

MODELADO DINAMICO DE UN SECADOR HIBRIDO PARA *Guadua angustifolia* Kunth**Dynamics of a hybrid dryer for *Guadua angustifolia* Kunth****RESUMEN**

El problema consiste en elaborar un modelo de fluidos y termo transferencia que permita mejorar el funcionamiento del actual secador y mantener su operación como híbrido (solar asistido gas o electricidad) las 24 horas del día. Para lo anterior la metodología consiste en modelar el flujo de fluidos en la cámara con el objetivo de determinar las velocidades de operación las cuales se validan experimentalmente. La segunda etapa consiste en calcular el coeficiente global de pérdidas de la cámara que es función de los coeficientes combinados de convección y radiación y de los materiales de fabricación los cuales tendrán un aislamiento térmico.

PALABRAS CLAVES: Modelado, Secado, Guadua, Híbrido

ABSTRACT

The problem is to develop a model of fluids and thermal transfer to improve the functioning of the oven and maintain its current operation as a hybrid dryer (solar assisted gas or electricity) 24 hours a day. For the foregoing the methodology is to model the flow of fluids in the chamber to determine operating speeds which are validated experimentally. As a third stage is deemed thermal capacity of the power assisted. The second step is to calculate the ratio of overall losses of the camera that is a function of factors combined convection and radiation and materials manufacturing which will have a thermal

KEYWORDS: Modelling, Dryer, Guadua, Hybrid

1. INTRODUCCIÓN

El secado solar de productos agrícolas como medio de conservación toma gran importancia debido a los altos precios de los combustibles fósiles en el mercado. Esto sumado a los largos tiempos de secado y las condiciones atmosféricas adversas hace necesario de emplear sistemas híbridos de secado. Se enfoca el estudio al análisis dinámico del secador híbrido de guadua desarrollado y evaluado por Montoya y Orozco^[1,2], del cual tuvieron buenos resultados, sin embargo es posible mejorar la eficiencia definida como energía invertida por unidad de masa de madera.^[3]

Uno de los problemas de estos sistemas de secado híbridos es la pérdida de energía a través de la cubierta, la cual se disminuye con un espacio de aire en el interior que nos sirve como aislante térmico^[4]. Para el análisis y síntesis del problema se elabora un modelo de fluidos y termotransferencia^[5,6,7], que permite predecir y mejorar el funcionamiento del actual secador^[8,9,10], y mantener su operación como híbrido (solar asistido gas o electricidad) las 24 horas.día.

2. MODELADO DEL FLUJO DE FLUIDOS

La velocidad del aire cumple dos funciones muy importantes en el proceso de secado, la primera de ellas es que sirve para transmitir la energía requerida para calentar el agua contenida en la madera y la segunda es que sirve para transportar la humedad saliente de la madera.

Pasos	CH%	Tbs(°C)	Tbh(°C)	ΔT(°C)
1	>80	38	33	5
2	60-80	38	32	6
3	40-60	38	31	7
4	30-40	43	35	8
5	20-30	43	33	10
6	10-20	43	33	10

Tabla 2. Programa normal de secado de la guadua *Angustifolia* (Montoya 2005)

Experimentalmente se ha demostrado que para la mayoría de maderas esta velocidad debe estar alrededor de 2m/s para no presentar problemas de pandeo en el secado.¹

Para establecer las velocidades dentro de la cámara de secado, se procedió a realizar un modelado geométrico mediante el software SolidWorks® y luego un análisis CFD mediante el software Floworks®. Posteriormente se

1. Manual de maderas 2008

Fecha de Recepción: 8 de junio de 2009

Fecha de Aceptación: 11 de Agosto de 2009

RICARDO ACOSTA A

I.M., Profesor Auxiliar
Tecnología Mecánica, Universidad
Tecnológica de Pereira
ricosta@utp.edu.co

JORGE A. MONTOYA

Ph-D, Profesor Auxiliar
Facultad de Ciencias Ambientales,
Universidad Tecnológica de
Pereira.
jorgemontoya@utp.edu.co

CARLOS ALBERTO OROZCO

M.Sc. Profesor Titular
Ingeniería Mecánica, Universidad
Tecnológica de Pereira.
corozco@utp.edu.co

realiza una comprobación de campo para validar y no exceder estos valores.

