

Determinación del coeficiente global de transferencia de calor en secaderos rotativos de cáscara de limón

Marcos A. Golato*, Hugo Ruiz*, Juan F. D`Angelo*, Gustavo Aso* y Dora Paz*

RESUMEN

En la bibliografía consultada no se encontraron trabajos de secado de cáscara de limón en secaderos rotativos. Se realizaron ensayos de medición en secaderos rotativos de cáscara de limón en una instalación agroindustrial del noroeste argentino. Se desarrolló un modelo matemático semiempírico mediante la resolución de los balances de materia y energía. Se obtuvo una correlación estadística para la predicción de los coeficientes globales volumétricos de transferencia de calor aparentes para secaderos rotativos de cáscara de limón.

Palabras clave: modelo determinístico, simulación de procesos, industria cítrica.

ABSTRACT

Determination of global heat transfer coefficient in lemon peel rotary dryers

No papers on lemon peel drying in rotary dryers were actually found in the sources consulted. Measurement tests were carried out in the assessment of rotary dryer systems used to dehydrate lemon peel in an agroindustrial plant of Northwestern Argentina. A semiempirical mathematic model was developed solving mass and energy balances. A statistical correlation for predicting global heat transfer coefficient in rotary dryer lemon peel dehydration was obtained.

Key words: deterministic model, process simulation, citrus industry.

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

INTRODUCCIÓN

El proceso de secado en un secador rotativo de calor directo, puede expresarse como un mecanismo de transmisión de calor, de la siguiente forma:

$$Q = Ua \cdot V \cdot (\Delta T)_m \quad \text{Ec. 1}$$

Donde:

Q = calor total transmitido en **W** = **J/s**.

Ua = coeficiente global volumétrico de transmisión de calor en **W/m³.K**.

V = volumen del secador en **m³**.

(ΔT)_m = media logarítmica entre las diferencias de temperatura de bulbo húmedo del gas secante en la entrada y la salida del secador, en **K**.

Es necesario contar con valores confiables para el coeficiente global de transferencia de calor, dado que depende de las propiedades del material a secar, las condiciones de la alimentación, la caída de temperatura, la velocidad másica del gas secante y la geometría de los secaderos.

A pesar de existir en la bibliografía trabajos sobre coeficientes de transferencia de calor en equipos como calentadores, evaporadores y secaderos en transporte neumático (Kays y London, 1984; Aralde *et al.*, 1993; Hewitt, 1998; Kreith y Bohn, 2001), se han encontrado pocos trabajos sobre coeficiente global de transferencia de calor **Ua** para secaderos rotativos. Las correlaciones publicadas en la bibliografía consultada (Friedman y Marshall, 1949; Gutzeit y Spraul, 1953) describen los efectos relativos de las variables de diseño y de operación sobre el valor del coeficiente global de transferencia de calor **Ua** en secaderos rotativos experimentales para secar arena y nitrato de amonio. Todos estos autores emplearon relaciones que pueden ser reducidas a la forma:

$$Ua = k \cdot \frac{G^n}{D} \quad \text{Ec. 2}$$

Donde:

k = constante de proporcionalidad.

G = caudal másico del gas secante por unidad de área transversal del secador, en **kg/hm²**.

D = diámetro del secadero en **m**.

n = constante.

McCormick (1962) comparó los trabajos previos disponibles de secado de arena y nitrato de amonio, y encontró que todos los datos experimentales registrados podían correlacionarse en una sola expresión con valores de **n** en el rango de 0,46 a 0,67. Este autor comparó todos los datos disponibles concluyendo que la geometría de las aspas y la velocidad de la cubierta deberían ser tomadas en cuenta en la evaluación de **k**. También sugirió que la velocidad de rotación de la cubierta y la

forma de las aspas deberían afectar el balance general. Sin embargo, no disponía de datos para evaluar estas variables por separado.

En el caso de secaderos comerciales que se fabrican actualmente en los Estados Unidos, que funcionan con velocidades periféricas de 18,3 a 22,7 m/min (60 a 75 ft/min), Perry *et al.* (1992) recomiendan emplear la siguiente relación:

$$Ua = 0,8254 \cdot \frac{G^{0,67}}{D} \quad \text{Ec. 3}$$

No se ha encontrado en la bibliografía consultada este tipo de estudios referidos al secado de cáscara de limón.

El objetivo del presente trabajo es determinar el coeficiente volumétrico de transmisión de calor **Ua** en secaderos rotativos industriales de cáscara de limón, a partir de ensayos experimentales de medición, empleando un modelo matemático determinístico basado en los balances de masa y energía. Por otro lado, se intenta obtener una correlación que permita determinar **Ua**, en función de las principales variables del sistema.

MATERIALES Y MÉTODOS

Características del sistema de secado estudiado

En una instalación agroindustrial del noroeste argentino orientada a la producción e industrialización de cítricos se estudió, mediante ensayos en planta y modelado matemático, el sistema de secado de cáscara de limón.

El sistema analizado está formado por tres secaderos rotativos, funcionando los dos primeros en paralelo (ver Figura 1).

