

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

FACULTAD DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



**DETERMINACIÓN DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN
DE UN SECADOR ROTATORIO EN LA OBTENCIÓN
DE ARENA VOLCÁNICA SECA EN
CEMENTOS PROGRESO, S. A**

TRABAJO DE GRADUACIÓN PRESENTADO POR MARÍA
GABRIELA PEREDA PINTO PARA OPTAR AL GRADO ACADÉMICO DE
INGENIERÍA QUÍMICA

GUATEMALA 2006

**DETERMINACIÓN DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN
DE UN SECADOR ROTATORIO EN LA OBTENCIÓN
DE ARENA VOLCÁNICA SECA EN
CEMENTOS PROGRESO, S. A**

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

FACULTAD DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



**DETERMINACIÓN DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN
DE UN SECADOR ROTATORIO EN LA OBTENCIÓN
DE ARENA VOLCÁNICA SECA EN
CEMENTOS PROGRESO, S. A**

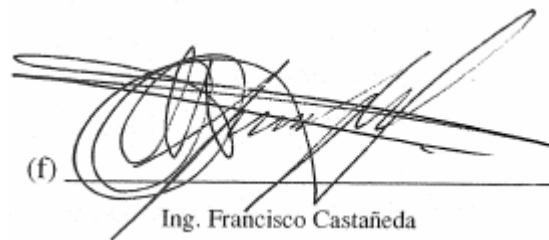
TRABAJO DE GRADUACIÓN PRESENTADO POR MARÍA
GABRIELA PEREDA PINTO PARA OPTAR AL GRADO ACADÉMICO DE
INGENIERÍA QUÍMICA

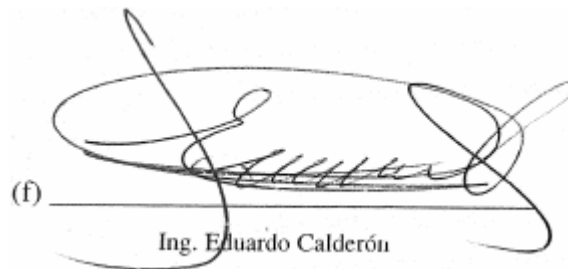
GUATEMALA 2006

Vo. Bo.:

(f) 
Asesor Ing. Francisco Castañeda

Tribunal:

(f) 
Ing. Francisco Castañeda

(f) 
Ing. Eduardo Calderón

(f) 
Ing. Jorge Muñoz

Fecha de aprobación: 04 de Diciembre del 2,006

PREFACIO

En Cementos Progreso S. A. se realiza el proceso de secado desde hace 50 años para reducir el costo de transporte y almacenamiento por la disminución de la masa y volumen de los productos, así como también para evitar problemas en el proceso de molienda de las materias primas para la elaboración de diversos productos.

Debido a que la demanda de la arena volcánica seca se ha incrementado, se determinó la necesidad de aumentar la producción para cumplir con este pedido, para lo cual se realizaron cambios en el equipo auxiliar de la secadora para mejorar la combustión e incrementar su flujo, así como también se hicieron cambios en la forma en que se realiza la operación de secado.

El propósito de este trabajo fue el de determinar las condiciones de operación requeridas basándose en el contenido de humedad de la arena volcánica que se va a alimentar al secador para obtener así la mayor cantidad de producto seco, con el fin de ayudar al Departamento de Producción a reducir el tiempo en el que se establecen las condiciones adecuadas de operación, las cuales se realizan actualmente sobre la marcha.

Particularmente, este trabajo consta de dos partes principales. La primera parte tiene su inicio presentando un resumen, el cual ayuda al lector a identificar exactamente el contenido del trabajo realizado, seguido de una sección introductoria, para orientar al lector en el contenido mismo, donde se expone una serie de generalidades del proceso de secado utilizando arena volcánica como material de estudio debido a la alta demanda de la misma. Luego se establecen los objetivos generales y específicos acordes a la descripción del tema y orientados al experimento a realizar. Para observar el cumplimiento de los objetivos generales se presentan los resultados de la experimentación que están expuestos en tablas específicas, conforme a los objetivos generales del trabajo. Con el propósito de analizar las tendencias de los resultados de las pruebas y las posibles causas de éstos, se presenta la sección de discusión. Para el cumplimiento integral del objetivo general del experimento, se continúa con la sección de conclusiones y recomendaciones acordes con los resultados obtenidos y con base en la discusión de los mismos. La primera parte del trabajo se finaliza con la sección de bibliografía, en donde se listan las fuentes de información consultadas en el desarrollo de los antecedentes y en el trabajo mismo, cada una de ellas proveyó datos esenciales para el cálculo o interpretación de los resultados obtenidos. La parte del trabajo es el apéndice, el cual consta de los datos originales que son los datos brutos obtenidos directamente de la experimentación. Para cumplir los objetivos propuestos, es necesario cumplir metas intermedias, o cálculos intermedios, los cuales se muestran en la sección de

datos calculados, aquí se cumplen los objetivos específicos del experimento. El apéndice también cuenta con los balances de masa y energía del proceso que muestra las pérdidas de energía, también está conformando por cálculo de muestra, en la cual se puede analizar en detalle el procedimiento de tratamiento de los datos originales para obtener los resultados. Como se sabe, el desarrollo del cálculo de todos los resultados presentados en el reporte, se tiene implícita existencia de incertidumbres en las diversas mediciones experimentales a realizar, es debido a ello, que se considera también el análisis de error y estadístico como sección complementaria en el apéndice del trabajo, en donde se determina la propagación de error introducida en los cálculos. Al final del apéndice se incluye un diagrama de flujo de todo el proceso de secado y las especificaciones de algunos de los equipos auxiliares.

Agradecimientos

Agradezco a Dios, por permitirme realizar mi trabajo sin mayor obstáculo.

A mi madre, porque sin su amor y apoyo incondicional en todas las etapas de mi vida no hubiera podido llegar hasta aquí.

A mi padre y hermanas por el amor y el apoyo constante recibido tanto en los malos, como en los buenos momentos de mi vida.

Agradezco al Ing. Jorge Lemcke, al Ing. Jorge Díaz y al Lic. David Hernández por brindarme la oportunidad de realizar mi trabajo de graduación en tan prestigiosa empresa. Al Ing. Francisco Castañeda por el tiempo invertido y por guiarme a través de todo el proceso. Al Sr. Ricardo Sique por compartir su conocimiento y por su apoyo incondicional, así como también al Departamento de Producción, al Lic. Benjamín Llamas y al Laboratorio Físico-Químico L.P. por su imprescindible colaboración para que este trabajo se llevara a cabo. Al Sr. Mario Sierra, al Ing. Marco Vinicio Monterroso al Sr. Oscar Higueros, al Ing. Ricardo Ruiz y al Taller Mecánico por el apoyo brindado. También agradezco al Lic. Luis Velásquez por la fe puesta en mí y por valorar mi trabajo, al Lic. Saúl Loaiza y al Laboratorio Químico de San Miguel por el soporte técnico proporcionado.

A mi novio Ricardo Ruiz, por ayudarme en los momentos difíciles alentándome a seguir adelante y brindándome su apoyo y amor incondicional.

RESUMEN

Este trabajo consiste en determinar las condiciones de operación de un secador rotatorio de flujo en contracorriente para la obtención de arena volcánica seca en Cementos Progreso S. A. Se realizó una prueba preliminar para determinar la condición de secado utilizada actualmente. Se obtuvo que con un flujo de combustible de $0.131 \text{ kg/s} \pm 0.0082 \text{ kg/s}$ y un flujo de arena volcánica en la alimentación de $8.55 \text{ kg/s} \pm 1.47 \text{ kg/s}$, el porcentaje de humedad removida fue de $72.51 \% \pm 0.0083 \%$. Lo cual indicó que las condiciones actuales de operación no son las adecuadas debido a que la producción del producto seco es muy baja.

Se realizaron pruebas a flujos de aire y combustible fijos, variando el flujo de alimentación en cada caso, determinando la humedad inicial y final de la arena volcánica para obtener el porcentaje de humedad removido. Siendo el menor porcentaje de humedad removida de $55.81 \% \pm 3.12 \%$ a un flujo alimentación de arena volcánica de 14.31 kg/s y un flujo de combustible de $0.137 \text{ kg/s} \pm 0.00249 \text{ kg/s}$, y el mayor porcentaje de humedad removida fue de $90.44 \% \pm 1.83 \%$ a un flujo de alimentación de 13.75 kg/s y un flujo de combustible de $0.187 \text{ kg/s} \pm 0.00233 \text{ kg/s}$. Los cuales muestran que el nivel de producción de arena volcánica seca es mayor que con la condición inicial de operación.

Se determinó la temperatura de los gases de salida y la eficiencia en la combustión para cada flujo de combustible. Se observó que a los flujos de combustible evaluados, la temperatura de los gases de salida cumple con los requerimientos de operación establecidos por la planta, ya que las temperaturas fueron mayores a $120 \text{ }^\circ\text{C}$. En el caso de las eficiencias de combustión, se obtuvo que la menor eficiencia fue para el flujo de combustible de $0.153 \text{ kg/s} \pm 0.00074$, la cual fue de $87.83 \% \pm 0.07 \%$, y la mayor fue para el flujo de combustible mayor, que fue de $89.13 \% \pm 0.07 \%$.

También se determinaron las pérdidas netas de calor con las nuevas condiciones de operación en el que se concluye que las cuales representan de un $11.17 \% \pm 0.206 \%$ a un $32.72 \% \pm 8.50\text{E-}5 \%$ del calor entregado por el combustible, que son mucho mayores a las teóricas. Esto indica que se está desperdiciando energía, consecuentemente pérdida de dinero. Se determinó que se debe colocar aislante térmico mineral (ladrillo refractario) a lo largo del interior de la carcasa de la secadora y reducir en la entrada de aire falso por fugas para disminuir las pérdidas térmicas.

ABSTRACT

This investigation consist in determining the operation conditions of a rotatory dryer of countercurrent flux in order to obtain dry volcanic sand in Cementos Progreso S.A. A preliminary test was made to determine the drying conditions in the current process. The results showed that with a fuel flux of $0.131 \text{ kg/s} \pm 0.0082 \text{ kg/s}$ and a volcanic sand feeding of $8.55 \text{ kg/s} \pm 1.47 \text{ kg/s}$, the moisture removal percentage was $72.51 \% \pm 0.0083 \%$, which indicated that the current conditions of operation are not adequate because the production of dry product is very low.

Test were made with fixed air and fuel fluxes, varying the feeding in each case, determining the initial and final moisture of the volcanic sand in order to obtain the removed moisture percentage. The lowest removed moisture percentage was $55.81 \% \pm 3.12 \%$ with a fixed volcanic sand feeding flux of $55.81 \% \pm 3.12 \%$ and a fuel flux of $0.137 \text{ kg /s} \pm 0.00249 \text{ kg/s}$, and the highest percentage of removed moisture was $90.44 \% \pm 1.83 \%$ with a feeding flux of 13.75 kg/s and a fuel flux of $0.187 \text{ kg/s} \pm 0.00233 \text{ kg/s}$. These results show that the production level of dry volcanic sand is higher that the initial condition of the operation.

The temperatures of the exiting gases and the efficiency of the combustion were determined for every fuel flux. It was observed that for the evaluated fuel fluxes, the temperature of the exiting gases fulfils the requirements of operation established by the production plant, being these temperatures over 120°C . In the case of combustion efficiencies, the results showed that the lowest efficiency was $87.83 \% \pm 0.07 \%$, which was for the fuel flux of $0.153 \text{ kg/s} \pm 0.00074$, and the highest was $89.13 \% \pm 0.07 \%$ for the highest fuel flux.

Net heat losses were also measured for the new operation conditions from which it can be concluded that they represent from $11.17 \% \pm 0.206 \%$ to $32.72 \% \pm 8.50\text{E-}5 \%$ of the heat given by the fuel, and therefore a tremendous amount of money loss. It was determined that a thermic mineral insulation layer (refractory brick) should be installed throughout the interior of the dryer carcass and reduce the entrance of false air through leaks in order to lower the thermal losses.

ÍNDICE

	Página
PREFACIO.....	i.
RESUMEN.....	iii.
ABSTRACT.....	iv.
ÍNDICE DE TABLAS.....	viii.
ÍNDICE DE FIGURAS.....	x.

Capítulos

II.	INTRODUCCIÓN.....	1
III.	ANTECEDENTES.....	2
	A. Arena volcánica, puzolana natural.....	2
	B. Métodos generales de secado.....	2
	C. Tratamiento de sólidos en los secadores.....	3
	D. Secadores rotatorios continuos.....	4
	1. Principios y aplicación.....	4
	2. Tipos de secadores rotatorios.....	5
	a. Calor directo, flujo a contracorriente.....	5
	b. Calor directo, flujo a contracorriente paralela.....	5
	c. Calor indirecto, flujo a contracorriente.....	6
	d. Directo-indirecto.....	6
	3. Secador rotatorio directo de cascada.....	8
	a. Dirección del flujo sólido/aire.....	9
	4. Aspas de elevación para secadores de cascada.....	10
	5. Calentadores de aire para secadores directos.....	10
	6. Equipo de fuego para calentadores de aire directo.....	11
	a. Quemadores de aceite.....	11
	b. Quemadores de gas.....	12
	c. El uso de combustible sólido.....	12
	E. Aceite combustible.....	12
	1. Aceite combustible No. 1.....	13
	2. Aceite combustible No. 2.....	13

3. Aceite combustible No. 4.....	13
4. Aceite combustible No. 6.....	14
a. Contenido de azufre.....	15
b. Contenido de cenizas.....	15
5. Efectos del azufre en aceite combustible.....	17
F. Fundamentos del secado.....	17
1. Presión de vapor del agua.....	18
2. Humedad y diagramas o gráficas de humedad.....	19
a. Definición de humedad.....	19
b. Porcentaje de humedad.....	19
c. Porcentaje de humedad relativa.....	19
d. Punto de rocío de una mezcla de aire y vapor de agua.....	20
e. Calor húmedo en una mezcla de aire y vapor de agua.....	20
f. Volumen húmedo de una mezcla de aire y vapor de agua.....	20
g. Entalpía total de una mezcla de aire y vapor de agua.....	21
h. Gráfica de humedad para mezclas de aire-vapor de agua.....	21
3. Temperatura de bulbo húmedo.....	22
4. Modelos de temperatura en secadores.....	24
G. Contenido de humedad de equilibrio de los materiales.....	26
1. Agua combinada y no combinada en los sólidos.....	26
2. Humedad libre y en equilibrio de una sustancia.....	27
H. Balances de materia y entalpía para secadores continuos.....	28
1. Secador continuo a contracorriente.....	28
IV. JUSTIFICACIÓN.....	30
V. OBJETIVOS.....	31
A. Objetivo general.....	31
B. Objetivos específicos.....	31
VI. PROBLEMA.....	32
VII. METODOLOGÍA.....	33
VIII. RESULTADOS.....	35

VIII.	DISCUSIÓN.....	40
IX.	CONCLUSIONES.....	44
X.	RECOMENDACIONES.....	45
XI.	BIBLIOGRAFÍA.....	46
XII.	APÉNDICES.....	47
	A. Datos originales.....	47
	B. Datos calculados.....	52
	C. Balances de masa y energía.....	64
	D. Cálculo de muestra.....	69
	E. Aproximaciones polinomiales utilizadas.....	73
	F. Análisis de error y estadístico.....	74
	G. Proceso de secado.....	76

ÍNDICE DE TABLAS

	Página
1. Propiedades fisicoquímicas de la arena volcánica.....	2
2. Requerimientos de los aceites combustibles (por ASTM D 396).....	15
3. Análisis típicos para los diferentes aceites combustibles.....	15
4. Condición de operación actual y pérdidas de calor.....	37
5. Porcentaje de humedad removida y condiciones promedio a un flujo de combustible de 0.13 kg/s (8 kg/min).....	37
6. Porcentaje de humedad removida y condiciones promedio a un flujo de combustible de 0.15 kg/s (9 kg/min).....	37
7. Porcentaje de humedad removida y condiciones promedio a un flujo de combustible de 0.17 kg/s (10 kg/min).....	38
8. Porcentaje de humedad removida y condiciones promedio a un flujo de combustible de 0.18 kg/s (11 kg/min).....	38
9. Temperatura del aire de salida para cada flujo de combustible.....	38
10. Eficiencia de la combustión para cada flujo de combustible.....	39
11. Pérdidas netas de calor con las nuevas condiciones de operación para obtener una humedad final de 3 %.....	39
12. Datos de la condición de operación actual.....	49
13. Datos obtenidos de las pruebas con los diferentes flujos de combustible.....	49
14. Flujos, temperaturas y presiones de combustible inicial y al tomar cada muestra húmeda para la condición actual de operación.....	50
15. Flujos, temperaturas y presiones de combustible inicial y al tomar cada muestra húmeda para los diferentes flujos de combustible.....	50
16. Humedad inicial, humedad final y porcentaje de humedad removida de la arena volcánica para la condición actual de operación.....	51
17. Humedad inicial, humedad final y porcentaje de humedad removida de la arena volcánica para cada prueba.....	52
18. Datos para los gases de combustión con la condición actual de operación.....	53
19. Datos para los gases de combustión para cada flujo de combustible.....	53

20.	Alimentaciones obtenidas (x) al sustituir los valores de porcentaje de humedad removida en cada una de las curvas.....	55
21.	Datos constantes para las condiciones de operación determinadas.....	56
22.	Datos calculados para la condición actuales de operación.....	56
23.	Datos calculados para las diferentes condiciones de operación obtenidas.....	56
24.	Cálculo de la velocidad del aire a un flujo de combustible de 0.13 kg/s (8 kg/min) para la condición actual de operación.....	58
25.	Cálculo de la velocidad del aire a un flujo de combustible de 0.13 kg/s (8 kg/min).....	59
26.	Cálculo de la velocidad del aire a un flujo de combustible de 0.15 kg/s (9 kg/min).....	60
27.	Cálculo de la velocidad del aire a un flujo de combustible de 0.17 kg/s (10 kg/min).....	62
28.	Cálculo de la velocidad del aire a un flujo de combustible de 0.18 kg/s (11 kg/min).....	63
29.	Apertura de damper y relación con el flujo volumétrico de aire a los diferentes flujos de combustible	63
30.	Balances de masa para la condición de operación actual.....	65
31.	Balances de masa para las condiciones de operación determinadas.....	65
32.	Entalpías para el aire, entalpías para la arena volcánica y pérdida neta de calor para la condición actual de operación.....	66
33.	Entalpías para el aire y la arena volcánica para las condiciones de operación determinadas.....	67
34.	Pérdidas de calor para las condiciones de operación determinadas.....	68
35.	Datos del equipo auxiliar del proceso de secado.....	78

ÍNDICE DE FIGURAS

	Página
1. Modelos de interacción gas-sólido en los secadores.....	3
2. Secador de aire caliente de Raggles-Coles XW.....	6
3. Algunos secadores rotatorios.....	7
4. Secador rotatorio directo de cascada típico adaptado para una operación en contracorriente.....	8
5. Tipos de aspas de elevación.....	9
6. Curva de destilación del petróleo.....	13
7. Histograma del contenido de azufre en el aceite combustible No. 6 alrededor del mundo.....	16
8. Histograma del contenido de cenizas en el aceite combustible No. 6 alrededor del mundo.....	17
9. Histograma del contenido de vanadio en el aceite combustible No. 6 alrededor del mundo.....	17
10. Diagrama de fases del agua.....	19
11. Gráfica de humedad para muestras de aire y vapor de agua a una presión total de 85.326 kPa.....	23
12. Medición de la temperatura de bulbo húmedo.....	24
13. Modelos de temperatura en secadores.....	26
14. Contenidos típicos de humedad en equilibrio para algunos sólidos a 298 K.....	28
15. Balance de materia y entalpía, secador continuo.....	30
16. Balance de masa para un porcentaje de humedad removida de 70 %.....	40
17. Balance de energía para un porcentaje de humedad removida de 70 %.....	41
18. Alimentación de arena volcánica vs. Porcentaje de humedad removida para la arena volcánica a los diferentes flujos de combustible.....	54
19. Diagrama del proceso de secado y puntos de muestreo del aire de entrada y de salida.....	77

I. INTRODUCCIÓN

En la industria cementera, el secado reduce el costo de transporte y almacenamiento por la disminución de la masa y volumen de los productos. Sin embargo, los costos del combustible necesario para la operación de tal proceso continúan en aumento debido a la escasez de éste a nivel mundial, haciendo necesario que su consumo, para que el proceso de secado continúe siendo viable económicamente, sea el menor con la mayor producción posible de producto seco.

Este trabajo tuvo como objetivo determinar las mejores condiciones de operación de un secador rotatorio con flujo en contracorriente existente en Cementos Progreso S.A., planta La Pedrera, para obtener arena volcánica con un porcentaje de humedad de 2 % a 4 % consumiendo la menor cantidad de energía térmica para obtener la mayor cantidad del producto seco a las condiciones especificadas. Esto incide directamente en la productividad de la planta, debido a que la arena volcánica es una de las materias primas en la elaboración de diferentes productos. Otro factor del proceso que se tomó en cuenta para que sea viable técnicamente, es el de mantener la temperatura de los gases de salida del secador, que son los gases que entran al filtro, a una temperatura superior a los 120 °C para evitar la condensación de agua en el mismo. También se hará un análisis de los gases para determinar si las condiciones cumplen con los requerimientos de operación establecidos por la planta, manteniendo el nivel de emisión de monóxido de carbono menor a 500 ppm.

Para cumplir con los objetivos propuestos se realizaron pruebas a flujos de aire y combustible fijos, ya que el flujo de aire se determina por el tamaño de la llama, y se varió el flujo de alimentación de arena volcánica en cada caso. Se analizó la humedad del producto seco para cada prueba propuesta, así como un análisis de gases de salida. Con los datos obtenidos se propusieron condiciones de operación para cada porcentaje de humedad removida requerida que sea la adecuada técnicamente.

II. ANTECEDENTES

A. Arena volcánica, puzolana natural

La arena volcánica consiste esencialmente de dióxido de silicio amorfo (SiO_2) y óxido de aluminio (Al_2O_3). El remanente consiste de óxido de hierro (Fe_2O_3), óxido de calcio (CaO) y óxido de magnesio (MgO). La proporción de óxido de calcio necesaria para el fraguado del cemento es insignificante. El contenido de dióxido de silicio reactivo debe ser mayor que un 25.0 % en peso para ser utilizado como puzolana. Cuando la arena volcánica está molida finamente y se mezcla con agua, reacciona a temperatura ambiente con el hidróxido de calcio disuelto, el producto es una reacción de hidratación del cemento, la cual forma los compuestos desarrolladores de resistencia que son los hidratos de silicato de calcio y aluminato de calcio. (Javed, 2004, p. 1119)

En la siguiente tabla se muestran algunas de las propiedades de la arena volcánica:

TABLA 1 *Propiedades fisicoquímicas de la arena volcánica.*

Propiedad	Valor
Capacidad calorífica (J/kg K)	950
Conductividad de calor (W/m K)	0.5 – 2.5
Densidad (kg/m^3)	2500

(Mellado, 2005)

B. Métodos generales de secado

Los métodos y procesos de secado pueden clasificarse de diferentes maneras. Estos procesos pueden dividirse por *lotes* cuando el material se introduce en el equipo de secado y el proceso se certifica por un período de tiempo, o *continuos*, donde el material se añade sin interrupción al equipo de secado y se obtiene material seco con régimen continuo.

Los procesos de secado pueden clasificarse también de acuerdo con las condiciones físicas usadas para adicionar calor y extraer el vapor de agua:

1. El calor se añade por contacto directo con aire caliente a presión atmosférica, y el vapor de agua formado se elimina por medio del mismo aire.
 2. En el secado al vacío, la evaporación del agua se verifica con más rapidez a presiones bajas, y el calor se añade indirectamente por contacto con una pared metálica o por radiación.
 3. En el secado por congelación, el agua se sublima directamente del material congelado.
- (Geankoplis, 2003, p. 580)

C. Tratamiento de sólidos en los secadores

La mayor parte de los secadores industriales operan con partículas de sólidos durante todo el ciclo de secado, o una parte de él aunque, por supuesto, algunos secan grandes piezas individuales, tales como vasijas de cerámica o láminas de un polímero. A continuación se describen los diferentes modelos de movimiento de partículas de sólidos a través de secadores, a fin de comprender los fundamentos del secado.

En los secadores adiabáticos los sólidos están expuestos al gas en algunas de las formas siguientes:

1. El gas circula sobre la superficie de un lecho o una lámina de sólidos, o bien sobre una o ambas caras de una lámina o película continua. Este proceso se llama *secado con circulación transversal* (figura 1a).
2. El gas circula a través de un lecho de sólidos granulares gruesos que están soportados sobre un tamiz. Este proceso recibe el nombre de *secado con circulación a través del sólido*. Como en el caso del secado con circulación transversal, la velocidad del gas se mantiene baja para evitar el arrastre de partículas sólidas (figura 1b)
3. Los sólidos descienden en forma de lluvia a través de una corriente gaseosa que se mueve lentamente, con frecuencia dando lugar a un arrastre no deseado de las partículas finas en el gas (figura 1c).
4. El gas pasa a través de los sólidos con una velocidad suficiente para fluidizar el lecho. Inevitablemente se produce arrastre de las partículas más finas (figura 1d).
5. Los sólidos son totalmente arrastrados por una corriente gaseosa de alta velocidad y transportados de manera neumática desde un dispositivo de mezcla hasta un separador mecánico (figura 1e).

