

OPTIMIZACIÓN DEL AISLAMIENTO TÉRMICO
DE UNA CUBIERTA TRANSPARENTE DE UN
SECADOR HÍBRIDO DE
(Guadua angustifolia)

THERMAL INSULATION OPTIMIZATION OF A
TRANSPARENT COVER FROM HYBRID DRYER
OF *(Guadua angustifolia)*

OTIMIZAÇÃO DE ISOLAMENTO TÉRMICO DE
UMA TAMPA TRANSPARENTE DE SECADOR
HÍBRIDO DE *(Guadua angustifolia)*

Carlos Alberto Orozco¹, Ricardo Acosta², Jorge Augusto Montoya³

RESUMEN

El principal problema que tiene un secador solar híbrido (solar asistido con gas o electricidad) son sus costos de operación por consumo de energía. Para ello se determinó el espesor óptimo de aire confinado en la cubierta plástica el cual actúa

Recibido para evaluación: 13/04/2011. **Aprobado para publicación:** 18/04/2011

1. Ingeniero Mecánico, M.Sc., Facultad Ingeniería Mecánica, Universidad Tecnológica de Pereira, corozco@utp.edu.co,
2. Ingeniero Mecánico, M.Sc., Facultad de Tecnologías, Universidad Tecnológica de Pereira,
3. Ingeniero Mecánico, M.Sc., Ph.D., Facultad de Ciencias Ambientales, Universidad Tecnológica de Pereira.

Correspondencia: Carlos A. Orozco E-mail: corozco@utp.edu.co Tel: +57 (6) 3137124 ext. 124

como aislamiento térmico, se calculó el coeficiente global de transferencia de calor "U", se estimó la potencia de la fuente externa la cual fue de 1,8 kW y se encontró que el consumo de energía es aproximadamente 5,35 veces menos que la potencia del secador híbrido con cubierta sencilla. El concepto es aplicable a cualquier tipo de secador solar, solar-asistido o cualquier invernadero para el sector agroindustrial.

ABSTRACT

In a solar hybrid dryer (solar assisted gas or electricity) its main problem is to minimize its operational costs due to energy consumption. For this, was determined the optimum thickness of air confined in the plastic cover as thermal isolation. was calculated overall coefficient of heat transfer "U", and was estimated the power of the external source which was of 1,8 kW and found that energy consumption is approximately 5,35 times less than the power of the hybrid dryer with single plastic deck. The concept is applicable to any type of solar dryer, solar-assisted or any greenhouse in agroindustrial area.

RESUMO

O principal problema com um secador solar híbrido (solar-gás assistido ou com electricidade) são os custos operacionais para o consumo de energia. Para este fim a pesquisa determinou a espessura ideal de ar confinado na tampa de plástico (duas camadas) que atua como isolamento térmico, foi calculada a taxa global de transferência de calor "U" e estimada pela alimentação externa de 1,8 kW e descobriu que o consumo de energia é de cerca de 5,35 vezes menor do que a potência do secador revestido híbrido simples. O conceito é aplicável a qualquer tipo de secador solar, solar assistida ou qualquer tampa plástica no setor agrícola.

PALABRAS CLAVE:

Aislamiento, secadores, cubiertas transparentes.

KEYWORDS:

Insulation, dryers, transparent covers.

PALAVRAS-CHAVE:

Isolamento, secadores, tampas transparentes.