Un secadero rotatorio básico se constituye de las siguientes partes:

- **Cámara de combustión:** donde se produce la ignición del combustible (gas natural) y del comburente, denominado aire primario o de combustión.
- **Cámara de secado:** en esta ingresan los gases de secado, producto de la combustión, mezclados con el aire secundario o de transferencia. La cámara de secado se compone de un cilindro rotatorio que en su interior contiene distribuidas una serie de paletas o vuelos, destinados a mejorar la mezcla y el contacto de la cáscara con los gases secantes, aumentando la transferencia de calor. Dicho cilindro giratorio presenta una leve inclinación en sentido de la corriente de gases, produciendo el movimiento de la cáscara en sentido longitudinal. La rotación de la cámara de secado es función del grado de secado que se desea alcanzar: durante los ensayos, esta velocidad fue alrededor de 8 a 10 r.p.m.
- **Ciclón de separación:** este equipo produce la separación de los sólidos de la fase gaseosa, en donde la cáscara seca (o presecada según se trate) es enviada por un transportador helicoidal hacia otro equipo de secado o al sector de prensado y embalado. Los gases efluentes del ciclón son aspirados por un ventilador de

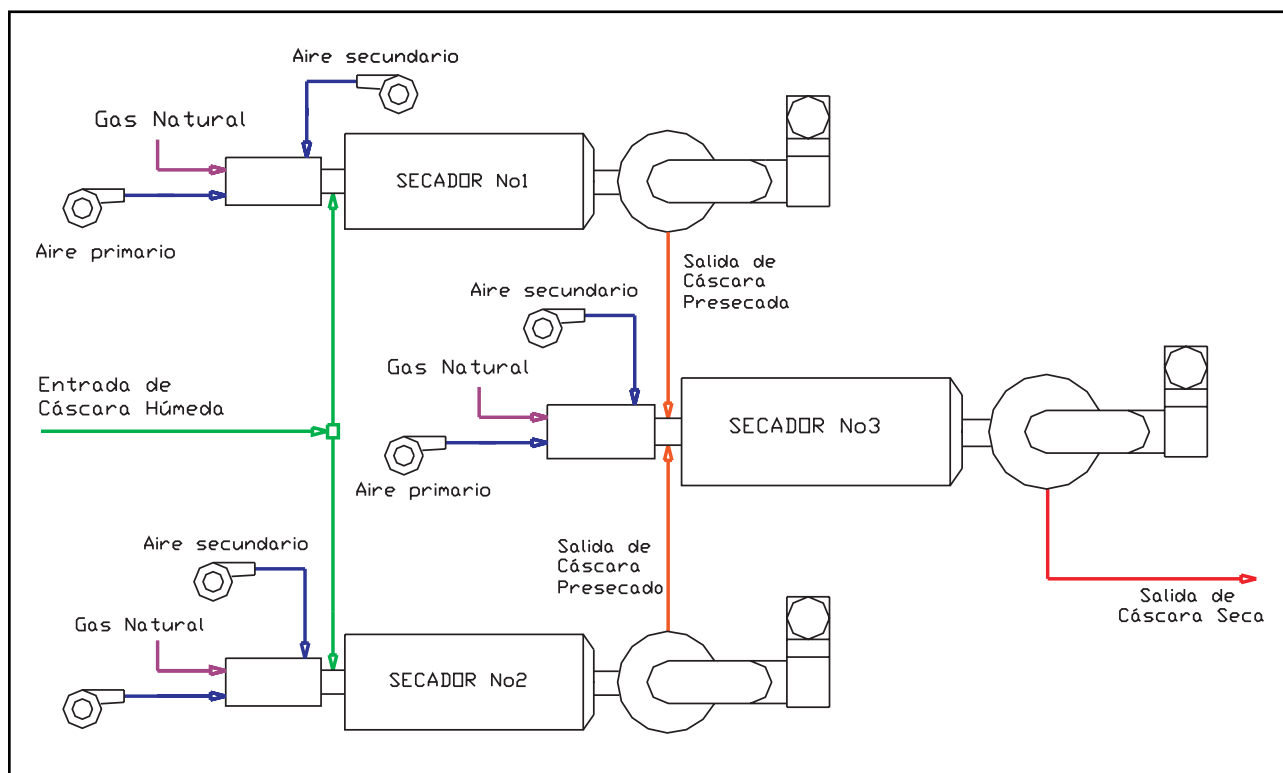


Figura 1. Sistema estudiado de secaderos rotativos de cáscara de limón.

tiro inducido que vence las pérdidas de carga del sistema de secado en cuestión, expulsándolos hacia la atmósfera a través de una chimenea.

- **Equipo de control y regulación:** este sistema es el encargado de regular automáticamente la relación aire-combustible, de manera de mantener las condiciones óptimas del proceso de combustión y el grado de secado de la cáscara, según las características de calidad pretendidas.

En la Tabla 1 se muestran las características físicas de cada secadero.

Descripción del ensayo

Se realizaron 36 ensayos de medición en planta, midiéndose el caudal y la humedad de la cáscara que ingresa y sale de los secaderos rotatorios, como así también la composición, temperatura y caudal de los gases de secado a la entrada y salida del sistema (chimenea).

Cabe aclarar que la información obtenida refleja la operación de secaderos de una planta en funcionamiento, donde los ensayos no pueden ser planificados como se haría en un equipo experimental piloto, sino que obedecen a los requerimientos de producción de la empresa.

En la Figura 2, se muestra el esquema del secadero

Tabla 1. Características físicas de los secaderos.