3 MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Para calcular las pérdidas que se tienen a través de la cubierta aplicamos 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.

Se calcula el coeficiente global de transferencia de calor en base a datos suministrados por el **IDEAM** en la localidad de Pereira.^[11] 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.

VALORES TÍPICOS PROMEDIOS DE h_c	
Convección libre	h_c (W/m².°C)
Gases	2-25
Líquidos	50-1000
Convección forzada	h_c (W/m².°C)
Gases	25-250
Líquidos	50-20000

Tabla1. Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección (Adaptado Cengel)

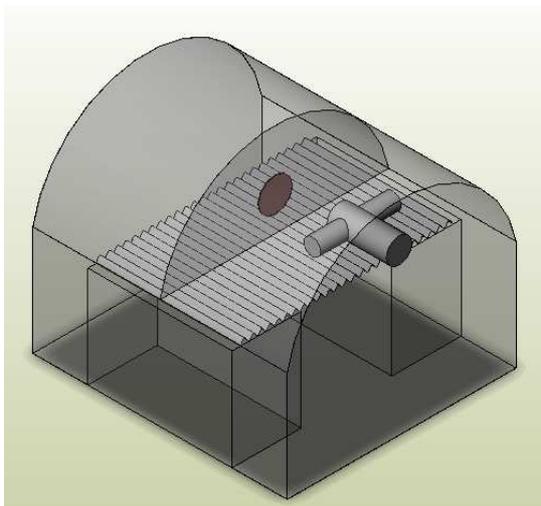


Figura 1. Cubierta plástica secador solar

El coeficiente global se puede estimar como:

$$U = \frac{1}{\sum r_i} = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_i} + \frac{e}{k} \right]_p + \frac{1}{h_o}}$$

De donde:

- h_i, h_o : coeficientes combinados del convección y radiación en el interior y exterior de la cubierta
- e : espesor del material de la cubierta o de aislante
- k : coeficiente de calor por conducción

Según Mc Adams recomienda:

$$h_o = 5,7 + 3,8V$$

De donde:

V : velocidad del fluido en (m/s)

h_o : coeficiente combinado promedio de convección y radiación en (w/m²-°C)

Para calcular el coeficiente interno se hace un balance de energía

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

De 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

MODELO TERMODINÁMICO

Se asume la distribución de la radiación como una función sinusoidal durante el día en la que máxima radiación corresponde a las 12am y una radiación media para la zona cafetera en 5kwh/m².día

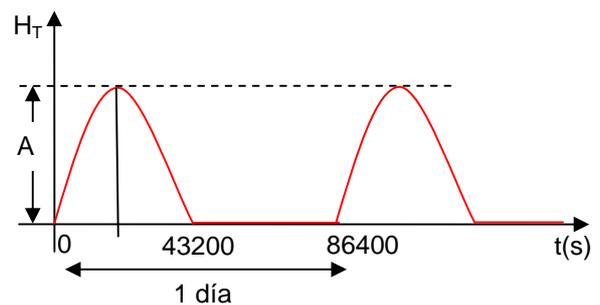


Figura 2. Distribución de la radiación durante el día

$$H_T = A \text{sen}(wt)u(t) + A \text{sen}(wt - 43200)u(t - 43200)$$

BALANCE DE ENERGÍA EN EL SECADOR

Considerando el sistema como un sistema de parámetros concentrados en donde la temperatura del fluido es igual en todos los puntos del volumen de control.

