bombeo, al utilizarse un molino de viento accionado por energía renovable.

El hotel paga el agua 1,20 \$ /m<sup>3</sup>, por lo que el ahorro en dinero por concepto de agua sería:

$$\text{Ahorroagua} = 5 \text{ m}^3/\text{día} \cdot 365 \text{ días/año} = 1\,825 \text{ m}^3/\text{año}$$

$$\text{Ahorroagua\$} = \text{Ahorroagua} \cdot 1,20 \text{ \$/m}^3 = 1\,825 \text{ m}^3/\text{año} \cdot 1,20 \text{ \$/m}^3$$

$$\text{Ahorroagua\$} = 2\,190 \text{ \$/año}$$

Los datos técnicos de una bomba hidroneumática son los siguientes:

Caudal: 54 m<sup>3</sup>/h

Carga: 59,8 mca

Rpm: 3529

Potencia: 11 kW

En el hotel existen actualmente 21 módulos, considerando que esto se logra durante 5 horas al día, los 365 días al año, y que además por la tarifa 56 el precio de la electricidad como promedio es de 0,14 \$/kWh, entonces el ahorro en kWh será:

$$\text{Ahorro} = \frac{\text{Potencia}}{\text{Caudal}} \cdot 365 \text{ días/año} \cdot 5 \text{ m}^3/\text{día}$$

$$\text{Ahorro} = \frac{11 \text{ kW}}{54 \text{ m}^3/\text{hr}} \cdot 365 \text{ días/año} \cdot 5 \text{ m}^3/\text{día} = 371,76 \text{ kWh/año}$$

Si se multiplica por la tarifa se obtiene el ahorro total en CUC, que en el año asciende a:

$$\text{Ahorro\$} = \text{Ahorro} \cdot \text{Tarifa}$$

$$\text{Ahorro\$} = 371,76 \text{ kWh/año} \cdot 0,14 \text{ \$/kWh}$$

$$\text{Ahorro\$} = 52,04 \text{ \$/año}$$

El ahorro total sería la suma de ambos ahorros:

Ahorro total = Ahorroagua\$ + Ahorro\$ = 2 190 \$/ año + 52,04 \$/año  
 Ahorro total = 2 242,04 \$/año

La inversión incluye el propio molino de viento, que de acuerdo a ofertas recibidas es de 1 722,47\$; un tanque de 5 000 litros que cuesta 349,53 \$; 71,11 m de tuberías a 1,72 \$/m, lo que arroja un total de 122,30 \$; tres codos a 2 \$ que equivalen a 6 \$, y 2 válvulas a 5,32\$ que equivale a 10,64 \$. Por tanto, la inversión total sería:

Inversión = 1 722,47 \$ + 349,53 \$ + 122,30 \$ + 6 \$ + 10,64 \$  
 Inversión = 2 210,94 \$

$$Tr = \frac{\text{Inversion}}{\text{Ahorro}} = \frac{2242,04 \$}{2210,94 \text{ \$/año}} = 0,986 \text{ año} = 11 \text{ meses y } 24 \text{ días}$$

La propuesta lograría un ahorro de 2 242,0 CUC al año, recuperándose lo invertido en menos de un año, lo cual es altamente positivo según Samuelson [2007] y Sánchez [1999].

A continuación se expone un esquema posible del molino de viento con su ubicación de acuerdo a las diferentes capas de suelo:

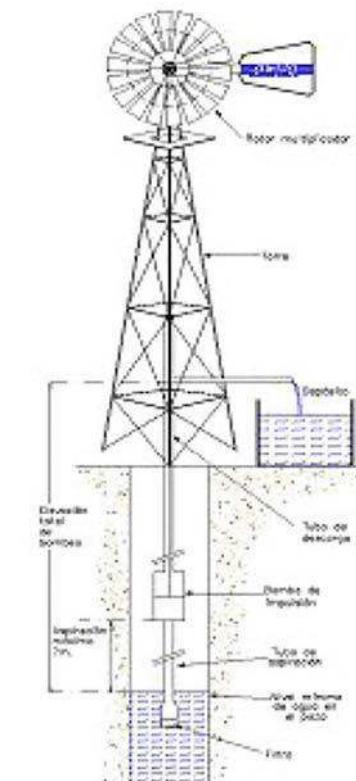


Fig. 2. Partes del molino

La selección del molino se realiza escogiendo uno del catálogo mostrado en la tabla 2, a partir de los cálculos realizados de pérdidas de carga por tuberías y accesorios.

*Tabla 2. Dimensionado del molino de bombeo*

Caudal máximo de bombeo, L/h	Elevación total de bombeo, m				
	20	50	80	105	-
1 000 L/h	20	50	80	105	-
1 200 L/h	15	45	70	100	-
1 800 L/h	10	40	60	90	-
2 400 L/h	-	30	50	80	-
500 L/h	-	-	25	50	-
7 500 L/h	-	-	15	35	-
<b>Diámetro del rotor</b>	1,80	2,60	3,00	4,00	5,00

### **Estudio hidrogeológico de la zona**

Desde el punto de vista geomorfológico el área se puede considerar llana, formando parte de las denominadas llanuras marinas de tipo Lacuno Palustre. En sentido general, el comportamiento geológico de la zona es muy similar y se encuentran fundamentalmente cinco capas que se señalan a continuación:

- Toda la zona está cubierta de una capa vegetal cuyo espesor oscila entre 5 y 10 cm.
- Capa I: Arena de grano fino de color crema, su compacidad va de medianamente densa a densa, y espesor entre 0,5 y 2,0 m.
- Capa II: Arena de grano fino de color gris claro a blanco gris. En pocas ocasiones presenta restos de conchas y caracoles, aplanadas y angulosas. Clasifica como medianamente densa, y espesor entre 2,0 y 4,0 m.
- Capa III: Turba fibrosa de color carmelita y fétida; se encuentra como una almohadilla entre la capa inferior de arena y la calcarenita. Su espesor oscila entre 0,5 y 1,0 m.

- Capa IV: Calcarenita de color gris, porosa, estratificada, de recuperación fragmentada. Por el valor de la resistencia simple de los núcleos de roca, esta clasifica como moderadamente débil. Espesor entre 6,5 y 11,0 m.
- Capa V: Caliza de color gris claro, con algunos fósiles, ligeramente cavernosa; espesor entre 10,0 y 15,0 m.

El nivel freático coincide con el nivel medio del mar y oscila con las mareas, según el Instituto de Hidrografía entre -12 cm. y +50 cm. La profundidad a la que se encuentra el nivel medio del mar, que es el de referencia +/- 0,00, se ubica en el área de los pozos, a 1,50 m bajo el piso terminado.

La caracterización físico-química del agua extraída se expone en el Anexo III.

### **Sobre la construcción de pozos de agua de mar**

Por estar ubicado el hotel en una sección de la península de Hicacos, el nivel freático está muy próximo al nivel del piso. A esta condición se le suma la porosidad elevada de la calcarenita, así como su permeabilidad, lo cual le confieren una excelente característica como lecho filtrante. La experiencia práctica revela que cualquier pozo con más de 30 m de profundidad en esa zona aporta un flujo de 600 m<sup>3</sup>/h, con un abatimiento de solo 0,6 m. Como condición negativa se conoce que periódicamente, con el cambio de estaciones, aparecen colonias de algas de color blanco que al absorber la luz solar toman la coloración verde como consecuencia de la fotosíntesis. Esto se explica por la formación de canales en los niveles profundos de la calcarenita y la roca cársica.

Dada la presencia de sulfuro de hidrógeno e hidrosulfuros en el agua salina subterránea, como resultado de la existencia de turba, y por la acción de microorganismos sulforeductores en condiciones anaeróbicas, es importante no usar metales para la construcción de la camisa del pozo.