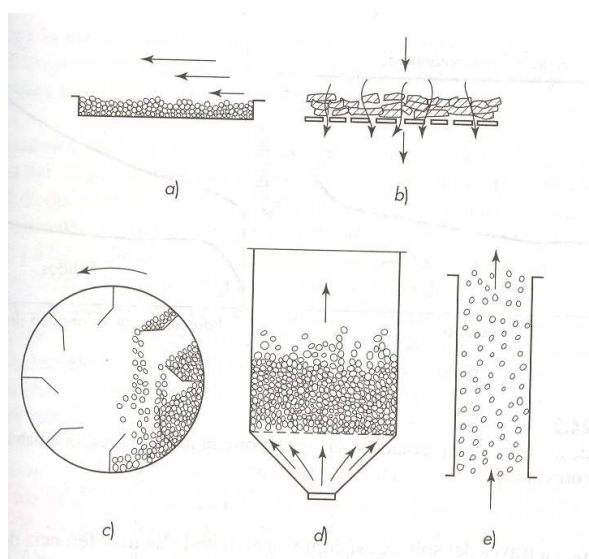


FIGURA 1 Modelos de interacción gas-sólido en los secadores: a) flujo de gas sobre un lecho estático de sólidos, b) flujo de gas a través de un lecho de sólidos preformados, c) acción de lluvia en

un secador rotatorio, d) lecho fluidizado de sólidos, e) flujo en paralelo gas-sólido en un secador súbito de transporte neumático

En los secadores no adiabáticos el único gas a separar es el agua o un disolvente que se vaporiza, aunque en ocasiones se hace circular a través de la unidad una pequeña cantidad de “gas de barrido” (con frecuencia aire o nitrógeno). Los secadores no adiabáticos difieren principalmente en la forma en la que los sólidos se exponen a la superficie caliente o a otra fuente de calor. Las modalidades son las siguientes:

1. Los sólidos se esparcen sobre una superficie horizontal estacionaria o que se desplaza lentamente y se “cuecen” hasta que se secan. La superficie se calienta eléctricamente o mediante un fluido de transferencia de calor, como vapor de agua o agua caliente. De manera alterna, al calor puede aplicarse por medio de un calentador radiante situado encima del sólido.
2. Los sólidos se mueven sobre una superficie caliente, por lo general cilíndrica, por medio de un agitador o un transportador de tornillo o de palas.
3. Los sólidos se deslizan por gravedad sobre una superficie inclinada caliente o bien son transportados en sentido ascendente por la superficie durante un tiempo y deslizándose posteriormente hasta una nueva localización. (McCabe *et. al*, 2002, p. 836)

D. Secadores rotatorios continuos

1. Principios y aplicación. Un secador rotatorio continuo es aquel en el cual el material húmedo es levantado continuamente por la rotación del secador, de tal manera que éste caiga a través de una corriente de aire caliente que pasa a lo largo del casco del secador. El secador está inclinado de manera que el material fluya gradualmente a lo largo del casco. El flujo de aire puede ser contracorriente o a favor de la corriente. Grandes secadores son seguidos por una enfriadora de producto trabajando con el mismo principio que un secador directo a contracorriente, o un secador de lecho fluidizado.

El secador rotatorio es una de las formas de secador continuo más utilizados. Es simple, y razonablemente versátil y, en consecuencia, es conveniente para secar una amplia gama de materiales rápidamente y a bajo costo unitario cuando las cantidades son grandes. Debido a esto, los secadores pueden ser diseñados para proveer tiempos de secado entre 5 min a 60 min y capacidades de manejo de sólidos desde unos cuantos cientos de kilogramos hasta 200 t/h.

El principal uso en la industria química es para secar sales fertilizantes como el sulfato de amonio, nitrato y fosfato, sales de potasio y fertilizantes con compuestos N.P.K. (nitrógeno, fósforo y potasio) en cantidades mundiales de más de cien millones de toneladas por año.

Los secadores rotatorios son ideales para secar productos granulares de flujo libre que requieren de tiempos de secado moderados. Pueden ser adaptados para manejar materiales bastante pegajosos por medio de dispositivos especiales para desalojar sólidos apelmazados. De hecho, la acción de

rodamiento es beneficioso dentro de los límites para todos los productos, debido a que cualquier capa semipermeable en la superficie de las partículas (causando endurecimiento) se romperá, permitiendo así un fácil escape de la humedad desde dentro de esta capa. Los secadores rotatorios son bastante convenientes para materiales sensibles al calor, cuyas restricciones de temperatura de secado no resulta en un tiempo excesivo de secado. No obstante, no son convenientes para las siguientes aplicaciones: soluciones coloidales, sedimentos, materiales muy pegajosos y materiales de secado lento que requieren más de una hora para secarse. Además hay limitaciones en el manejo de materiales friables, polvorientos o livianos que pueden ser fácilmente acarreados por la corriente de aire. Para estos casos se deben considerar secadores indirectos en lugar de secadores directos. (Nonhebel, 1971, p. 180)

El secador puede alimentarse con gas de combustible caliente y no con aire. Además, si el gas sale del secador a una temperatura lo suficientemente alta, al ser descargado a través de un montón de aire puede proporcionar una corriente de aire natural adecuada que proporcione el gas suficiente para el secado. Sin embargo, de ordinario, se utiliza un ventilador de extracción para jalar el gas a través del secador, porque así se obtiene un control más completo del flujo de gas. Se puede interponer un recolector de polvo, del tipo de ciclón, filtro o de lavado entre el ventilador y el gas saliente. También puede ponerse un ventilador de empuje en la entrada del gas, de esta forma se mantiene una presión cercana a la atmosférica en el secador, éste previene la fuga de aire frío en los extremos de almacenamiento del secador. Si la presión está bien balanceada, la fuga hacia el exterior también puede reducirse al mínimo. (Treybal, 2003, p. 762)

2. Tipos de secadores rotatorios. Los secadores rotatorios se fabrican para diversas operaciones. La clasificación siguiente incluye los tipos principales:

a. Calor directo, flujo a contracorriente. Para materiales que pueden calentarse a temperaturas elevadas, como minerales, arena, piedra caliza, arcillas, etc., se puede utilizar un gas de combustible como gas de secado. Para sustancias que no pueden calentarse excesivamente, como ciertos productos químicos cristalinos, como sulfato de amonio y azúcar de caña, se puede utilizar aire caliente. El arreglo general es el que se muestra en la figura 2 (página No. 6). Si se utiliza gas de combustible, las espirales de calentamiento se reemplazan por una caldera que esté quemando gas, aceite o carbón. (Treyball, 2003, p. 762)

b. Calor directo, flujo a contracorriente paralela. Los sólidos que pueden secarse con un gas de combustible sin miedo de contaminarlos, pero que no deben calentarse a temperaturas muy elevadas por temor a dañarlos (como yeso, piritas de fierro y materiales orgánicos como la turba y la alfalfa), deben secarse en un secador con flujo a corriente paralela. La construcción general es muy similar a la de la figura 2, excepto en que el gas y el sólido entran por el mismo extremo del secador. (Treyball, 2003, p. 763)

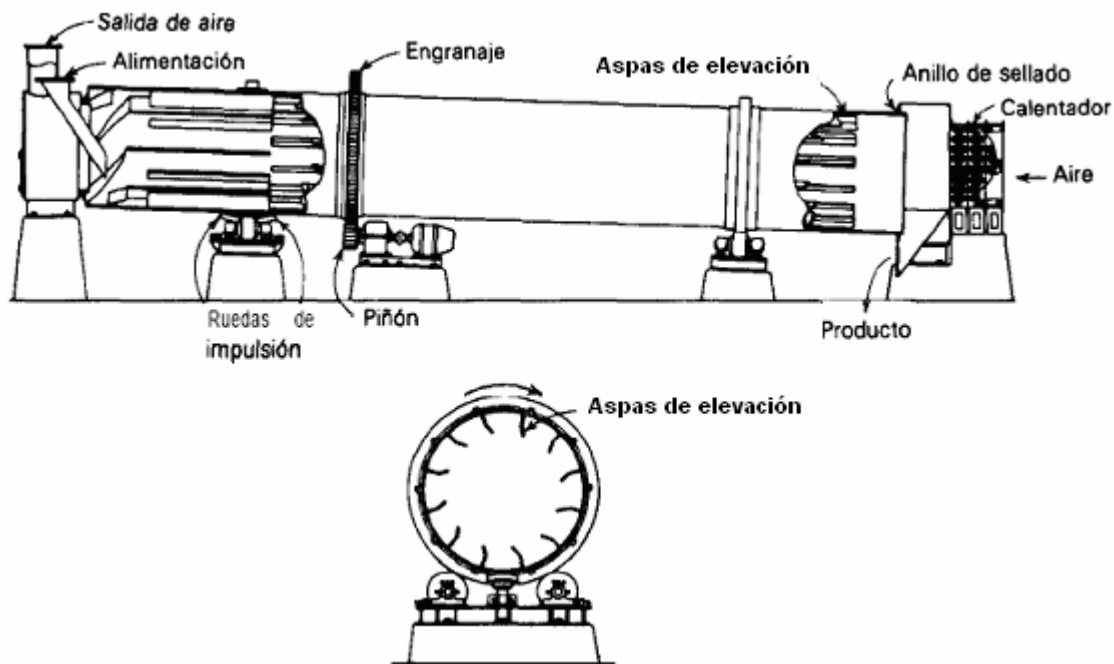


FIGURA 2 *Secador de aire caliente de Raggles-Coles XW, fabricado por Hurdinge Co., Inc.*

c. Calor indirecto, flujo a contracorriente. Para sólidos como pigmentos blancos y similares, que pueden calentarse a temperaturas elevadas pero que nunca deben entrar en contacto con el gas, puede utilizarse el secador indirecto que se muestra en forma esquemática en la figura 3a (página No. 7). Como una construcción alternativa, el secado puede encerrarse en una estructura de ladrillo y rodearse completamente con los gases calientes de combustible. El flujo de aire en un secador de este tipo debe ser mínimo, puesto que el calor se proporciona por conducción a través de la estructura o tubería central. Además, de esta manera pueden manejarse los sólidos muy finamente divididos que tienden a formar polvo. Para los sólidos que no se deben calentar a temperaturas elevadas y para los cuales es deseable el calor indirecto, como el alimento para ganado, granos para cerveza, plumas y similares, se puede utilizar el secador de tubería con vapor que se muestra en la figura 3b (pág. No. 7). El secador puede tener o no elevadores y puede construirse con una, dos o más hileras concéntricas de tubos calentados con vapor. Como los tubos giran con el secador, es necesaria una junta giratoria especial en donde se introduce el vapor y se separa el condensado. Con frecuencia se utiliza este tipo de secador cuando se necesita la recuperación del líquido evaporado. (Treyball, 2003, p. 764)

d. Directo-indirecto. Estos secadores, más económicos de manejar que los secadores directos, pueden utilizarse para sólidos que pueden secarse a altas temperaturas mediante un gas combustible, en especial cuando los costos de combustible son altos y cuando se deben eliminar elevados porcentajes de humedad del sólido. En la figura 3c se muestra un arreglo típico. En un secador de este tipo, el gas caliente puede entrar al tubo central a 650 °C a 980 °C (1200 °F a 1800 °F), ser enfriado hasta 200 °C a 480 °C (400 °F a 900 °F), cuando pase por primera vez por el secador y se regresado a través del

espacio de secado anular para que se enfríe más aún hasta 60 °C a 70 °C (140 °F a 170 °F) durante la descarga. (Treyball, 2003, p. 764)

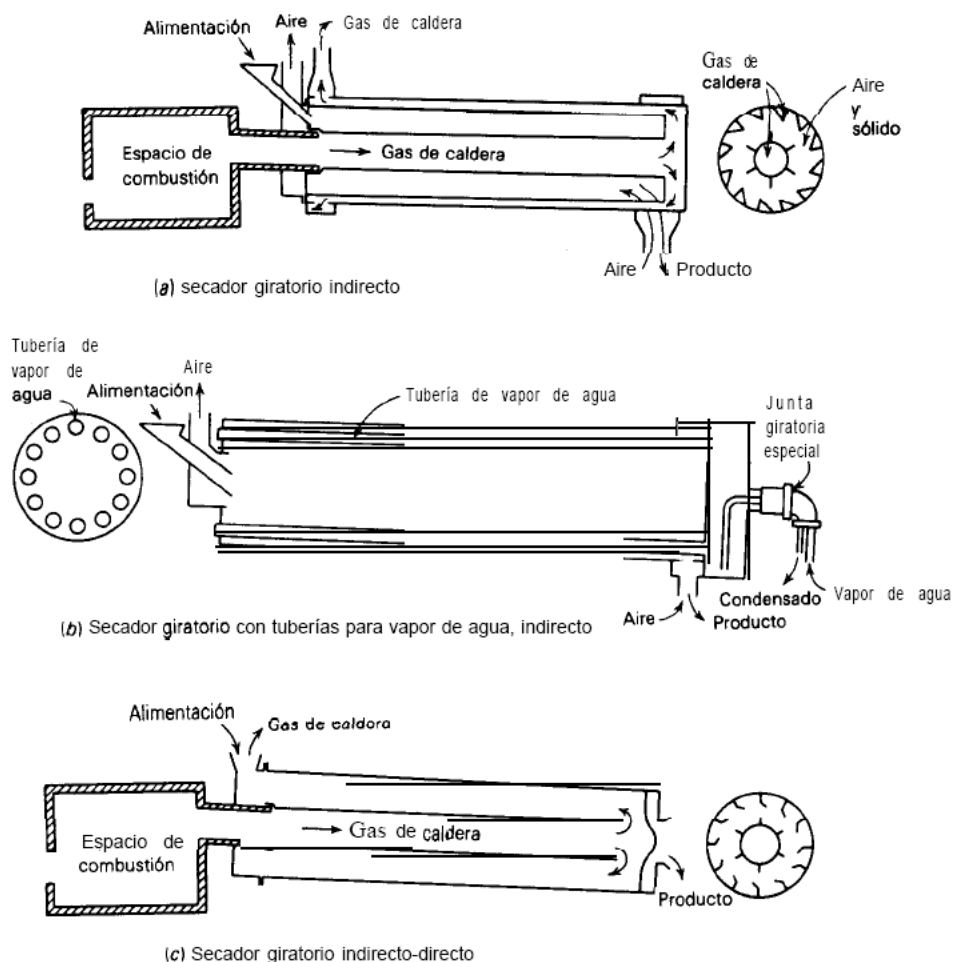


FIGURA 3 Algunos secadores rotatorios (esquemático).

Excepto con los secadores pequeños, es esencial enfriar casi todos los productos con una corriente de aire en una enfriadora rotatoria o en una enfriadora de lecho fluidizado, debido a que el contenido de calor en una descarga continua de 20 t/h – 200 t/h que sale del secador a 100 °C sería excesivo, especialmente si el material se empacará en sacos de plástico o de fibra sin almacenamiento previo en un depósito o silo. Además, las partículas de muchos tipos de productos tienden a endurecerse si se introducen calientes en un depósito o silo. En general el enfriamiento deseable es de 20 °C – 30 °C sobre la temperatura ambiente. En áreas húmedas es deseable secar el aire de enfriamiento que entra parcialmente.

Otros auxiliares incluyen calentadores de aire con llama directos o indirectos y cámaras de templado de aire, colectores de polvo eficientes y ventiladores. También un sistema de transportadores de faja para el producto seco y el alimentado. (Nonhebel, 1971, p. 181)

3. Secador rotatorio directo de cascada. El arreglo de secador rotatorio más usado se muestra en la figura 4. Éste presenta un quemador de aceite directo, pero se puede emplear cualquier tipo de combustible y también se puede usar un quemador indirecto si fuera necesario. El flujo de aire puede ser en paralelo, como se muestra, o contra corriente.

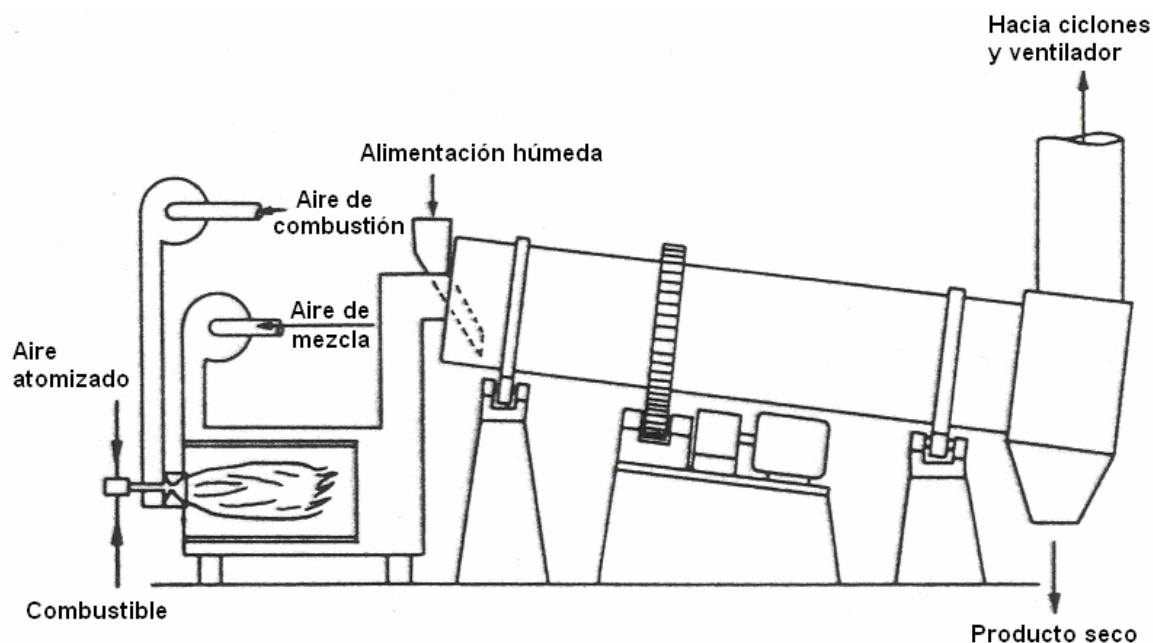


FIGURA 4 *Secador rotatorio directo de cascada típico adaptado para una operación contracorriente*

La carcasa rotatoria puede tener un diámetro de hasta 3 m de acuerdo con la producción requerida, y es usualmente de entre cuatro a quince metros de largo. Para promover el paso longitudinal del sólido que se está secando, la carcasa está montada con una inclinación 2° a 4° (aunque ocasionalmente los secadores en paralelo pueden ser casi horizontales). Adherido a la pared interna del cilindro de la secadora hay filas continuas de aspas de elevación (aletas) –ver figura 5 (página No. 9). A medida que la secadora rota, estas aspas de elevación alzan el material para que caiga luego en forma de cascada a través de la corriente de aire. El secador se rota a 4 rev/min – 5 rev/min. La velocidad del aire está entre el rango de 1.5 m/s – 2.5 m/s, dependiendo del tamaño de las partículas del material a secar y de la cantidad de finos que se forman en el secador. (Nonhebel, 1971, p. 181)

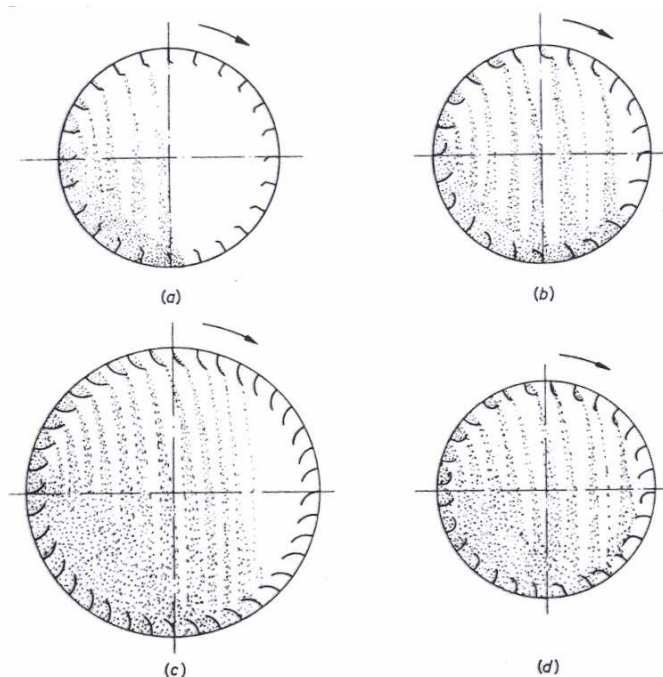


FIGURA 5 Tipos de aspas de elevación

a. Dirección del flujo sólido/aire. El flujo en paralelo del sólido y el aire es esencial cuando se evaporará una gran proporción de humedad durante las primeras etapas del secado, permitiendo de esta forma el uso de aire de alta temperatura sin obtener un producto con alta temperatura. Está también indicado para el secado de materiales sensibles a la temperatura, incluyendo aquellos que contienen componentes volátiles, como las sales de amonio en los fertilizantes. Este último no debe ser calentado sobre los $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ para evitar la formación de gases. Debido a que la temperatura del aire y del sólido converge uno con el otro en la salida, la temperatura del sólido seco que deja el secador es fácilmente controlada.

En el flujo en contracorriente la temperatura del sólido seco tiende hacia la del aire que entra. Consecuentemente la operación en contracorriente está indicada cuando es necesario el calentamiento del sólido a una temperatura relativamente alta para completar el proceso de secado.

La temperatura del aire de salida en un secador con flujo en paralelo es de $10\text{ }^{\circ}\text{C} - 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ más alta que la temperatura de salida del sólido seco. El aire estará tan cerca de su punto de condensación que es posible que se formen depósitos de polvo en los colectores de polvo pobremente diseñados. El problema puede ser prevenido al añadir a este aire el aire que sale de la enfriadora.

La temperatura del aire de salida de un secador con flujo en contracorriente está menos definida, pero $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ es un valor de trabajo razonable para propósitos de diseño. (Nonhebel, 1971, p. 181)

4. Aspas de elevación para secadores de cascada. Una máxima transferencia de calor y humedad se obtiene cuando todos los materiales están en el proceso de caer en forma de cascada. Bajo estas condiciones los coeficientes de transferencia por unidad de longitud del secador son proporcionales a la demora en caer del material. Es también importante que las cascadas o cortinas del material que cae deban ser bien transportadas a través del secador en orden de alcanzar el mejor contacto posible con la corriente de aire. Es por esta razón que los aspas de elevación usados deben proporcionar un patrón de cortina como el mostrado en la figura 5d (pág. No. 9). Con este particular diseño de aspas de elevación, la cortina es de 14 % del volumen de la carcasa. Una desventaja es la tendencia de los materiales pegajosos a acumularse en la curva del levantador. Esto puede ser sobrellevado en cierta medida, aunque con pérdidas de efectividad al hacer la curvatura menos pronunciada. Si se debe llevar a un grado tal que el levantador se aproxima a un diseño radial simple, la pérdida de efectividad es tan grande que se deben conducir investigaciones para mejorar la alimentación mediante modificaciones al proceso de producción o por medio de alguna forma de pretratamiento.

Muchos diseños especiales de aspas de elevación han sido diseñados por los fabricantes de secadoras. Es importante recordar que un sistema de aspas de elevación complicado es probablemente más difícil de limpiar y más costoso de mantener particularmente debido a que la abrasión es inevitable. (Nonhebel, 1971, p. 183)

5. Calentadores de aire para secadores directos. Un calentador de aire típico está ilustrado en la figura 4 (pág. No. 8). La cámara de combustión es cilíndrica y tiene un largo de aproximadamente 2 diámetros. Los productos calientes de la combustión se descargan en una cámara de mezclado donde se mezclan con el remanente del flujo de aire total (definido como el “apagado” o aire de “dilución”). Con aceite combustible es esencial que la combustión sea completada antes que el aire de dilución sea mezclado con los productos de combustión, de lo contrario la combustión de las partículas de carbón en la flama serán arrastradas obteniéndose así gases ahumados y sucios. Para obtener combustión completa en una cámara de combustión de dimensiones razonables, un quemador de tiro forzado es esencial, debido a la naturaleza goteadora inevitable de la secadora, con sus conductos para el material sólido, el tiro inducido del ventilador principal es insuficiente para todos los quemadores de aceite y los quemadores de gas de baja presión.

Casi todo el calor liberado en la flama aparece como calor sensible de los gases y, ya que las pérdidas de calor a través de la pared son comparativamente pequeñas, la temperatura de la pared está cerca de 100 °C – 200 °C debajo de la temperatura de la flama. Si el quemador se opera con una razón de exceso de aire baja, esto resultaría en una temperatura de pared de cerca de 1700 °C y serían necesarios super-refractarios de alto costo. Esto puede ser superado al operar con cerca del 100 % de exceso de aire, admitiendo 30 % a través del quemador y 70 % a través de un aro de portillas cerca de la circunferencia de la cámara de combustión. Esto mantendrá la temperatura del refractario baja, cerca de 1400 °C, y proporcionará una temperatura de flama de cerca de 1500 °C – 1600 °C. Estas

temperaturas son lo suficientemente altas para asegurar la combustión completa, pero suficientemente bajas para permitir el uso de grados de refractario más económicos. (La temperatura de apagado para la formación de carbón es cerca de los 1000 °C.) Este aire adicional debe ser suministrado siempre por un ventilador, ya que el tiro inducido en la cámara de combustión es raramente el adecuado. Debido a que los productos de combustión se diluirán posteriormente con aire, no hay mérito en operar la cámara de combustión con menos del 100 % de exceso de aire. Es en esto, juntamente con el bajo tiro y la necesidad de limitar la temperatura de la llama que la cámara de combustión de una secadora difiere de la de una caldera. Estas observaciones se aplican esencialmente para calentadores con quemador de aceite combustible. La baja emisión de llamas de gas no luminoso resulta en una mayor diferencia de temperaturas entre la llama y el refractario.