INTRODUCCIÓN

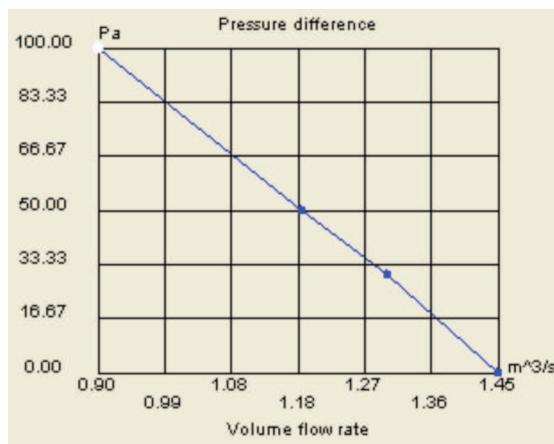
La presente investigación se enfocó al análisis y estudio termodinámico del secador híbrido de guadua desarrollado y evaluado por Montoya J. A. y Orozco C. A., 2005 [1,2,3] del cual se obtuvo buenos resultados y una alta efectividad de secado en términos de Contenido de Humedad. Sin embargo fue posible mejorar la eficiencia de secado definida como energía aplicada por unidad de masa de madera [4].

En el proceso de secado de guadua o de madera, el aire cumple dos funciones principales, la primera de ellas es que sirve para transmitir la energía requerida para la evaporación del agua y la segunda es que sirve para transportar la humedad saliente de la madera. Experimentalmente se ha demostrado que para la mayoría de maderas esta velocidad debe ser menor o igual a 2m/s para no presentar problemas de pandeo en el secado. [4]

Para el análisis de la velocidad del fluido dentro de la cámara de secado se tuvieron en cuenta las características del ventilador de recirculación y el área transversal en los puntos críticos. El ventilador de recirculación es un ventilador axial de marca Siemens tipo 2CC2404-5DYD6, la presión y el flujo son datos proporcionados por el fabricante. (Ver Figura 1) [11].

Para calcular las pérdidas que se tienen a través de la cubierta se aplicó la diferencia de temperaturas para el caso más crítico, el cual ocurre cuando la temperatura en el interior es máxima y la temperatura en el exterior es mínima.

Figura 1. Características dinámicas del ventilador Siemens tipo 2CC2404-5DYD6



Se calcula el coeficiente global de transferencia de calor con base en datos suministrados por el Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales de Colombia (IDEAM) [12], en la localidad de Pereira. La temperatura media mínima anual es de 16°C y la velocidad promedio anual es de 1,6m/s. Por otro lado la temperatura máxima del aire en el interior en un programa normal de secado puede alcanzar 50°C y para el plástico 40°C. (Ver Tabla 1) [9].

Para lograr los objetivos propuestos en la investigación, se elaboró un modelo de termo transferencia [5,6,7,8], que permitió predecir y mejorar el funcionamiento del actual secador solar híbrido [1,10], y mantener su operación como híbrido (solar asistido gas o electricidad) las 24 horas del día. Este artículo analiza este fenómeno y lo modela estáticamente mediante el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor [5,6,7]. Además, se presenta un modelo de costos para estimar el espesor óptimo o económico de la cubierta transparente que actúa como aislamiento térmico, basado en conceptos establecidos por Orozco [8,9]. Se presenta además el cálculo de potencia de la fuente alterna y se espera reducir su capacidad de manera sustancial.

MÉTODO

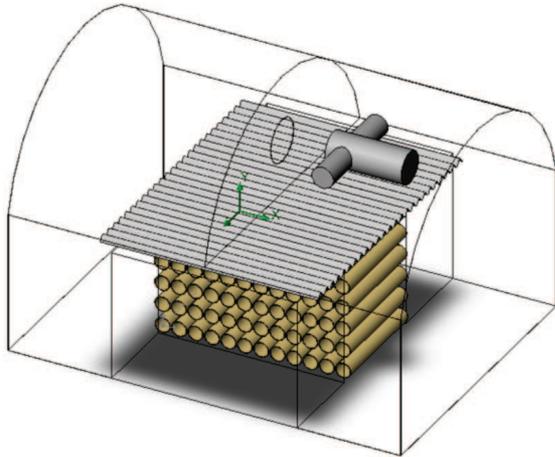
El secador híbrido está compuesto por una cubierta de plástico tipo invernadero calibre 6 UV, un colector solar con superficie negra de 5,2 m² de área colectora, como se aprecia en la Figura 2; además el sistema consta de dos ventiladores de renovación, un ventilador de recirculación, un humidificador y una fuente de energía alterna que en el caso híbrido puede ser gas o resistencias de energía eléctrica.