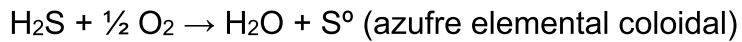
Por las razones expuestas, el pozo quedará conformado con tubería de PVC, las primeras secciones con tubería normal para evitar la contaminación directa de la capa de turba, y en el seno de la calcarenita con tubería de PVC microfisurada y sellada en su fondo.

Otra característica importante en su construcción será que toda la camisa microfisurada quedará cubierta por una capa de arena sílice con granulometría de 5 a 7 mm, para evitar que pequeñas partículas del terreno natural sellen las ranuras de la tubería.

Un esquema que muestra el corte transversal de un pozo típico según la tecnología descrita, se representa en el Anexo II, y si se ejecuta su construcción de forma adecuada, se garantiza una extracción de agua salina filtrada con la caracterización físico-química expuesta en el Anexo III.

## Desulfuración del agua mediante la oxigenación

El sulfuro de hidrógeno (H<sub>2</sub>S gas) presente en el agua salina del subsuelo, puede ser removido por un proceso de oxidación química con oxígeno disuelto, según la reacción siguiente:



El hidrosulfuro también se oxida según:



Se cuenta con los antecedentes suficientes para inferir, con un nivel de confianza satisfactorio, que el sulfuro de hidrógeno se removerá significativamente del agua como azufre elemental coloidal, mediante la oxidación generada por un proceso intenso de aireación, y el hidrosulfuro será eliminado hasta niveles tolerantes a las especies marinas.

Mediante pruebas a nivel de planta piloto se podrán conocer los parámetros para el diseño de un reactor a escala industrial, y demostrar la viabilidad técnico económica de su ejecución.

Varias son las tecnologías industriales para provocar la aireación intensa del agua salina extraída, y entre ellas se destacan las torres empacadas, tanques de burbujeo, reactores con rociadores, etc. En este caso, con la aireación natural que sufre el agua en su recorrido y en su almacenamiento en el tanque, se considera suficiente para la remoción del H<sub>2</sub>S. Para ello se adquirió un rociador que se colocó en la entrada del tanque para facilitar dicho proceso.

Para seleccionar el equipamiento adecuado es fundamental el conocimiento de la cinética de las reacciones, los materiales a emplear en su construcción, la eficiencia lograda y la adaptabilidad del equipo a la arquitectura del centro turístico.

## Conclusiones

- La instalación de un molino de viento permite la utilización del agua de mar para el saneamiento de áreas de servicio.
- El ahorro total anual de la propuesta asciende a 2 242,0 CUC al año.
- El tiempo de recuperación de la inversión es de 11 meses y 24 días, menos de un año, lo cual para instalaciones turísticas es altamente positivo.

## Recomendaciones

- De generalizarse esta propuesta, se pueden lograr ahorros de agua considerables.
- Su generalización debe realizarse mediante estudios puntuales para que no se afecte el medio ambiente, por lo cual es conveniente procurar el debido asesoramiento.

## Bibliografía

- ACSA LMW. *Aerogeneradores Canarias. Catálogos con los datos técnicos*. [Online]. España, 2008. Disponible en Internet: <http://www.windfair.net>.
- ACSA LMW. *Miniturbinas eólicas*. [Online]. España, Mayo, 2009. Disponible en Internet: <http://www.ascaeolica.com/es/pdf-miniturbinas.pdf>.
- Anónimo. *Guía sobre Energía Renovable para constructores*. [online]. Abril, 2003. Disponible en Internet: <http://www.InfinitePower.com>.
- Anónimo-a. *El mundo, las energías renovables y su estado actual*. [On line]. Periódico: El Mundo. Actualizado: Abril 15 del 2006. Disponible en Internet: <http://www.el-mundo.es/encuentros/invitados/2006/04/15/1990/-19k>.
- Anónimo-b. *Hacia una electricidad respetuosa con el medio Ambiente*. [Online]. Revista: ERA SOLAR, Número 130, Enero-Febrero, 2006. Disponible en Internet: <http://www.erasolar.es>.
- Anónimo. *Reseña Energía Renovable. Situación actual de las fuentes alternativas*. [On line]. Diciembre, 2008. Disponible en Internet: <http://www.ourplanet.com/imgversn/164/spanish/Resena.pdf>.
- Anónimo. *Módulo EE Energía Eólica*. [On line], APF-ITC, S.A. MICYT. Febrero, 2009. Disponible en Internet: <http://www.energia.ar>
- ÁVILA PRATS, DEIVIS. Tesis presentada en opción del grado académico de Master en Termoenergética Industrial. *Análisis preliminar de factibilidad técnico-económica para la construcción de un parque eólico en la provincia de Matanzas*. Tutor. Dr. Ing. Conrado Moreno Figueroa. M.Sc. Ing. Juan I Véliz Alonso, Universidad de Matanzas, 2003.
- Consejo Nacional de la UNEAC. Artículo Editorial: *Conciencia energética: respeto ambiental*. Publicado en revista: *Energía y tú*. CUBASOLAR. No 22. (Abril-Junio). 2003.
- Datos Meteorológicos promedios mensuales de velocidad del viento de los 2003-2007*. Fichero de Microsoft Excel. Estación Meteorológica de Varadero.
- DUFFIE, J.A Y BECKMAN, W.A. *Solar Energy Termal Processes*. 2009.
- JIMÉNEZ, A. *Energía Renovable para Centros Rurales*, [Online]. Laboratorio Nacional de Energía Renovable, Estados Unidos de América. Enero 2009. Disponible en Internet: <http://www.nrel.gov/villagepower>



Moreno Figueredo, Conrado. *Estado actual y desarrollo de la energía eólica en Cuba*. CETER. [On line]. 2007. Disponible en Internet: <http://www.cubasolar.cu>.

NEKRASOV B. *Hidráulica*. Editorial Pueblo y Educación. 1986.

SAMUELSON, P.A. *Economía*. Decimoséptima edición española, 951 pp., 2007.

SÁNCHEZ ÁVILA, J.L. *Desarrollo y aplicación del diagnóstico y pronóstico técnico al mantenimiento de los sistemas centralizados de aire acondicionado*. Tesis Doctoral, Universidad de Matanzas. Matanzas, 1999.

WOLFGANG KRUG. *Prácticas Introductorias a las Energías Renovables*, CD ROM, Edición Alemana, Enero de 1997, Herman Josef Buchkremer, Rector FH Aachen, Edición española, Octubre, 2001.

*Uso de energía renovable*. 2009. Disponible en Internet: [www.industriasjober.com](http://www.industriasjober.com)