Es común en la práctica en grandes unidades circular aire de dilución a través de un espacio anular que rodea la cámara de combustión. Esto enfría el refractario al mismo tiempo que reduce significativamente la pérdida de calor debido a que la mayor parte del calor recogido por el aire es utilizado. En estas circunstancias es necesario emplear un ventilador para el aire de dilución, esta refinación es algunas veces omitida en menores instalaciones para ahorrar el ventilador y los ductos adicionales necesarios.

La cámara de mezclado del aire de dilución debe ser idealmente de 10 – 12 diámetros de largo para asegurar un mezclado satisfactorio. Una inclinación en el espacio anular actúa como un escudo contra la radiación que es especialmente importante con quemadores de aceite ya que la cámara de combustión es efectivamente un cuerpo negro a 1500 °C. (Nonhebel, 1971, p. 186)

6. Equipo de fuego para calentadores de aire directo

a. Quemadores de aceite. La combustión completa es esencial en muchas aplicaciones ya que hasta una insignificante traza de hollín puede ensuciar un material de color claro. Tres condiciones se deben cumplir para alcanzar esto:

- La atomización del combustible debe ser muy buena para que los residuos no volátiles de las gotitas sean pequeños
- Una llama turbulenta de rápido mezclado es necesaria para quemar todas las partículas de carbón secundarias, formadas por las reacciones térmicas en la llama, antes que crezcan a un mayor tamaño.
- Los gases de la llama no deben ser enfriados por dilución hasta que la combustión esté completa.

El tiro forzado es necesario para lograr la condición (2), y en muchas instalaciones un quemador de “atomizado de aire de baja presión” (L.P.A.) es conveniente. En estos quemadores todo, o al menos

una gran proporción del aire total de combustión es suministrado al quemador a una presión de cerca de 75 mb, y también sirve para atomizar el combustible.

Un mejor estándar de atomización se obtiene por un quemador atomizador de “presión de aire mediana” (M.P.A.). Este quemador emplea aire comprimido a 1 bar – 2 bar para la atomización. La cantidad requerida es cerca del 2 % del aire de combustión total. Para un estándar más alto de limpieza es necesario usar “quemadores de alta turbulencia” y atomizadores M.P.A.. (Nonhebel, 1971, p. 187)

b. Quemadores de gas. Los quemadores de gas pueden dividirse en dos categorías principales: el quemador de gas de baja presión, en el cual la energía de mezclado es suministrada por el aire de combustión a una presión de 15 mb – 25 mb; y el quemador de gas de alta presión, en el cual la energía de mezclado es suministrada por la corriente de gas, comúnmente se utilizan de presiones de hasta 1.5 bar . La llama es muy estable en estos quemadores y es posible obtener una razón de apagado de 3:1 a la máxima velocidad del aire, y cerca de 10:1 si el aire y el combustible son bajados en la misma proporción. Una mayor proporción del aire de combustión es ingresado como aire primario en el eyector, pero es necesario un poco de aire secundario para completar la combustión. Ya que no hay problema de apagado de la llama y la llama es estable en velocidades de aire bastante altas, es usual montar el quemador en la corriente de aire de dilución. (Nonhebel, 1971, p. 188)

c. El uso de combustible sólido. El combustible sólido puede ser usado para secadores directos si no hay objeción en la contaminación del producto por partículas de ceniza. Se deben utilizar cargador mecánico para proporcionar una operación estable y facilitar el control de la temperatura. Se puede emplear carbón pulverizado en grandes secadoras. Así como con quemadores de aceite, la cámara de combustión debe ser lo suficientemente larga para asegurar la combustión completa antes de que los gases calientes se encuentren con el aire de dilución. (Nonhebel, 1971, p. 188)

E. Aceite combustible

El aceite combustible es ampliamente usado en la industria del cemento debido a que en su fase líquida es muy fácil de encender. Se origina de fósiles porque es un subproducto del aceite formado esencialmente de hidrocarburos parafínicos, olefínicos, naftalénicos y aromáticos.

La Sociedad Americana de Pruebas y Materiales (ASTM) define el aceite combustible como «cualquier producto de aceite que es líquido o pueda volverse líquido, y que es quemado para producir calor en un horno o una secadora o incluso quemado para generar energía a un motor, excepto los productos que presentan un punto de ignición debajo de los 37.7 °C (100 °F)». Esta es una definición muy amplia, ya que incluye el aceite mismo, productos destilados del aceite, incluyendo productos de fondo hasta fracciones más livianas, y mezclas de productos de aceite con características diferentes. La definición comercial está más limitada y enfocada en las aplicaciones industriales del aceite combustible. De acuerdo con esta definición, el aceite combustible incluye las fracciones más pesadas

(destiladas entre 500 K y 700 K) y los residuos del proceso de destilación del aceite con densidades y viscosidades en un rango de 800 kg/m^3 a 1100 kg/m^3 y 2 cSt a 750 cSt (bajo una temperatura de 310 K), respectivamente, como se muestra en la figura 6, preparada usando la información y datos encontrados en el John Zink Combustion Handbook (Baukal). Dentro de este rango de propiedades, el aceite combustible fue clasificado inicialmente en seis categorías y luego reducidas a solo cuatro, basadas en viscosidad, densidad, y los requerimientos de calentamiento y atomización para el quemado. (Javed, 2004, p. 174)

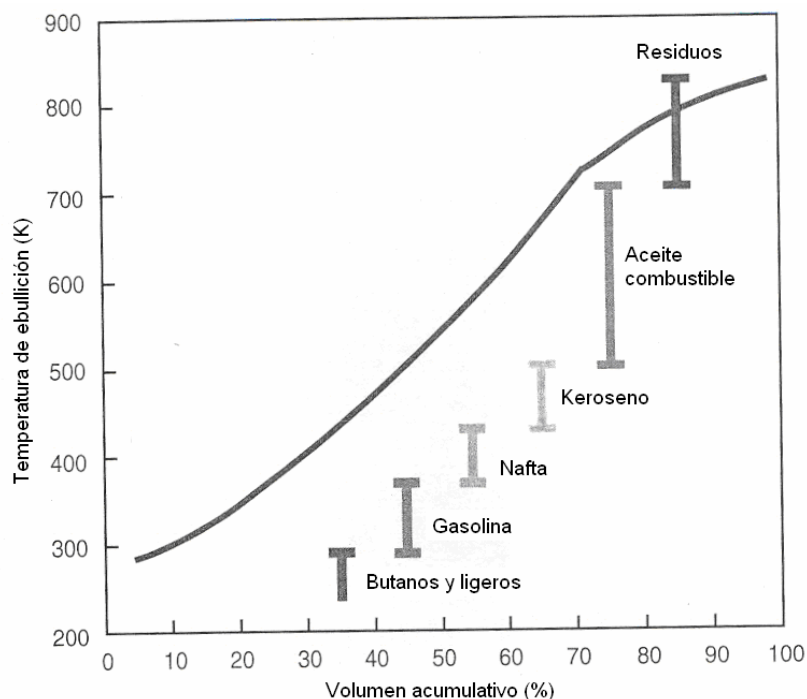


FIGURA 6 Curva de destilación del petróleo

1. Aceite combustible No. 1. El aceite combustible No. 1 es el más liviano y de menor viscosidad de todos. Es un producto levemente coloreado obtenido de la destilación fraccionada del aceite. No necesita precalentamiento y es fácilmente atomizado para propósitos de quemado. (Javed, 2004, p. 175)

2. Aceite combustible No. 2. El aceite combustible No. 2, también un producto de la destilación del aceite, es separado bajo temperaturas más altas que las requeridas para el aceite combustible No. 1. Es un líquido de color amarillo claro que no necesita precalentamiento y puede ser atomizado para propósitos de quemado por medios mecánicos, por ejemplo, bajo inyección presurizada a través de una boquilla apropiada. (Javed, 2004, p. 176)

3. Aceite combustible No. 4. El aceite combustible No. 4 es típicamente una mezcla de fracciones destiladas y residuos líquidos de la destilación. Tiene, por lo tanto, algunas características que son intermedias entre las encontradas en los otros tres tipos de aceites combustibles. Es

considerado un aceite de encendido difícil y requiere cuidado especial durante la atomización. Sin embargo, puede ser quemado sin precalentamiento. (Javed, 2004, p. 176)

4. Aceite combustible No. 6. El aceite combustible No. 6, conocido también como bunker C, es un combustible líquido residuo de la destilación. Es el más pesado y más viscoso de los aceites combustibles de la ASTM. El quemado eficiente puede ser alcanzado sólo después de que ha sido convenientemente atomizado a través de alta presión o del uso de un fluido auxiliar, ya sea vapor o aire comprimido. Además, debido a que es muy viscoso, necesita calentarse, manejarse, y quemarse. Para propósitos de bombeo, la temperatura de calentamiento del aceite combustible No. 6 es cerca de los 335 K, para propósitos de encendido, cerca de los 375 K.

En la tabla 2 (página No. 15) muestra los parámetros establecidos por la ASTM para las cuatro clases de aceite combustible que se encuentran actualmente en el mercado. Dentro de estos parámetros, hay una amplia variación de las características, mostradas en la tabla 3 (página No. 15) (también preparadas basadas en la información del libreo de Baukal, Jr.), donde se listan las características típicas de los aceites combustibles. Es importante resaltar que la tabla 3 (página No. 15) muestra los promedios típicos y es únicamente para propósitos de ilustración, debido a que las propiedades del aceite combustible depende significativamente del origen del aceite y del proceso de refinación.

TABLA 2 *Requerimientos para los aceites combustibles (por ASTM D 396)*

	Clasificación	No. 1	No. 2	No. 4	No. 6
Densidad a 288 K (15 °C), máx.	kg/m ³	850	876	-	-
Viscosidad a 313 K (40 °C)					
mín.	mm ² /s	1.3	1.9	>5.5	-
máx.		2.1	3.4	24.0	-
Viscosidad a 373 K (100 °C)					
mín.	mm ² /s	-	-	-	15.0
máx.		-	-	-	50.0
Punto de ignición, mín.	K	311	311	328	333
Punto de vertido, máx.	K	255	267	267	-
Cenizas, máx.	% masa	-	-	0.1	-
Azufre, máx.	% masa	0.5	0.5	-	-
Agua y sedimentos, máx.	% volumen	0.05	0.05	0.5	2.0
Temperatura de destilación					
10 % volumen recuperado, máx.	K	468	-	-	-
90 % volumen recuperado, mín.		-	555	-	-
90 % volumen recuperado, máx.		561	611	-	-

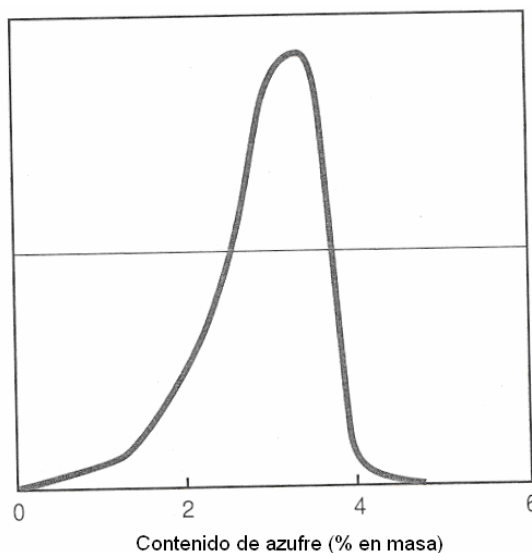
Usualmente, entre más pesado sea el aceite combustible, más bajo es el precio de la unidad de energía liberada durante su combustión. Incluso considerando los costos secundarios incurridos debido a la necesidad de prepararlo para su manejo y encendido (por ejemplo, el precalentamiento), el precio de la unidad de energía liberada en la combustión del aceite combustible No. 6 es el más bajo de todos los aceites combustibles. Esta es la razón por la cual este tipo de aceite combustible es usado en aplicaciones industriales, particularmente en plantas de cemento.

TABLA 3 *Análisis típicos para los diferentes aceites combustibles*

		Tipo de Aceite Combustible	No. 1	No. 2	No. 4	No. 6
Análisis Elemental	Ceniza	% masa	<0.01	<0.01	0.02	0.06
	Hidrógeno	% masa	13.6	13.6	11.7	11.2
	Nitrógeno	% masa	0.003	0.007	0.240	0.370
	Azufre	% masa	0.09	0.10	1.35	2.10
	Carbono	% masa	86.4	86.6	86.5	85.7
Valor de Calentamiento Mayor (HHV)		kJ/kg	46960	45680	45085	42670
Gravedad específica a 288 K (15 °C)		-	0.825	0.840	0.898	0.970
Densidad a 288 K (15 °C), máx.		kg/m ³	824	834	897	968

a. Contenido de azufre. No hay especificación para un contenido máximo de azufre en el aceite combustible No. 6, y es posible afirmar lo siguiente:

- El contenido de azufre depende, esencialmente, del origen del aceite y, de menor importancia, del proceso de refinación.
- El contenido en masa de azufre en el aceite combustible No. 6 puede alcanzar el 5 %, pero usualmente está en el rango de 2 % a 4 % como se muestra en la figura 7 (página No. 16), este histograma muestra el contenido de azufre en aceites usados mundialmente.
- Entre mayor sea el contenido de azufre en el aceite combustible, mayor será la emisión de SO_x al ambiente, manteniendo iguales las demás condiciones.
- La presencia de azufre reduce el valor calorífico del aceite combustible, esta reducción puede ser considerada igual a 290 kJ/kg por cada 1 % de azufre en el combustible.

FIGURA 7 *Histograma del contenido de azufre en el aceite combustible No. 6 alrededor del mundo*

b. Contenido de cenizas. El aceite combustible No. 6 contiene la cantidad de cenizas mayor en comparación con los otros cuatro tipos de aceite combustible debido a que es la fracción más pesada en la destilación del petróleo, la cual concentra los residuos. Es, por lo tanto, posible afirmar que:

- En el aceite combustible No. 6 el contenido en masa de ceniza puede alcanzar el 0.08 % y está usualmente entre 0.03 % y 0.07 %, como se muestra en la figura 8 (página No. 17), este histograma muestra el contenido de ceniza en aceite usados mundialmente.
- El contenido de ceniza en el aceite combustible depende esencialmente de tres factores: (1) el material inorgánico que se encuentra en la materia prima, por ejemplo, el origen del aceite, (2) la estructura del proceso de refinación, y (3) posible contaminación durante el proceso de operación, transporte, y/o almacenamiento.

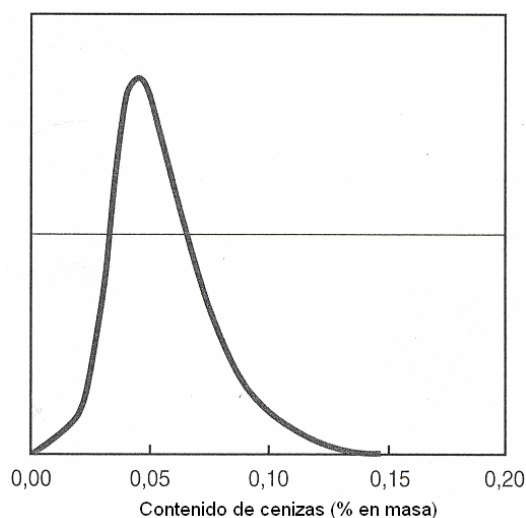


FIGURA 8 *Histograma del contenido de cenizas en el aceite combustible No. 6 alrededor del mundo*

- La ceniza del aceite combustible contiene como componentes principales, vanadio, sílice, aluminio, sodio y hierro.
- Un contenido de vanadio mayor al nivel usual de 100 mg/kg, como se muestra en la figura 9, es potencialmente peligroso si se combina con un alto contenido de sodio, debido a sus características como inductores de corrosión a altas temperaturas.

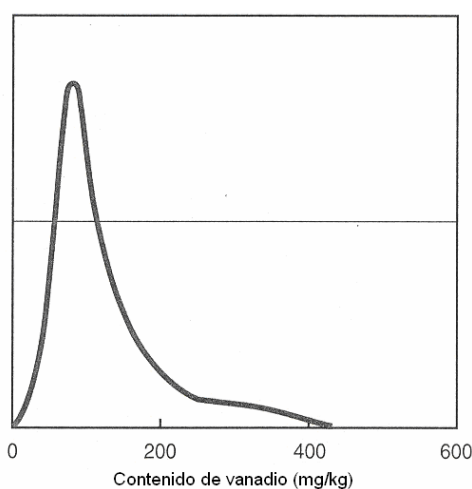


FIGURA 9 *Histograma del contenido de vanadio en el aceite combustible No. 6 alrededor del mundo*

La fácil ignición del aceite combustible No. 6 depende tanto de la viscosidad como de la densidad. Usualmente la “calidad de la ignición” está vinculada a un índice empírico llamado CCAI (Índice Calculado de Aromaticidad del Carbono) que puede ser estimado a través de la siguiente fórmula:

$$CCAI = \rho - 81 - 141 \times \log_{10} [\log_{10} (\nu + 0.85)] \quad (1)$$

En esta ecuación, la densidad es medida a 15 °C con unidades de kg/m³, y la viscosidad cinemática es medida a 50 °C con unidades de mm²/s. El aceite combustible con CCAI entre 800 y 870 no tiene problemas de ignición, mientras que los que tienen un CCAI > 870 tienen problemas en la ignición.

En muchos países, el aceite combustibles es vendido en términos volumétricos, por ejemplo, su precio es establecido de acuerdo a una unidad de volumen (litro, metro cúbico, galón, etc.) mientras que su valor calorífico está siempre especificado en base a la masa, como en kJ/kg. En esta situación, es muy importante en la evaluación del aceite el considerar tanto el valor calorífico como la densidad, para que el precio pagado por la energía térmica liberada durante el proceso de ignición sea conocido. (Javed, 2004, p. 176)

5. Efectos del azufre en el aceite combustible. El aceite combustible pesado contiene de 2 % a 4 % de azufre, a menos que se derive de crudos con bajo contenido de azufre. La oxidación del SO₂ en los gases de combustión a SO₃ con un consecuente incremento del punto de rocío de los gases de chimenea y por lo tanto del riesgo de corrosión en las partes frías del sistema (por ejemplo los arrastradores de polvo) es reducida al operar con sólo de un 1% a un 2% de oxígeno en los gases de chimenea sobre los 400 °C. Esto no es posible en sistemas en los cuales el aire es añadido, como en el caso de las secadoras con calentadores directos.

Si la contaminación del producto debido a la reacción química con el SO₂ y el SO₃ contenidos en los gases de chimenea no puede ser tolerada, se deben tomar en cuenta consideraciones tales como el uso de calentadores indirectos o el uso de aceite combustible con bajo contenido de azufre. (Nonhebel, 1971, p. 189)

F. Fundamentos del secado

Debido a la gran variedad de materiales que se secan en equipos comerciales y a los muchos tipos de equipos que se utilizan, no existe una sola teoría de secado que comprenda todos los materiales y tipos de secadores. Las variaciones posibles en forma y tamaño de los materiales, de los equilibrios de humedad, de los mecanismos del flujo de humedad a través del sólido, así como en el método de transferencia de calor que se requiere para la vaporización, impiden que exista un tratamiento unificado. Los fundamentos generales que se utilizan en forma semicuantitativa se consideran confiables. Los usuarios rara vez diseñan los secadores, más bien se adquieren a compañías especializadas en la ingeniería y fabricación de este tipo de equipos. (McCabe *et. al*, 2002, p. 837)

1. Presión de vapor del agua. En diversas operaciones unitarias, así como en los procesos de transporte, es necesario efectuar cálculos que se basan en las propiedades de mezclas de vapor de agua y aire. Para estos cálculos se requiere conocer la concentración del vapor del agua en el aire en diversas condiciones de temperatura y presión, las propiedades térmicas de estas mezclas y los cambios que se verifican cuando la mezcla se pone en contacto con agua o con sólidos húmedos para secarla.

El agua tiene tres diferentes estados físicos: hielo, sólido, líquido y vapor. Su estado físico depende de la presión y de la temperatura.

La figura 10 ilustra los diferentes estados físicos del agua y las relaciones presión-temperatura en equilibrio. En la figura aparecen las regiones de los estados sólido, líquido y vapor. A lo largo de la línea AB , coexisten la fase líquida y el vapor. En la línea AC , las fases que lo hacen son el hielo y la líquida. A lo largo de la línea AD , coexisten el hielo y el vapor. Si el hielo en el punto (1) se calienta a presión constante, la temperatura se eleva y la condición física se desplaza horizontalmente. En cuanto la línea cruza AC , el sólido se funde, y al cruzar AB , el líquido se evapora. Al desplazarse del punto (3) al (4), el hielo se sublima (se evapora) para formar vapor sin pasar por el estado líquido.

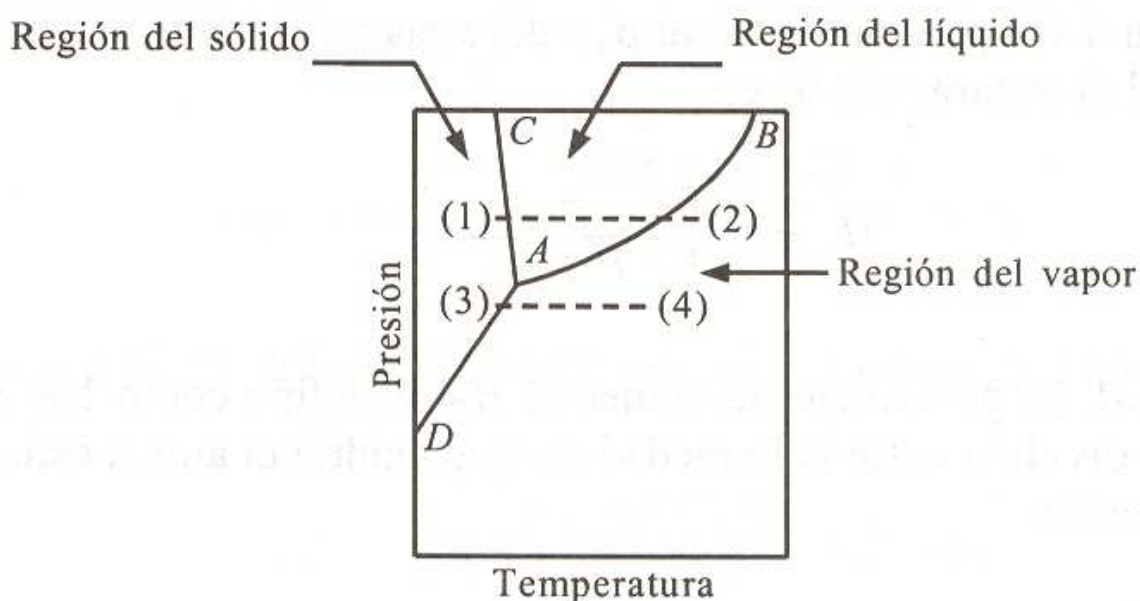


FIGURA 10 *Diagrama de fases del agua*

El líquido y el vapor coexisten en equilibrio a lo largo de la línea AB , que es la línea de presión de vapor del agua. La ebullición se presenta cuando la presión de vapor del agua es igual a la presión total por encima de su superficie. Por ejemplo, a $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($212\text{ }^{\circ}\text{F}$), la presión de vapor del agua es 101.3 kPa (1.0 atm) y por tanto, hervirá a 1 atm de presión. (Geankoplis, 2003, p. 584)

2. Humedad y diagramas o gráficas de humedad

a. Definición de humedad. La humedad H de una mezcla aire-vapor de agua se define como los kilogramos de vapor de agua por kilogramo de aire seco. Esta definición de la humedad sólo depende de la presión parcial p_A del vapor de agua en el aire y de la presión total P . Si el peso molecular del agua (A) es de 18.02 y el del aire es de 28.97, la humedad H en kg H₂O/kg aire seco, se obtiene con la siguiente fórmula:

$$H \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg aire seco}} = \frac{p_A}{P - p_A} \frac{\text{kg mol H}_2\text{O}}{\text{kg mol aire}} \times \frac{18.02 \text{ kg H}_2\text{O}}{\text{kg mol H}_2\text{O}} \times \frac{1}{28.97 \text{ kg aire / kg mol aire}} \quad (2)$$

$$H = \frac{18.02}{28.97} \frac{p_A}{P - p_A} \quad (3)$$

El aire saturado es aquel en el cual el vapor de agua está en equilibrio con el agua líquida en las condiciones dadas de presión y temperatura. En esta mezcla, la presión parcial del vapor del agua en la mezcla aire-agua es igual a la presión de vapor p_{AS} del agua pura a la temperatura establecida. Por consiguiente, la humedad de saturación H_S es

$$H_S = \frac{18.02}{28.97} \frac{p_{AS}}{P - p_{AS}} \quad (4)$$

(Geankoplis, 2003, p. 585)

b. Porcentaje de humedad. El porcentaje de humedad H_P se define como 100 multiplicado por la humedad real H del aire, dividida entre la humedad H_S que tendría el aire si estuviera saturado a esa misma temperatura y presión.

$$H_P = 100 \frac{H}{H_S} \quad (5)$$

(Geankoplis, 2003, p. 586)

c. Porcentaje de humedad relativa. La cantidad de saturación de una mezcla de aire-vapor de agua también puede expresarse como porcentaje de humedad relativa H_R usando presiones parciales.

$$H_R = 100 \frac{p_A}{p_{AS}} \quad (6)$$

Adviértase que $H_R \neq H_P$, puesto que H_P se expresa en presiones parciales al combinar las ecuaciones 2, 4 y 5 obteniendo

$$H_p = 100 \times \frac{H}{H_s} = \frac{\left[(100) \frac{18.02}{28.97} \times \frac{p_A}{P - p_A} \right]}{\left[\frac{18.02}{28.97} \times \frac{p_{AS}}{P - p_{AS}} \right]} = \frac{p_A}{p_{AS}} \times \frac{P - p_{AS}}{P - p_A} \quad (7)$$