El principal problema de los sistemas de secado híbridos es la pérdida de energía a través de la cubierta, esto se puede mejorar sustancialmente "si se inserta un

Tabla 1. Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección (Adaptado de Cengel) [5],

VALORES TÍPICOS PROMEDIOS DE h_c	
Convección libre	h_c (W/m ² .°C)
Gases	2-25
Líquidos	50-1000
Convección forzada	h_c (W/m ² .°C)
Gases	25-250
Líquidos	50-20000

Figura 2. Cubierta plástica secador solar con fuente asistida por gas natural



espacio de aire confinado en el interior de la cubierta transparente”, para esto se empleó un plástico burbuja usado para embalaje de diversos productos, el cual cuenta con medias burbujas de aire de 25mm de diámetro y 10mm de altura aprox., plástico que se consigue comercialmente.

En la figuras 3 y 4, se muestran el montaje del plástico de burbuja, su proceso de montaje y el estado final del montaje.

Para el cálculo de los coeficientes globales de las diferentes cubiertas, se presenta la Tabla 2 siguiente muestra valores característicos del secador usado.

Cálculo del coeficiente combinado de transferencia de calor por convección y radiación solar

El coeficiente global se puede estimar como:

$$U = \frac{1}{\sum r_i} = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_i} + \frac{(re + x_{ais})}{k_{ais}} \ln\left(\frac{re + x_{ais}}{re}\right) \right]_p + \frac{1}{h_o}} \quad (Ec.1)$$

Donde la resistencia del aislamiento se puede calcular como x_{ais} / k_{ais} , teniendo en cuenta que por serie de Taylor:

$$\ln\left(1 + \frac{x_{ais}}{re}\right) = \frac{x_{ais}}{re} - \frac{1}{2}\left(\frac{x_{ais}}{re}\right)^2 \dots$$

Tabla 2. Valores del secador solar empleado

$\eta_c=0,5$	Eficiencia del colector solar
$H=654,5 \text{ W/m}^2$	Constante radiación[10]
$A_c=5,6 \text{ m}^2$	Área del colector solar
$A_p=34,5 \text{ m}^2$	Área de la cubierta de transparente del colector solar

$$+ \frac{1}{3} \left(\frac{x_{ais}}{re}\right)^3 + \dots = \frac{x_{ais}}{re} \quad (Ec. 2)$$

Para este caso: $x_{ais}/re = 0,05/2,58=0.0194$ y la mitad del cuadrado es 0,0000188, lo que significa que el segundo termino es despreciable. Por lo tanto se puede aproximar la anterior ecuación como si la superficie fuese plana, dado que el radio es muy grande respecto al espesor (no es el 2 %).

Figura 3. Montaje cubierta plástica aislada en secador solar



Figura 4. Cubierta plástica aislada con doble capa en secador solar de guadua asistido por gas o electricidad



$$U = \frac{1}{\sum r_i} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x_{ais}}{k_{ais}} + \frac{1}{h_o}} \quad (\text{Ec.3})$$

h_i, h_o : coeficientes combinados del convección y radiación en el interior y exterior de la cubierta

x_{ais} : espesor de la cubierta de material aislante.
 r : radio del cilindro del secador la cubierta
 k : coeficiente de calor por conducción

Según Mc Adams [7], recomienda:

$$h_o = 5,7 + 3,8 V \quad (\text{Ec.4})$$

Donde:

V : velocidad del fluido en (m/s)

h_o : coeficiente combinado promedio de convección y radiación en ($w/m^2 \cdot ^\circ C$)

Para calcular el coeficiente interno se estima mediante un balance de energía, para la cubierta sin aislar:

$$h_i = \frac{(T_{s,i} - T_{\infty,o}) \left(\frac{e}{k_p} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1}}{(T_{\infty,i} - T_{s,i})} \quad (\text{Ec.5})$$

y la cubierta aislada:

$$h_i = \frac{(T_{s,i} - T_{\infty,o}) \left(\frac{x + e}{k_p} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1}}{(T_{\infty,i} - T_{s,i})} \quad (\text{Ec.6})$$

Donde:

$T_{s,i}$: Temperatura de la superficie

$T_{\infty,i}$: Temperatura del fluido en el interior

$T_{\infty,o}$: Temperatura del fluido en el exterior

A_p : Área del plástico en contacto con el fluido.