Aplicando 1ª Ley de la termodinámica para el aire de la cámara como volumen de control y analizando la energía que entra y sale del sistema y la energía almacenada, acorde con Orozco [12], se obtiene:

$$\dot{E}_e - \dot{E}_s = \frac{\partial E_{v.c}}{\partial t}$$

$$\frac{\partial T(t)}{\partial t} = \frac{dT}{dt}$$

$$n_c H_T A_c + \frac{Wv}{n_m} - UA_p(T(t) - T_{\infty,o}) = m_{aire} C_p \frac{dT(t)}{dt} + m_{piedra} C_p \frac{dT(t)}{dt} + m_{guadua} (w_i - w_f) C_p \frac{dT(t)}{dt} + (m_{guadua} - m_{guadua} (w_i - w_f)) C_p \frac{dT(t)}{dt} + m_{lam} C_p \frac{dT(t)}{dt}$$

Resolviendo la ecuación diferencial aplicando la transformada de Laplace, de donde se puede dejar en términos de las constantes A₁, A₂, A₃ y A₄ con el fin del manejo de las ecuaciones.

$$\sum m C_p \frac{dT(t)}{dt} + UA_p T(t) = \frac{Wv}{n_m} + UA_p (T_{\infty,o}) + n_c A_c 654,5 (\text{sen}(wt)u(t) + \text{sen}(wt - 43200)u(t - 43200))$$

$$A_1 \frac{dT(t)}{dt} + A_2 T(t) = A_3 + A_4 \left(\text{sen}\left(\frac{\pi t}{43200}\right)u(t) + \text{sen}\left(\frac{\pi t}{43200} - 43200\right)u(t - 43200) \right)$$

Aplicando transformada de Laplace para solucionar la ecuación diferencial

$$T(s) = \frac{A_1 T(0)}{A_1 s + A_2} + \frac{A_3}{(A_1 s + A_2)s} + \frac{A_4 w}{(A_1 s + A_2)(s^2 + w^2)} + \frac{A_4 w}{(A_1 s + A_2)(s^2 + w^2)} (e^{-43200s})$$

Aplicamos la Transformada Inversa de Laplace para tener la temperatura en función de las constantes A₁, A₂, A₃, A₄ y T(0)

$$T(t) = T(0)e^{-\frac{A_2 t}{A_1}} + \frac{A_3}{A_2} (1 - e^{-\frac{A_2 t}{A_1}}) + w A_4 \left(A_1 \frac{e^{-\frac{A_2 t}{A_1}}}{A_2^2 + w^2 A_1^2} - \frac{A_1}{A_2^2 + w^2 A_1^2} \cos wt + \frac{A_2}{w(A_2^2 + w^2 A_1^2)} \text{sen} wt \right) U(t) + w A_4 \left(A_1 \frac{e^{-\frac{A_2 t}{A_1}}}{A_2^2 + w^2 A_1^2} - \frac{A_1}{A_2^2 + w^2 A_1^2} \cos wt + \frac{A_2}{w(A_2^2 + w^2 A_1^2)} \text{sen} wt \right) U(t - 43200)$$

De donde las constantes para el secado solar A₁, A₂, A₃ y A₄ la podemos calcular como:

$$A_1 = m_{aire} C_p \text{aire} + m_{piedra} C_p \text{piedra} + m_{guadua} (w_i - w_f) C_p \text{agua} + (m_{guadua} - m_{guadua} (w_i - w_f)) C_p \text{guadua} + m_{lam} C_p \text{lam}$$

$$A_2 = UA_p$$

$$A_3 = \frac{Wv}{n_m} + UA_p (T_{\infty,o})$$

$$A_4 = n_c A A_c$$

RESULTADOS

Para el análisis de la velocidad del fluido dentro de la cámara de secado se tuvo en cuenta las características del ventilador de recirculación.