Secadero	1	2	3
Largo (m)	13,22	9,00	12,96
Diámetro (m)	2,40	2,90	3,60

rotativo, y se indican los puntos en los que se realizaron las mediciones.

En la Tabla 2 se especifican las mediciones que se efectuaron en cada uno de los puntos señalados.

Durante los ensayos se empleó el siguiente instrumental de medición:

- Anemómetro digital marca TESTO, modelo TESTO 452 con tubo Pitot y sondas de temperatura y humedad.
- Dos analizadores electrónicos digitales de gases de combustión marca TESTO, modelo TESTO 350.
- Termocuplas tipo K, con su correspondiente protección para el caso de las mediciones en las cámaras de combustión, reduciendo al mínimo los errores de medición por efectos de la radiación.
- Una columna líquida o rama en U para la medición de presión de los gases en los ventiladores y en las chimeneas.
- Equipo para determinar humedad en sólidos marca Aqua-Boy.

En la Tabla 3 se muestran los datos de precisión y alcance de los instrumentos utilizados en los ensayos.

Las determinaciones de los caudales de cáscara fueron realizadas por el método de cubicación, utilizando un recipiente de 205 litros de peso conocido y con un tiempo de llenado de 2 min. La humedad de la cáscara pre-secada se determinó por desecación en estufa a 105°C.

La mayoría de las variables observadas fueron tomadas como datos para la resolución de los balances de

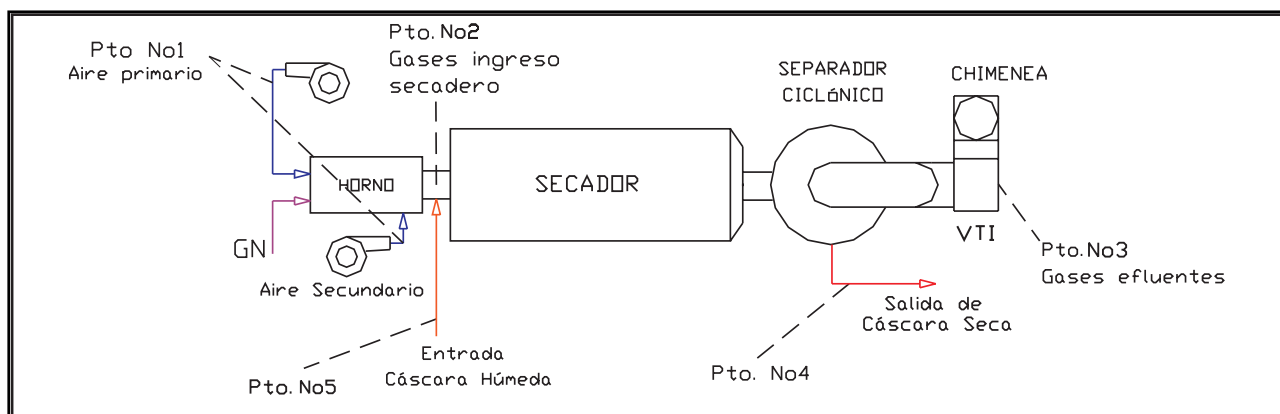


Figura 2. Localización de los puntos de medición en cada secadero rotativo.

Tabla 2. Variables medidas en cada punto de medición especificado.

Punto	Variables medidas	Unidades
N°1: Aire primario y secundario	Caudal del aire de combustión (primario) y del aire de transferencia (secundario).	m ³ /H
	Temperatura del aire primario y secundario.	°C
	Temperatura en la cámara de combustión.	°C
	Presión del ventilador de suministro de aire primario.	mmca
	Presión del ventilador de suministro de aire secundario.	mmca
N°2: Gases ingreso secadero	Concentración de los gases secos.	% gas seco
	Temperatura de los gases.	°C
	Humedad relativa de los gases.	%
	Caída de presión de los gases de secado.	mmca
N°3: Gases efluentes	Caudal de gases efluentes.	m ³ /h
	Concentración de los gases secos.	% gas seco
	Temperatura de los gases.	°C
	Humedad relativa de los gases.	%
	Presión del ventilador de tiro inducido.	mmca
N°4: Cáscara seca	Caudal de cáscara seca (CS).	kg/h
	Humedad de la cáscara.	%
N°5: Cáscara húmeda	Caudal de cáscara húmeda (CH).	kg/h
	Humedad de la cáscara.	%

Tabla 3. Precisión y rango del instrumental empleado.

Parámetro	Precisión	Rango
Analizador de Gases de Combustión TESTO 350		
Temperatura	± 0,5 °C de (0 a 100 °C) ± 0,5% del valor máximo (desde 100 °C)	- 40 a + 1.200 °C
O ₂	± 0,2 vol. %	(0 a 21) vol %
CO	± 20 ppm (a 400 ppm)	0 a 20.000 ppm
NO	± 5 ppm (a 900 ppm)	0 a 3.000 ppm
NO ₂	± 10 ppm (a 100 ppm)	0 a 500 ppm
SO ₂	± 20 ppm (a 400 ppm)	0 a 5.000 ppm
Humedad % HR	± 0,1 %	0 a 100 %
Anemómetro digital TESTO 452		
Velocidad (m/s)	± 0,1 m/s	1 a 30 m/s con 0 a 500 °C
Rama en U		
Presión diferencial	± 1 mmca	250 mmca

masa y energía. Las variables restantes se midieron para evaluar las condiciones de operación de los secaderos (presión y tiro de ventiladores).