Se puede asumir el promedio de la velocidad dentro de la cámara de secado, como 1,6 m/s, acorde con los criterios anteriormente mencionados en la sección 2.0, la cual es necesaria para los cálculos del coeficiente combinado de convección y radiación en el interior.

$$h_o = 5,7 + 3,8(1,6 \text{ m/s}) = 11,78 \text{ W/m}^2 \quad (\text{Ec.7})$$

RESULTADOS

Caso 1: Si se usa solo una cubierta plástica calibre 6 UV.

Con una cubierta de plástico transparente AgrocLEAR 6 la cual tiene un espesor de 6 milésimas de pulgada, y asumiendo la conductividad térmica del plástico $k_p = 0,12 \text{ W/m-K}$, se presenta el siguiente cálculo, aplicando las ecuaciones (3,4,5).

$$e = 6 \times 10^{-3} \text{ in} = 0,1524 \text{ mm} = 1,52 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$h_i = \frac{(40 - 16)^\circ C \left(\frac{1,52 \times 10^{-4}}{0,12 \text{ W/m}^\circ C} + \frac{1}{11,78 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C} \right)^{-1}}{(50 - 40)^\circ C}$$

$$h_i = 28,27 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{28,27 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C} + \frac{1,52 \times 10^{-4}}{0,12} + \frac{1}{11,78 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C}}$$

$$U = 8,22 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C$$

$$\dot{Q} = UA_p \Delta T \quad (\text{Ec.8})$$

$$\dot{Q} = UA_p \Delta T = (1,537 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C) (34,5 \text{ m}^2) (34^\circ C)$$

$$\dot{Q} = 1804 \text{ W}$$

Caso 2: Si se usa plástico a ambos lados con relleno de aire.

Para este fin se propone usar plástico burbuja con un espesor de 1cm.

$$e = 6 \times 10^{-3} \text{ in} = 0,1524 \text{ mm} = 1,52 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$x = 0,01 \text{ m}$, espesor promedio de la burbuja

La conductividad térmica es la del aire confinado en la cámara o burbuja de 1" de diámetro (25,4 mm.), es: a 20 C $k = 0,02514 \text{ W/m-K}$; a 30 C, $k = 0,02588 \text{ W/m-K}$ y a 40 C $0,02662 \text{ W/m-K}$. Se usara el valor promedio de 40 C. [1]

Despreciando la resistencia térmica del espesor del plástico doble, y aplicando las ecuaciones (4,6,3) se tiene:

$$h_i = \frac{(40-16)^{\circ}C}{(50-40)^{\circ}C} \left(\frac{0,010}{0,02662 W/m^{\circ}C} + \frac{1}{11,78 W/m^2-\circ C} \right)^{-1}$$

$$h_i = 5,211 W/m^2-\circ C$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{5,211 W/m^2-\circ C} + \frac{0,010}{0,02662}} + \frac{2(0,000152)}{0,12} + \frac{1}{11,78 W/m^2-\circ C}$$

$U = 1,537 W/m^2-\circ C$; y aplicando la ecuación (8):

$$\dot{Q} = UA_p \Delta T = (1,537 W/m^2-\circ C)(34,5 m^2)(34^{\circ}C)$$

$$\dot{Q} = 1804 W$$

Este cálculo muestra una reducción de las pérdidas de 9,64 kW a 1,80 kW, es decir en 81,3 % de la potencia inicial, ó 5,35 veces menos.