Por supuesto, esto no es igual a la ecuación 6. (Geankoplis, 2003, p. 586)

d. Punto de rocío de una mezcla de aire y vapor de agua. La temperatura a la cual cierta mezcla de aire y vapor de agua esta saturada se llama *temperatura de punto de rocío*, o simplemente *punto de rocío*. Por ejemplo, a 26.7 °C (80 °F), la presión de vapor de saturación del agua es $p_{AS} = 3.50$ kPa (0.507 lb/in² abs). Por consiguiente, el punto de rocío de una mezcla que contiene vapor de agua con una presión parcial de 3.5 kPa es 26.7 °C. Si una mezcla de aire y vapor de agua está a 37.8 °C (a la cual se le suele llamar temperatura de bulbo seco, puesto que se trata de la temperatura que indicará para esta mezcla el bulbo seco de un termómetro) y contiene vapor de agua de $p_A = 3.50$ kPa, la mezcla no estaría saturada. Al enfriar a 26.7 °C, el aire estaría saturado, esto es, alcanzaría su punto de rocío. Al seguir enfriando, parte del vapor de agua se condensaría, puesto que la presión parcial no puede ser mayor que la presión de vapor de saturación. (Geankoplis, 2003, p. 587)

e. Calor húmedo en una mezcla de aire y vapor de agua. El calor húmedo c_s es la cantidad de calor en J (o kJ) requerido para elevar al temperatura de un kilogramo de aire seco más el vapor de agua presente en 1 K ó 1 °C. Las capacidades caloríficas del aire y el vapor de agua se pueden suponer constantes en el intervalo normal de temperaturas e iguales a 1.005 kJ/kg aire seco K y 1.88 kJ/kg vapor de agua K, respectivamente. Por consiguiente,

$$c_s \text{ kJ / kg aire seco K} = 1.005 + 1.88H \quad (8)$$

En algunos casos, c_s se expresa como

$$c_s = (1.005 + 1.88H)10^3 \text{ J / kg aire seco K} \quad (9)$$

(Geankoplis, 2003, p. 587)

f. Volumen húmedo de una mezcla de aire y vapor de agua. El volumen húmedo v_H es el volumen total en metros cúbicos de 1 kg de aire seco más el vapor que contiene a 101.325 kPa (1.0 atm) abs de presión y a la temperatura del gas. Usando la ley de los gases ideales

$$\begin{aligned} v_H \text{ m}^3 / \text{kg aire seco} &= \frac{22.41}{273} T \text{ K} \left(\frac{1}{28.97} + \frac{1}{18.02} H \right) \\ &= (2.83 \times 10^{-3} + 4.56 \times 10^{-3} H) T \text{ K} \end{aligned} \quad (10)$$

Para una mezcla saturada de aire y vapor de agua, $H = H_S$, y v_H es el volumen saturado. (Geankoplis, 2003, p. 587)

g. Entalpía total de una mezcla de aire y vapor de agua. La entalpía total de 1 kg de aire más su vapor de agua es H_y J/kg o kJ/kg de aire seco. Si T_0 es la temperatura base seleccionada para ambos componentes, la entalpía total es el calor sensible de la mezcla aire-vapor de agua más el calor latente λ_0 en J/kg o kJ/kg de vapor de agua, del vapor de agua a T_0 . [Obsérvese que $(T - T_0) ^\circ\text{C} = (T - T_0) \text{K}$ y que estas entalpías se refieren al agua líquida.].

$$H_y, \text{ kJ / kg aire seco} = c_s(T - T_0) + H\lambda_0 = (1.005 + 1.88H)(T - T_0 \text{ } ^\circ\text{C}) + H\lambda_0 \quad (11)$$

Si la entalpía total se refiere a una temperatura base T_0 de $0 \text{ } ^\circ\text{C}$ ($32 \text{ } ^\circ\text{F}$), la ecuación para H_y se convierte en

$$H_y, \text{ kJ / kg aire seco} = (1.005 + 1.88H)(T \text{ } ^\circ\text{C} - 0) + 2501.4H \quad (12)$$

(Geankoplis, 2003, p. 588)

h. Gráfica de humedad para mezclas de aire-vapor de agua. La gráfica de humedad de la figura 11 (página No. 23) representa una gráfica muy conveniente de las propiedades de las mezclas de aire y vapor de agua a 1.0 atm abs de presión. En esta figura se grafica la humedad H en función de la temperatura real de la mezcla de aire y vapor de agua (temperatura de bulbo seco).

La curva señalada como 100% y que corre hacia arriba y a la derecha, proporciona la humedad de saturación H_S es función de la temperatura. Por ejemplo, para $26.7 \text{ } ^\circ\text{C}$ corresponde una humedad de $H_S = 0.02226 \text{ kg H}_2\text{O/kg}$. Graficando este punto en la figura 11 (página No. 23), queda localizado en la línea saturada de 100% .

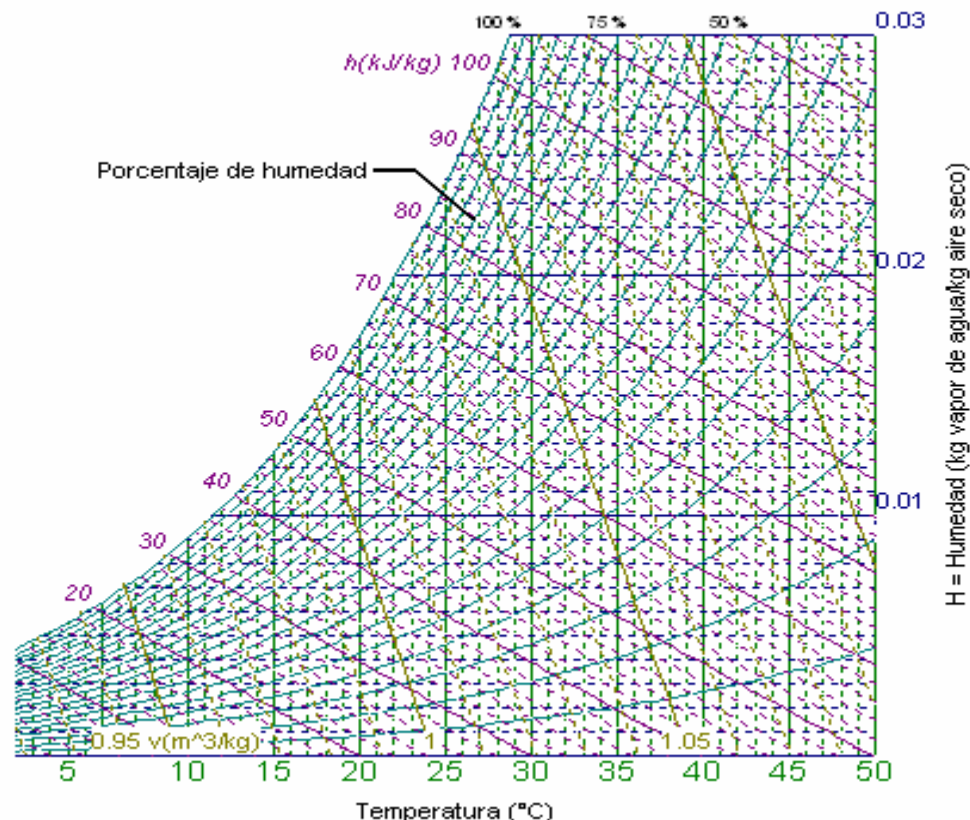


FIGURA 11 Gráfica de humedad para muestras de aire y vapor de agua a una presión total de 85.326 kPa (640mm de Hg)

Cualquier punto por debajo de la línea de saturación representa una mezcla no saturada de aire y vapor de agua. Las líneas curvas por debajo de la línea de saturación de 100 % que corren hacia arriba y a la derecha, representan a las mezclas no saturadas con un porcentaje definido de humedad H_p . Al ir hacia abajo verticalmente desde la línea de saturación a cierta temperatura, la línea entre la de saturación 100 % y la humedad H cero (la horizontal de la parte inferior) se divide de manera uniforme en 10 incrementos de 10 % cada uno.

Todas las líneas de humedad H_p en porcentaje que se han mencionado, así como la línea de humedad de saturación H_s , se pueden calcular con base en los datos de presión de vapor de agua. (Geankoplis, 2003, p. 588)

3. Temperatura de bulbo húmedo. La temperatura de saturación adiabática es aquella que se logra en estado estacionario cuando se pone en contacto una gran cantidad de agua con el gas de entrada. La *temperatura de bulbo húmedo* es la temperatura de entrada en estado estacionario y no de equilibrio que se alcanza cuando se pone en contacto una pequeña cantidad de agua con una corriente continua de gas en condiciones adiabáticas. Puesto que la cantidad de líquido es pequeña, la temperatura y la humedad del gas sí varían.

En la figura 12 se ilustra el método usado para medir la temperatura de bulbo húmedo mediante un termómetro que se recubre con una mecha retorcida o un trozo de tela. La mecha se mantiene húmeda

con agua y se introduce en el flujo de una corriente de aire y vapor de agua, cuya temperatura es T (temperatura de bulbo seco) y con una humedad H . En estado estacionario, el agua se evapora incorporándose a la corriente del gas, la mecha y el agua se enfrían a T_W y se mantienen a esa temperatura constante. El calor latente de vaporización queda exactamente balanceado por el calor convectivo que fluye de la corriente gaseosa T a la mecha a una temperatura T_W , que es inferior.

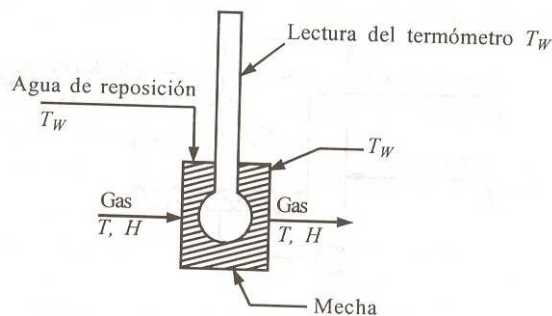


FIGURA 12 Medición de la temperatura de bulbo húmedo

Es posible calcular un balance de calor para la mecha. La temperatura base se toma como T_W . La cantidad de calor perdida por evaporación, despreciando el pequeño cambio de calor sensible de líquido vaporizado y la radiación es,

$$q = M_A N_A \lambda_W A \quad (13)$$

donde q está en kW (kJ/s), M_A es el peso molecular del agua, N_A son los kg mol H_2O evaporadas/s m^2 , A es el área superficial en m^2 y λ_W es el calor latente de vaporización a T_W en kJ/kg H_2O . El flujo específico N_A es

$$N_A = \frac{k'_y}{x_{BM}} (y_W - y) = k_y (y_W - y) \quad (14)$$

donde k'_y es el coeficiente de transferencia de masa en kg mol/s m^2 frac mol, x_{BM} es la media logarítmica de la fracción mol inertes del aire, y_W es la fracción mol del vapor de agua en el gas en la superficie y y es la fracción mol en el gas. Para una mezcla diluida, $x_{BM} \approx 1.0$ y $k'_y \approx k_y$. La relación entre H y y es

$$y = \frac{H / M_A}{1 / M_B + H / M_a} \quad (15)$$

donde M_B es el peso molecular del aire y M_A es del H_2O . Puesto que H es pequeña, se puede establecer como aproximación que

$$y \cong \frac{HM_B}{M_A} \quad (16)$$

Al sustituir la ecuación 16 en la 14 y después el resultado en la ecuación 13,

$$q = M_B k_y \lambda_w (H_w - H) A \quad (17)$$

La transferencia convectiva de calor de la corriente de gas a T a la mecha a T_w es

$$q = h(T - T_w) A \quad (18)$$

donde h es el coeficiente de transferencia de calor en $\text{kW/m}^2 \text{K}$.

Al igualar la ecuación 17 con la 18 y reordenar,

$$\frac{H - H_w}{T - T_w} = - \frac{h / M_B k_y}{\lambda_w} \quad (19)$$

Los datos experimentales del valor de $h/M_B k_y$, llamada *relación psicrométrica*, muestra que para mezclas de vapor de agua y aire, el valor es aproximadamente de 0.96 a 1.005. Puesto que este valor es cercano al de c_s , esto es, más o menos, 1.005, significa que las líneas de saturación adiabática también pueden usarse como líneas de bulbo húmedo con precisión bastante razonable. (Obsérvese que esto sólo es cierto para vapor de agua y no para otros líquido, como el benceno.) Por consiguiente, la determinación del bulbo húmedo se usa con mucha frecuencia para obtener la humedad de mezclas de aire y vapor de agua. (Geankoplis, 2003, p. 591)

4. Modelos de temperatura en secadores. La forma en que la temperatura varía en los secadores depende de la naturaleza y contenido de líquido del material de alimentación, de la temperatura del medio de calentamiento, del tiempo de secado y de la temperatura final que toleran los sólidos secos. Sin embargo, el modelo de variación es similar para todos los secadores. En la figura 13 (página No. 26) se presentan algunos modelos típicos.

En un secador discontinuo con un medio de calentamiento a temperatura constante (figura 13a, página No. 26) la temperatura de los sólidos húmedos aumenta muy rápido desde su valor inicial T_{sa} hasta la temperatura de vaporización T_v . En un secador no adiabático son gas de barrido, T_v es prácticamente la temperatura de ebullición del líquido a la presión existente en el secador. Si se utiliza un gas de barrido, o el secador es adiabático, T_v es la temperatura de bulbo húmedo del gas, o un valor muy próximo a ella (dicha temperatura es la de saturación adiabática si el gas es aire y el líquido que se

evapora es agua). El secado transcurre a T_v durante un período considerable, pero con frecuencia después de un corto tiempo, la temperatura de los sólidos húmedos aumenta de manera gradual como una zona de sólidos secos que se forma cerca de la superficie. La temperatura de vaporización depende de las resistencias de la transferencia de masa y calor en la zona seca, así como también de éstas en la capa límite externa. En las etapas finales del secado, la temperatura de los sólidos aumenta muy rápido hasta algún valor mayor de T_{sb} . El tiempo de secado que se representa en la figura 13a varía en un intervalo comprendido desde unos pocos segundos hasta muchas horas. Los sólidos pueden estar a T_v durante la mayor parte del ciclo de secado o durante una pequeña fracción del mismo. La temperatura del medio de calentamiento es con frecuencia constante, tal como se indica en la figura, o se programa para cambiarse durante la secuencia del secado.

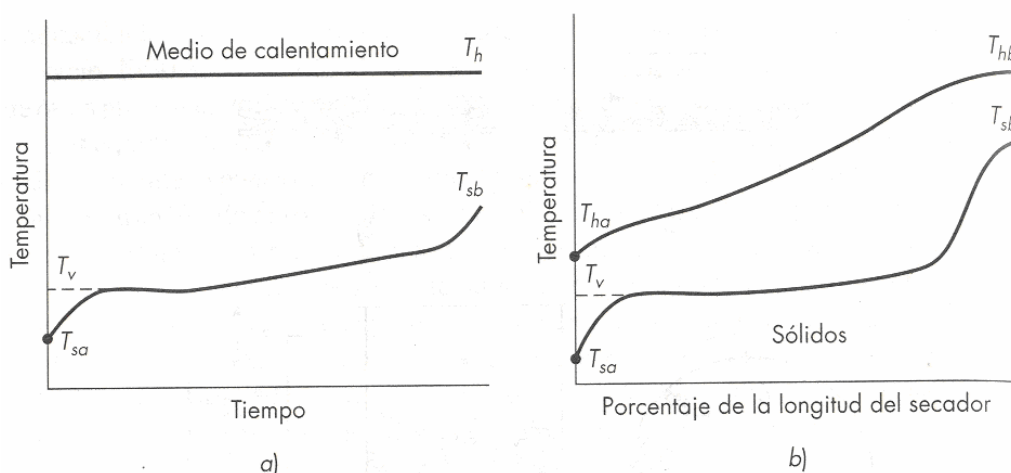


FIGURA 13 Modelos de temperatura en secadores: a) secador discontinuo, b) secador adiabático continuo en contracorriente

En un secador continuo ideal, cada partícula o elemento del sólido pasa a través de un ciclo similar al que se muestra en la figura 13a, en su recorrido desde la entrada hasta la salida del secador. Cuando se opera en estado estacionario, la temperatura en cualquier punto del secador continuo es constante, pero varía a lo largo de la longitud del secador. La figura 13b ilustra un patrón de temperatura para un secador adiabático en contracorriente. La entrada de los sólidos y la salida del gas se encuentran a la izquierda, mientras que la entrada del gas y la salida de los sólidos están a la derecha. Los sólidos se calientan rápidamente desde T_{sa} hasta T_v . La temperatura de vaporización puede variar durante la secuencia del secado, aun cuando la temperatura de bulbo húmedo permanezca constante. Cerca de la entrada de gas, los sólidos pueden calentarse a temperaturas superiores a T_v en una longitud relativamente corta del secador, puesto que la energía necesaria para calentar los sólidos secos es pequeña comparada con la que se requiere para la vaporización. Para materiales sensibles al calor, el secado se diseña para mantener la T_{sb} cercana a la T_v . El gas caliente entra en el secador a la T_{hb} , por lo general con poca humedad. El perfil de temperatura del gas puede tener una forma compleja, debido a la variación de la fuerza impulsora de la temperatura y al cambio en el coeficiente global de transferencia de calor durante el proceso de secado. (McCabe *et. al*, 2002, p. 838)

G. Contenido de humedad de equilibrio de los materiales

Al igual que en otros procesos de transferencia, como la transferencia de masa, el proceso de secado de materiales debe considerarse desde el punto de vista de las relaciones de equilibrio y, además, de las relaciones de velocidad. En la mayoría de los equipos de secado, el material se seca al entrar en contacto con una mezcla de aire-vapor de agua.

Una variable importante en el secado de materiales es la humedad del aire en contacto con un sólido de determinada humedad. Supóngase que un sólido húmedo se pone en contacto con una corriente de aire con humedad H y temperatura constantes. Se usa un gran exceso de aire, por lo que las condiciones permanecen invariables. Después de haber expuesto el sólido por tiempo suficientes para alcanzar el equilibrio, llegará un momento en que dicho sólido tendrá un contenido de humedad definido. A este valor se le conoce como contenido de humedad de equilibrio del material bajo las condiciones especificadas de humedad y temperatura del aire. En general, el contenido de humedad se expresa en base seca como kg de agua por kg de sólido sin humedad (completamente seco) o kg $H_2O/100$ kg de sólido seco.

Para algunos sólidos, el valor del contenido de humedad de equilibrio depende de la dirección de la cual proviene el equilibrio. Los valores del contenido de humedad de equilibrio varían de acuerdo a que la muestra húmeda se seque por desorción o bien una muestra seca adsorba humedad por adsorción. En los cálculos de secado, se usa el valor de equilibrio por desorción, puesto que tiene mayor valor. (Geankoplis, 2003, p. 593)

1. Agua combinada y no combinada en los sólidos. Si el contenido de humedad de equilibrio de un material de la figura 14 (pág. No. 28) se prolonga hasta intersectar la línea de humedad de 100 %, se obtiene la humedad llamada *agua combinada*. Ésta agua en el sólido desarrolla una presión inferior a la del agua líquida a la misma temperatura. Si dicho material contiene más agua que la que indica la intersección con la línea de humedad de 100 %, sólo podrá desarrollar una presión de vapor tan alta como la del agua común a la misma temperatura. A este exceso de humedad se le llama *agua sin combinar*, y dicha agua existe principalmente en los espacios vacíos en el sólido. A las sustancias que *contienen* agua combinada se les suele llamar *materiales higroscópicos*.

Considérese como ejemplo la curva 10 para la madera de la figura 14 (pág. No. 28). Ésta línea interseca a la curva de 100 % de humedad a aproximadamente 30 kg $H_2O/100$ kg de sólido seco. Cualquier muestra de madera que contenga menos de 30 kg $H_2O/100$ kg de sólido seco, sólo tendrá agua combinada. Si la muestra de madera tuviera 34 kg $H_2O/100$ kg de sólido seco, 4 kg H_2O sería agua sin combinar y 30 kg H_2O sería agua combinada por cada 100 kg de sólido seco.

El agua combinada de una sustancia puede existir bajo diversas y diferentes condiciones. La humedad en un poro o en las paredes de fibras puede tener sólidos disueltos y desarrollar, por tanto,

presión de vapor más baja. El agua líquida en los capilares de diámetro muy pequeño puede desarrollar una presión de vapor más baja debido a la curvatura cóncava de la superficie. El agua en los materiales orgánicos naturales generalmente está en combinación química y fisicoquímica. (Geankoplis, 2003, p. 595)

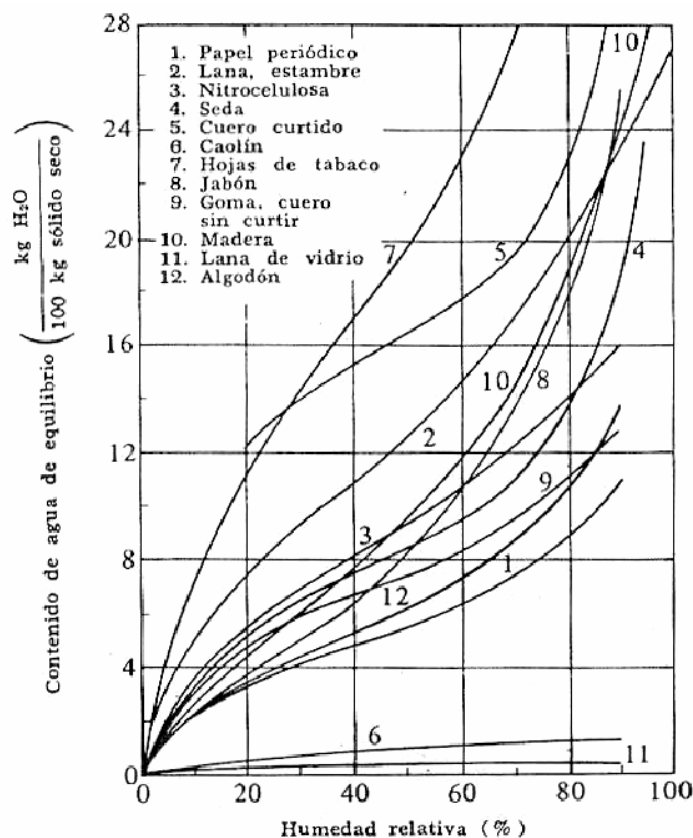


FIGURA 14 *Contenidos típicos de humedad en equilibrio para algunos sólidos a 298 K (25 °C).*

2. Humedad libre y en equilibrio de una sustancia. El contenido de humedad libre de una muestra es la humedad que está por encima del contenido de humedad de equilibrio. Esta humedad libre es la que puede eliminarse por secado con las condiciones dadas de porcentaje de humedad relativa. Por ejemplo, en la figura 14, la seda tiene un contenido de humedad de equilibrio de 8.5 kg H₂O/100 kg de material seco en contacto con aire de 50 % de humedad relativa a 25 °C. Si una muestra contiene 10 kg H₂O/100 kg de material seco, sólo se podrá eliminar por secado 10.0 – 8.5, o 1.5 H₂O/100 kg de material seco, y éste es el contenido de humedad libre de la muestra bajo condiciones de secado.

En diversos textos y referencias, el contenido de humedad se expresa como porcentaje de humedad en base seca. Esto es exactamente igual al valor de H₂O/100 kg de material seco multiplicado por 100. (Geankoplis, 2003, p. 596)

H. Balances de materia y entalpía para secadores continuos

El secado de sólidos húmedos es, por definición, un proceso térmico. Aunque con frecuencia se complica por la difusión en el sólido a través del gas, es posible secar muchos materiales con el solo hecho de calentarlos por encima de la temperatura de ebullición del líquido, tal vez bastante por encima, con el fin de liberar las últimas trazas de material adsorbido. Por ejemplo, es posible secar los sólidos húmedos por exposición con vapor de agua altamente sobrecalentado. En este caso no hay limitaciones de difusión, sino que el problema es exclusivamente de transferencia de calor. En la mayoría del secado adiabático, por supuesto, la difusión ocurre en la fase gaseosa o sólida, pero con frecuencia las velocidades de secado son más dependientes de los coeficientes de transferencia de calor que en los de transferencia de materia. Muchos de los secadores se diseñan sobre la base exclusiva de consideraciones de transferencia de calor. (McCabe *et. al*, 2002, p. 839)

1. Secador continuo a contracorriente. En la figura 15 (página No. 30) se muestra un diagrama de flujo para un secador continuo, arreglado para el flujo a contracorriente. El sólido entra a con un flujo S_s masa sólido seco/tiempo (área), (únicamente para los balances de materia y entalpía, los flujos del gas y el sólido pueden expresarse en forma igualmente adecuada por masa/tiempo) se seca de X_1 a X_2 masa humedad/ masa sólido seco y sufre un cambio de temperatura de t_{s1} a t_{s2} . El gas fluye con una rapidez G_s masa gas seco/tiempo (área) y sufre un cambio de humedad Y_2 a Y_1 masa humedad/masa gas seco y un cambio de temperatura t_{g2} a t_{g1} . Entonces, un balance de humedad es

$$S_s X_1 + G_s Y_2 = S_s X_2 + G_s Y_1 \quad (20)$$

o

$$S_s (X_1 - X_2) = G_s (Y_1 - Y_2) \quad (21)$$

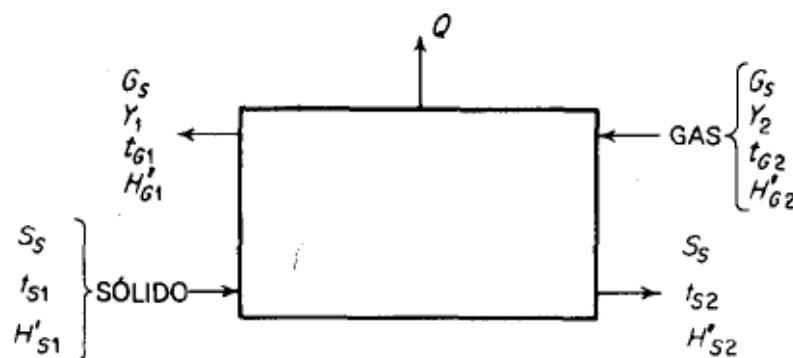


FIGURA 15 Balance de materia y entalpía, secador continuo

(Treybal, 2003, p. 773)

Se selecciona un valor básico de t_0 °C para el balance de calor. Una temperatura conveniente es de 0 °C (32 °F). La entalpía del sólido húmedo está constituida por la entalpía del sólido seco más la del

líquido como humedad libre. En general, se suele despreciar el calor de humidificación. La entalpía del gas H'_G en energía/masa de aire seco es:

$$H''_G = C_A(t_G - t_0) + H\lambda_0 \quad (22)$$

donde λ_0 es el calor latente del agua a t_0 , 2501 kJ/kg (1075.4 btu/lb_m) a 0 °C, y C_S es el calor húmedo:

$$C_S = 1.005 + 188H \quad (23)$$

(Geankoplis, 2003, p. 626)

La entalpía del sólido húmedo está dada por la ecuación:

$$H'_S = C_S(t_S - t_0) + XC_A(t_S - t_0) + \Delta H_A \quad (24)$$

en donde H'_S = entalpía del sólido húmedo en t_S , con respecto al sólido y líquido a la temperatura de referencia t_0 , energía/masa sólido seco.