Balances de masa en el sistema de secado

La Figura 3 muestra un esquema de un secadero rotativo, donde se han indicado los principales flujos del sistema y las variables medidas. En la misma figura se muestra la composición molar del gas natural (GN), que se ha asumido en los cálculos, observándose que un 90,39% corresponde a gas metano (x_{C1}), un 5,35% a etano (x_{C2}) y menores valores de compuestos con mayor número de átomos de carbono.

decir, no existe entrada de aire espurio. Esta situación es comprobada a través de la medición simultánea de las composiciones de gases de entrada y salida del equipo.

Balance de sólidos:

$$CH \cdot (1 - w_h) = CS \cdot (1 - w_s) \quad \text{Ec. 4}$$

Agua evaporada:

$$Agua)_{evap.} = CH - CS \quad \text{Ec. 5}$$

Conociendo la composición molar del gas natural (GN), se plantearon los balances de carbono e hidrógeno.

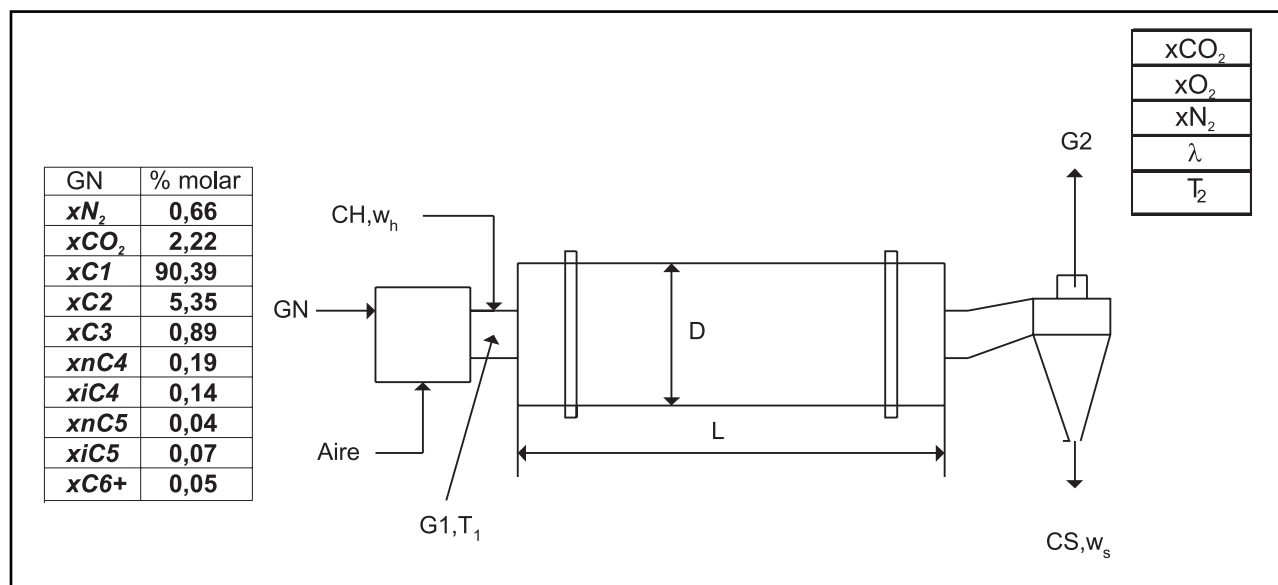


Figura 3. Localización de los puntos de medición en cada secadero rotativo.

Donde:

CH = caudal de cáscara húmeda.

w_h = humedad de la cáscara húmeda

CS = caudal de cáscara seca.

w_s = humedad de la cáscara seca.

G1 = caudal de gas de secado a la entrada del secadero.

T_1 = temperatura de los gases secantes de ingreso.

G2 = caudal de gases a la salida del ciclón.

T_2 = temperatura de los gases de chimenea.

x_{CO_2} , x_{O_2} , x_{N_2} = composición molar de los gases secos.

λ = factor de dilución del aire.

D = diámetro del secador.

L = longitud del secador.

GN = consumo de gas natural.

Aire = caudal de aire de combustión.

Se considera que la composición de gases secos es la misma a la entrada y a la salida del del secadero, es

Balance de Carbono

Átomos de Carbono (C) en el gas natural = átomos de carbono en los gases secos efluentes.

(Moles de GN). (Átomos de C en 1 mol de GN) = (Moles de G2 seco). (Átomos de C en G2 seco).

$$\frac{(GN/PM_{GN}) \cdot (1 \cdot x_{CO_2} + 1 \cdot x_{C1} + 2 \cdot x_{C2} + 3 \cdot x_{C3} + 4 \cdot x_{C4} + 5 \cdot x_{C5} + 6 \cdot x_{C6})}{\text{Átomos de Carbono en 1 mol de GN}} = \frac{(G2_{seco}/(PM_{G_{seco}}) \cdot (x_{CO_2}))}{\text{Átomos de Carbono en 1 mol de GN}} \quad \text{Ec. 6}$$

Donde:

GN = caudal másico de gas natural.

PM_{GN} = peso molecular del gas natural = 17,93 kg/kmol.