Figura 3. Ventilador Siemens tipo 2CC2404-5DYD6

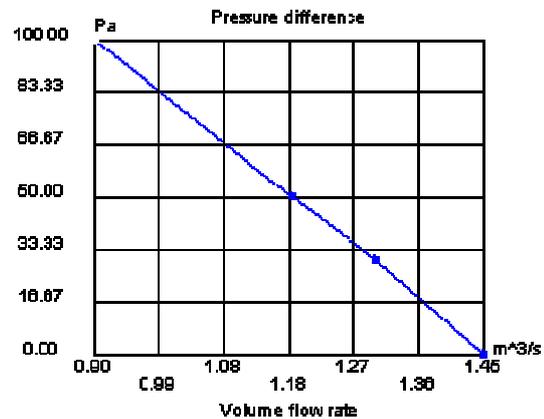


Figura 4. Características dinámicas del ventilador Siemens tipo 2CC2404-5DYD6

La presión y el flujo son datos proporcionados por el fabricante, estos datos se introducen el software para hacer su posterior análisis.

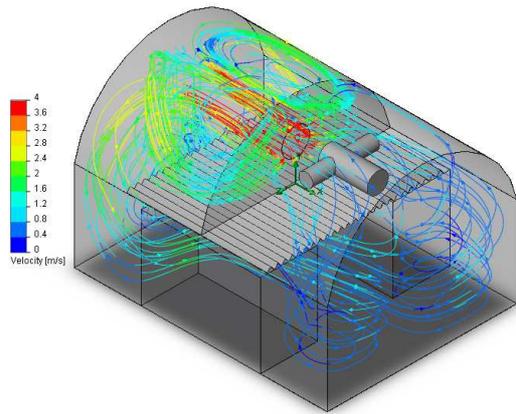


Figura 5. Modelado de las velocidades dentro de la cámara de secado

Para el túnel de secado se obtuvo velocidades por debajo de los 2m/s lo cual es lo recomendable.

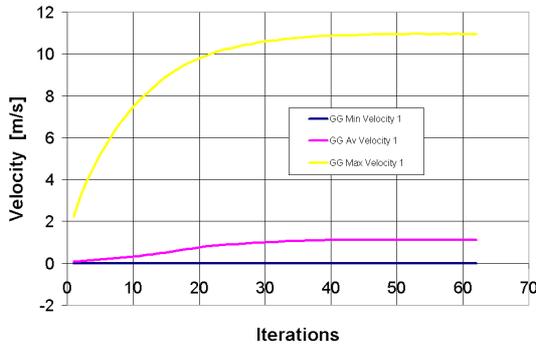


Figura 6. Promedio de la máxima, mínima y media de las velocidades dentro de la cámara de secado

El programa puede calcular el promedio de la velocidad dentro de la cámara de secado, la cual es necesaria para los cálculos del coeficiente combinado de convección y radiación en el interior.

$$h_o = 5,7 + 3,8(1,6m/s) = 11,78W/m^2-^{\circ}C$$

Cálculo de las pérdidas a través de las diferentes cubiertas:

Si se usa solo una cubierta plástica

Con una cubierta de plástico transparente Agroclear 6 la cual tiene un espesor de 6 milésimas de pulgada, y asumiendo el $k_p=0,12W/m-K$

$$e = 6x10^{-3}in = 0,1524mm = 1,52x10^{-4}m$$

$$h_i = \frac{(40-16)^{\circ}C}{(50-40)^{\circ}C} \left(\frac{1,52x10^{-4}}{0,12W/m-^{\circ}C} + \frac{1}{11,78W/m^2-^{\circ}C} \right)^{-1}$$

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

$$U = \frac{1}{\frac{1}{28,27W/m^2-^{\circ}C} + \frac{1,52x10^{-4}}{0,12}} + \frac{1}{11,78W/m^2-^{\circ}C}}$$