C_S = capacidad calorífica del sólido seco, energía/masa (temperatura).

C_A = capacidad calorífica de la humedad, como un líquido, energía/masa (temperatura).

ΔH_A = calor integral de humidificación (o de adsorción, hidratación o solución) con referencia al líquido y sólido puros, en t_0 , energía/masa sólido seco.

La humedad contenida generalmente exhibe un calor de humidificación, aunque no se tienen muchos datos. La entalpía del gas está dada por H'_G energía/masa gas seco. Si la pérdida neta de calor en el secador es Q energía/tiempo, el balance de entalpía se vuelve:

$$S_S H'_{S1} + G_S H'_{G2} = S_S H'_{S2} + G_S H'_{G1} + Q \quad (25)$$

Para la operación adiabática, $Q = 0$, y si se proporciona calor dentro del secador a un grado mayor que las pérdidas caloríficas, Q es negativa. Si el sólido se acarrea sobre camiones u otro soporte, el calor sensible del soporte también debe incluirse en el balance. (Treybal, 2003, p. 773)

III. JUSTIFICACIÓN

Cementos Progreso S. A. utiliza arena volcánica en varios de sus procesos de fabricación, y para ello requieren que la misma tenga una humedad entre $3 \% \pm 1 \%$. Debido a los altos costos de combustible en la actualidad, se necesita determinar las mejores condiciones de operación para obtener la mayor producción de arena volcánica seca a las condiciones mencionadas con el menor consumo térmico, evitando la condensación del aire de salida en el filtro. También se deberá mantener el nivel de emisión de monóxido de carbono menor a 500 ppm durante el proceso, para cumplir con los límites permitidos. Por lo que, para resolver el problema planteado anteriormente se secó arena volcánica a distintas condiciones de operación, específicamente dejando constante distintos flujos de combustible y aire, ajustando este último para cada flujo de combustible, variando la alimentación en un secador rotatorio en el cual se realiza esta operación.

IV. OBJETIVOS

A. Objetivo general:

Determinar las condiciones de operación para obtener arena volcánica con un porcentaje de humedad de $3.0 \% \pm 1 \%$, consumiendo la menor cantidad de combustible para obtener la mayor producción en un secador rotatorio con flujo en contra corriente existente en Cementos Progreso S.A., Planta La Pedrera.

B. Objetivos específicos:

- Realizar una prueba preliminar para determinar la condición de secado utilizada actualmente.
- Realizar pruebas a flujos de aire y combustible fijos, variando el flujo de alimentación en cada caso.
- Determinar el porcentaje de humedad removida obtenida en cada prueba, mediante análisis de contenido de humedad.
- Determinar la temperatura de los gases de salida para cada flujo de combustible.
- Determinar la eficiencia de la combustión para cada flujo de combustible mediante un análisis de gases de combustión utilizando un medidor de gases.
- Determinar las pérdidas netas de calor con las nuevas condiciones de operación.

V. PROBLEMA A RESOLVER

Actualmente, en Cementos Progreso S. A., Planta la Pedrera, la producción de arena volcánica seca no es la requerida debido a condiciones de operación no definidas para las diferentes variables existentes en un secador rotatorio continuo con flujo en contracorriente.

VI. METODOLOGÍA

La metodología a seguir para la realización de este trabajo profesional consta de las siguientes etapas para el cumplimiento del objetivo propuesto:

- Prueba preliminar de las condiciones actuales de operación.
 1. Observar flujos de alimentación, combustible y aire.
 2. Observar temperatura, porcentaje de O₂, ppm de CO y velocidad de los gases de salida.
 3. Observar humedades iniciales (en la alimentación) y finales (en la descarga) de la arena volcánica.
 4. Determinar el máximo flujo de combustible que se puede alimentar al quemador de la secadora.

- Realizar prueba manteniendo fijo el flujo de combustible a 0.18 kg/s (11.00 kg/min), el damper a 100 % y alimentar arena volcánica con una apertura de compuerta de la tolva de 0.46m (18 ¼ in).
 1. Tomar condiciones iniciales de operación (contador inicial de alimentación, flujo de material, amperaje, flujo de combustible, temperatura de combustible, presión del combustible, temperatura y humedad del aire de entrada, temperatura de los gases de salida, velocidad del flujo de aire de salida, porcentaje de O₂ y ppm de CO en los gases de salida).
 2. Permitir que el secador rotatorio se estabilice durante media hora para permitir que la cama de material dentro del secador sea homogénea.
 3. Tomar muestra de arena volcánica a los 45 min de operación en la alimentación y condiciones de operación (flujo de combustible, temperatura de combustible y presión del combustible).
 4. Determinar la humedad de la muestra tomada.
 5. Tomar muestra de arena volcánica a los 60 min de operación en la alimentación y condiciones de operación (flujo de combustible, temperatura de combustible y presión del combustible).
 6. Determinar la humedad de la muestra tomada.
 7. Tomar muestra de arena volcánica a los 75 min de operación en la alimentación, en la descarga y condiciones de operación (flujo de combustible, temperatura de combustible y presión del combustible).
 8. Determinar la humedad de ambas muestras.
 9. Tomar muestra de arena volcánica a los 90 min de operación en la alimentación, en la descarga y condiciones de operación (flujo de combustible, temperatura de combustible, presión del combustible, temperatura de los gases de salida, velocidad del flujo de aire de salida, porcentaje de O₂ y ppm de CO en los gases de salida).
 10. Determinar la humedad de ambas muestras.
 11. Tomar muestra de arena volcánica a los 105 min de operación en la descarga.
 12. Determinar la humedad de la muestra tomada.

VII. RESULTADOS

Tabla No. 4: Condición de operación actual y pérdida neta de calor

Humedad Removida (%)	Flujo comb. (kg/s)	Temperatura aire entrada (°C)	Humedad aire de entrada (%)	Flujo aire entrada (m ³ /s)	Altura de compuerta (m)	Flujo sólido (kg/s)	Eficiencia combustión (%)	Pérdidas de calor (kJ/s)
72.51 ± 0.0083	0.131 ± 0.0082	26.0 ± 0.5	56.0 ± 0.5	14.89	0.31	8.55 ± 1.47	76.8 ± 1.19	1014.85 ± 11.75

Tabla No. 5: Porcentaje de humedad removida y condiciones promedio a un flujo de combustible de 0.13 kg/s (8 kg/min)

Flujo combustible (kg/s)	Apertura de damper ¹	Temperatura aire entrada (°C)	Humedad aire entrada (%)	Altura de compuerta (m)	Flujo sólido (kg/s)	Humedad inicial (%)	Humedad final (%)	Humedad removida (%)
0.141 ± 0.00243	8	41.5 ± 1.41	25.3 ± 1.06	0.41	14.31	18.17 ± 0.59	12.09 ± 1.86	55.81 ± 3.12
0.135 ± 0.00500	8	44.3 ± 0.35	21.5 ± 1.41	0.36	11.81	15.19 ± 1.14	5.29 ± 0.37	56.33 ± 0.83
0.137 ± 0.00125	8	39.5 ± 0.71	27.0 ± 0.71	0.31	9.03	16.58 ± 1.71	6.00 ± 1.09	63.97 ± 3.80
0.136 ± 0.00660	8	41.3 ± 1.06	25.3 ± 1.77	0.29	7.22	15.17 ± 0.85	5.35 ± 0.73	64.81 ± 3.26

Tabla No. 6: Porcentaje de humedad removida y condiciones promedio a un flujo de combustible de 0.15 kg/s (9 kg/min)

Flujo combustible (kg/s)	Apertura de damper ¹	Temperatura aire entrada (°C)	Humedad aire entrada (%)	Altura de compuerta (m)	Flujo sólido (kg/s)	Humedad inicial (%)	Humedad final (%)	Humedad removida (%)
0.152 ± 0.00961	9	44.3 ± 1.06	20.8 ± 1.77	0.41	15.22	17.69 ± 0.98	6.80 ± 1.86	61.90 ± 7.97
0.154 ± 0.00189	9	40.8 ± 0.35	25.8 ± 0.35	0.39	13.47	18.06 ± 0.56	6.98 ± 0.65	62.42 ± 1.56
0.152 ± 0.00261	9	44.3 ± 0.35	20.8 ± 0.35	0.36	11.47	17.17 ± 1.93	5.61 ± 1.09	67.53 ± 3.15
0.153 ± 0.00877	9	40.0 ± 0.71	26.5 ± 1.41	0.34	10.28	15.43 ± 0.68	5.40 ± 0.84	68.26 ± 0.55

¹ Para ver equivalencias entre apertura de damper y flujo volumétrico de aire hacer referencia a tabla No. 29, apéndice B, pág. No. 64

Tabla No. 7: Porcentaje de humedad removida y condiciones promedio a un flujo de combustible de 0.17 kg/s (10 kg/min)

Flujo combustible (kg/s)	Apertura de damper ¹	Temperatura aire entrada (°C)	Humedad aire entrada (%)	Altura de compuerta (m)	Flujo sólido (kg/s)	Humedad inicial (%)	Humedad final (%)	Humedad removida (%)
0.168 ± 0.00441	10	44.3 ± 0.35	21.3 ± 0.35	0.46	21.81	13.84 ± 0.40	4.99 ± 1.01	64.05 ± 6.18
0.171 ± 0.00153	10	40.8 ± 0.35	25.8 ± 0.35	0.41	16.58	18.83 ± 1.81	6.77 ± 1.79	64.48 ± 6.26
0.168 ± 0.00395	10	42.8 ± 1.06	23.5 ± 0.71	0.36	11.33	15.61 ± 0.51	2.92 ± 1.27	81.45 ± 7.43
0.167 ± 0.00346	10	40.5 ± 0.35	25.3 ± 0.35	0.31	8.06	17.43 ± 0.86	3.50 ± 1.01	82.35 ± 3.47

Tabla No. 8: Porcentaje de humedad removida y condiciones promedio a un flujo de combustible de 0.18 kg/s (11 kg/min)

Flujo combustible (kg/s)	Apertura de damper ¹	Temperatura aire entrada (°C)	Humedad aire entrada (%)	Altura de compuerta (m)	Flujo sólido (kg/s)	Humedad inicial (%)	Humedad final (%)	Humedad removida (%)
0.190 ± 0.00177	11	44.0 ± 1.41	22.5 ± 0.71	0.46	22.44	15.87 ± 0.41	5.46 ± 0.28	65.62 ± 0.89
0.185 ± 0.00618	11	44.5 ± 0.71	20.5 ± 2.12	0.44	21.17	14.20 ± 0.63	4.08 ± 0.54	71.33 ± 2.63
0.186 ± 0.00414	11	45.0 ± 1.41	19.5 ± 0.71	0.41	16.14	15.03 ± 1.03	3.11 ± 0.72	79.46 ± 3.43
0.188 ± 0.00105	11	40.5 ± 0.71	26.0 ± 1.41	0.39	13.75	15.42 ± 0.44	1.48 ± 0.32	90.44 ± 1.83

Tabla No. 9: Temperatura del aire de salida para cada flujo de combustible

Flujo combustible (kg/s)	Temperatura gases de salida (°C)
0.137 ± 0.00249	199.67 ± 0.65
0.153 ± 0.00074	200.33 ± 0.65
0.168 ± 0.00147	205.00 ± 1.13
0.187 ± 0.00233	233.67 ± 3.46

¹ Para ver equivalencias entre apertura de damper y flujo volumétrico de aire hacer referencia a tabla No. 29, apéndice B, pág. No. 64

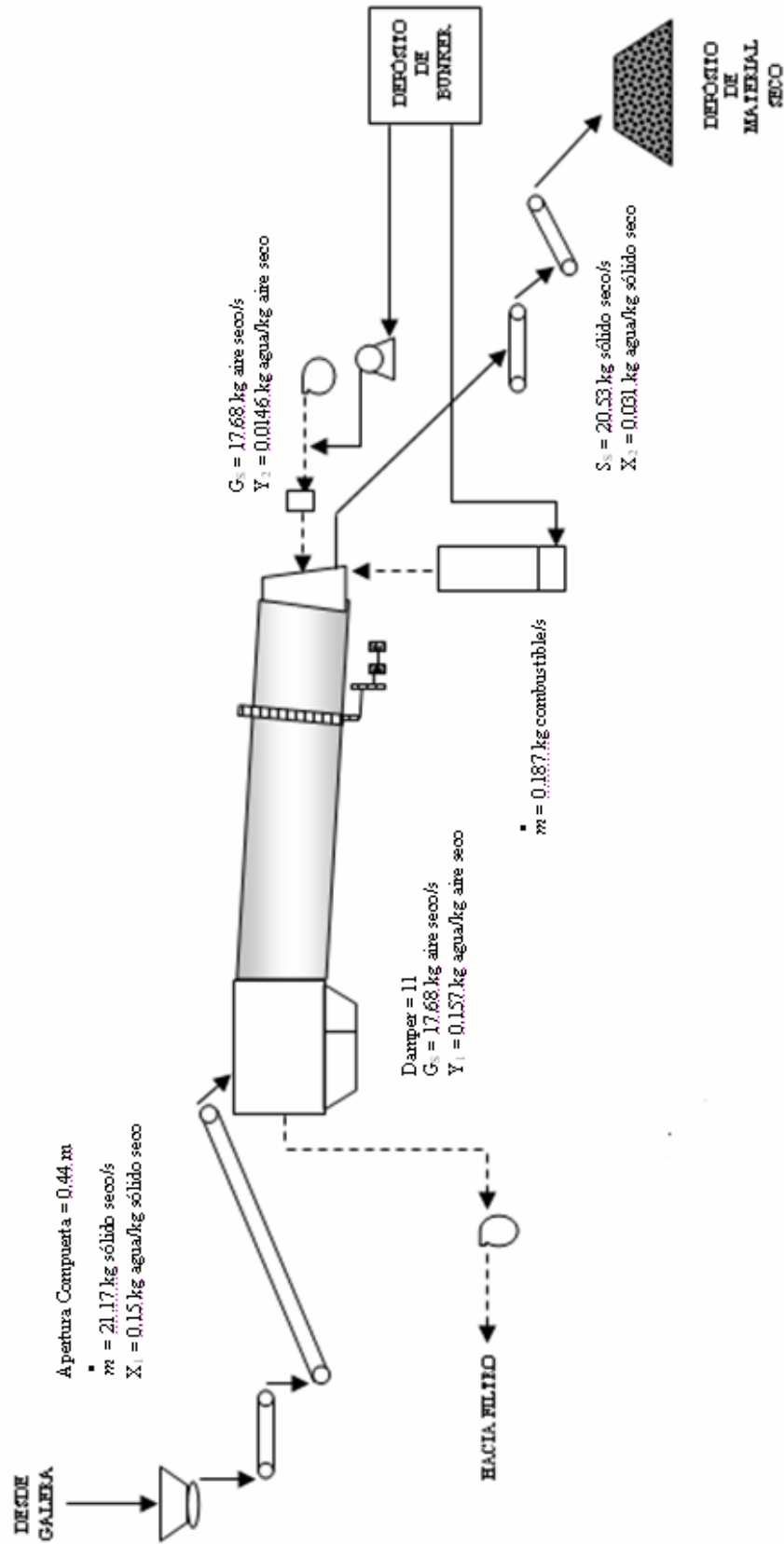
Tabla No. 10: Eficiencia de la combustión para cada flujo de combustible

Flujo combustible (kg/s)	Eficiencia (%)
0.137 ± 0.00249	87.83 ± 0.07
0.153 ± 0.00074	88.20 ± 0.11
0.168 ± 0.00147	88.87 ± 0.17
0.187 ± 0.00233	89.13 ± 0.07

Tabla No. 11: Pérdidas netas de calor con las nuevas condiciones de operación para obtener una humedad final de 3 % ± 1 %

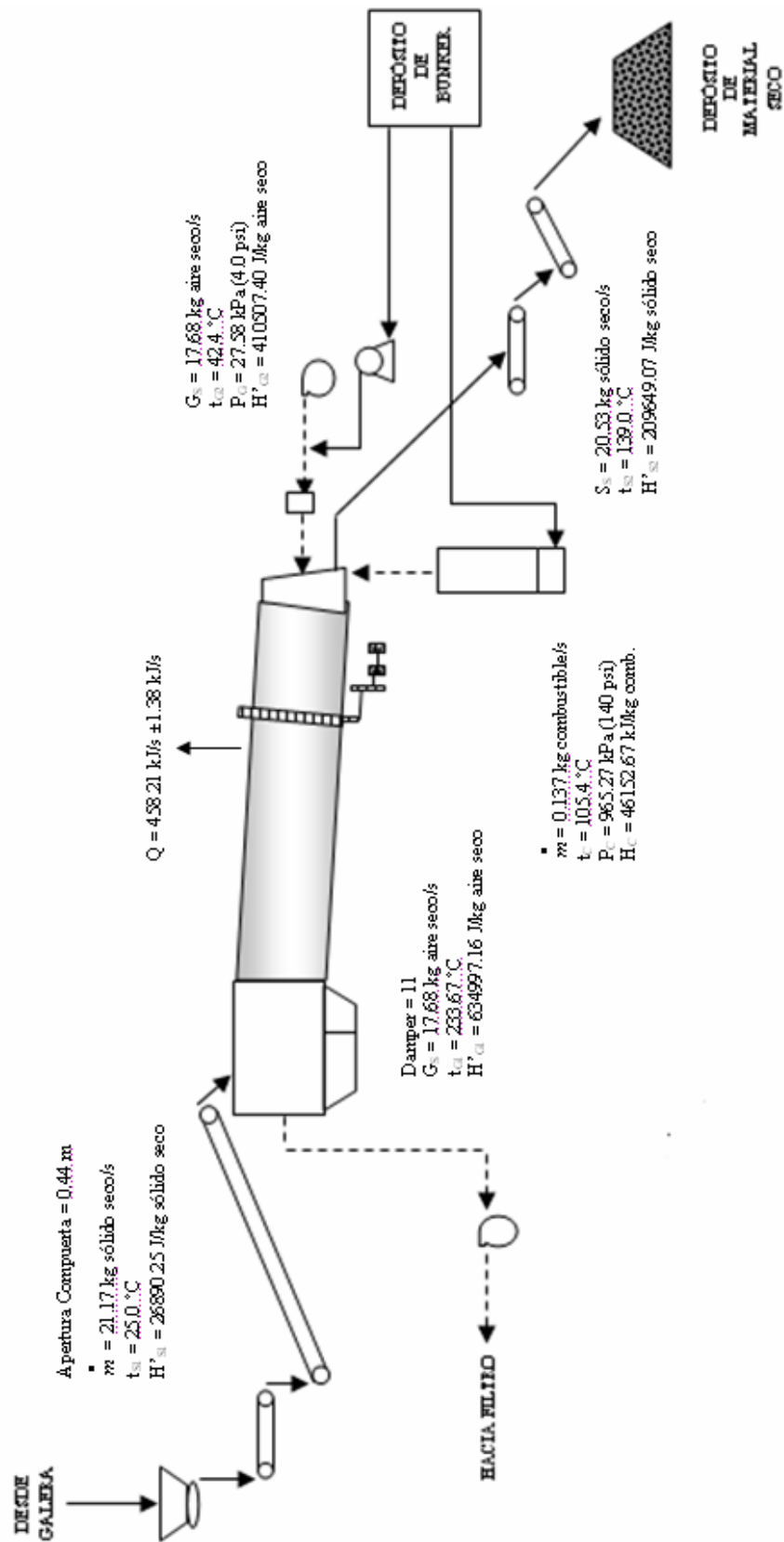
Humedad Inicial (%)	Humedad Removida (%)	Flujo comb. (kg/s)	Temperatura aire entrada (°C)	Humedad aire de entrada (%)	Flujo aire entrada (m ³ /s)	Altura de compuerta (m)	Flujo sólido (kg/s)	Pérdidas de calor (kJ/s)
6.7	55.0	0.137 ± 0.00249	42.4 ± 0.97	23.6 ± 1.25	15.60	0.39	13.61 ± 0.71	706.01 ± 1.46
7.1	57.5	0.137 ± 0.00249	42.4 ± 0.97	23.6 ± 1.25	15.60	0.36	11.54 ± 0.87	458.21 ± 1.38
7.5	60.0	0.153 ± 0.00074	42.4 ± 0.97	23.6 ± 1.25	16.89	0.39	13.61 ± 0.71	1042.38 ± 2.16
8.0	62.5	0.153 ± 0.00074	42.4 ± 0.97	23.6 ± 1.25	16.89	0.36	11.54 ± 0.87	761.90 ± 1.88
8.6	65.0	0.187 ± 0.00233	42.4 ± 0.97	23.6 ± 1.25	19.20	0.46	22.13 ± 1.63	1315.62 ± 2.30
9.2	67.5	0.187 ± 0.00233	42.4 ± 0.97	23.6 ± 1.25	19.20	0.46	22.13 ± 1.63	2823.80 ± 0.24
10.0	70.0	0.187 ± 0.00233	42.4 ± 0.97	23.6 ± 1.25	19.20	0.46	22.13 ± 1.63	2424.59 ± 12.68
10.9	72.5	0.187 ± 0.00233	42.4 ± 0.97	23.6 ± 1.25	19.20	0.44	21.17 ± 0.05	1886.50 ± 17.82
12.0	75.0	0.187 ± 0.00233	42.4 ± 0.97	23.6 ± 1.25	19.20	0.44	21.17 ± 0.05	2663.71 ± 2.97
13.3	77.5	0.187 ± 0.00233	42.4 ± 0.97	23.6 ± 1.25	19.20	0.44	21.17 ± 0.05	1721.22 ± 3.11
15.0	80.0	0.187 ± 0.00233	42.4 ± 0.97	23.6 ± 1.25	19.20	0.41	15.56 ± 3.64	1085.35 ± 14.18
17.1	82.5	0.187 ± 0.00233	42.4 ± 0.97	23.6 ± 1.25	19.20	0.41	15.56 ± 3.64	2424.54 ± 21.11
20.0	85.0	0.187 ± 0.00233	42.4 ± 0.97	23.6 ± 1.25	19.20	0.41	15.56 ± 3.64	1305.90 ± 0.41
24.0	87.5	0.187 ± 0.00233	42.4 ± 0.97	23.6 ± 1.25	19.20	0.41	15.56 ± 3.64	1214.48 ± 15.94
30.0	90.0	0.187 ± 0.00233	42.4 ± 0.97	23.6 ± 1.25	19.20	0.39	15.56 ± 0.71	1460.68 ± 25.01

Figura No. 16: Balance de masa para un porcentaje de humedad removida de 77.5 %



Nota: El balance de masa para el resto de las condiciones de operación determinadas se obtiene de la misma manera con los valores calculados (ver tabla No. 30, apéndice C, pág. No. 64)

Figura No. 17. Balance de energía para un porcentaje de humedad removida de 77.5 %



Nota: El balance de energía para el resto de las condiciones de operación determinadas se obtiene de la misma manera con los valores calculados (ver tablas No. 32 y 33, apéndice C, págs. No. 66 y 67)

VIII. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

En este trabajo de graduación se determinaron las condiciones de operación de un secador rotatorio para obtener la máxima producción, determinando la eficiencia de la combustión para cada flujo de combustible y las pérdidas netas de calor del secador. Lo anterior se realizó en función del porcentaje de humedad que se necesita remover, ya que la humedad inicial de la arena volcánica es variable.

Según los resultados presentados en la sección anterior, se realizó una prueba preliminar para determinar las condiciones de operación que utilizan actualmente, teniendo una humedad final de $3.95 \% \pm 0.603 \%$, con un porcentaje de humedad removida de $72.51 \% \pm 0.0083 \%$ y una producción de $8.55 \text{ kg/s} \pm 1.47 \text{ kg/s}$ (ver tabla No. 4, pág. No. 37), derivado de este estudio se determinó que estas condiciones se pueden mejorar, obteniendo para el mismo porcentaje de humedad removida una producción mayor, la cual es de $21.17 \text{ kg/s} \pm 0.05 \text{ kg/s}$ (ver tabla No. 11, pág. No. 39). Esto se debe a que, actualmente, no se realizan pruebas para determinar la humedad inicial de la arena volcánica antes de iniciar el proceso de secado, sino que se realizan pruebas cada 2 horas del producto seco para determinar si cumple o no con el porcentaje de humedad final requerido, con el resultado del análisis del contenido de humedad de la muestra el operador ajusta el flujo de combustible y alimentación hasta que se alcanza el parámetro requerido, el cual es de $3 \% \pm 1 \%$ de humedad final.