$G2_{seco}$ = caudal másico del gas secante, en base seca.

$PM_{G_{seco}}$ = peso molecular del gas secante, en base seca = 29,05 kg/kmol.

De esta ecuación se obtiene:

$$G2_{seco} = fn1 (GN) \quad \text{Ec. 7}$$

Balance de Hidrógeno

Átomos de Hidrógeno (H) en los moles de GN = Átomos de H en los moles de agua de combustión.

$$(GN/PM_{GN}) \cdot (4 \cdot xC1 + 6 \cdot xC2 + 8 \cdot xC3 + 10 \cdot xC4 + 12 \cdot xC5 + 14 \cdot xC6) = (Agua_{combustión} / PM_{agua}) \cdot 2$$

Ec. 8

Donde:

Agua_{combustión} = agua formada por la combustión del gas natural, en kg/h.

PM_{agua} = peso molecular del agua = 18 kg/kmol.

De esta ecuación se obtiene:

$$Agua_{combustión} = fn2 (GN)$$

Ec. 9

Balance total en el secadero

$$G2_{seco} + Agua_{combustión} + Agua_{evap.} = \text{Gases salida del ciclón} = G2 = \text{valor medido}$$

Ec. 10

Combinando las ecuaciones 7, 9, 5 y 10, se logra determinar el caudal requerido de gas natural (GN).

Balance de energía en el secadero

Planteando el balance de energía en el secadero, se tiene:

$$Q_{bce} = \underbrace{(H_{G1} - H_{G2}) \cdot \eta}_{1} = \underbrace{CS \cdot cps \cdot (Ts - 25) - CH \cdot cph \cdot (Th - 25)}_{2} + \underbrace{Agua_{evap.} \cdot (\lambda_v + (cpl - cpg) \cdot (100 - 25))}_{3}$$

Ec. 11

Donde:

1 = calor transferido desde los gases secantes a la cáscara, descontando las pérdidas.

2 = calor utilizado para calentar la cáscara con su humedad residual.

3 = calor utilizado para evaporar la humedad de la cáscara.

HG1, HG2 = entalpías de los gases a la entrada y salida del secadero, en W, empleando el diagrama psicrométrico del aire en función de (T1, Y1) y (T2, Y2).

η = rendimiento del proceso de transferencia de calor y masa.

Y1, Y2 = contenido de agua en gases de entrada y salida del secadero en kg agua/kg gas seco.

cpl = calor específico del agua en estado líquido; cpl = 4,186 kJ/kg.°C.

cpg = calor específico del agua en estado gaseoso; cpg = 1,909 kJ/kg.°C.

cps, cph = calor específico de la cáscara seca y húmeda en kJ/kg.°C.

Para determinar el calor específico de la cáscara de limón se consideró a la misma compuesta por agua y fibra, empleándose la siguiente fórmula en función del contenido de agua (*w*) y de los calores específicos del agua líquida (*cpl* = 4,186 kJ/kg.°C) y de la fibra (*cp_{fibra}* = 2,09 kJ/kg.°C).

$$cpi = w_i \cdot cpl + (1 - w_i) \cdot cp_{fibra}$$

Ec. 12

Ts, Th = temperatura de la cáscara de salida y entrada al secador en °C.

λv = calor latente de vaporización del agua (kJ/kg).

A partir de la ecuación 11 se determinó el rendimiento **η** en cada ensayo de secado realizado.

La transferencia de calor se efectúa entre el sólido y los gases secantes, siendo la temperatura en la superficie del sólido la de bulbo húmedo de los gases. El calor transferido (*Q_{bce}*) se relaciona con el coeficiente de transferencia de calor **Ua** mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{bce} = (H_{G1} - H_{G2}) \cdot \eta = Ua \cdot V \cdot \Delta Tm$$

Ec. 13

Donde:

Ua = coeficiente de transferencia de calor volumétrico en W/m³.K.

V = volumen del secador, (π.D²/4).L en m³.

ΔTm = delta de temperatura media logarítmica, en °C, definido como:

Donde:

$$\Delta Tm = \frac{(Tbs_1 - Tbh_1) - (Tbs_2 - Tbh_2)}{\ln \frac{(Tbs_1 - Tbh_1)}{(Tbs_2 - Tbh_2)}}$$

Ec. 14

Tbs₁ = temperatura de bulbo seco del gas a la entrada del secador = T1.

Tbs₂ = temperatura de bulbo seco del gas a la salida del secador = T2.

Tbh₁ = temperatura de bulbo húmedo del gas a la entrada del secador.

Tbh₂ = temperatura de bulbo húmedo del gas a la salida del secadero.

Las temperaturas de bulbo húmedo de los gases a la entrada y salida se determinaron mediante un diagrama psicrométrico para la mezcla aire-agua, en función de la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa de los gases.

En este trabajo se propuso la siguiente expresión para el coeficiente **Ua**:

$$Ua = k_1 \cdot \frac{G^{n_1}}{D^{n_2}}$$

Ec. 15

Donde:

G = **Gg/At** = caudal de gas secante por unidad de superficie transversal del secador (kg gas seco/h.m²).

At = superficie transversal del secador en m²: $\pi \cdot \frac{D^2}{4}$

k1 = constante de proporcionalidad.

n1, n2 = exponentes de G y D respectivamente.