Para el cálculo de costos del espesor óptimo de aislamiento, se tuvieron en cuenta los siguientes aspectos: los costos totales CT del secador se expresarán en función de los costos del sistema, C_{sis} ; el del aislamiento, C_{ais} ; y el de la energía, C_e . Los costos se expresaran en \$ valor presente. Se estimaran con base en el tiempo de duración del proyecto o de la la cubierta plástico transparente, que se asumirá de 4 a 5 años. El aislamiento y la energía son funciones del espesor, luego [9],

$$CT = C_{sis} + C_{ais} + C_e FVP(i,d,n) \quad (Ec.9)$$

Los costos del aislamiento se calculan así:

$$C_{ais} = A b x_a \quad (Ec.10)$$

Donde:

A: área de la superficie aislada que es un cilindro de 2, 6 m de diámetro.

b: Costos del aislamiento, $\$2166/m^2-in = \$85275,60/m^3$.

FVP (i,d,n): factor de valor presente, convierte un pago inicial, durante la vida del proyecto en valor presente. Por ejemplo el valor presente de los pagos de energía durante 5 años.

$$FVP(i,d,n) = \frac{1}{d-i} \left(1 - \left(\frac{1+i}{1+d} \right)^n \right) \quad (Ec.11)$$

Para un pago de energía mensual de \$100.000, durante 4 años con un valor $i=1,5\%$ y $d = 0,7\%$; el FVP (i,d,n), aplicando la ecuación (11) será:

$$FVP(0,015;0,007;48) = \left(\frac{1}{0,007 - 0,015} \right) \left(1 - \frac{1,015}{1,07} \right)^{48} = 57,75$$

El valor presente neto de dicho pago será:

$$VPN = \$100.000 * 57,75 = \$5'775.339,50$$

Los costos de energía se estiman a partir de las pérdidas en la cubierta que deben ser sustituidas por energía eléctrica o gas. Se calculan como las pérdidas de energía mensual y se colocan en valor presente usando el factor de valor presente mencionado:

$$C_e = (U A \Delta T H C_{ue} / \eta_s) FVP(i,d,n) \quad (Ec.12)$$

Donde:

U: Coeficiente global de transferencia de calor.

A: área de la superficie aislada que es un cilindro de 2, 6 m de diámetro.

ΔT : Diferencia de temperatura $^{\circ}C$.

H: horas mensuales operación de la fuente externa $18*365 = 243,3$ h/mes

C_{ue} : Costos unitario de la energía, \$/kWh

η_s : Eficiencia del proceso de secado,
 $0,5 * 0,7 = 0,35$.

Los costos totales serán entonces:

$$CT = C_{sis} + A b x_{ais} + \dots + (U A \Delta T H C_{ue} / \eta_s) FVP(i,d,n) \quad (Ec.13)$$

Tomando la derivada de los costos totales igual a cero:

$$\frac{\partial CT}{\partial x} = 0, \text{ se obtiene:}$$

$$\frac{\partial CT}{\partial x} = 0 = 0 + A b + \frac{-\frac{1}{k}}{\left(\frac{x_{ais}}{k} + \Sigma ri\right)^2} A \Delta T H C_{ue} \frac{FVP(i,d,n)}{\eta_s}$$

Despejando el espesor:

$$A b = \frac{1}{\left(\frac{x_{ais}}{k} + \sum ri\right)^2} A \Delta T H C ue \frac{FVP(i,d,n)}{\eta_s}$$

$$\frac{x_{ais}}{k} + \sum ri = \left(\Delta T H C ue \frac{FVP(i,d,n)}{k b \eta_s}\right)^{0,5}$$

El espesor económico obtenido es:

$$x_{ais} = \left(\Delta T H C ue \frac{k FVP(i,d,n)}{b \eta_s}\right)^{0,5} - (\sum ri) k \tag{Ec.14}$$