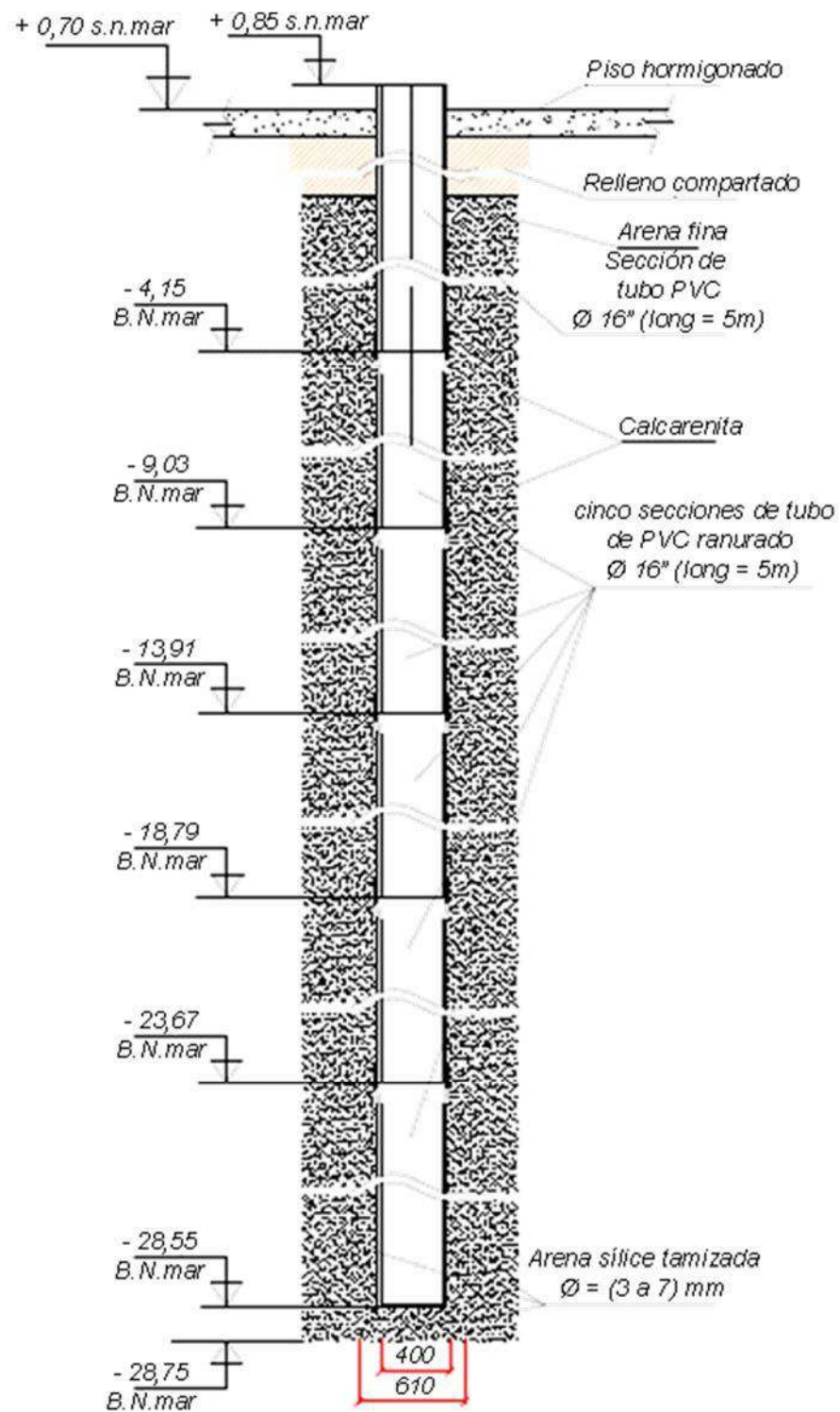
## Anexos

### Anexo I.

#### Promedios mensuales de velocidad del viento en m/s

Meses	Promedio mensual de velocidad del viento	
	m/s	km/h
Enero	4,24	15,26
Febrero	3,51	12,64
Marzo	4,09	14,72
Abril	4,18	15,05
Mayo	3,55	12,78
Junio	3,77	13,57
Julio	3,81	13,72
Agosto	2,52	9,07
Septiembre	2,72	9,79
Octubre	3,49	12,56
Noviembre	4,83	17,39
Diciembre	3,37	12,13
<b>Promedio</b>	<b>3,67</b>	<b>13,23</b>

## Anexo II. Construcción del pozo con camisa filtrante



### Anexo III

*Tabla resumen de las pruebas de aforo realizadas en parcelas cercanas al hotel*

No. pozo	Coordenadas		Datos del aforo				
	Norte	Este	Prof., m	Nivel est., m	Abat., m	Q, L/s/m	M, m
			Diám., m	Gasto, L/s	Fecha	T, m <sup>2</sup> /d	Camisa, m
PH-1	373,734	482,874	40,64	0,93	0,1	500	28,5
			0,4	50	16/09/1997	50 000	6,84 de 16"
PH-2	373,845	482,98	44,28	1,06	0,05	1 360	31,5
			0,5	68	02/09/1997	136 000	5de22" 15de20"
PH-3	373,903	483,179	40,3	0,77	0,07	1 071	30
			0,4	75	22/09/1997	107 100	10 de 16"
PH-4	373,774	483,122	38,7	0,54	0,05	1 300	35
			0,4	65	29/08/1997	130 000	13 de 16"

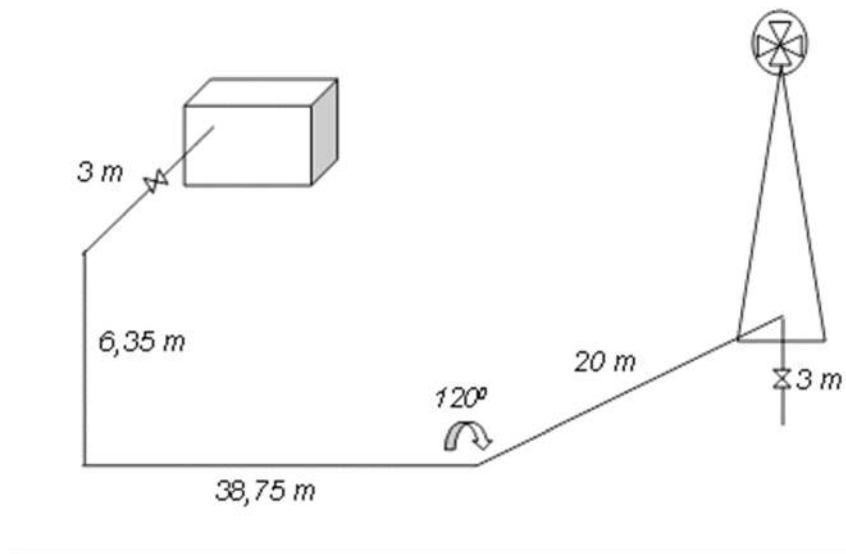
Tabla. Resultados de análisis físico-químicos del agua salina de pozo

		Pozos aforados			
Elementos	Unidades	PH-1	PH-2	PH-3	PH-4
Conductividad	micro-ohm.cm	53 392,00	46 872,00	52 000,00	47 975,00
PH	mg/ L	6,80	7,10	6,85	6,78
HCO <sub>3</sub>	mg/ L	451	257,00	470,00	345,00
Cl	mg/ L	21 655,00	19 880,00	17 040,00	20 590,00
SO <sub>4</sub>	mg/ L	2 448,00	1 912,00	2 208,00	1716,00
NO <sub>3</sub>	mg/ L	<1	<1	<1	<1
Ca	mg/ L	459,00	382,00	452,00	523,00
Mg	mg/ L	2 245,00	1 545,00	1 273,00	1 169,00
Na	mg/ L	10 474,00	10 297,00	9 246,00	11 449,00
Dureza total	mg/ L	10 502,00	7 395,00	6 434,00	6 177,00
Dureza permanente	mg/ L	10 132,00	7 184,00	6 049,00	5 594,00
Dureza temporal	mg/ L	370,00	211,00	385,00	283,00

S.S.T.	mg/ L	37 732,00	34 273,00	30 689,00	35 792,00
NO <sub>2</sub>	mg/ L	<0,006	<0,006	<0,006	0,00
NH <sub>4</sub>	mg/ L	<0,06	<0,06	<0,06	0,10
PO <sub>4</sub>	mg/ L	<0,05	<0,05	<0,05	0,00
DQO (MnOK) <sub>4</sub>	mg/ L	41,00	57,60	43,00	59,20
Color	Unid. (Cl-Pt)	0,00	0,00	10,00	0,00
Cromo	mg/l	0,00	0,00	0,00	0,00
Turbiedad	Unid. (Jakson)	<1	<1	<1	10,00
Oxígeno disuelto	mg/ L	0,00	0,00	0,00	0,00
CO <sub>2</sub> libre	mg/ L	5,60	5,00	6,55	
SH <sub>2</sub> (gas)	mg/ L	5,39	4,06	2,98	6,84
Sulfuro disuelto	mg/L	12,25	10,41	7,64	12,22
Hidrosulfuro	mg/ L	6,86	6,35	4,66	5,38