Combinando las ecuaciones 13 y 15 resulta:

$$Q_{corr} = \frac{k_2 \cdot L \cdot D^2 \cdot G^{n_1} \cdot \Delta T_m}{D^{n_2}} \quad \text{Ec. 16}$$

Donde Q_{corr} es el calor transferido y calculado con el valor del coeficiente U_a obtenido de la correlación propuesta en la ecuación 13.

Para determinar los valores de k_2 , n_1 y n_2 que ajustan la ecuación 16, se empleó el utilitario Solver de Excel 2000, fijando como función objetivo que la desviación estándar σ sea mínima:

$$\sigma = \text{Desviación estándar} = \frac{\sqrt{(Q_{bce} - Q_{corr})^2}}{(ne - 1)} \quad \text{Ec. 17}$$

Donde:

ne = número de ensayos efectuados.

A partir de la ecuación 16, se obtuvieron luego los parámetros k_1 , n_1 y n_2 para la ecuación 13. Para el análisis estadístico de datos se utilizó la planilla de cálculos Excel 2000.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En la Tabla 4 se muestran valores de las variables medidas en algunos de los ensayos realizados en el sector secadero, y los valores calculados de diferencia de temperatura media logarítmica (ΔT_m) y del calor transferido en el proceso de secado (Q_{bce}), determinado por balances de masa y energía.

En la Tabla 5 se muestran, para algunos de los ensayos efectuados, los valores de las variables que se

Tabla 4. Principales variables medidas y calculadas en los ensayos de secado.

Nº Ensayo	Gg (kg/h)	D (m)	L (m)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	Y ₁ (kg agua/kg gas seco)	Y ₂	w _h (kg agua/kg sólido seco)	w _s	ΔTm (°C)	Qbce (W)
2	44.636,29	2,4	13,22	546,25	126,55	0,017	0,169	88,00%	65,30%	206,32	5.480.490
3	41.032,94	2,4	13,22	631,71	139,09	0,027	0,204	88,40%	61,60%	238,48	5.938.189
4	41.661,79	2,4	13,22	565,00	134,85	0,029	0,192	88,80%	63,70%	217,70	5.475.160
5	39.725,60	2,4	13,22	693,20	129,65	0,028	0,204	88,00%	62,50%	245,31	5.748.428
6	45.150,44	2,4	13,22	679,00	132,85	0,030	0,201	88,50%	60,30%	245,63	6.336.532
7	43.353,85	2,4	13,22	615,75	127,80	0,029	0,170	88,60%	67,90%	246,88	5.022.663
8	41.908,60	2,4	13,22	651,75	130,80	0,028	0,174	87,60%	62,70%	239,93	5.236.591
9	26.325,70	2,9	9,00	296,50	90,33	0,010	0,089	88,00%	71,80%	109,88	1.457.137
20	33.598,95	3,6	12,96	371,63	65,73	0,009	0,088	65,60%	6,80%	99,93	2.033.732
24	36.821,76	3,6	12,96	333,33	64,93	0,011	0,069	62,70%	6,60%	94,56	1.633.694
25	21.053,00	2,9	9,00	399,25	87,63	0,008	0,088	87,20%	65,10%	135,82	1.170.441
26	39.736,19	2,4	13,22	632,50	120,10	0,007	0,189	87,20%	63,10%	221,64	5.304.522
27	32.105,43	3,6	12,96	397,75	76,60	0,011	0,101	63,50%	8,50%	118,36	2.249.308
29	37.184,78	2,4	13,22	583,40	129,15	0,024	0,177	87,20%	62,80%	219,17	4.614.575
32	41.267,51	2,4	13,22	589,00	124,80	0,026	0,190	87,70%	64,40%	213,04	5.508.327
33	33.196,85	3,6	12,96	387,00	76,21	0,010	0,087	64,10%	8,50%	119,17	1.991.270
36	35.880,20	3,6	12,96	288,00	86,90	0,007	0,066	62,50%	5,90%	85,27	1.622.250

Tabla 5. Valores empleados en el cálculo de Q_{corr} y el error relativo determinado para algunos de los ensayos de secado efectuados.

Nº Ensayo	G (kg/h.m ²)	D (m)	L (m)	Δ Tm (°C)	Q _{bce} (W)	Q _{corr} (W)	Error relativo (%)
2	9866,76	2,4	13,22	206,32	5.480.490	4.834.103	11,80
3	9070,25	2,4	13,22	238,48	5.938.189	5.284.203	11,00
4	9209,26	2,4	13,22	217,70	5.475.160	4.872.829	11,00
5	8781,27	2,4	13,22	245,31	5.748.428	5.320.245	7,40
6	9980,42	2,4	13,22	245,63	6.336.532	5.798.927	8,50
7	9583,28	2,4	13,22	246,88	5.022.663	5.673.737	-13,00
8	9263,81	2,4	13,22	239,93	5.236.591	5.391.298	-3,00
9	3985,59	2,9	9,00	109,88	1.457.137	1.217.866	16,40
20	3300,88	3,6	12,96	99,93	2.033.732	1.845.199	9,30
24	3617,50	3,6	12,96	94,56	1.633.694	1.855.179	-13,60
25	3187,33	2,9	9,00	135,82	1.170.441	1.298.054	-10,90
26	8783,61	2,4	13,22	221,64	5.304.522	4.807.712	9,40
27	3154,15	3,6	12,96	118,36	2.249.308	2.120.529	5,70
29	8219,62	2,4	13,22	219,17	4.614.575	4.549.437	1,40
32	9122,10	2,4	13,22	213,04	5.508.327	4.738.377	14,00
33	3261,38	3,6	12,96	119,17	1.991.270	2.182.915	-9,60
36	3525,00	3,6	12,96	85,27	1.622.250	1.644.609	-1,40

emplearon para obtener Q_{corr} con la ecuación 16.