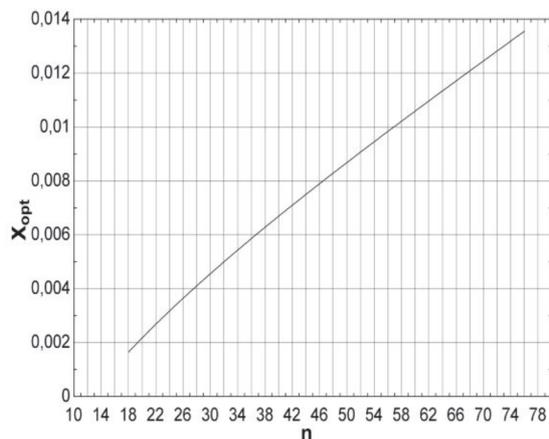
El ejemplo de aplicación de la ecuación anterior para este caso específico con una temperatura externa nocturna de 16° C e interna de 45° C, el delta sería 29° C, el costo unitario de energía es de \$200/kWh, y usando el FVP(0,015,;0,007,48) = 57,75, el costo del aislamiento de \$85275,60/m³ del aislamiento y eficiencia del proceso del 50%, aplicando la ecuación (14) se obtiene:

$$x_{ais} = (29 * 540 * 200 \frac{0,02662 * 75,96}{85275,6 * 0,5})^{0,5} - \left(\frac{1}{5,2} + \frac{1}{11,8} \sum ri\right) 0,02662 = 0,009215 m$$

El espesor instalado es de 10 mm aproximadamente. Es función del tiempo del proyecto y se asume que esa es la duración del plástico, es decir, en este caso 48 meses.

La curva anterior fue obtenida con la licencia académica del EES [13], cuyo código es el siguiente:

Figura 5. Espesor optimo de la cubierta aislante versus tiempo duración cubierta en meses



{ESPESOR ÓPTIMO DE UN AISLAMIENTO TERMICO PARA SECADOR GUADUA}

Te=16
Ti=45
H=18*365/12
Cue = 200 {\$/kWh}
K=0,02662 {W/m²-K}
i=0,015
d=0,007
{n=48} {Ejecútese sin corchetes. Parametrizar con corchetes usando tablas y gráficas}
FVP=(1/(d-i))*(1-(((1+i)/(1+d)) ^ n))
b=85275,60 {\$/m³}
EFcs=0,5
hi=5,21
ho=11,78
rt=(1/hi+1/ho)
Xopt = ((Ti-Te)*Cue*k*FVP / (1000*b*EFcs)) ^ 0,5 - rt*k
Ap = 34,5
Cais = Ap*b*Xopt
U = (1/(1/hi+X_opt/k+1/ho))
Ce=U*Ap*(Ti-Te)*H*Cue/(EFcs*1000)*FVP
CT= C_ais+Ce

Este cálculo se hace tomando los resultados de los cálculos anteriores lo que demuestra la potencia que deberían tener las fuentes asistidas por gas o por electricidad. Con base en las pérdidas que se tienen a través de la cubierta de plástico con burbujas y se hallan las curvas características para ambos secadores:

Se deberá tener en cuenta que la temperatura máxima para un programa de secado de guadua esta alrededor de 45°C.

El secador se encuentra aislado térmicamente en el suelo con una capa de poliuretano en la parte inferior y tiene piedras para acumular energía durante el día y liberarla posteriormente en la noche cuando la necesita, además se encuentra cargado con 180kg de guadua con un contenido de humedad inicial del 90%. También se asumió el caso más crítico para un día con una temperatura media anual mínima según el IDEAM para esta zona de 16°C.

El espesor calculado e instalado de la cubierta transparente es de 10 m.m. aproximadamente, obtenido mediante el proceso de optimización. Este es función del tiempo del proyecto y se asume para este caso 48 meses.

La fuente asistida permite compensar las pérdidas de calor a través de la cubierta, El cálculo de la fuente asistida muestra una reducción de las pérdidas de 9,64 kW a 1,80 kW, es decir en 81,3 % de la potencia inicial, ó 5,35 veces menos.