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

$$\dot{Q} = UA_p \Delta T = (8,22W/m^2-^{\circ}C)(34,5m^2)(34^{\circ}C)$$

$$\dot{Q} = 9642,10W$$

Si se usa plástico a ambos lados con relleno de aire

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

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

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

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

$$U = 1,537W/m^2-^{\circ}C$$

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

$$\dot{Q} = 1803,9W$$

La velocidad angular w del modelo de radiación solar durante el día se puede expresar como:

$$w = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi}{24x3600s} = \frac{\pi}{43200} rad/s$$

$$\int_0^{43200} A \text{sen}\left(\frac{\pi}{43200}t\right) dt = 5kWh/m^2.dia$$

$$\frac{A(43200)2}{\pi} = 5x10^3 x3600W/m^2$$

$$A = \frac{5x10^3 x3600x\pi}{2(43200)} W/m^2$$

$$A = 654,5W/m^2$$

Por lo tanto la función que me define la radiación en un tiempo t en segundos esta dada por:

$$H_T = 654,5 \left(\text{sen}\left(\frac{\pi t}{43200}\right)u(t) + \text{sen}\left(\frac{\pi t}{43200} - 43200\right)u(t-43200) \right)$$

El secador se encuentra aislado térmicamente con una capa de poliuretano en la parte inferior (suelo) 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

asumimos el caso más crítico para un día con una temperatura media anual mínima según el IDEAM ^[11], para esta zona de 16°C.

La densidad del aire en Pereira se puede calcular como:

$$\rho_{air} = \frac{P}{RT} = \frac{86000}{289 * (273,15 + 40)} = 0,95 \frac{kg}{m^3}$$

$n_c=0,7$	Eficiencia del colector solar
$A=654,5 \text{ W/m}^2$	Constante radiación
$A_c=5,6m^2$	Área del colector solar
$W_v=200W$	Potencia del ventilador
$\eta_m=0,65$	Eficiencia del motor
$A_p=34,5m^2$	Área del plástico
$T_{\infty,0}=16^\circ C$	Temperatura en el exterior
$V_{air}=3,37m^3$	Volumen del aire
$m_{aire}=V_{air}*\rho_{air}=3,2kg$	Masa de aire
$C_{p_{aire}}=1007J/kg\cdot^\circ C$	Calor específico del aire
$m_{piedra}=50kg$	Masa de piedra
$C_{p_{piedra}}=800J/kg\cdot^\circ C$	Calor específico de la piedra
$m_{guadua}=180kg$	Masa de guadua
$C_{p_{guadua}}=1260J/kg\cdot^\circ C$	Calor específico de la guadua
$C_{p_{agua}}=4230J/kg\cdot^\circ C$	Calor específico del agua
$m_{lam}=2x5,65 \text{ Kg}$	Masa de lámina
$C_{p_{lam}}=500J/Kg\cdot^\circ C$	Calor específico de la lámina
$W_i=0,9$	Contenido de humedad inicial
$W_f=0,15$	Contenido de humedad final

Tabla 3. Valores y parámetros del Sistema

Resolviendo las constantes para el secador con cubierta plástica sencilla y con plástico burbuja y teniendo en cuenta solo la radiación solar.

PLÁSTICO SENCILLO	A1	676622 J/K
	A2	283,5 W/s
	A3	4845 W
	A4	2565,6 W
	U	8,22 W/m ² .°C
PLÁSTICO BURBUJA	A1	676622 J/s
	A2	52,7 W/s
	A3	1152,2 W
	A4	2565,6 W
	U	1,53 W/m ² .°C

Tabla 4. Valores de las constantes para el procesos con diferentes cubiertas

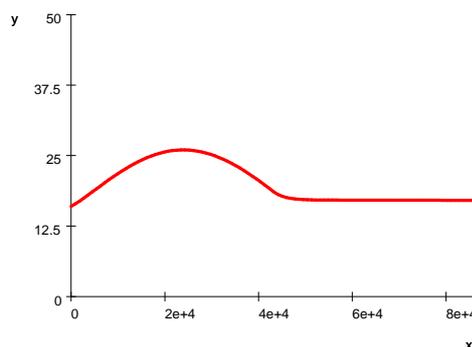


Figura 7. Curva de temperatura vs tiempo en segundos con radiación solar con plástico sencillo para un día

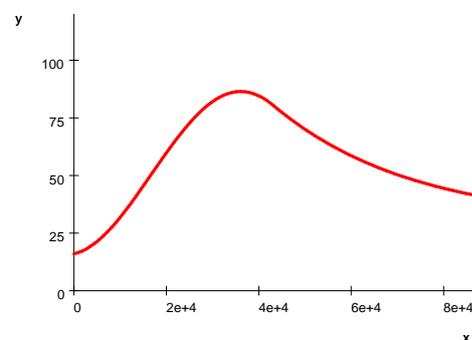


Figura 8. Curva de temperatura vs tiempo en segundos con radiación solar con plástico burbuja para un día

CONCLUSIONES

Las herramientas computacionales para la simulación de fluidos y transferencia de calor (CFD) ofrecen unos resultados muy aproximados con los datos experimentales.