Se consideran aceptables los valores determinados de errores relativos entre Q_{bce} y Q_{corr} , respecto de Q_{bce} .

Siguiendo la metodología propuesta se obtuvo la siguiente correlación para Q_{corr} :

$$Q_{corr} = \frac{1,333.L.D^2.G^{0,663}.\Delta Tm}{D^{0,748}} \quad \text{Ec. 18}$$

Al graficar Q_{corr} versus Q_{bce} (ver Figura 4) se observa que el coeficiente R^2 (0,92) se encuentra dentro de los

valores óptimos.

La gráfica de los valores de los residuos ($Q_{bce} - Q_{corr}$) no muestra tendencia, como puede observarse en la Figura 5. Se trata de una distribución aleatoria, por lo que es posible considerar la correlación propuesta como válida.

Se obtiene la siguiente regresión para el coeficiente de transferencia volumétrico de secaderos de cáscara de limón Ua :

$$Ua = 1,70. \frac{G^{0,663}}{D^{0,748}}$$

Ec. 19

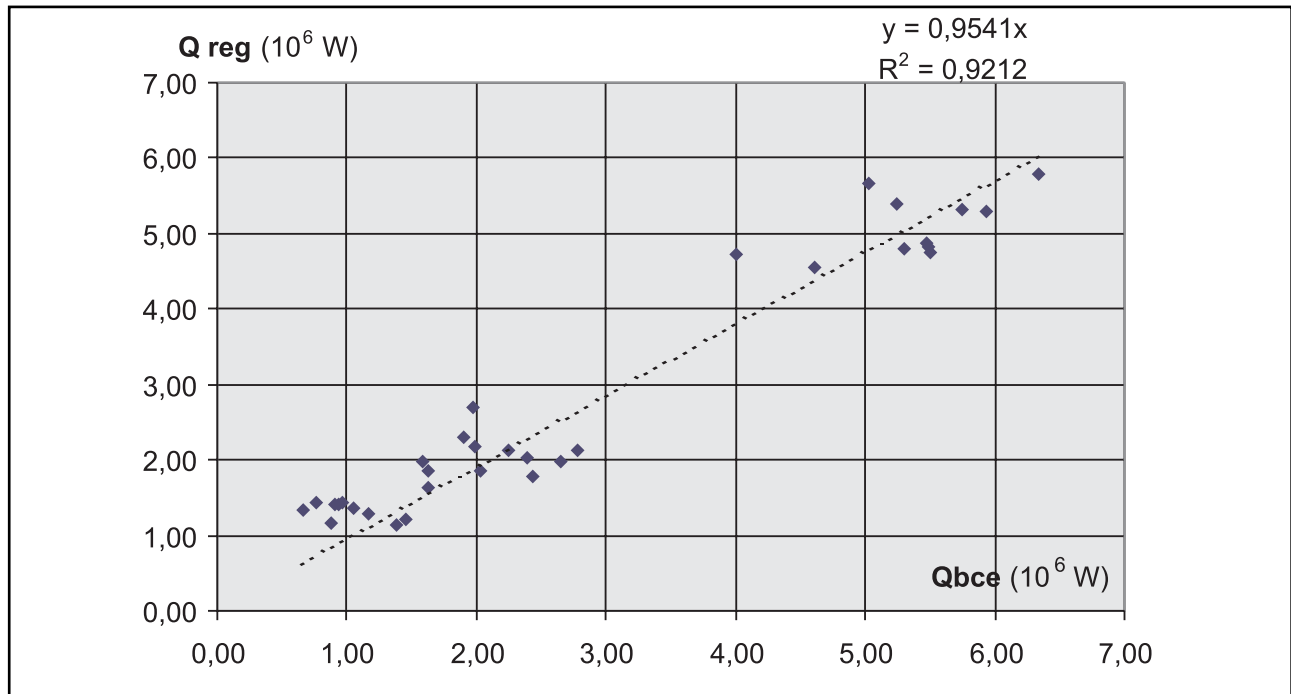


Figura 4. Gráfico de Q_{reg} en función de Q_{bce} .