## Anexo IV.

### Esquema del sistema de tuberías



## **Análisis exergoeconómico de destiladores solares de bandeja**

### **Exergoeconomic analysis of solar tray distillers**

*Por Susana Fonseca Fonseca\*, María Isabel Fernández Parra\*\*,  
Alonso Torres Ten\*, Ronald Andi6n Torres\*, Brito Brito S.\*\*  
y Fernando Fonseca Fonseca\*\*\**

*\* Centro de Investigaciones de Energía Solar (CIES), Santiago de Cuba,  
Cuba.*

*e-mail: sfonseca@cies.ciges.inf.cu; alonso\_660@yahoo.com;  
randion@cies.ciges.inf.cu*

*\*\* Universidad de Oriente, Santiago de Cuba, Cuba.*

*e-mail: mariaai@ceefe.uo.edu.cu*

*\*\*\* CUM Contra maestre, Santiago de Cuba, Cuba*

### **Resumen**

Se realizan los análisis exergoeconómico de tres destiladores solares de bandeja, contruidos con diferentes materiales, y se determinan los costos energéticos. Se puede observar que el costo termoeconómico unitario tiene valores muy bajos para todos los flujos, y el componente predominante es el costo del agua destilada. Los resultados obtenidos indican que el destilador solar que presenta menor generación de irreversibilidades en la bandeja, es el de bandeja metálica, en correspondencia con su mejor capacidad para la captación de la radiación solar y la transferencia de calor hacia el agua a destilar, siendo el destilador de materiales de la construcción el de un comportamiento menos eficiente. El mayor costo exergoeconómico unitario en el vapor y agua destilada producida, se presenta en el equipo con bandeja de fibra de vidrio. El que presenta mejores resultados en este aspecto corresponde al construido con materiales de la construcción. El equipo construido con dichos materiales ofrece ventajas que se traducen en el menor costo exergoeconómico del agua destilada producida.

**Palabras clave:** Exergoeconómico, exergía, destilador solar, termoeconómico

### **Abstract**

The current paper presents the exergoeconomic analysis of three solar tray distillers made of different materials, including the determination of their energy costs. It can be seen that the thermoeconomic unit cost has very low values for all flows, and the predominant component is the cost of distilled water. The results obtained indicate that the solar distiller with the lowest generation of irreversibilities in the tray is the metal tray, in correspondence with its better capacity for capturing solar radiation and thereof better heat



transfer to the water to be distilled, being the distiller made of cement, sand and other building materials the less efficient. The equipment that shows the highest exergoeconomic unit cost in the steam and distilled water produced, is the one with fiberglass trays. The one that presents better results in this aspect corresponds to the one constructed with cement, sand and other building materials. The equipment built with these materials offers advantages that result in the lowest exergoeconomic cost of the distilled water produced.

**Keywords:** Exergoeconomic, exergy, solar sterilizer, thermoeconomic.

## Introducción

La introducción en Cuba de los destiladores solares depende más bien de la demanda que pueda existir para el uso de estos dispositivos. Su utilización resulta limitada a casos específicos de zonas aisladas carentes de agua potable, o a la demanda de agua destilada con un nivel de pureza permisible acorde con las posibilidades de estos equipos. Por ejemplo, para un cayo o lugar aislado donde el costo del agua potable es muy alto, con una instalación de 500 m<sup>2</sup> se podrían obtener 1 000 L diarios [<http://...>, s/a].

Los avances tecnológicos en los métodos de purificación de agua se han dirigido fundamentalmente a disminuir cada vez más los costos. En este aspecto tienen particular significación los materiales con que se construyen los equipos, los que influyen directamente en la eficiencia de los sistemas y en sus ventajas económicas. Por otra parte, el análisis energético unido al enfoque económico puede contribuir a elevar la eficiencia en la transformación de la energía, y por tanto, al ahorro de portadores energéticos y a la disminución del impacto ambiental.

Teniendo en cuenta que la evaluación final de cualquier proceso debe realizarse en términos monetarios, el objetivo del presente trabajo es realizar el análisis exergoeconómico de tres destiladores solares para optimizar el empleo de recursos materiales en la obtención de agua destilada a partir de destiladores solares. Para ello se incorporó el costo exergético de todos y cada uno de los productos utilizados, ya que los procesos en que predomina la transformación energética están condicionados por los medios relacionados entre sí: un ambiente físico, constituido por el ambiente de referencia y los recursos energéticos y de materia prima, y otro ambiente económico, caracterizado por los precios del mercado, así como las reglas para la depreciación y mantenimiento de los equipos.

## Desarrollo

El análisis exergoeconómico se ocupa de establecer la relación existente entre los conceptos y/o variables de la termodinámica y la economía, de las formas más claras y rigurosas posibles, y de formular las metodologías más apropiadas para el análisis, optimización y síntesis de los sistemas energéticos [Martínez, 2005].

A continuación se realiza el análisis exergoeconómico de tres destiladores solares de bandeja, contruidos con chapas de zinc galvanizado, materiales de la construcción y fibra de vidrio, siguiendo la metodología propuesta por Martínez [2005].

### Análisis termoeconómico de destiladores solares de bandeja

#### 1. Cálculo de las exergías de todos los flujos que intervienen

En los tres casos se sigue el mismo método para realizar los cálculos correspondientes.

Ambiente de referencia:  $p_0 = 1,01$  bar y  $T_0 = 283$  K.

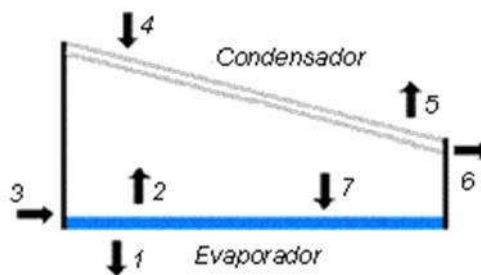


Fig. 1. Esquema del destilador solar, corrientes de flujos en el evaporador y en el condensador

Primeramente se realiza el cálculo de las exergías de todos los flujos. El balance de exergía es como sigue:

Suma de las exergías de entrada = Suma de las exergías de salida +  
Destrucción de exergía

#### Balance exergía

$$B_4 + B_3 = B_6 + B_1 + B_5 + B_{ar} + D$$

Los distintos flujos, que interactúan con los subsistemas y sus exergías, se exponen a continuación:

Tabla 1. Exergía de los flujos

	Exergía, kW (destilador con bandeja metálica)	Exergía, kW (destilador con bandeja de mat. de la const.)	Exergía, kW (destilador con bandeja de fibra de vidrio)
1: Pérdida de calor de la bandeja	0,0025	0,02376	0,00108
2: Vapor de agua desde la bandeja	0,01323	0,01957	0,002185
3: Flujo de agua que se supone entra al destilador	0,0003154	0,0009361	0,000068
4: Radiación solar que llega al condensador	0,6949	9,5571	0,8002
5: Pérdida de calor por el condensador	0,0138	0,3591	0,03291
6: Agua destilada	0,0001757	0,0002544	0,0000284
7: Radiación solar al evaporador	0,6254	8,6014	0,7126

A continuación, se ejemplifica con el destilador de bandeja metálica, el método aplicado en los tres destiladores solares.