El análisis y síntesis del problema del modelado de un secador híbrido (solar-asistido) usando mecánica fluidos y termotransferencia ^[5,6,7], fue realizado con el fin de describir su dinámica y predecir y mejorar el funcionamiento del actual secador ^[8,9,10], durante las 24 horas del día.

Se propone el uso de resistencia eléctrica o de un quemador de aserrín con alimentador de tornillo sin fin para aprovechar los residuos de la guadua, debido a que la capacidad térmica de la fuente asistida no amerita el uso de quemadores de combustibles fósiles, debido a la alta inversión en el quemador,

Se propone como muy buena alternativa el secado de productos agrícolas usando este tipo de secador híbrido,

teniendo en cuenta los precios actuales de los combustibles fósiles.

Se propone desarrollar una cubierta con plástico burbuja para intemperie y optimizar el proceso de diseño de dicha cubierta con la cual se pueden reducir las pérdidas hasta 5 veces las actuales, según estimativos ya realizados por los autores.

Se propone un estudio de cantidad de desechos de aserrín generada en un aserradero con el fin de secar su propia madera en secadores híbridos.

Scientia et Technica Año III, No 6, II semestre de 1997. Universidad Tecnológica de Pereira, pp 85-92.

[11] **IDEAM. Datos meteorológicos. Bogotá, Colombia: IDEAM. Disponible en:** <http://www.ideam.gov.co/radiacion.htm>, Junio de 2008

[12] **OROZCO, CARLOS ALBERTO**, 1993, Elementos de Ingeniería Solar, 1ª Edición, Universidad Tecnológica de Pereira, Pereira, 269 pp.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

[1] **MONTOYA Y OROZCO, CARLOS ALBERTO**, Fundamentos Prácticos del Secado de la Guadua-Bambú. Universidad Tecnológica de Pereira, Pereira, 150p.

[2] **MONTOYA Y OROZCO, CARLOS ALBERTO**, Secado Solar y Convencional de La *Guadua Angustifolia*, Universidad Tecnológica de Pereira, revista Scientia et Technica Año XI, No 27, Abril 2005.

[3] **HOHEISEL, HANNES**, 1989, Manual del Grupo Andino para el Secado de Maderas, 1ª Edición, Carvajal S.A., Lima Perú, 124 pp.

[4] **OROZCO HINCAPIE, 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

[5] **CENGEL, Y.A.**, Transferencia de calor (2ª ed.), McGraw-Hill (2003)

[6] **INCROPERA, F.P. Y D.P. DEWITT**, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Jhon Wiley & Sons, N.Y. 4a edición, 1996.

[7] **MC. ADAMS, E.H.**, Transmisión de Calor, Mc Graw Hill Book Co. Inc, N.Y, 1964.

[8] **OGATA, Katsuhito**. Ingeniería de control moderna. 3 ed. Mexico: Editorial PRENTICE-HALL HISPANOAMERICANA S.A. 1998. 995 p.

[9] **LOPEZ LOBO, JAIME Y OROZCO HINCAPIE, CARLOS ALBERTO**. Dinámica de Sistemas Térmico Scientia et Technica Año III, No 5, Abril 1997, Universidad Tecnológica de Pereira, pp 183-194

[10] **OROZCO HINCAPIE, CARLOS ALBERTO Y LOPEZ LOBO, JAIME**. Solución Comparativa de la Dinámica de Sistemas Térmicos Y Electromecánicos.