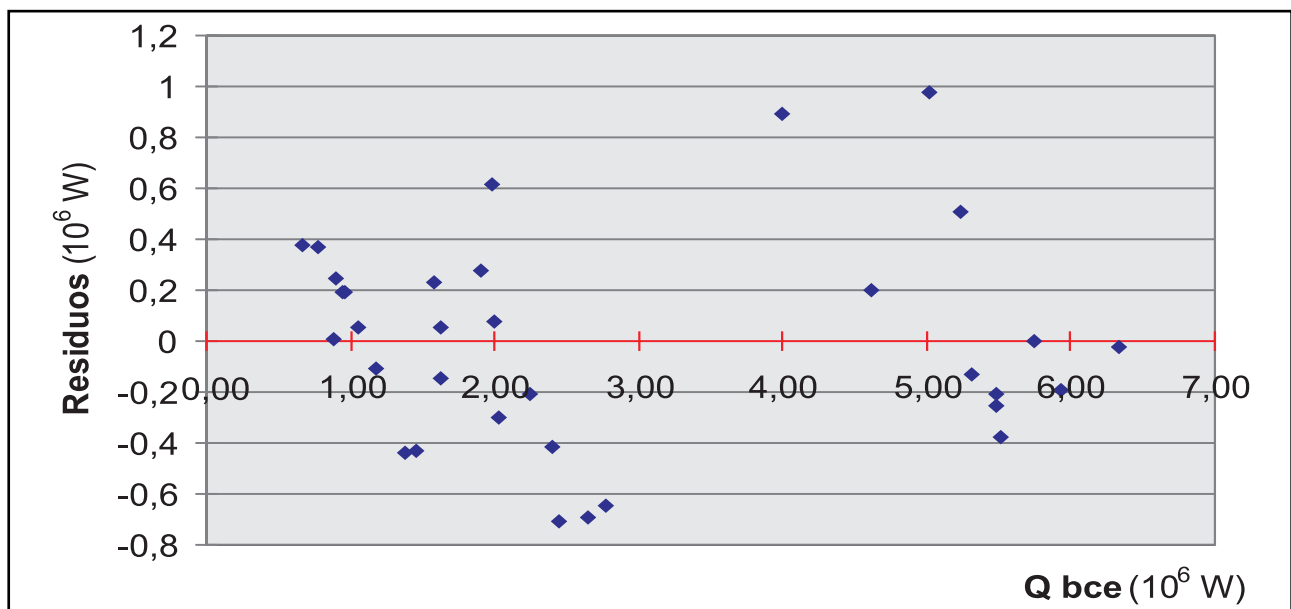


Figura 5. Gráfico de residuales.

El rango de validez de la regresión propuesta es:

$$\begin{array}{llll} 3061 & \leq G & \leq 10.137 & \text{kg gases secos/h.m}^2 \\ 2,40 & \leq D & \leq 3,60 & \text{m} \\ 9,00 & \leq L & \leq 13,22 & \text{m} \\ 82,43 & \leq U_a & \leq 285,46 & \text{W/m}^3.\text{°C} \end{array}$$

Se puede observar que la ecuación obtenida para el coeficiente volumétrico de transferencia de calor para secaderos rotativos de cáscara de limón presenta un valor muy aceptable de R^2 (92,12%).

Además, el caudal de gases por unidad de área transversal del secadero (G) aparece elevado a **0,663**, que estaría dentro del rango (0,46-0,67) propuesto por McCormick (1962). En cambio, el diámetro del secadero aparece en el denominador elevado a **0,748** en lugar de 1, como predecían los trabajos anteriores.

CONCLUSIONES

- El modelo desarrollado ha permitido simular satisfactoriamente las condiciones de operación de un secador rotativo de cáscara de limón en funcionamiento en una fábrica situada en el norte argentino.
- La capacidad predictiva del modelo está directamente vinculada a la precisión y amplitud de rango de las observaciones que se registraron durante los ensayos del comportamiento de la planta en condiciones normales de operación.
- Se ha obtenido una regresión de un R^2 satisfactorio, para estimar los valores del coeficiente global volumétrico de transferencia de calor para secaderos rotativos industriales de cáscara de limón.
- La correlación obtenida permite tanto encarar estudios de simulación predictiva como diseñar nuevos

equipos de secado rotativo.

AGRADECIMIENTO

Se agradece a la becaria estudiantil Carolina Amín Ferril, por su colaboración en el análisis y pre procesamiento de la información empleada en este trabajo.

BIBLIOGRAFÍA CITADA

- Aralde, L. E.; D. Paz de Vázquez and G. J. Cárdenas. 1993.** Determination of heat transfer coefficient in pneumatic conveying bagasse drying. *International Sugar Journal* 95 (1135): 287-291.
- Friedman, S. J. and W. R. Marshall. 1949.** Studies in rotary drying. Part I: Holdup and dusting. *Chem. Eng. Prog.* 45: 482-493.
- Friedman, S. J. and W. R. Marshall. 1949.** Studies in rotary drying. Part II: Heat and mass transfer. *Chem. Eng. Prog.* 45: 573-588.
- Gutzeit, G. and R. Spraul. 1953.** Design of a rotary drier. *Chem. Eng. Prog.* 49 (7): 378-386.
- Hewitt, G. F. 1998.** Heat exchanger design handbook. Begell House Inc. Vol. 5, Redding, U.S.A.
- Kays W. M. and A. L. London. 1984.** Compact heat exchangers. 3. ed. McGraw Hill, New York, U.S.A.
- Kreith, F. y M. S. Bohn. 2001.** Principios de transferencia de calor. 6. ed. Thomson Learning, México.
- McCormick, P. Y. 1962.** Gas velocity effects on heat transfer in direct heat rotary dryers. *Chem. Eng. Prog.* 58 (6): 57-61.
- Perry, R. H.; D. W. Green y J. O. Maloney 1992.** Perry manual del ingeniero químico. Tomo 5. 6. ed. Mc.Graw Hill, México.