**2. Construcción de la matriz de incidencia, A.**

$$A = \begin{vmatrix} -1 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & -1 & -1 & -1 \end{vmatrix}$$

**3.- Definición de Fuel - Producto - Pérdidas (F - P - L)**

Subsistema	Fuel	Producto	Pérdidas
1	$b_3 + b_7$	$b_2$	$b_1$
2	$b_2 + b_4$	$b_6 + b_7$	$b_5$

4. Definición de las matrices de Fuel (AF) y Producto (Ap); se construyen a partir de la definición anterior.

$$A_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad A_2 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

### 5. Análisis del costo exergético

El producto  $A' B^*$  aportará 2 ecuaciones, y refleja la 1ra regla de asignación de costos (el costo exergético es una propiedad conservativa:  $A' B^* = 0$ )

$$B^* = [b^*_1, b^*_2, \dots, b^*_7]^T$$

O sea, se obtiene una ecuación para cada subsistema, por lo que se necesitan 5 ecuaciones más. Estas se buscan con una matriz complementaria,  $\alpha$ , que se estructura aplicando las reglas de asignación de costos restantes, de forma tal que:  $\alpha X B^* = \omega$ .

Donde:

$\omega$ : Vector columna que considera la valoración económica externa de los flujos de entrada. De modo que si  $A' B^* = 0$  y  $\alpha X B^* = \omega$ , se puede obtener una nueva matriz,  $\bar{A} = \begin{bmatrix} A \\ \alpha \end{bmatrix}$  que al multiplicarse por el vector columna  $B^*$ , sea igual a un nuevo vector columna formado por:  $\begin{bmatrix} 0 \\ \omega \end{bmatrix}$

$$\begin{bmatrix} A \\ \alpha \end{bmatrix} \times B^* = \begin{bmatrix} 0 \\ \omega \end{bmatrix}$$

Los coeficientes de la matriz  $\alpha$  se obtienen a partir de las reglas de asignación de costos [Martínez, 1999].

Por la regla 5:

$$b^*_4 = b_4 \quad \text{y} \quad b^*_3 = b_3 \quad (2 \text{ ecuaciones más})$$

Por la regla 3b:

$$k^*_2 + k^*_4 = k^*_6 + k^*_7$$

$$\therefore k^*_2 = \frac{b^*_2}{b_2} \quad \text{y} \quad k^*_4 = \frac{b^*_4}{b_4} \quad k^*_6 = \frac{b^*_6}{b_6} \quad k^*_7 = \frac{b^*_7}{b_7} \quad \rightarrow$$

$$\frac{b^*_2}{b_2} + \frac{b^*_4}{b_4} - \frac{b^*_6}{b_6} - \frac{b^*_7}{b_7} = 0 \quad \left( \begin{array}{l} 1 \text{ ecuación} \\ \text{más} \end{array} \right)$$

También por la regla 4:

$$k^*_1 = 0 \quad b^*_1 = 0 \quad (1 \text{ ecuación más})$$

$$k^*_5 = 0 \quad b^*_5 = 0 \quad (1 \text{ ecuación más})$$

Con esto se completan las 5 ecuaciones faltantes, las cuales se pueden ordenar en la forma siguiente:

$$3) \quad b^*_4 = b_4$$

$$4) \quad b^*_3 = b_3$$

5)

$$\frac{b^*_2}{b_2} + \frac{b^*_4}{b_4} - \frac{b^*_6}{b_6} - \frac{b^*_7}{b_7} = 0$$

$$6) \quad b^*_1 = 0$$

$$7) \quad b^*_5 = 0$$

Entonces, la matriz **a** resultará:

$$a = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1/b_2 & 0 & 1/b_4 & 0 & -1/b_6 & -1/b_7 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

y:

$$w = \begin{pmatrix} b_4 \\ b_3 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

## 6.- Cálculo de los costos exergéticos

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} -1 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & -1 & -1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1/b_2 & 0 & 1/b_4 & 0 & -1/b_6 & -1/b_7 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} b_1^* \\ b_2^* \\ b_3^* \\ b_4^* \\ b_5^* \\ b_6^* \\ b_7^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -b_1^* - b_2^* + b_3^* + b_4^* \\ b_2^* + b_4^* - b_3^* - b_5^* - b_6^* \\ b_4^* \\ b_3^* \\ b_2^*/b_2 + b_4^*/b_4 - b_5^*/b_6 - b_6^*/b_7 \\ b_1^* \\ b_3^* \end{bmatrix}$$

$\bar{A} = \begin{bmatrix} A \\ \alpha \end{bmatrix} \quad B^* \quad \bar{A} \times B^*$

Se observa que la matriz  $\bar{A}$  ha permitido lograr la matriz cuadrada de  $\bar{A}$  (m, m), por lo que se tienen 7 ecuaciones con 7 incógnitas. Los valores de  $b^* = 1$  hasta 7 se reflejan en la tabla 2, columna 3.

Tabla 2. Costos exergoeconómicos del sistema (Destilador de bandeja metálica)

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
Flujo	Exergía B [kW]	Costo exergético B* [kW]	Costo exergético unitario k*	Costo termo económico unitario c* [¢/kJ]	Costo exergo económico unitario c [¢/kJ]	Costo económico unitario de entrada x	Costo termo económico p [¢/s]	Costo termo económico del Fuel de un flujo cuando Z = 0 [¢/s]
1	0,0025	0	0	0	0	0	0	0
2	0,01323	53,4680	4 041,421	2,3360.10-3	9,4407	4 680 384,322	0, 1249	2, 6686.10-8
3	0, 0003154	0,0003154	1	1,1002.10-6	1,1002.10-6	1	3,47.10-10	3,47.10-10
4	0,6949	0,6949	1	0	0	0	0	0
5	0,0138	0	0	0	0	0	0	0
6	0,0001757	0,6952	3 956,744	2,3360.10-3	9,2430	4 680 115,274	1,624.10-3	3,47.10-10
7	0,6254	53,4677	6 462,140	2,3210.10-3	0,1984	4 711 644,33	0,1241	2,6339.10-8

*Tabla 2a. Costos exergoeconómicos del sistema (Dest. de bandeja de materiales de la construcción)*

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
Flujo	Exergía B [kW]	Costo exergético B* [kW]	Costo exergético unitario k*	Costo termo económico unitario c* [¢/kJ]	Costo exergo económico unitario c [¢/kJ]	Costo económico unitario de entrada x	Costo termo económico p [¢/s]	Costo termo económico del Fuel de un flujo cuando Z = 0 [¢/s]
1	0,02376	0	0	0	0	0	0	0
2	0,01957	736,9351	37 656,367	1,6745.10-4	6,3056	1 555 176,37	0,1234	7,9412.10-8
3	0,0009361	0,0009361	1	1,1003.10-6	1,1003.10-6	1	1,030.10-9	1,030.10-9
4	9,5571	9,5571	1	0	0		0	0
5	0,3591	0	0	0	0		0	0
6	0,0002544	9,5580	37 570,755	1,6750.10-4	6,2932	1 554 174,76	1,601.10-3	1,030.10-9
7	8,6014	736,9342	85,6761	1,6650.10-4	1,4265.10-2	1 565 410,43	0,1227	7,8382.10-8

*Tabla 2b. Costos exergoeconómicos del sistema (Dest. de bandeja de fibra de vidrio)*

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
Flujo	Exergía B [kW]	Costo exergético B* [kW]	Costo exergético unitario k*	Costo termo económico unitario c* [¢/kJ]	Costo exergo económico unitario c [¢/kJ]	Costo económico unitario de entrada x	Costo termo económico p [¢/s]	Costo termo económico del Fuel de un flujo cuando Z = 0 [¢/s]
1	0,00108	0	0	0	0	0	0	0
2	0,002185	61,7334	28 266,208	3,6803.10-3	104,0293	26 535 993,01	0,2272	8,5619.10-9
3	0,000068	0,000068	1	1,6252.10-6	1,6252.10-6	1	1,11.10-10	1,11.10-10
4	0,8002	0,8002	1	0	0	0	0	0
5	0,03291	0	0	0	0	0	0	0
6	0,0000284	0,8003	28 179,577	3,6810.10-3	103,7288	26 539 639,64	0,0029459	1,11.10-10
7	0,7126	61,7333	86,6312	3,6544.10-3	0,3166	26 695 065,67	0,2256	8,4510.10-9

Dado que se conoce  $b$ , con estos valores de  $b^*$ , se puede determinar el

costo exergético unitario de cada flujo:  $k^* = \frac{b^*}{b}$ , o sea,  $k^*_1 = \frac{b^*_1}{b_1}$ ,  $k^*_2 = \frac{b^*_2}{b_2}$

etc. Estos valores se reflejan en la tabla 2, columna 4.