En cuanto a la combustión se tiene una eficiencia de $76.8 \% \pm 1.19 \%$, que también es baja en comparación con las eficiencias de combustión de las nuevas condiciones de operación (ver tabla No. 10, pág. No. 39). Una de las causas fue que no se contaba con el equipo necesario para aumentar el flujo de combustible hacia el quemador, obteniéndose un flujo máximo de $0.131 \text{ kg/s} \pm 0.0082 \text{ kg/s}$ debido a la alta viscosidad del mismo por baja temperatura al entrar al quemador y una mala atomización en éste por falta del aire requerido para tal proceso, haciendo que en el quemador se formara una escarcha que había que eliminar cada 15 min, en comparación con la hora que dura el quemador en la actualidad antes de que necesite limpieza. Otra fue la baja temperatura del aire que entraba al quemador y su alto porcentaje de humedad relativa, debido a que el aire entraba a las condiciones ambientales (ver tabla No. 4, pág. No. 37).

Al realizar pruebas a flujos de aire y combustible fijos, variando el flujo de alimentación en cada caso, se observó que el porcentaje de humedad removida fue incrementándose conforme se incrementó el flujo de combustible y conforme disminuyó la alimentación al secador, como era de esperarse (ver tablas No. 5, 6, 7 y 8, págs. No. 37 y 38). Esto se debió a que la temperatura de los gases, que pasan a través de la secadora en contracorriente al flujo de la arena volcánica, aumentó al aumentar el flujo de combustible, haciendo que la masa de agua contenida en la arena se eliminara en mayor cantidad al pasar a través de la secadora. También influye en gran parte el flujo de material que entra en la secadora, debido a que mientras menor sea el flujo de sólidos, mayor será el contacto de la superficie de éstos con la corriente de aire caliente, ya que las aspas de elevación que se encuentran dentro de la secadora levantan menos cantidad de arena haciendo que la cortina que se forma del sólido cayendo en

cascadas sea más delgada exponiendo a más partículas al aire caliente desde que entran hasta que salen del secador. Los resultados fueron expresados en porcentaje de humedad removida debido a que la humedad inicial de la arena volcánica varía dependiendo de la estación del año en la cual se realice el proceso de secado, ya que la cantera de donde es extraída se encuentra a cielo abierto, y luego pasa a ser almacenada al aire libre, por lo que en época de invierno, la humedad inicial aumenta debido a que está expuesta a las lluvias.

Los límites superior e inferior de los flujos de arena volcánica que se probaron para cada flujo de combustible fueron determinados en función del producto seco obtenido y de las dificultades en el manejo del mismo, ya que a flujos de arena muy altos, se obtuvo producto que fue necesario reprocesar debido a que su contenido de humedad final fue mayor a los parámetros establecidos, mientras que a flujos de arena muy bajos, se obtuvo un producto con un porcentaje de humedad final más bajo de lo requerido, trayendo como consecuencia bastante dificultad en el manejo del producto seco debido a la cantidad de polvo que se produjo en la descarga por el material fino seco que formó una nube de polvo tanto en la descarga de la secadora como en la descarga de la faja al depósito, donde dificultó la operación de la grúa debido a que la visibilidad del operador fue obstaculizada.

El análisis de contenido de humedad se realizó por medio de una balanza de humedad, la cual trabaja a 110 °C, que elimina el agua contenida en la muestra a esa temperatura hasta que la masa se mantiene constante, indicando al final el porcentaje de agua eliminada. Ésta es una forma automatizada del análisis, ya que el análisis manual se realiza en un horno a la misma temperatura tomando la masa inicial de la muestra y la masa final de la misma, la cual se alcanza llevando a masa constante la muestra después de varios periodos de tiempo dentro del horno. La temperatura de 110 °C está establecida por la ASTM (Sociedad Americana de Pruebas y Materiales) para este tipo de material, por lo que es la que se utiliza como estándar en Cementos Progreso, S. A.

En cuanto a los gases de salida del secador, se obtuvo para todos los flujos de combustible, temperaturas superiores a los 120 °C (ver tabla No. 9, pág. No. 38), lo cual cumple con los requerimientos de operación para evitar la condensación del vapor de agua contenido en los gases de salida de la secadora en las bolsas del filtro de polvo localizado al final del proceso (ver figura No. 18, pág. No. 54), si la temperatura fuera menor a los 120 °C, los gases se enfriarían al pasar por el filtro por debajo de su punto de rocío haciendo que el agua contenida en los gases pase de su fase gaseosa a su fase líquida, formando lodos con las partículas finas arrastradas por el gas dentro de las bolsas del filtro saturando el material de éstas, evitando que el material atrapado en las bolsas caiga por colapso al activarse el ventilador de succión negativa y que los gases salgan adecuadamente del filtro, produciendo que los gases regresen a la secadora ocasionando problemas en la combustión y, por lo tanto, en el secado de la arena. Las temperaturas obtenidas fueron incrementando conforme se incrementó el flujo de combustible, aunque la diferencia entre éstas no fue mayor a los 34 °C, ya que las condiciones de temperatura y humedad del aire de entrada fueron muy similares (ver tablas No. 5, 6,

7 y 8, págs. No. 37 y 38), variando únicamente su flujo volumétrico para cada flujo de combustible según como fuera requerido por este último.

Al determinar la eficiencia de combustión para cada flujo de combustible, se mantuvo fijo el flujo de aire que entraba al quemador para cada flujo de combustible, debido a que el flujo de aire depende del color de la llama, la cual debe ser amarilla brillante, y tamaño de la misma, que debe ser de un largo mediano, ya que si es muy larga indica que el aire para la combustión es insuficiente y si es muy corta, indica que hay demasiado aire en exceso. Otro parámetro visual a controlar fue el color del gas que sale de la secadora, el cual debe ser blanco, indicando que el gas contiene bastante vapor de agua y poco monóxido de carbono, si hubiera alta concentración de monóxido de carbono, el color de los gases de salida de la secadora sería negro. También para cada flujo de combustible se varió la apertura del damper, permitiendo variar la entrada de aire al secador. Con estos parámetros determinados para cada flujo de combustible, se determinó la eficiencia de los gases de combustión por medio de un analizador de gases de combustión, con lo cual se obtuvo que la menor eficiencia fue para el flujo de combustible de $0.153 \text{ kg/s} \pm 0.00074$, la cual fue de $87.83 \% \pm 0.07 \%$, y la mayor fue para el flujo de combustible mayor, que fue de $89.13 \% \pm 0.07 \%$ (ver tabla No. 10, pág. No. 39). La variación entre las eficiencias para cada flujo de combustible no depende del flujo de combustible, sino de los ajustes que se realicen según las condiciones visuales para la operación del quemador, también depende de las condiciones en las que entra el combustible al quemador, que son la temperatura y la presión, ya que este combustible, por ser bunker C, es altamente viscoso, por lo que necesita condiciones especiales para manejarlo y encenderlo. Según Javed (2004:176), el quemado eficiente puede ser alcanzado sólo después de que ha sido convenientemente atomizado a través de alta presión o del uso de un fluido auxiliar, ya sea vapor o aire comprimido. Además, debido a que es muy viscoso, necesita calentarse, manejarse, y quemarse. Para propósitos de bombeo, la temperatura de calentamiento del aceite combustible No. 6 es cerca de los 335 K ($62 \text{ }^\circ\text{C}$), para propósitos de encendido, cerca de los 375 K ($102 \text{ }^\circ\text{C}$).

También se determinó, durante los análisis de los gases de combustión a los diferentes flujos de combustible, la concentración de monóxido de carbono en los mismos, los cuales estuvieron en un rango de 199 ppm a 237 ppm (ver tabla No. 19, pág. No. 53) lo cual cumple con el parámetro establecido por la planta, que fue menor a 500 ppm, para asegurar una combustión adecuada y evitar la emisión de altas concentraciones de monóxido de carbono al ambiente. Además se determinó el porcentaje de aire en exceso, el cual fue mayor al 121 %, lo cual cumple con la teoría, ya que según Nonhebel, (1971:186), debido a que los productos de combustión se diluirán posteriormente con aire, no hay mérito en operar la cámara de combustión con menos del 100 % de exceso de aire. Lo mencionado anteriormente también redundo en que el recubrimiento refractario del quemador no sufrirá temperaturas demasiado altas como para dañarlo y que se pueden emplear grados de refractario más económicos.

Para determinar las nuevas condiciones de operación, se trazaron curvas de porcentaje de humedad removida vs. alimentación de arena volcánica (ver figura No. 18, pág. No. 54) y se determinaron las

regresiones de cada curva, obteniéndose polinomios de tercer orden y un coeficiente de correlación igual a uno para todas los flujos de combustible (ver apéndice E, pág. No. 74). Con estas curvas se determinaron los valores de alimentación para diferentes porcentajes de humedad removida (ver tabla No. 20, pág. No. 55). Con estos valores, se obtuvieron las nuevas condiciones de operación para diferentes porcentajes de humedad removida, tomando en cuenta los resultados que presentaron mayor producción de arena volcánica seca para cada porcentaje de humedad removida (ver tabla No. 11, pág. No. 39). Luego de determinar las condiciones de flujo de combustible y de alimentación para las nuevas condiciones de operación, se calcularon las pérdidas de calor para cada una de estas, las cuales se encuentran en un rango de $458.21 \text{ kJ/s} \pm 1.38 \text{ kJ/s}$ a $2823.80 \text{ kJ/s} \pm 0.24 \text{ kJ/s}$ (ver tabla No. 11, pág. No. 39). Para el flujo de combustible de $0.137 \text{ kg/s} \pm 0.00249 \text{ kg/s}$ la mayor pérdida de calor es de $706.01 \text{ kJ/s} \pm 1.46 \text{ kJ/s}$, las cuales representan un $11.17 \% \pm 0.206 \%$ del calor entregado por el combustible. En el caso del flujo de combustible de $0.153 \text{ kg/s} \pm 0.00074 \text{ kg/s}$, la mayor pérdida de calor representa un $14.76 \% \pm 0.00207 \%$ del calor entregado por el combustible. Y para el flujo de combustible de $0.187 \text{ kg/s} \pm 0.00233 \text{ kg/s}$, la mayor pérdida de calor en la secadora representa un $32.72 \% \pm 8.50\text{E-}5 \%$ del calor entregado por el combustible. Estos porcentajes de pérdida de calor obtenidos respecto al calor entregado por el combustible son bastante altos, ya que según Cook, (1991:131) la pérdida de calor de un secador sin aislante en la zona de secado, es de 4 % a 6 % de la carga de calor que se alimenta. Una de las principales causas de esto es que, además de la falta de aislante, la secadora no es hermética, y debido a que esta opera a presión negativa, produciendo succión, las fugas son hacia adentro (que se conoce como aire falso), permitiendo la entrada de aire a lo largo de la secadora, y por lo tanto, reduciendo la temperatura del aire caliente que pasa a través de la misma. Al reducir las fugas, se disminuye el requerimiento de energía, ya que según Cook, (1991:127) la eliminación de tan sólo 5 % de las fugas del flujo total de aire reduce sustancialmente la energía e incrementa la productividad.

Otra de las causas de esto es que el exceso de aire no sea el suficiente, haciendo que el refractario del área del quemador se caliente demasiado, necesiéndose grados de refractario más altos, y por lo tanto, más costosos. Según Nonhebel, (1971:186) si el quemador se opera con una razón de exceso de aire baja, esto resultaría en una temperatura de pared de cerca de $1700 \text{ }^\circ\text{C}$ y serían necesarios super-refractarios de alto costo. Es importante ponerle atención a la energía térmica pues de eso depende el proceso de secado, y si las pérdidas energéticas son muy grandes, habrá que ingresar más combustible del requerido, haciendo que los costos de producción de arena volcánica seca se eleven.

IX. CONCLUSIONES

1. Para las condiciones actuales de operación con un flujo de combustible de $0.131 \text{ kg/s} \pm 0.0082 \text{ kg/s}$ y un flujo de arena volcánica en la alimentación de $8.55 \text{ kg/s} \pm 1.47 \text{ kg/s}$, se obtuvo un porcentaje de humedad removida de $72.51 \% \pm 0.0083 \%$.
2. Para un flujo de combustible promedio de $0.137 \text{ kg/s} \pm 0.00249 \text{ kg/s}$ se obtuvo un porcentaje de humedad removida de $55.81 \% \pm 3.12 \%$ con el mayor flujo de alimentación de arena volcánica, y un porcentaje de humedad removida de $64.81 \% \pm 3.26 \%$ con el menor flujo de alimentación. (ver tabla No. 4, pág. No. 37)
3. Para un flujo de combustible promedio de $0.153 \text{ kg/s} \pm 0.00074 \text{ kg/s}$ se obtuvo un porcentaje de humedad removida de $61.90 \% \pm 7.97 \%$ con el mayor flujo de alimentación de arena volcánica, y un porcentaje de humedad removida de $68.26 \% \pm 0.55 \%$ con el menor flujo de alimentación. (ver tabla No. 5, pág. No. 37)
4. Para un flujo de combustible promedio de $0.168 \text{ kg/s} \pm 0.00147 \text{ kg/s}$ se obtuvo un porcentaje de humedad removida de $64.05 \% \pm 6.18 \%$ con el mayor flujo de alimentación de arena volcánica, y un porcentaje de humedad removida de $82.35 \% \pm 3.47 \%$ con el menor flujo de alimentación. (ver tabla No. 6, pág. No. 37)
5. Para un flujo de combustible promedio de $0.187 \text{ kg/s} \pm 0.00233 \text{ kg/s}$ se obtuvo un porcentaje de humedad removida de $65.62 \% \pm 0.89 \%$ con el mayor flujo de alimentación de arena volcánica, y un porcentaje de humedad removida de $90.44 \% \pm 1.83 \%$ con el menor flujo de alimentación. (ver tabla No. 7, pág. No. 38)
6. Las temperaturas de los gases de salida del secador cumplen con los requerimientos de operación, ya que son mayores a $120 \text{ }^\circ\text{C}$. (ver tabla No. 8, pág. No. 38)
7. Las eficiencias de combustión obtenidas para los flujos de combustible fueron, para un flujo de combustible de $0.137 \text{ kg/s} \pm 0.00249 \text{ kg/s}$ una eficiencia de $87.83 \% \pm 0.07 \%$, para $0.153 \text{ kg/s} \pm 0.00074 \text{ kg/s}$, $88.20 \% \pm 0.11 \%$. Para $0.168 \text{ kg/s} \pm 0.00147 \text{ kg/s}$, una eficiencia de $88.87 \% \pm 0.17 \%$, y para $0.187 \text{ kg/s} \pm 0.00233 \text{ kg/s}$ se tiene una eficiencia de $89.13 \% \pm 0.07 \%$.
8. Para el flujo de combustible de $0.137 \text{ kg/s} \pm 0.0025 \text{ kg/s}$ la mayor pérdida de calor obtenida con las nuevas condiciones de operación fue de $706.01 \text{ kJ/s} \pm 1.46 \text{ kJ/s}$, las cuales representan un $11.17 \% \pm 0.21 \%$ del calor entregado por el combustible. En el caso del flujo de combustible de $0.153 \text{ kg/s} \pm 7.4\text{E-}4 \text{ kg/s}$, la mayor pérdida de calor representa un $14.76 \% \pm 0.0021 \%$ del calor entregado por el combustible. Y para el flujo de combustible de $0.187 \text{ kg/s} \pm 0.0023 \text{ kg/s}$, la mayor pérdida de calor en la secadora representa un $32.72 \% \pm 8.5\text{E-}5 \%$ del calor entregado por el combustible.

X. RECOMENDACIONES

1. Se recomienda homogenizar la arena volcánica húmeda y tomar muestras de la misma para obtener la humedad inicial y con esta calcular el porcentaje de humedad a remover para determinar las condiciones de operación necesarias antes de iniciar el proceso de secado.
2. Instalar un calentador de combustible con mayor capacidad para mantener constante la temperatura del combustible a más de 102 °C y un precalentador del aire de entrada para lograr con ambos una mejor atomización del combustible y evitar la formación de escarcha en el quemador.
3. Instalar un analizador de gases de combustión para controlar los parámetros de concentración de monóxido de carbono, oxígeno, dióxido de carbono y exceso de aire para asegurar una alta eficiencia en la combustión.
4. Colocar al menos 0.05 m de espesor de aislante térmico mineral (ladrillo refractario) a lo largo del interior de la carcasa de la secadora para reducir las pérdidas de calor a un 0.25 % a 0.50 % del calor entregado por el combustible y de esta forma beneficiar, tanto la energía como la productividad en un 5 % a 20 %.
5. Reducir en la entrada de aire falso por fugas en la secadora para evitar que el flujo de aire caliente que pasa dentro de la secadora disminuya su temperatura al mezclarse con el aire ambiental, logrando con esto reducir el requerimiento de combustible y aumentar la productividad.

XI. BIBLIOGRAFÍA

- Cook, E.; Harman DuMont. 1991. *Process Drying Practice*. USA. McGraw-Hill. 245 págs.
- Geankoplis, Christie. 2003. *Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias*. México. Editorial Continental, 3ra. Edición. 991 págs.
- Javed, Bhatti, et. al. 2004. *Innovations in Portland Cement Manufacturing*. USA. Portland Cement Association. 1228 págs.
- McCabe, Warren, et al. 2002. *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*. México. McGraw Hill, 6ta. Edición. 1176 págs.
- Mellado Cruz, Juan. Abril de 2005. <<Aplicación del método de los elementos discretos a problemas de desgaste>> [en línea]. <http://bibliotecna.upc.es/PFC/arxiu/migrats/371898.pdf#search=%22arena%2C%20capacidad%20calor%C3%ADfica%22>. [consulta: 07 de octubre de 2006]
- Nonhebel, Gordon. 1971. *Drying of solids in the chemical industry*. London, Inglaterra. Editorial Butterworths. 301 págs.
- Perry, Robert. 1992. *Manual del Ingeniero Químico*. México. McGraw-Hill, 6ta. Edición. 27 caps.
- Treybal, Robert. 2003. *Operaciones de Transferencia de Masa*. México. McGraw-Hill, 2da. Edición. 858 págs.

XII. APÉNDICES

APÉNDICE A: Datos originales

Tabla No. 12: Datos de la condición de operación actual

Flujo de combustible (kg/s)	0.13
Apertura de damper	7
Altura compuerta (m)	0.31
Flujo de material (kg/s)	9.11
Amperaje	22 – 24
Temperatura del aire de entrada inicial (°C)	26.0
Temperatura del aire de entrada final (°C)	25.0
Humedad del aire de entrada inicial (%)	56.0
Humedad del aire de entrada final (%)	61.5
Temperatura sólidos de salida (°C)	96.3

Tabla No. 13: Datos obtenidos de las pruebas con los diferentes flujos de combustible

Flujo de combustible (kg/s)	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13			
Apertura de damper	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8		
Altura compuerta (m)	0.41	0.36	0.31	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29		
Flujo de material (kg/s)	14.31	11.81	9.03	7.22	15.22	13.47	11.47	10.28	21.81	16.58	11.33	8.06	22.44	21.17	16.14	13.75										
Temperatura sólidos salida (°C)	102.7	104.5	105.8	107.9	118.1	119.9	122.0	123.4	125.9	128.0	129.2	131.8	137.6	139.0	140.2	143.3										
Amperaje	18-19	19-21	18-21	18-20	20-24	19-21	18-20	18-20	18-19	18-19	18-19	18-19	21-23	20-22	21-22	18-21										
Temperatura aire de entrada inicial (°C)	40.5	44.5	39.0	40.5	43.5	40.5	44.0	39.0	44.0	41.0	43.5	41.0	43.0	45.0	44.0	41.0										

Continuación tabla No. 13

Temperatura del aire de entrada final (°C)	42.5	44.0	40.0	42.0	45.0	41.0	44.5	40.0	44.5	40.5	42.0	40.5	45.0	44.0	46.0	40.0
Humedad del aire de entrada inicial (%)	26.0	20.5	27.5	26.5	22.0	26.0	21.0	27.5	21.0	26.0	23.0	25.5	22.0	19.0	19.0	27.0
Humedad del aire de entrada final (%)	24.5	22.5	26.5	24.0	19.5	25.5	20.5	25.5	21.5	25.5	24.0	25.0	23.0	22.0	20.0	25.0

Tabla No. 14: Flujos, temperaturas y presiones de combustible inicial y al tomar cada muestra húmeda para la condición actual de operación

	Inicial	Muestra 1	Muestra 2	Muestra 3	Muestra 4
Flujo de combustible (kg/s)	0.141	0.129	0.122	0.133	0.142
Temperatura de combustible (°C)	69.8	70.7	70.8	75.4	75.9
Presión de combustible (kPa)	861.9	861.9	861.9	861.9	861.9

Tabla No. 15: Flujos, temperaturas y presiones de combustible inicial y al tomar cada muestra húmeda para los diferentes flujos de combustible

Flujo de combustible (kg/s)	0.13	0.13	0.13	0.13	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.17	0.17	0.17	0.17	0.18	0.18	0.18
Altura compuerta (m)	0.41	0.36	0.31	0.29	0.41	0.39	0.36	0.34	0.46	0.41	0.36	0.31	0.46	0.44	0.41	0.39
Flujo combustible inicial (kg/s)	0.144	0.134	0.137	0.137	0.151	0.158	0.150	0.153	0.168	0.168	0.168	0.167	0.192	0.184	0.185	0.187
Flujo combustible muestra 1 (kg/s)	0.142	0.135	0.135	0.138	0.151	0.157	0.149	0.152	0.169	0.167	0.168	0.167	0.185	0.183	0.185	0.189
Flujo combustible muestra (kg/s)	0.142	0.136	0.135	0.135	0.151	0.152	0.157	0.155	0.167	0.172	0.169	0.168	0.192	0.186	0.185	0.187
Flujo combustible muestra 3 (kg/s)	0.139	0.136	0.141	0.137	0.155	0.151	0.146	0.151	0.168	0.173	0.168	0.167	0.194	0.185	0.187	0.190
Flujo combustible muestra 4 (kg/s)	0.138	0.136	0.137	0.135	0.153	0.150	0.157	0.153	0.167	0.173	0.167	0.168	0.188	0.186	0.187	0.185

Continuación tabla No. 15

Temperatura comb. inicial (°C)	64.7	66.9	138.4	68.4	63.5	67.2	83.0	90.0	68.0	69.0	69.8	70.1	100.1	119.1	122.3	106.5
Temperatura comb. muestra 1 (°C)	54.2	65.0	76.7	70.4	64.0	71.0	118.4	83.3	69.1	69.7	69.7	69.8	106.9	106.6	110.1	104.4
Temperatura comb. muestra 2 (°C)	65.1	65.1	67.9	69.2	66.1	72.2	119.5	90.5	66.9	68.6	70.1	70.6	98.9	104.9	109.6	102.6
Temperatura comb. muestra 3 (°C)	65.7	65.4	68.0	71.7	67.3	73.2	81.4	119.9	67.2	70.0	72.3	68.7	99.8	105.0	109.7	107.6
Temperatura comb. muestra 4 (°C)	66.4	65.7	67.8	68.8	68.5	73.8	102.8	88.4	66.1	70.1	68.5	69.6	95.8	106.7	109	106.1
Presión combustible inicial (kPa)	827.4	827.4	896.3	861.9	930.8	951.5	972.2	986.0	827.4	834.3	834.3	834.3	965.3	1041.1	1048.0	965.3
Presión combustible muestra 1 (kPa)	792.9	827.4	861.9	861.9	951.5	958.4	986.0	1034.2	827.4	834.3	834.3	834.3	972.2	1034.2	1054.9	965.3
Presión combustible muestra 2 (kPa)	827.4	827.4	861.9	861.9	951.5	965.3	979.1	1006.6	827.4	827.4	834.3	827.4	965.3	1041.1	1054.9	965.3
Presión combustible muestra 3 (kPa)	827.4	827.4	861.9	861.9	951.5	965.3	972.2	1020.4	827.4	827.4	834.3	827.4	965.3	1041.1	1054.9	965.3
Presión combustible muestra 4 (kPa)	827.4	827.4	861.9	861.9	965.3	965.3	979.1	1020.4	827.4	827.4	834.3	827.4	965.3	1041.1	1054.9	965.3

Tabla No. 16: Humedad inicial, humedad final y porcentaje de humedad removida de la arena volcánica para la condición actual de operación

	Muestra 1	Muestra 2	Muestra 3	Muestra 4
Humedad inicial (%)	17.20	14.17	13.27	13.36
Humedad final (%)	4.84	3.84	3.46	3.65
Porcentaje de humedad removida (%)	71.86	72.90	73.93	72.68

Tabla No. 17: Humedad inicial, humedad final y porcentaje de humedad removida de la arena volcánica para cada prueba