CONCLUSIONES

La capacidad térmica de la fuente asistida no amerita el uso de quemadores de combustibles fósiles, para esto se propone el uso de resistencia eléctrica de baja potencia y que no presenta ningún nivel de ruido.

Este artículo analizó el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor por convección y radiación, se desarrolló un modelo para estimar el espesor óptimo o económico de la cubierta transparente que actúa como aislamiento térmico de un secador solar híbrido, mejorando el desempeño del sistema desarrollado por Montoya y Orozco [1,2,3].

El secador solar híbrido con el desarrollo presentado, redujo la potencia de la fuente alterna de manera sustancial, 5,35 veces, de 9,64 kW a solo 1,80 kW térmicos.

El desarrollo de un sistema con doble foil o doble plástico con burbuja al interior, representará un impacto económico en general el sector agroindustrial.

El secado solar híbrido, es una muy buena alternativa energética de secado y deshidratación de productos agrícolas, a bajos costos de operación.

Los secadores híbridos o invernaderos controlados automáticamente, es decir con control de la temperatura y la humedad relativa, serán un aporte importante al tema de adaptación al cambio climático.

Los Invernaderos controlados o secadores híbridos controlados empleando doble foil, contribuirán a mejorar el tiempo de las cosechas de los productos agrícolas más vulnerables y que son afectados por el cambio climático.

REFERENCIAS

[1] MONTOYA, Jorge A. y OROZCO H, Carlos Alberto. Fundamentos Prácticos del Secado de la

- Guadua-Bambú. Pereira, Colombia: Universidad Tecnológica de Pereira, 150p., 2006.
- [2] MONTOYA, Jorge A. y OROZCO H. , Carlos Alberto, *Secado Solar y Convencional de La Guadua angustifolia. Simposio Internacional en guadua Pereira, sep 27, 2007 2 oct. de 2009*
- [3]. MONTOYA, Jorge A. Y OROZCO H. , Carlos Alberto, *Secado Solar y Convencional de La Guadua angustifolia. Scientia et Technica Año XI, No 27, Abril 2005.*
- [4] HOHEISEL, Hannes. Manual del Grupo Andino para el Secado de Maderas. Lima Perú: 1ª Edición, Carvajal S.A., , 124 pp., 1989.
- [5] CENGEL, Y.A., Transferencia de calor. Bogotá, Colombia: (3ª ed.), McGraw-Hill 2007.
- [6] INCROPERA, F.P. y D.P. DEWITT, Fundamentals of Heat and Mass Transfer. N.Y,New York: John Wiley & Sons,. 4a edición, 1996.
- [7] MC. ADAMS, E.H., Transmisión de Calor. N.Y, New York: Mc Graw Hill Book Co. Inc., 1964.
- [8] OROZCO, Carlos Alberto, et al.. Termodinámica Básica para Ingenieros. Pereira, Colombia: 1ª Edición, Universidad Tecnológica de Pereira, 269 pp, Febrero 1991.
- [9] OROZCO, Carlos Alberto. *Optimización del diseño de aislamientos térmicos para superficies calientes: TUBERIAS.* Scientia et Technica Año II, No 37, Abril 1996, Universidad Tecnológica de Pereira
- [10] OROZCO, Carlos Alberto, Elementos de Ingeniería Solar. Pereira, Colombia: 1ª Edición, Universidad Tecnológica de Pereira, 269 pp, 1993.
- [11] SIEMENS: Catalogo de ventiladores. Bogotá, Colombia: Siemens, 2008. Disponible en <http://www.siemens.com.co> Junio 2008
- [12] INSTITUTO DE ADECUACION DE TIERRAS Y METEOROLOGIA. Bogotá, Colombia: IDEAM, disponible en <http://www.ideam.gov.co/radiacion.htm>, Junio de 2008
- [13] FCHART. ENGINEERING EQUATION SOLVER. Colorado, USA. Software de cálculo para problemas paramétricos. Disponible en: <http://www.fchart.com>. Junio de 2008