También se calculan los costos exergéticos del Fuel y del Producto de cada subsistema, de la forma siguiente:

$$F^* = \begin{bmatrix} F^*_1 \\ F^*_2 \end{bmatrix} = A_F \times B^* = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} b^*_1 \\ b^*_2 \\ \vdots \\ b^*_7 \end{bmatrix}$$

Donde:

$F^*_1$  a  $F^*_2$ : Costos exergéticos del Fuel de cada subsistema.

Del producto matricial se obtienen esos valores:  $F^*_1 = b^*_3 + b^*_7$ ;  $F^*_2 = b^*_2 + b^*_4$ . Como los valores de  $b^*$  ya se determinaron antes, se puede calcular el costo exergético,  $F^*$ , de cada subsistema. Sus valores se reflejan en la tabla 3, columna 3.

Para el costo exergético del Producto se procede de forma similar:

$$P^* = \begin{bmatrix} P^*_1 \\ P^*_2 \end{bmatrix} = A_P \times B^* = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} b^*_1 \\ b^*_2 \\ \vdots \\ b^*_7 \end{bmatrix}$$

De aquí se obtiene:  $P^*_1 = b^*_2$  y  $P^*_2 = b^*_6 + b^*_7$ , que son los costos exergéticos de los Productos de cada subsistema. Sus valores se reflejan en la tabla 4, columna 3.

## 7. Análisis del costo exergoeconómico

A partir de la matriz  $\bar{A}$  pueden determinarse los costos exergoeconómicos (termoeconómicos),  $\pi$ , de todos los flujos y otros parámetros derivados de los mismos, conociendo la amortización, costos de explotación, etc. Ello significa que las incógnitas aquí son los costos monetarios,  $\pi$ , en \$/s ó ¢/s, de los flujos. Entonces:

$$A \times \pi + Z = 0 \quad \{\text{aporta una ecuación por subsistema}\}$$

Donde:

$\pi$ : Vector columna  $P = [\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_7]^T$

$Z$ : Vector columna  $Z = [Z_1, Z_2]^T$  correspondiente a los gastos (costos) de amortización, explotación, etcétera.



$$\alpha \times \Pi - [C_{\omega} \cdot \omega] = 0 \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{aporta las (m-n) ecuaciones restantes, que} \\ \text{permitirán hallar los n valores de } \Pi \end{array} \right.$$

Donde:

$C_{\omega}$ : Costo exergoeconómico unitario (se define como  $= \pi / b$ , para cada flujo) de los flujos de entrada al sistema.

$$\therefore \bar{A} \times \Pi + \bar{Z} = 0$$

Donde:

$$\bar{Z} = \begin{bmatrix} Z \\ -C_{\omega} \cdot \omega \end{bmatrix}$$

Entonces, se puede plantear:

$$\bar{Z} = [Z_1, Z_2, -C_4 \cdot \omega_4, -C_3 \cdot \omega_3, 0, 0, 0]^T$$

$$C_4 W_4 = (\Pi_4 / b_4) \cdot W_4$$

$$W_4 = b_4^* = b_4 = 0$$

O sea:

$$\bar{Z} = [Z_1, Z_2, 0, -C_3 \cdot \omega_3, 0, 0, 0]^T$$

La solución de  $\bar{A} \times \Pi + \bar{Z} = 0$  será:

$$\begin{array}{cccccccc|c|c|c} -1 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & \pi_1 & z_1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & -1 & -1 & -1 & \pi_2 & z_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & \pi_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & \pi_4 & -C_3 \omega_3 & 0 \\ 0 & 1/b_2 & 0 & 1/b_4 & 0 & -1/b_5 & -1/b_7 & \pi_5 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \pi_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & \pi_7 & 0 & 0 \end{array}$$

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} A \\ \alpha \end{bmatrix} \pi \begin{bmatrix} Z \\ -C_{\omega} \cdot \omega \end{bmatrix} = 0$$

Efectuando las operaciones correspondientes, se obtiene el sistema siguiente de ecuaciones:

$$1) \pi_3 - \pi_1 - \pi_2 + \pi_7 + Z_1 = 0$$

$$2) \pi_2 + \pi_4 - \pi_5 - \pi_6 - \pi_7 + Z_2 = 0$$

$$3) \pi_4 = 0$$

$$4) \pi_3 - C_3 \cdot \omega_3 = 0$$

$$5) \frac{\pi_2}{b_2} + \frac{\pi_4}{b_4} - \frac{\pi_5}{b_5} - \frac{\pi_7}{b_7} = 0$$

$$6) \pi_1 = 0$$

$$7) \pi_5 = 0$$

$$C_3 W_3 = (\pi_3 / b_3) \cdot W_3$$

$$W_3 = b_3^* \pi_3 = b_3$$

Costo del agua: 0,0001\$/kg

Exergía = 0,0003154 kW

Flujo = 3,47.10<sup>-4</sup> kg/s

$C_3 = (0,0001 \text{ \$/kg}) (3,47 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}) / 0,0003154 \text{ kW}$

$C_3 = 1,1 \cdot 10^{-4} \text{ \$/kJ}$

$$\pi_3 = C_3 \cdot \omega_3 = 1,1 \times 10^{-4} \left[ \frac{\$}{\text{kJ}} \right] 0,0003154 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right] \cdot 10^{-2} \left[ \frac{\text{¢}}{\$} \right]$$

$$\pi_3 = 3,47 \cdot 10^{-10} \text{ ¢/s}$$

Los valores de Z1 y Z2 se calculan a partir de los costos capitales por año:

$$Z_1 = 136,11 \text{ \$/año}$$

$$Z_2 = 133,30 \text{ \$/año}$$

Pero como el sistema trabaja 4 608 h/año, tendremos:

$$Z_1 = 8,20 \cdot 10^{-4} \text{ ¢/s}$$

$$Z_2 = 8,04 \cdot 10^{-4} \text{ ¢/s}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones anterior, se obtienen los valores siguientes:

$$\pi_2 = 8,20 \cdot 10^{-4} + \pi_7$$

$$\pi_6 = 1,624 \cdot 10^{-3} \text{ ¢/s}$$

$$\pi_7 = 0,1241 \text{ ¢/s}$$

$$\pi_2 = 0,1249 \text{ ¢/s}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se determinan los valores  $p_1$  a  $p_7$ , los cuales se reflejan en la tabla 2, columna 8.

A partir de los valores de  $p$  y de  $b$  ya determinados, se calculan los costos

exergoeconómicos unitarios:  $C_1 = \frac{\pi_1}{b_1}$ ;  $C_2 = \frac{\pi_2}{b_2}$ ; ...;  $C_7 = \frac{\pi_7}{b_7}$ . Estos valores se reflejan en la tabla 2, columna 6.

De forma similar se calculan los costos termoeconómicos unitarios:

$$C^*_{1} = \frac{\pi_1}{b^*_{1}}; C^*_{2} = \frac{\pi_2}{b^*_{2}}; \dots;$$

$$C^*_{7} = \frac{\pi_7}{b^*_{7}} \text{ cuyos valores figuran en la tabla 2, columna 5.}$$

Todo este análisis se hace de idéntica forma para el Fuel y el Producto de cada subsistema:

$$\Pi_F = A_F \times \Pi = \begin{vmatrix} \pi_{F1} \\ \pi_{F2} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} \pi_1 \\ \pi_2 \\ \vdots \\ \pi_7 \end{vmatrix}$$

$$\therefore \pi_{F1} = \pi_3 + \pi_7; \pi_{F2} = \pi_2 + \pi_4$$

Los valores de cada Fuel de cada subsistema aparecen en la tabla 3, columna 8.