Flujo de combustible (kg/s)	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.17	0.17	0.17	0.17	0.18	0.18	0.18	0.18
Altura compuerta (m)	0.41	0.36	0.31	0.29	0.41	0.39	0.36	0.34	0.36	0.41	0.36	0.41	0.36	0.41	0.46	0.44	0.41	0.39
Humedad inicial muestra 1 (%)	18.01	13.66	18.99	14.83	19.19	18.90	18.22	16.13	13.46	16.32	16.26	18.70	16.06	14.73	16.06	13.88	15.92	
Humedad inicial muestra 2 (%)	17.69	16.40	14.86	14.69	17.25	17.68	17.24	15.90	13.91	19.04	15.75	17.21	15.35	14.52	15.35	15.55	14.90	
Humedad inicial muestra 3 (%)	17.93	15.05	16.49	16.46	17.08	17.87	18.82	14.69	13.60	20.77	15.06	16.70	16.31	14.25	16.31	16.21	15.64	
Humedad inicial muestra 4 (%)	19.04	15.64	15.97	14.68	17.23	17.77	14.38	14.99	14.38	19.17	15.38	17.11	15.74	13.28	15.74	14.47	15.20	
Humedad final muestra 1 (%)	12.39	4.76	7.12	5.62	9.65	7.85	6.18	6.55	4.06	4.76	4.86	4.70	5.65	4.61	5.65	2.27	1.87	
Humedad final muestra 2 (%)	10.27	5.67	4.71	4.89	5.96	6.37	5.06	5.54	4.76	6.96	2.41	3.75	5.11	4.23	5.11	3.26	1.10	
Humedad final muestra 3 (%)	11.06	5.33	6.70	6.27	5.72	7.11	6.83	4.73	4.69	9.13	2.10	2.21	5.72	4.18	5.72	4.03	1.60	
Humedad final muestra 4 (%)	14.62	5.39	5.48	4.62	5.87	6.57	4.36	4.76	6.46	6.21	2.32	3.33	5.35	3.31	5.35	2.89	1.35	
Humedad removida muestra 1 (%)	57.58	56.15	62.51	62.10	49.71	62.47	66.08	67.95	69.84	70.83	70.11	78.87	64.82	68.70	64.82	83.65	88.25	
Humedad removida muestra 2 (%)	51.20	55.77	68.30	66.71	65.45	63.97	70.65	69.06	65.78	63.45	84.70	80.21	66.71	70.87	66.71	79.04	92.62	
Humedad removida muestra 3 (%)	58.21	57.58	59.37	61.91	66.51	60.21	63.71	67.80	65.51	56.04	86.06	86.77	64.93	70.67	64.93	75.14	89.77	
Humedad removida muestra 4 (%)	56.23	55.82	65.69	68.53	65.93	63.03	69.68	68.25	55.08	67.61	84.92	83.54	66.01	75.08	66.01	80.03	91.12	

Tabla No. 18: Datos para los gases de combustión con la condición actual de operación

Flujo combustible (kg/s)	Apertura de damper	Temperatura gases entrada (°C)	Temperatura gases salida (°C)	CO (ppm)	O ₂ (%)	CO ₂ (%)	Exceso de aire (%)	Pérdida (%)	Eficiencia (%)
0.13	7	263.4	219	184	12.4	6.3	10.5	14.5	78.7
			218	192	11.2	6.5	10.5	14.5	75.6
			220	175	12.9	5.9	10.9	14.8	76.1

Tabla No. 19: Datos para los gases de combustión para cada flujo de combustible

Flujo combustible (kg/s)	Apertura de damper	Presión blower (psi)	Temperatura gases entrada (°C)	Temperatura gases salida (°C)	CO (ppm)	O ₂ (%)	CO ₂ (%)	Exceso de aire (%)	Pérdida (%)	Eficiencia (%)
0.13	8	27.58	331.7	233	139	11.3	7.3	125	12.0	88.2
				237	124	11.4	7.5	125	11.7	88.3
				231	132	12.2	6.9	131	12.0	88.1
0.15	9	27.58	341.1	205	135	11.5	7.8	125	12.1	87.9
				204	130	11.7	7.7	127	12.2	87.8
				206	126	11.9	7.7	129	12.2	87.8
0.17	10	27.58	352.8	200	122	12.0	7.9	121	11.9	88.9
				201	120	11.9	7.9	129	12.0	89.0
				200	123	12.1	7.7	130	12.0	88.7
0.18	11	27.58	362.2	200	116	12.2	8.1	131	12.1	89.2
				199	119	12.3	8.0	131	12.0	89.1
				200	117	12.2	8.0	130	12.0	89.1

APÉNDICE B: Datos calculados

Figura No. 18: Alimentación de arena volcánica vs. Porcentaje de humedad removida para la arena volcánica a los diferentes flujos de combustible

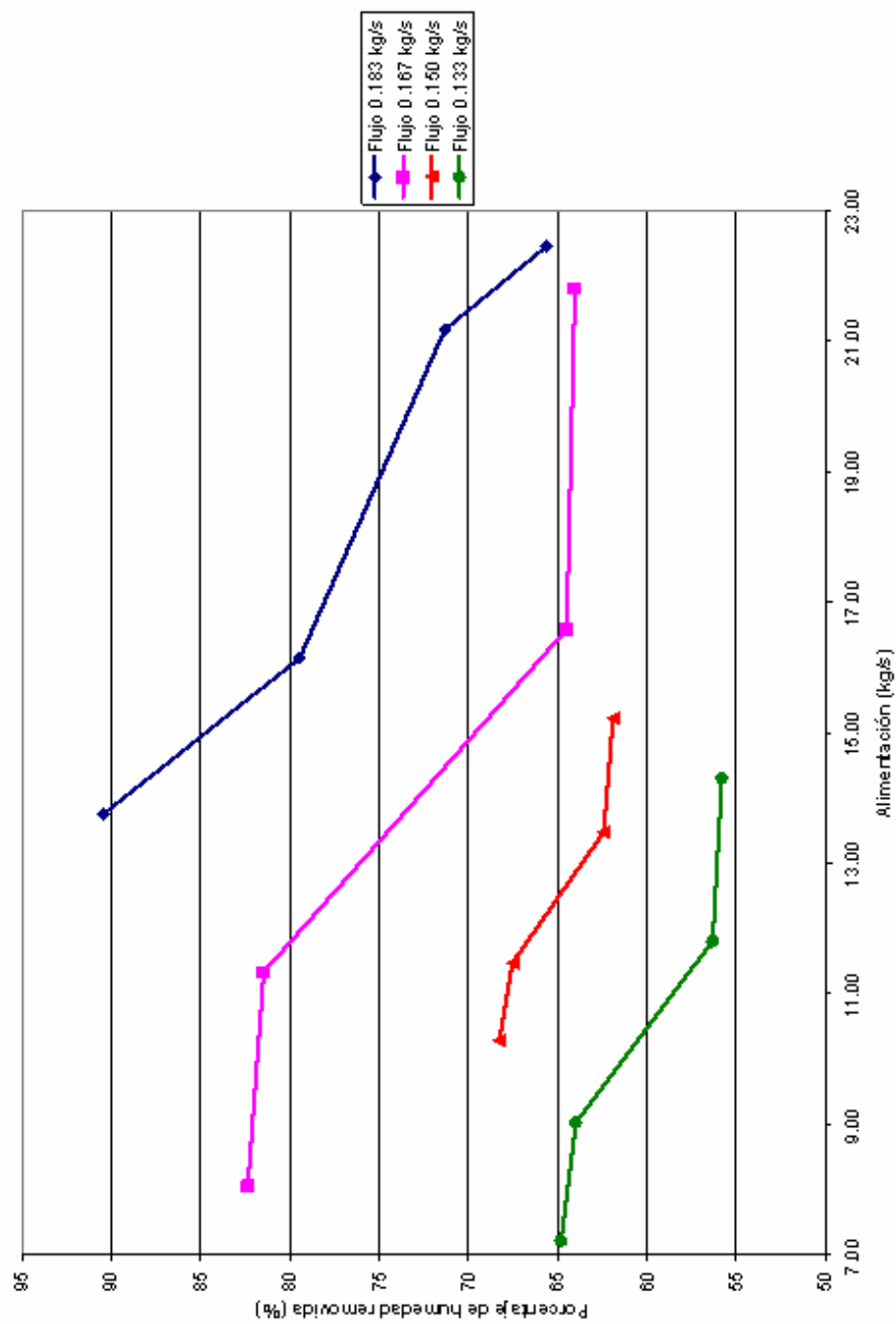


Tabla No. 20: Alimentaciones obtenidas (x) al sustituir los valores de porcentaje de humedad removida en cada una de las curvas

Humedad inicial (%)	Humedad final (%)	Humedad removida (%)	Ec. a 0.19 kg/s	Ecuación a 0.17 kg/s			Ecuación a 0.15 kg/s			Ecuación a 0.13 kg/s			
			x ₁ (kg/s)	x ₂ (kg/s)	x ₃ (kg/s)	x ₁ (kg/s)	x ₂ (kg/s)	x ₃ (kg/s)	x ₁ (kg/s)	x ₂ (kg/s)	x ₃ (kg/s)	x ₁ (kg/s)	x ₂ (kg/s)
6.0	3.0	50.0	24.60	3.56	-	-	7.76	-	-	-	4.70	-	-
6.3	3.0	52.5	24.38	3.75	-	-	7.95	-	-	15.79	4.94	-	-
6.7	3.0	55.0	24.15	3.96	-	-	8.17	14.10	16.35	5.20	12.49	13.25	-
7.1	3.0	57.5	23.89	4.17	18.47	21.10	8.41	13.29	16.71	5.50	11.73	13.87	-
7.5	3.0	60.0	23.62	4.40	17.38	21.97	8.71	12.64	17.00	5.85	11.24	14.21	-
8.0	3.0	62.5	23.32	4.64	16.57	22.54	9.09	11.97	17.24	6.31	10.22	14.78	-
8.6	3.0	65.0	22.97	4.91	15.85	22.99	9.72	11.10	17.45	7.04	9.09	15.18	-
9.2	3.0	67.5	22.58	5.19	15.18	23.38	9.97	10.35	17.63	-	-	15.51	-
10.0	3.0	70.0	22.10	5.50	14.54	23.72	-	-	17.81	-	-	15.79	-
10.9	3.0	72.5	21.49	5.84	13.89	24.02	-	-	17.96	-	-	16.04	-
12.0	3.0	75.0	20.58	6.24	13.21	24.30	-	-	18.11	-	-	16.26	-
13.3	3.0	77.5	18.52	6.70	12.49	24.56	-	-	18.25	-	-	16.47	-
15.0	3.0	80.0	16.34	7.30	11.65	24.80	-	-	18.38	-	-	16.66	-
17.1	3.0	82.5	15.41	8.26	10.47	25.03	-	-	18.50	-	-	16.83	-
20.0	3.0	85.0	14.78	-	-	25.24	-	-	18.62	-	-	17.00	-
24.0	3.0	87.5	14.30	-	-	25.44	-	-	18.73	-	-	17.15	-
30.0	3.0	90.0	13.90	-	-	25.64	-	-	18.84	-	-	17.30	-
40.0	3.0	92.5	13.55	-	-	25.82	-	-	-	-	-	17.44	-

Tabla No. 21: Datos constantes para las condiciones de operación determinadas

Capacidad calorífica de la arena volcánica (J/kg K)	950.0
Capacidad calorífica del agua (J/kg K)	4187.0
Humedad absoluta del aire de entrada a 42.4 °C y H.R. 23.6 % (%)	0.0146
Volumen húmedo del aire de entrada a 42.4 °C y H.R. 23.6 % (m ³ /kg aire seco)	1.086
Temperatura de entrada de la arena volcánica (°C)	25.0
Diámetro del secador (m)	3.0
Largo del secador (m)	25.0
Área expuesta (m ²)	235.62

Tabla No. 22: Datos calculados para la condición actuales de operación

Flujo combustible (kg/s)	0.13
X ₂ (kg agua/kg sólido seco)	0.039
X ₁ (kg agua/kg sólido seco)	0.124
Rapidez del sólido seco (kg sólido seco/s)	8.29 ± 0.67
Rapidez de secado (kg agua evaporada/s)	0.77 ± 0.06
Rapidez del gas (kg aire seco/s)	0.0140
Humedad absoluta del aire de salida (kg agua/kg aire seco)	0.067

Tabla No. 23: Datos calculados para las diferentes condiciones de operación obtenidas

Flujo comb. (kg/s)	X ₂ (kg agua/kg s.s. ²)	X ₁ (kg agua/kg s.s. ²)	Rapidez del sólido seco (kg sólido seco/s)	Rapidez de secado (kg agua evap./s)	Rapidez del gas (kg aire seco/s)	Humedad absoluta del aire de salida (kg agua/kg aire seco)
0.13	0.031	0.071	13.20 ± 0.19	0.53 ± 0.01	14.36	0.052 ± 7.48E-04
0.13	0.031	0.076	11.19 ± 0.24	0.50 ± 0.01	14.36	0.050 ± 1.04E-03
0.15	0.031	0.081	13.20 ± 0.19	0.66 ± 0.01	15.55	0.057 ± 8.25E-04
0.13	0.031	0.081	11.19 ± 0.24	0.56 ± 0.01	14.36	0.054 ± 1.13E-03
0.15	0.031	0.087	11.19 ± 0.24	0.63 ± 0.01	15.55	0.055 ± 1.16E-03

Continuación tabla No. 23

0.13	0.031	0.087	9.97 ± 0.00	0.56 ± 0.00	14.36	0.053 ± 0.00E+00
0.18	0.031	0.094	21.46 ± 0.44	1.35 ± 0.03	17.68	0.091 ± 1.86E-03
0.17	0.031	0.094	15.10 ± 0.98	0.95 ± 0.06	16.82	0.071 ± 4.61E-03
0.15	0.031	0.094	11.19 ± 0.24	0.70 ± 0.01	15.55	0.060 ± 1.26E-03
0.13	0.031	0.094	8.29 ± 0.67	0.52 ± 0.04	14.36	0.051 ± 4.09E-03
0.18	0.031	0.102	21.46 ± 0.44	1.52 ± 0.03	17.68	0.101 ± 2.05E-03
0.17	0.031	0.102	15.10 ± 0.98	1.07 ± 0.07	16.82	0.078 ± 5.08E-03
0.15	0.031	0.102	9.97 ± 0.00	0.71 ± 0.00	15.55	0.060 ± 0.00E+00
0.18	0.031	0.111	21.46 ± 0.44	1.72 ± 0.04	17.68	0.112 ± 2.29E-03
0.17	0.031	0.111	15.10 ± 0.98	1.21 ± 0.08	16.82	0.087 ± 5.63E-03
0.18	0.031	0.122	20.53 ± 0.00	1.88 ± 0.00	17.68	0.121 ± 0.00E+00
0.17	0.031	0.122	13.20 ± 0.19	1.21 ± 0.02	16.82	0.086 ± 1.25E-03
0.18	0.031	0.136	20.53 ± 0.00	2.16 ± 0.00	17.68	0.137 ± 0.00E+00
0.17	0.031	0.136	13.20 ± 0.19	1.39 ± 0.02	16.82	0.097 ± 1.40E-03
0.18	0.031	0.154	20.53 ± 0.00	2.52 ± 0.00	17.68	0.157 ± 0.00E+00
0.17	0.031	0.154	11.19 ± 0.24	1.38 ± 0.03	16.82	0.096 ± 2.03E-03
0.18	0.031	0.176	15.10 ± 0.98	2.20 ± 0.14	17.68	0.139 ± 9.03E-03
0.17	0.031	0.176	11.19 ± 0.24	1.63 ± 0.03	16.82	0.111 ± 2.34E-03
0.18	0.031	0.207	15.10 ± 0.98	2.66 ± 0.17	17.68	0.165 ± 1.07E-02
0.17	0.031	0.207	9.97 ± 0.00	1.75 ± 0.00	16.82	0.119 ± 0.00E+00
0.18	0.031	0.250	15.10 ± 0.98	3.31 ± 0.21	17.68	0.202 ± 1.31E-02
0.18	0.031	0.316	15.10 ± 0.98	4.30 ± 0.28	17.68	0.258 ± 1.68E-02
0.18	0.031	0.429	13.20 ± 0.19	5.25 ± 0.08	17.68	0.312 ± 4.50E-03

Tabla No. 24: Cálculo de la velocidad del aire a un flujo de combustible de 0.13 kg/s (8 kg/min) para la condición actual de operación

Dimensión del ducto (rectangular).....	(HxL)	1.23 m x 0.82 m	
Área del ducto.....	(A)	1.009	m ²
Altitud SNM.....		1500	m
Presión barométrica.....	(b)	839	mbar
Presión estática.....	(Pst)	16.2	mbar
Presión absoluta.....	(Pg)	855	mbar
Temperatura de gases.....	(tg)	190.1	°C
Temperatura de gases.(absoluta).....	(Tg)	463.1	K
% partículas en el aire.....		0.0	%
Densidad del aire.....	(r)	0.654	kg/m ³
Densidad del aire en condiciones normales.....	(r _{nw})	1.293	kg/N m ³
Constante del Pitot.....	(Const)	0.840	adimensional

No.	Pos.	Mediciones		dPi (mbar)	(dPi) ^{0.5}
		dP1 (mmCA)	dP1corr (mmCA)		
1	0.16	7.3	6.132	0.601	0.775
2	0.16	6.5	5.46	0.535	0.732
3	0.16	6.1	5.124	0.503	0.709
4	0.16	7.3	6.132	0.601	0.775
5	0.16	7.6	6.384	0.626	0.791
6	0.16	6.1	5.124	0.503	0.709
7	0.16	7.6	6.384	0.626	0.791
8	0.16	9.2	7.728	0.758	0.871
9	0.16	8.4	7.056	0.692	0.832
10	0.16	7.9	6.636	0.651	0.807
11	0.16	7.5	6.3	0.618	0.786
12	0.16	7.3	6.132	0.601	0.775
13	0.33	7.6	6.384	0.626	0.791
14	0.33	8.6	7.224	0.708	0.842
15	0.33	7.9	6.636	0.651	0.807
16	0.33	5.9	4.956	0.486	0.697
17	0.33	5.9	4.956	0.486	0.697
18	0.33	6.4	5.376	0.527	0.726
19	0.33	7.7	6.468	0.634	0.796
20	0.33	7.4	6.216	0.610	0.781
21	0.33	9.1	7.644	0.750	0.866
22	0.33	8.5	7.14	0.700	0.837
23	0.33	7.1	5.964	0.585	0.765
24	0.33	7.0	5.88	0.577	0.759
25	0.49	15.0	12.6	1.236	1.112
26	0.49	13.5	11.34	1.112	1.055

Continuación tabla No. 24

27	0.49	12.1	10.164	0.997	0.998	
28	0.49	16.8	14.112	1.384	1.176	
29	0.49	14.5	12.18	1.194	1.093	
30	0.49	16.5	13.86	1.359	1.166	
31	0.49	9.8	8.232	0.807	0.899	
32	0.49	6.9	5.796	0.568	0.754	
33	0.49	8.7	7.308	0.717	0.847	
34	0.49	8.8	7.392	0.725	0.851	
35	0.49	6.7	5.628	0.552	0.743	
36	0.49	6.5	5.46	0.535	0.732	mmCa
				Promedio	0.837	7.15
				Flujo volumétrico	14.89	m³/s

Tabla No. 25: Cálculo de la velocidad del aire a un flujo de combustible de 0.13 kg/s (8 kg/min)

Dimensión del ducto (rectangular).....	(HxL)	1.23 m x 0.82 m	
Área del ducto.....	(A)	1.009	m ²
Altitud SNM.....		1500	m
Presión barométrica.....	(b)	839	mbar
Presión estática.....	(Pst)	9.1	mbar
Presión absoluta.....	(Pg)	848	mbar
Temperatura de gases.....	(tg)	193.67	°C
Temperatura de gases (absoluta).....	(Tg)	466.67	K
% partículas en el aire.....		0.0	%
Densidad del aire.....	(r)	0.639	kg/m ³
Densidad del aire en condiciones normales.....	(r _{nw})	1.293	kg/N m ³
Constante del Pitot.....	(Const)	0.840	adimensional

No.	Pos.	Mediciones		dPi (mbar)	(dPi) ^{0.5}
		dP1 (mmCA)	dP1 _{corr} (mmCA)		
1	0.10	10.3	8.652	0.849	0.921
2	0.10	9.6	8.064	0.791	0.889
3	0.10	9.3	7.812	0.766	0.875
4	0.10	9.0	7.56	0.741	0.861
5	0.10	8.4	7.056	0.692	0.832
6	0.10	7.8	6.552	0.643	0.802
7	0.10	7.6	6.384	0.626	0.791
8	0.10	7.3	6.132	0.601	0.775
9	0.10	10.9	9.156	0.898	0.948
10	0.10	10.1	8.484	0.832	0.912

Continuación tabla No. 25

11	0.10	10.4	8.736	0.857	0.926	
12	0.10	10.9	9.156	0.898	0.948	
13	0.30	10.0	8.4	0.824	0.908	
14	0.30	11.3	9.492	0.931	0.965	
15	0.30	10.4	8.736	0.857	0.926	
16	0.30	9.1	7.644	0.750	0.866	
17	0.30	10.7	8.988	0.881	0.939	
18	0.30	10.9	9.156	0.898	0.948	
19	0.30	10.7	8.988	0.881	0.939	
20	0.30	9.5	7.98	0.783	0.885	
21	0.30	9.4	7.896	0.774	0.880	
22	0.30	9.7	8.148	0.799	0.894	
23	0.30	9.8	8.232	0.807	0.899	
24	0.30	8.8	7.392	0.725	0.851	
25	0.60	8.3	6.972	0.684	0.827	
26	0.60	8.6	7.224	0.708	0.842	
27	0.60	8.5	7.14	0.700	0.837	
28	0.60	8.0	6.72	0.659	0.812	
29	0.60	7.6	6.384	0.626	0.791	
30	0.60	7.3	6.132	0.601	0.775	
31	0.60	8.2	6.888	0.676	0.822	
32	0.60	9.4	7.896	0.774	0.880	
33	0.60	7.3	6.132	0.601	0.775	
34	0.60	7.8	6.552	0.643	0.802	
35	0.60	9.9	8.316	0.816	0.903	
36	0.60	9.5	7.98	0.783	0.885	mmCa
				Promedio	0.870	7.72
				Flujo volumétrico	15.60	m³/s

Tabla No. 26: Cálculo de la velocidad del aire a un flujo de combustible de 0.15 kg/s (9 kg/min)

Dimensión del ducto (rectangular).....	(HxL)	1.23 m x 0.82 m	
Área del ducto.....	(A)	1.009	m ²
Altitud SNM.....		1500	m
Presión barométrica.....	(b)	839	mbar
Presión estática.....	(Pst)	5.8	mbar
Presión absoluta.....	(Pg)	845	mbar
Temperatura de gases.....	(tg)	201.67	°C
Temperatura de gases.(absoluta).....	(Tg)	474.67	K
% partículas en el aire.....		0.0	%
Densidad del aire.....	(r)	0.624	kg/m ³

Continuación tabla No. 26

Densidad del aire en condiciones normales.....	(r_{nw})	1.293	kg/N m ³
Constante del Pitot.....	(Const)	0.840	adimensional

No.	Pos.	Mediciones		dPi (mbar)	(dPi) ^{0.5}
		dP1 (mmCA)	dP1 _{corr} (mmCA)		
1	0.10	11.6	9.744	0.956	0.978
2	0.10	11.8	9.912	0.972	0.986
3	0.10	11.1	9.324	0.914	0.956
4	0.10	12.0	10.08	0.989	0.994
5	0.10	12.4	10.416	1.021	1.011
6	0.10	12.2	10.248	1.005	1.003
7	0.10	12.4	10.416	1.021	1.011
8	0.10	12.3	10.332	1.013	1.007
9	0.10	12.9	10.836	1.063	1.031
10	0.10	12.1	10.164	0.997	0.998
11	0.10	12.4	10.416	1.021	1.011
12	0.10	12.4	10.416	1.021	1.011
13	0.30	10.3	8.652	0.849	0.921
14	0.30	10.8	9.072	0.890	0.943
15	0.30	11.3	9.492	0.931	0.965
16	0.30	11.2	9.408	0.923	0.961
17	0.30	9.1	7.644	0.750	0.866
18	0.30	9.2	7.728	0.758	0.871
19	0.30	9.0	7.56	0.741	0.861
20	0.30	9.1	7.644	0.750	0.866
21	0.30	11.1	9.324	0.914	0.956
22	0.30	10.7	8.988	0.881	0.939
23	0.30	10.9	9.156	0.898	0.948
24	0.30	11.2	9.408	0.923	0.961
25	0.60	9.1	7.644	0.750	0.866
26	0.60	9.6	8.064	0.791	0.889
27	0.60	9.4	7.896	0.774	0.880
28	0.60	9.8	8.232	0.807	0.899
29	0.60	8.1	6.804	0.667	0.817
30	0.60	7.7	6.468	0.634	0.796
31	0.60	8.4	7.056	0.692	0.832
32	0.60	8.0	6.72	0.659	0.812
33	0.60	10.4	8.736	0.857	0.926

Continuación tabla No. 26

34	0.60	10.7	8.988	0.881	0.939	
35	0.60	9.8	8.232	0.807	0.899	
36	0.60	11.2	9.408	0.923	0.961	mmCa
				Promedio	0.932	8.86
				Flujo volumétrico	16.89	m³/s

Tabla No. 27: Cálculo de la velocidad del aire a un flujo de combustible de 0.17 kg/s (10 kg/min)

Dimensión del ducto (rectangular).....	(HxL)	1.23 m x 0.82 m	
Área del ducto.....	(A)	1.009	m ²
Altitud SNM.....		1500	m
Presión barométrica.....	(b)	839	mbar
Presión estática.....	(Pst)	5.8	mbar
Presión absoluta.....	(Pg)	845	mbar
Temperatura de gases.....	(tg)	196.67	°C
Temperatura de gases.(absoluta).....	(Tg)	469.67	K
% partículas en el aire.....		0.0	%
Densidad del aire.....	(r)	0.630	kg/m ³
Densidad del aire en condiciones normales.....	(r _{nw})	1.293	kg/N m ³
Constante del Pitot.....	(Const)	0.840	adimensional