Para los Productos de los subsistemas:

$$\Pi_P = A_P \times \Pi = \begin{vmatrix} \pi_{P1} \\ \pi_{P2} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} \pi_1 \\ \pi_2 \\ \vdots \\ \pi_7 \end{vmatrix}$$

Los valores se reflejan en la tabla 4, columna 8.

Así, se determinan también los costos exergéticos unitarios de Fuel de cada subsistema,

$$\left( k_{F1} = \frac{F^*_{1}}{F_1}; k_{F2} = \frac{F^*_{2}}{F_2} \right)$$

los costos exergoeconómicos unitarios,

$$c_{F1} = \frac{\pi_3 + \pi_7}{b_3 + b_7}, c_{F2} = \frac{\pi_2 + \pi_4}{b_2 + b_4}$$

y los costos termoeconómicos unitarios, también de cada subsistema,

$$\left( c_{F1}^* = \frac{\pi_{F1}}{F_1^*}, c_{F2}^* = \frac{\pi_{F2}}{F_2^*} \right)$$

Sus valores aparecen en la tabla 3, columnas 4, 6 y 5, respectivamente.

*Tabla 3. Costos exergoeconómicos de Fuel del sistema (Destilador de bandeja metálica)*

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
Subsistema	Exergía del Fuel del subsistema F [kW]	Costo exergético total de Fuel del subsistema F* [kW]	Costo exergético unitario del Fuel del subsistema k*F	Costo termo económico unitario del Fuel del subsistema c*F [¢/kJ]	Costo exergo económico unitario del Fuel del subsistema cF [¢/kJ]	Costo económico unitario del flujo de Fuel del subsistema xF = [pF/pF*]	Costo termo económico del flujo de Fuel del subsistema pF [¢/s]	Costo termo económico del flujo de Fuel del subsistema para Z = 0 p* [¢/s]
1	0,6257	53,4680	85,4531	2,3210.10-3	0,1983	4 650 378,5	0,1241	2,6686.10-8
2	0,7081	54,1629	76,4905	2,3060.10-3	0,1764	4 680 356,7	0,1249	2,6686.10-8

*Tabla 3a. Costos exergoeconómicos de Fuel del sistema (Dest. de bandeja de materiales de la construcción)*

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
Subsistema	Exergía del Fuel del subsistema F [kW]	Costo exergético total de Fuel del subsistema F* [kW]	Costo exergético unitario del Fuel del subsistema k*F	Costo termo económico unitario del Fuel del subsistema c*F [¢/kJ]	Costo exergo económico unitario del Fuel del subsistema cF [¢/kJ]	Costo económico unitario del flujo de Fuel del subsistema xF = [pF/pF*]	Costo termo económico del flujo de Fuel del subsistema pF [¢/s]	Costo termo económico del flujo de Fuel del subsistema para Z = 0 p* [¢/s]
1	8,6023	736,9351	85,6672	1,6650.10-4	1,4264.10-2	1 545 106,5	0,1227	7,9412.10-8
2	9,5767	746,4922	77,9488	1,6544.10-4	1,2896.10-2	1 555 180,6	0,1235	7,9412.10-8

Tabla 3b. Costos exergoeconómicos de Fuel del sistema (Dest. de bandeja de fibra de vidrio)

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
Subsistema	Exergía del Fuel del subsistema F [kW]	Costo exergético total de Fuel del subsistema F* [kW]	Costo exergético unitario del Fuel del subsistema k*F	Costo termo económico unitario del Fuel del subsistema c*F [¢/kJ]	Costo exergo económico unitario del Fuel del subsistema cF [¢/kJ]	Costo económico unitario del flujo de Fuel del subsistema xF = [pF/pF*]	Costo termo económico del flujo de Fuel del subsistema pF [¢/s]	Costo termo económico del flujo de Fuel del subsistema para Z = 0 p* [¢/s]
1	0,7127	61,7334	86,6190	3,6544.10-3	0,3165	26 348 983	0,2256	8,562.10-9
2	0,8024	62,5336	77,9332	3,6332.10-3	0,2832	26 536 166	0,2272	8,5619.10-9

Para los productos de cada subsistema se calculan estos mismos indicadores. Para abreviar, el procedimiento es como sigue. En la tabla 4, para cada subsistema:

- El costo exergético unitario es igual al valor de la columna 3 entre la 2.
- El costo exergoeconómico unitario es igual al valor de la columna 8 entre la 2.
- El costo termoeconómico unitario es igual al valor de la columna 8 entre la 3.

Los valores de cada costo se reflejan en las columnas 4, 6 y 5 de la tabla 4.

Se realiza el análisis exergoeconómico, teniendo en cuenta exclusivamente los costos del combustible, o sea, se desprecian no solo los costos de explotación, sino también el costo inicial. En este caso, el vector  $Z = 0$ , de manera que los costos exergoeconómicos, P, son aquellos que se calculan solo a partir de los flujos de entrada a la planta (se designan por  $P^*$ ). Todo se calcula de forma similar, pero en lugar de

$$\bar{Z} = \begin{bmatrix} Z \\ -C_* \cdot \Phi \end{bmatrix}, \text{ sería } \bar{Z} = \begin{bmatrix} 0 \\ -C_* \cdot \Phi \end{bmatrix}.$$

Los cálculos del costo exergoeconómico de cada flujo se reflejan en la tabla 2, columna 9 y para el Fuel y el Producto de cada subsistema, también en la columna 9, pero las tablas 3 y 4, respectivamente. El valor del costo

económico unitario,  $\xi = \frac{\pi}{\pi^*}$ , para cada flujo aparece en la columna 7, tabla 2 y para el Fuel y el Producto en las tablas 3 y 4, respectivamente.

**Tabla 4. Costos exergoeconómicos de Producto del sistema (Destilador de bandeja metálica)**

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
Subsistema	Exergía del Producto del subsistema P [kW]	Costo exergético total del Producto del subsistema P* [kW]	Costo exergético unitario del Producto del subsistema k*P	Costo termo económico unitario del Producto del subsistema c*P [¢/kJ]	Costo exergo económico unitario del Producto del subsistema cP [¢/kJ]	Costo económico unitario del flujo de Producto del subsistema xF = [pP/pP*]	Costo termo económico del flujo de Producto del subsistema pF [¢/s]	Costo termo económico del flujo de Producto del subsistema para Z = 0 p* [¢/s]
1	0,01323	53,4680	4 041,4210	2,3360.10-3	9,4407	4 680 356,7	0,1249	2,6686.10-8
2	0,6256	54,1629	86,5775	2,3208.10-3	0,2009	4 710 335,0	0,1257	2,6686.10-8

**Tabla 4a. Costos exergoeconómicos de Producto del sistema (Dest. de bandeja de materiales de la construcción)**

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
Subsistema	Exergía del Producto del subsistema P [kW]	Costo exergético total del Producto del subsistema P* [kW]	Costo exergético unitario del Producto del subsistema k*P	Costo termo económico unitario del Producto del subsistema c*P [¢/kJ]	Costo exergo económico unitario del Producto del subsistema cP [¢/kJ]	Costo económico unitario del flujo de Producto del subsistema xF = [pP/pP*]	Costo termo económico del flujo de Producto del subsistema pF [¢/s]	Costo termo económico del flujo de Producto del subsistema para Z = 0 p* [¢/s]
1	0,01957	736,9351	37656,367	1,6759.10-4	6,3107	1 555 180,6	0,1235	7,9412.10-8
2	8,6017	746,4922	86,7843	1,6651.10-4	1,4451.10-2	1 565 254,6	0,1243	7,9412.10-8

**Tabla 4b. Costos exergoeconómicos de Producto del sistema (Dest. de bandeja de fibra de vidrio)**

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
Subsistema	Exergía del Producto del subsistema P [kW]	Costo exergético total del Producto del subsistema P* [kW]	Costo exergético unitario del Producto del subsistema k*P	Costo termo económico unitario del Producto del subsistema c*P [¢/kJ]	Costo exergo económico unitario del Producto del subsistema cP [¢/kJ]	Costo económico unitario del flujo de Producto del subsistema xF = [pP/pP*]	Costo termo económico del flujo de Producto del subsistema pF [¢/s]	Costo termo económico del flujo de Producto del subsistema para Z = 0 p* [¢/s]
1	0,002185	61,7334	28 253,2723	3,680310-3	103,9817	26 536 166	0,2272	8,5619.10-9
2	0,7126	62,5336	87,7541	3,6540.10-3	0,2848	26 687 689	0,2285	8,562.10-9

## **Análisis de los resultados**

Del análisis de los destiladores contruidos con diferentes materiales se observa que, en todos los casos, la bandeja constituye la parte del destilador donde se genera la mayor cantidad de irreversibilidades, lo que corrobora el criterio de que en esta zona se debe realizar una mejor selección de los materiales a utilizar. Entre los equipos analizados, el que presenta menor generación de irreversibilidades resulta el de bandeja metálica, en correspondencia con su mejor capacidad para la captación de la radiación solar y transferencia de calor hacia el agua a destilar, siendo el destilador de materiales de la construcción el que tiene un comportamiento menos eficiente.

No obstante, cuando se analiza el costo termoeconómico unitario,  $c^*$ , se observa que tiene valores muy bajos para todos los flujos. El componente predominante es el costo del agua destilada, con un valor pequeño, siendo el menor valor el obtenido en el equipo construido con materiales de la construcción, correspondiente a  $1,6750 \cdot 10^{-4} \text{ ¢/kJ}$ ; le sigue el obtenido en el equipo metálico con un valor de  $2,3360 \cdot 10^{-3} \text{ ¢/kJ}$  y el resultado más desfavorable lo tiene el equipo construido con fibra de vidrio, con un valor de  $3,681 \cdot 10^{-3} \text{ ¢/kJ}$ .

El análisis del costo exergoeconómico unitario muestra el mayor costo exergoeconómico unitario en el vapor y agua destilada producida. El mayor valor se presenta en el equipo con bandeja de fibra de vidrio ( $104,0293 \text{ ¢/kJ}$  y  $103,7288 \text{ ¢/kJ}$ , respectivamente). En el destilador metálico se tienen valores de  $9,4407 \text{ ¢/kJ}$ , y  $9,2430 \text{ ¢/kJ}$ . En este aspecto, el que presenta mejores resultados es el construido con materiales de la construcción, con valores de  $6,3056 \text{ ¢/kJ}$  y  $6,2932 \text{ ¢/kJ}$ , respectivamente.

Considerando los aspectos analizados con anterioridad, se puede afirmar que, aunque el equipo construido con metal es más eficiente desde el punto de vista energético, al realizar el análisis exergoeconómico, el equipo construido con materiales de la construcción ofrece ventajas que se traducen en el menor costo exergoeconómico del agua destilada producida.

## **Conclusiones**

- La bandeja es la parte del equipo donde se genera la mayor cantidad de irreversibilidades.
- El costo termoeconómico unitario,  $c^*$ , presenta valores muy bajos para todos los flujos. El componente predominante es el costo del agua destilada y el vapor producido. El más bajo, por supuesto, el costo de la radiación solar, es nulo.
- El mayor costo exergoeconómico unitario en el vapor y agua destilada producida se presenta en el equipo con bandeja de fibra de

vidrio (104,0293  $\phi$ /kJ y 103,7288  $\phi$ /kJ, respectivamente). El de mejores resultados en este aspecto es el construido con materiales de la construcción, con valores de 6,3056  $\phi$ /kJ y 6,2932  $\phi$ /kJ, respectivamente.

- El equipo construido con materiales de la construcción ofrece ventajas que se traducen en el menor costo exergoeconómico del agua destilada producida.

## **Bibliografía**

BEJAN, A. *Entropy Generation Throug Heat and Fluid Flor*, 1994.

MARTÍNEZ, A., A. BRITO Y M. PELÁEZ. *Cálculo de las irreversibilidades en la caldera RETO CV-25-18*. III Conferencia Internacional de Termoenergética Industrial. Universidad de Las Villas. 1996.

MARTÍNEZ, A., A. BRITO Y M. PELÁEZ. *Balance exergético de la caldera RETO CV-25-18 remodelada con horno de torbellino horizontal*. Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. ISPJAE. 1997.

MARTÍNEZ, A. *Valoración termoeconómica de la planta de cogeneración de un central azucarero cubano*. Proceeding de la I Conferencia Internacional de Eficiencia Energética y Refrigeración (en proceso de publicación). Santiago de Cuba. Noviembre, 1999.

\_\_\_\_\_. *Conferencias de exergoeconomía*. Maestría en Eficiencia Energética, Cuba 2005.

VALERO, A. Y M. LOZANO. *Curso de termoeconomía*. Centro Politécnico Superior de Ingenieros. Universidad de Saragoza. España. 1994.

[http:// www.cubasolar.cu/biblioteca/energia/Energia 16. s/a](http://www.cubasolar.cu/biblioteca/energia/Energia%2016.s/a)



**Eco Solar** es una publicación científica electrónica trimestral para los especialistas de las fuentes renovables de energía. Se dedica a la promoción de temas relacionados con la energética, las energías alternativas, la física ambiental, la arquitectura bioclimática, el impacto sobre el medio ambiente la educación ambiental, la termoconversión, la eficiencia energética, y las energías de origen hidráulico, fotovoltaico, eólico, solar, biomasa y ciencias relacionadas

**DIRECTOR GENERAL:**

Dr. Luis Bérriz Pérez.

**DIRECTOR:**

M.Sc. Manuel Álvarez González.

**EDITOR JEFE:**

M.Sc. Alejandro Montesinos Larrosa.

**EDITORA:**

M.Sc. Madelaine Vázquez Gálvez.

**CORRECCIÓN:**

Ing. Jorge Santamarina Guerra.

**CONSEJO EDITORIAL:**

Dr. Luis Bérriz Pérez.

M.Sc. Manuel Álvarez González.

Dr. Conrado Moreno Figueredo.

M.Sc. Manuel Fernández Rondón.

M.Sc. Alejandro Montesinos Larrosa.

M.Sc. Daniel López Aldama

**DISEÑO ELECTRÓNICO:**

D.I. Antonio Romillo Polaino.

**WEB MASTER:**

M.Sc. Fernando González Prieto.

**CONSEJO ASESOR:**

Dra. Elena Vigil Santos.

Dr. Conrado Moreno Figueredo.

Dr. Sergio Corp Linares.

Dr. José Guardado Chacón.

Dr. Deny Oliva Merecio.

Dra. Dania González Couret.

Dr. Juan José Paretas.

Lic. Bruno Henríquez Pérez.

M.Sc. Leonor Turtós Carbonell.

M.Sc. Alejandro Montesinos Larrosa.

Lic. Ricardo Bérriz Valle.

Dr. David Pérez Martín.



**SOCIEDAD CUBANA PARA LA PROMOCIÓN  
DE LAS FUENTES RENOVABLES DE ENERGÍA Y EL RESPETO  
AMBIENTAL**

Calle 20 no. 4113, esquina a 47, Miramar, Playa,  
Ciudad de La Habana, Cuba. Código Postal: 11300.

Teléfono: (537) 205-9949.

Apartado postal: 6611, CP: 10600, Ciudad de La Habana, Cuba.

e-mail: [editora@cubasolar.cu](mailto:editora@cubasolar.cu)

<http://www.cubasolar.cu>