No.	Pos.	Mediciones		dPi (mbar)	(dPi) ^{0.5}
		dP1 (mmCA)	dP1corr (mmCA)		
1	0.10	12.6	10.584	1.038	1.019
2	0.10	12.7	10.668	1.046	1.023
3	0.10	12.0	10.08	0.989	0.994
4	0.10	12.7	10.668	1.046	1.023
5	0.10	14.7	12.348	1.211	1.100
6	0.10	14.6	12.264	1.203	1.097
7	0.10	14.7	12.348	1.211	1.100
8	0.10	14.5	12.18	1.194	1.093
9	0.10	14.6	12.264	1.203	1.097
10	0.10	15.0	12.6	1.236	1.112
11	0.10	14.8	12.432	1.219	1.104
12	0.10	14.2	11.928	1.170	1.082
13	0.30	12.2	10.248	1.005	1.003
14	0.30	10.9	9.156	0.898	0.948
15	0.30	12.2	10.248	1.005	1.003
16	0.30	10.5	8.82	0.865	0.930

Continuación tabla No. 27

17	0.30	12.8	10.752	1.054	1.027	
18	0.30	12.7	10.668	1.046	1.023	
19	0.30	12.4	10.416	1.021	1.011	
20	0.30	12.2	10.248	1.005	1.003	
21	0.30	13.5	11.34	1.112	1.055	
22	0.30	13.8	11.592	1.137	1.066	
23	0.30	13.6	11.424	1.120	1.058	
24	0.30	13.3	11.172	1.096	1.047	
25	0.60	9.1	7.644	0.750	0.866	
26	0.60	9.4	7.896	0.774	0.880	
27	0.60	9.2	7.728	0.758	0.871	
28	0.60	9.0	7.56	0.741	0.861	
29	0.60	10.5	8.82	0.865	0.930	
30	0.60	10.2	8.568	0.840	0.917	
31	0.60	10.8	9.072	0.890	0.943	
32	0.60	10.4	8.736	0.857	0.926	
33	0.60	14.1	11.844	1.162	1.078	
34	0.60	14.2	11.928	1.170	1.082	
35	0.60	13.7	11.508	1.129	1.062	
36	0.60	14.1	11.844	1.162	1.078	mmCa
				Promedio	1.014	10.49
				Flujo volumétrico	18.27	m³/s

Tabla No. 28: Cálculo de la velocidad del aire a un flujo de combustible de 0.18 kg/s (11 kg/min)

Dimensión del ducto (rectangular).....	(HxL)	1.23 m x 0.82 m	
Área del ducto.....	(A)	1.009	m ²
Altitud SNM.....		1500	m
Presión barométrica.....	(b)	839	mbar
Presión estática.....	(Pst)	4.4	mbar
Presión absoluta.....	(Pg)	844	mbar
Temperatura de gases.....	(tg)	223	°C
Temperatura de gases.(absoluta).....	(Tg)	496	K
% partículas en el aire.....		0.0	%
Densidad del aire.....	(r)	0.595	kg/m ³
Densidad del aire en condiciones normales.....	(r _{nw})	1.293	kg/N m ³
Constante del Pitot.....	(Const)	0.840	adimensional

Continuación tabla No. 28

No.	Pos.	Mediciones		dPi (mbar)	(dPi) ^{0.5}	
		dP1 (mmCA)	dP1corr (mmCA)			
1	0.10	9.1	7.644	0.750	0.866	
2	0.10	9.5	7.98	0.783	0.885	
3	0.10	9.0	7.56	0.741	0.861	
4	0.10	9.7	8.148	0.799	0.894	
5	0.10	13.5	11.34	1.112	1.055	
6	0.10	14.1	11.844	1.162	1.078	
7	0.10	13.9	11.676	1.145	1.070	
8	0.10	14.2	11.928	1.170	1.082	
9	0.10	17.1	14.364	1.409	1.187	
10	0.10	17.8	14.952	1.466	1.211	
11	0.10	16.9	14.196	1.392	1.180	
12	0.10	16.8	14.112	1.384	1.176	
13	0.30	13.7	11.508	1.129	1.062	
14	0.30	13.2	11.088	1.087	1.043	
15	0.30	14.5	12.18	1.194	1.093	
16	0.30	13.7	11.508	1.129	1.062	
17	0.30	11.3	9.492	0.931	0.965	
18	0.30	10.9	9.156	0.898	0.948	
19	0.30	11.9	9.996	0.980	0.990	
20	0.30	11.7	9.828	0.964	0.982	
21	0.30	13.7	11.508	1.129	1.062	
22	0.30	13.7	11.508	1.129	1.062	
23	0.30	13.2	11.088	1.087	1.043	
24	0.30	14.7	12.348	1.211	1.100	
25	0.60	14.0	11.76	1.153	1.074	
26	0.60	15.4	12.936	1.269	1.126	
27	0.60	15.6	13.104	1.285	1.134	
28	0.60	14.6	12.264	1.203	1.097	
29	0.60	13.1	11.004	1.079	1.039	
30	0.60	14.1	11.844	1.162	1.078	
31	0.60	13.0	10.92	1.071	1.035	
32	0.60	13.3	11.172	1.096	1.047	
33	0.60	10.9	9.156	0.898	0.948	
34	0.60	10.4	8.736	0.857	0.926	
35	0.60	10.2	8.568	0.840	0.917	
36	0.60	10.4	8.736	0.857	0.926	
				Promedio	1.036	mmCa 10.95
				Flujo volumétrico	19.20	m³/s

Tabla No. 29: Apertura de damper y relación con el flujo volumétrico de aire a los diferentes flujos de combustible

Flujo combustible (kg/s)	Apertura damper	Porcentaje de apertura (%)	Flujo volumétrico de aire (m³/s)
0.137 ± 0.00249	8	72.72	15.60
0.153 ± 0.00074	9	81.82	16.89
0.168 ± 0.00147	10	90.91	18.27
0.187 ± 0.00233	11	100.00	19.20

APÉNDICE C: Balances de masa y energía

Tabla No. 30: Balances de masa para la condición de operación actual

Flujo combustible (kg/s)	0.13
Humedad del sólido de salida (kg agua/kg sólidos seco)	0.039
Humedad del sólido de entrada (kg agua/kg sólido seco)	0.124
Rapidez de la arena volcánica seca (kg sólido seco/s)	8.29 ± 0.67
Humedad absoluta del aire de entrada (kg agua/kg aire seco)	0.0140
Humedad absoluta del aire de salida (kg agua/kg aire seco)	$0.067 \pm 5.42E-3$
Volumen húmedo del aire de entrada (m^3/kg aire seco)	1.028
Rapidez del gas (kg aire seco/s)	14.48

Tabla No. 31: Balances de masa para las condiciones de operación determinadas

Flujo combustible (kg/s)	Humedad del sólido de salida (kg agua/kg s.s. ²)	Humedad del sólido de entrada (kg agua/kg s.s. ²)	Rapidez de la arena volcánica seca (kg sólido seco/s)	Humedad absoluta del aire de entrada (kg agua/kg aire seco)	Humedad absoluta del aire de salida (kg agua/kg aire seco)	Rapidez del gas (kg aire seco/s)
0.13	0.031	0.071	13.20 ± 0.19	0.0146	$0.052 \pm 7.48E-04$	14.36
0.13	0.031	0.076	11.19 ± 0.24	0.0146	$0.050 \pm 1.04E-03$	14.36
0.15	0.031	0.081	13.20 ± 0.19	0.0146	$0.057 \pm 8.25E-04$	15.55
0.13	0.031	0.081	11.19 ± 0.24	0.0146	$0.054 \pm 1.13E-03$	14.36
0.15	0.031	0.087	11.19 ± 0.24	0.0146	$0.055 \pm 1.16E-03$	15.55
0.13	0.031	0.087	9.97 ± 0.00	0.0146	$0.053 \pm 0.00E+00$	14.36
0.18	0.031	0.094	21.46 ± 0.44	0.0146	$0.091 \pm 1.86E-03$	17.68
0.17	0.031	0.094	15.10 ± 0.98	0.0146	$0.071 \pm 4.61E-03$	16.82
0.15	0.031	0.094	11.19 ± 0.24	0.0146	$0.060 \pm 1.26E-03$	15.55
0.13	0.031	0.094	8.29 ± 0.67	0.0146	$0.051 \pm 4.09E-03$	14.36

2 s. s. = sólido seco

Continuación tabla No. 31

0.17	0.031	0.102	15.10 ± 0.98	0.0146	0.078 ± 5.08E-03	16.82
0.15	0.031	0.102	9.97 ± 0.00	0.0146	0.060 ± 0.00E+00	15.55
0.18	0.031	0.111	21.46 ± 0.44	0.0146	0.112 ± 2.29E-03	17.68
0.17	0.031	0.111	15.10 ± 0.98	0.0146	0.087 ± 5.63E-03	16.82
0.18	0.031	0.122	20.53 ± 0.00	0.0146	0.121 ± 0.00E+00	17.68
0.17	0.031	0.122	13.20 ± 0.19	0.0146	0.086 ± 1.25E-03	16.82
0.18	0.031	0.136	20.53 ± 0.00	0.0146	0.137 ± 0.00E+00	17.68
0.17	0.031	0.136	13.20 ± 0.19	0.0146	0.097 ± 1.40E-03	16.82
0.18	0.031	0.154	20.53 ± 0.00	0.0146	0.157 ± 0.00E+00	17.68
0.17	0.031	0.154	11.19 ± 0.24	0.0146	0.096 ± 2.03E-03	16.82
0.18	0.031	0.176	15.10 ± 0.98	0.0146	0.139 ± 9.03E-03	17.68
0.17	0.031	0.176	11.19 ± 0.24	0.0146	0.111 ± 2.34E-03	16.82
0.18	0.031	0.207	15.10 ± 0.98	0.0146	0.165 ± 1.07E-02	17.68
0.17	0.031	0.207	9.97 ± 0.00	0.0146	0.119 ± 0.00E+00	16.82
0.18	0.031	0.250	15.10 ± 0.98	0.0146	0.202 ± 1.31E-02	17.68
0.18	0.031	0.316	15.10 ± 0.98	0.0146	0.258 ± 1.68E-02	17.68
0.18	0.031	0.429	13.20 ± 0.19	0.0146	0.312 ± 4.50E-03	17.68

Tabla No. 32: Entalpías para el aire, entalpías para la arena volcánica y pérdida neta de calor para la condición actual de operación

Flujo combustible (kg/s)	0.13
Entalpía aire de entrada (J/kg aire seco)	377,139.62 ± 5.68
Entalpía aire de salida (J/kg aire seco)	384,778.99 ± 3,648.22
Entalpía sólido de entrada (J/kg sólido seco)	26,890.25
Entalpía sólido de salida (J/kg sólido seco)	136,021.98 ± 7.06
Pérdida neta de calor en el secador (J/s)	-1,014,853.74 ± 11,749.14
Pérdida neta de calor en el secador (kJ/s)	-1,014.85 ± 11.75

Tabla No. 33: Entalpías para el aire y la arena volcánica para las condiciones de operación determinadas

Flujo combustible (kg/s)	Entalpia aire entrada (J/kg aire seco)	Entalpia aire salida (J/kg aire seco)	Entalpia sólido entrada (J/kg arena volcánica seca)	Entalpia sólido salida (J/kg arena volcánica seca)
0.13	37901.5.95 ± 5.71	335841.98 ± 496.82	26890.25	127338.21 ± 6.15
0.13	37901.5.95 ± 5.71	330461.06 ± 703.43	26890.25	130160.28 ± 6.23
0.15	388721.51 ± 5.70	349913.43 ± 517.56	26890.25	151556.60 ± 6.32
0.13	37901.5.95 ± 5.71	340465.05 ± 724.72	26890.25	132090.61 ± 6.32
0.15	388721.51 ± 5.70	344258.13 ± 732.74	26890.25	156765.12 ± 6.42
0.13	37901.5.95 ± 5.71	339997.08 ± 110.68	26890.25	135177.79 ± 6.42
0.18	410507.40 ± 5.67	468624.62 ± 1181.99	26890.25	180102.67 ± 6.54
0.17	400801.84 ± 5.68	389254.39 ± 2539.34	26890.25	166228.49 ± 6.54
0.15	388721.51 ± 5.70	356490.14 ± 758.78	26890.25	159684.06 ± 6.54
0.13	37901.5.95 ± 5.71	333365.85 ± 2685.25	26890.25	138480.11 ± 6.54
0.18	410507.40 ± 5.67	492757.67 ± 1242.86	26890.25	183901.34 ± 6.68
0.17	400801.84 ± 5.68	407093.42 ± 2655.71	26890.25	169734.52 ± 6.68
0.15	388721.51 ± 5.70	356887.59 ± 115.80	26890.25	164923.15 ± 6.68
0.18	410507.40 ± 5.67	521359.81 ± 1315.00	26890.25	188333.12 ± 6.84
0.17	400801.84 ± 5.68	428235.96 ± 2793.64	26890.25	173824.90 ± 6.84
0.18	410507.40 ± 5.67	321355.82 ± 6085.88	26890.25	195540.15 ± 7.03
0.17	400801.84 ± 5.68	427926.08 ± 661.05	26890.25	180487.77 ± 7.03
0.18	410507.40 ± 5.67	584193.37 ± 865.03	26890.25	201889.16 ± 7.26
0.17	400801.84 ± 5.68	455251.60 ± 703.26	26890.25	186348.05 ± 7.26
0.18	410507.40 ± 5.67	634997.16 ± 940.25	26890.25	209649.07 ± 7.54
0.17	400801.84 ± 5.68	452801.00 ± 984.66	26890.25	195471.36 ± 7.54
0.18	410507.40 ± 5.67	588763.02 ± 3925.15	26890.25	221242.61 ± 7.89
0.17	400801.84 ± 5.68	490460.49 ± 1066.56	26890.25	204515.28 ± 7.89
0.18	410507.40 ± 5.67	633770.52 ± 4338.54	26890.25	233821.55 ± 8.34
0.17	400801.84 ± 5.68	509135.24 ± 280.65	26890.25	217977.73 ± 8.34
0.18	410507.40 ± 5.67	745864.46 ± 4972.51	26890.25	250593.48 ± 8.94

Continuación tabla No. 33

0.18	410507.40 ± 5.67	886428.91 ± 5909.63	26890.25	274074.18 ± 9.77
0.18	410507.40 ± 5.67	1020865.16 ± 2110.75	26890.25	316134.13 ± 11.03

Tabla No. 34: Pérdidas de calor para las condiciones de operación determinadas

Flujo combustible (kg/s)	Pérdida neta de calor en el secador (J/kg)	Pérdida neta de calor en el secador (kJ/kg)
0.13	706013.57 ± 1463.11	706.01 ± 1.46
0.13	458213.68 ± 1384.02	458.21 ± 1.38
0.15	1042379.96 ± 2160.17	1042.38 ± 2.16
0.13	623519.53 ± 1883.33	623.52 ± 1.88
0.15	761903.88 ± 2301.31	761.90 ± 2.30
0.13	519074.57 ± 240.50	519.07 ± 0.24
0.18	4315616.94 ± 12684.14	4315.62 ± 12.68
0.17	1909132.76 ± 17817.43	1909.13 ± 17.82
0.15	984807.63 ± 2974.59	984.81 ± 2.97
0.13	268821.18 ± 3106.26	268.82 ± 3.11
0.18	4823802.79 ± 14177.76	4823.80 ± 14.18
0.17	2262168.08 ± 21112.22	2262.17 ± 21.11
0.15	881014.69 ± 410.20	881.01 ± 0.41
0.18	5424587.42 ± 15943.55	5424.59 ± 15.94
0.17	2679600.21 ± 25008.00	2679.60 ± 25.01
0.18	1886502.87 ± 5103.85	1886.50 ± 5.10
0.17	2484230.69 ± 5150.61	2484.23 ± 5.15
0.18	6663710.46 ± 1410.06	6663.71 ± 1.41
0.17	3021305.48 ± 6264.14	3021.31 ± 6.26
0.18	7721222.90 ± 1633.83	7721.22 ± 1.63

Continuación tabla No. 34

0.17	2761371.24 ± 8342.50	2761.37 ± 8.34
0.18	6085351.01 ± 56805.54	6085.35 ± 56.81
0.17	3496134.33 ± 10562.32	3496.13 ± 10.56
0.18	7424541.76 ± 69306.62	7424.54 ± 69.31
0.17	3727550.96 ± 294.33	3727.55 ± 0.29
0.18	9305904.74 ± 86868.77	9305.90 ± 86.87
0.18	12145477.79 ± 113375.62	12145.48 ± 113.38
0.18	14609678.05 ± 30426.05	14609.68 ± 30.43

APÉNDICE D: Cálculo de muestra

Cálculos para determinar las nuevas condiciones de operación

1. Cálculo del porcentaje de humedad removida

$$\text{Porcentaje de humedad removida} = \frac{\text{Humedad inicial} - \text{Humedad final}}{\text{Humedad inicial}} \times 100\%$$

$$\text{Porcentaje de humedad removida} = \frac{18.01\% - 7.63\%}{18.01\%} \times 100\%$$

$$\text{Porcentaje de humedad removida} = 57.58\%$$

2. Cálculo de la alimentación (\dot{m}) t/h requerida para un porcentaje de humedad removida determinado a cada flujo de combustible

$$\% \text{ Humedad Removida} = -0.0021 \dot{m}^3 + 0.4179 \dot{m}^2 - 27.926 \dot{m} + 704.12$$

$$50.0\% = -0.0021 \dot{m}^3 + 0.4179 \dot{m}^2 - 27.926 \dot{m} + 704.12$$

$$\dot{m} = 88.58 \text{ t/h}$$

3. Conversión del flujo de arena volcánica (\dot{m}) de t/h a kg/s

$$\dot{m} = \frac{t}{h} \times \frac{1000 \text{ kg}}{1 t} \times \frac{1 h}{3600 s}$$

$$\dot{m} = \frac{49.0 \text{ t} \pm 0.71}{h} \times \frac{1000 \text{ kg}}{1 t} \times \frac{1 h}{3600 s}$$

$$\dot{m} = 13.61 \text{ kg/s} \pm 0.20 \text{ kg/s}$$

Cálculos para determinar el balance de masa

1. Cálculo de la masa de humedad de entrada (X_1) o salida (X_2) contenida en la arena volcánica por masa de arena volcánica seca

$$X = \frac{\text{Porcentaje de Humedad}}{(100 - \text{Porcentaje de Humedad})}$$

$$X = \frac{3.0\%}{(100 - 3.0\%)}$$

$$X = 0.031 \text{ kg humedad / kg sólido seco}$$

2. Cálculo del flujo de masa de la arena volcánica (S_s)

$$S_s = m \times (1 - X_2)$$

$$S_s = (13.61 \text{ kg / s} \pm 0.20 \text{ kg / s}) \times (1 - 0.031 \text{ kg humedad / kg sólido seco})$$

$$S_s = 13.20 \text{ kg sólido seco / s} \pm 0.19 \text{ kg sólido seco / s}$$

3. Cálculo de la rapidez de secado

$$\text{Rapidez de secado} = S_s \times (X_1 - X_2)$$

$$\text{Rapidez de secado} = (13.20 \text{ kg s.s. / s} \pm 0.19 \text{ kg s.s. / s}) \times (0.07 - 0.03) \text{ kg hum. / kg s.s.}$$

$$\text{Rapidez de secado} = 0.53 \text{ kg agua evap. / s} \pm 0.01 \text{ kg agua evap. / s}$$

4. Cálculo de la rapidez del gas (G_S)

$$G_S = \frac{\text{Flujo volumétrico del gas}}{\text{Volumen húmedo aire entrada}}$$

$$G_S = \frac{15.60 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.086 \text{ m}^3 / \text{kg aire seco}}$$

$$G_S = 14.36 \text{ kg aire seco / s}$$

5. Cálculo de la humedad absoluta del gas de salida (Y_1)

$$Y_1 = \frac{S_S(X_1 - X_2)}{G_S} + Y_2$$

$$Y_1 = \frac{(13.20 \text{ kg s.s./s} \pm 0.19 \text{ kg s.s./s})(0.071 - 0.031)}{14.36 \text{ kg aire seco/s}} + 0.0146 \text{ kg agua./kg aire seco}$$

$$Y_1 = 0.052 \text{ kg agua./kg aire seco} \pm 7.48E-4 \text{ kg agua./kg aire seco}$$

Cálculos para determinar el balance de energía

1. Cálculo de la entalpía de la mezcla vapor -aire para la entrada (H'_{G2}) y la salida (H'_{G1}) del secador

$$H'_G = (1005 + 1884Y)t_G + 2502300Y$$

$$H'_{G2} = (1005 + 1884 \times 0.0146 \text{ kg agua/kg s.s.})(331.7^\circ\text{C}) + (2502300)(0.0146 \text{ kg agua/kg s.s.})$$

$$H'_{G2} = 379015.95 \text{ J/kg aire seco} \pm 5.71 \text{ J/kg aire seco}$$

2. Cálculo de la entalpía de la arena volcánica que entra (H'_{S1}) y que sale (H'_{S2}) del secador

$$H'_S = C_S(t_s - t_0) + X \times C_A(t_s - t_0)$$

$$H'_{S1} = (950 \text{ J/kg K})(25^\circ\text{C} - 0^\circ\text{C}) + (0.031 \text{ kg hum./kg s.s.})(4187 \text{ J/kg K})(25^\circ\text{C} - 0^\circ\text{C})$$

$$H'_{S1} = 26890.25 \text{ J/kg s.s.}$$

3. Cálculo de la pérdida neta de calor en el secador (Q)

$$Q = S_S(H'_{S1} - H'_{S2}) + G_S(H'_{G2} - H'_{G1})$$

$$Q = (13.20 \text{ kg s.s./s} \pm 0.19 \text{ kg s.s./s})(26890.25 - 127338.21 \pm 6.15) \text{ J/kg s.s.} +$$

$$(14.36 \text{ kg aire seco/s})(379015.95 \pm 5.71 - 335841.98 \pm 496.82) \text{ J/kg aire seco}$$

$$Q = -706013.57 \text{ J/s} \pm 1463.11 \text{ J/s}$$

4. Conversión de la pérdida neta de calor en el secador (Q) de J/s a kJ/s

$$Q = \frac{J}{s} \times \frac{1 \text{ kJ}}{1000 J}$$

$$Q = -706013.57 \frac{J}{s} \times \frac{1 \text{ kJ}}{1000 J}$$

$$Q = -706.01 \text{ kJ} / s \pm 1.46 \text{ kJ} / s$$

APÉNDICE E: Aproximaciones polinomiales utilizadas

1. Para obtener los datos de alimentación requerida para cada diversos porcentajes de humedad removida, se utilizaron los datos de porcentaje de humedad removida y alimentación que se obtuvieron de las muestras a los diferentes tipos flujos de combustible (ver tabla No. 16, apéndice B). En todas las regresiones se obtuvo un coeficiente de correlación (R^2) igual a uno.

- Para el flujo de combustible de 0.13 kg/s se tiene la siguiente ecuación:

$$y = 0.1384x^3 - 4.3813x^2 + 43.21x - 70.865$$

donde, x = flujo másico de alimentación y y = porcentaje de humedad removida

- Para el flujo de combustible de 0.15 kg/s se tiene la siguiente ecuación:

$$y = 0.2448x^3 - 9.2323x^2 + 113.24x - 386.14$$

donde, x = flujo másico de alimentación y y = porcentaje de humedad removida

- Para el flujo de combustible de 0.17 kg/s se tiene la siguiente ecuación:

$$y = 0.0471x^3 - 2.0412x^2 + 25.895x - 18.415$$

donde, x = flujo másico de alimentación y y = porcentaje de humedad removida

- Para el flujo de combustible de 0.18 kg/s se tiene la siguiente ecuación:

$$y = -0.0982x^3 + 5.4162x^2 - 100.54x + 704.12$$

donde, x = flujo másico de alimentación y y = porcentaje de humedad removida

APÉNDICE F: Análisis de error y estadístico

Análisis de error

$$\begin{aligned}
 1. \text{ Propagación de error para las sumas y las restas} &= \pm\sqrt{(dx)^2 + (dy)^2 + (dz)^2} \\
 &= \pm\sqrt{(5.71)^2 + (496.82)^2} \\
 &= \pm 496.85
 \end{aligned}$$

donde,

dx, dy, dz = incertidumbre de la medición

$$2. \text{ Propagación de error para multiplicaciones y divisiones}$$

$$\begin{aligned}
 &= \pm\left(\frac{x \times y}{z}\right) \sqrt{\left(\frac{dx}{x}\right)^2 + \left(\frac{dy}{y}\right)^2 + \left(\frac{dz}{z}\right)^2} \\
 &= \pm(13.20) \sqrt{\left(\frac{0.20}{13.61}\right)^2} \\
 &= \pm 0.191
 \end{aligned}$$

donde,

dx, dy, dz = incertidumbre de la medición

x, y, z = valor de la medición

Análisis estadístico

$$1. \text{ Desviación estándar de la media}$$

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{N}$$

donde,

\bar{x} = media

x_i = valor de la corrida

N = número de corridas

$$\bar{x} = \frac{(0.144 + 0.142 + 0.142 + 0.139 + 0.138)}{5}$$

$$\bar{x} = 0.141$$

$$s = \pm \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}}{N-1}$$

donde,

s = desviación estándar
 x = media
 x_i = valor de la corrida
 N = número de corridas

$$s = \pm \frac{\sqrt{(0.144 - 0.141)^2 + (0.142 - 0.141)^2 + (0.142 - 0.141)^2 + (0.139 - 0.141)^2 + (0.138 - 0.141)^2}}{4}$$

$$s = \pm 0.00277$$

2. Límite de confianza 95 %

$$LC \ 95 \% = \bar{x} \pm \frac{ts}{\sqrt{N}}$$

donde,

x = media
 t = grados de libertad al 95 %
 s = desviación estándar
 N = número de corridas

$$LC \ 95 \% = 0.141 \pm \frac{1.96 \times 0.00277}{\sqrt{5}}$$

$$LC \ 95 \% = 0.141 \pm 0.00243$$

APÉNDICE G: Proceso de secado

Figura No. 19: Diagrama del proceso de secado y puntos de muestreo del aire de entrada y de salida (puntos rojos)

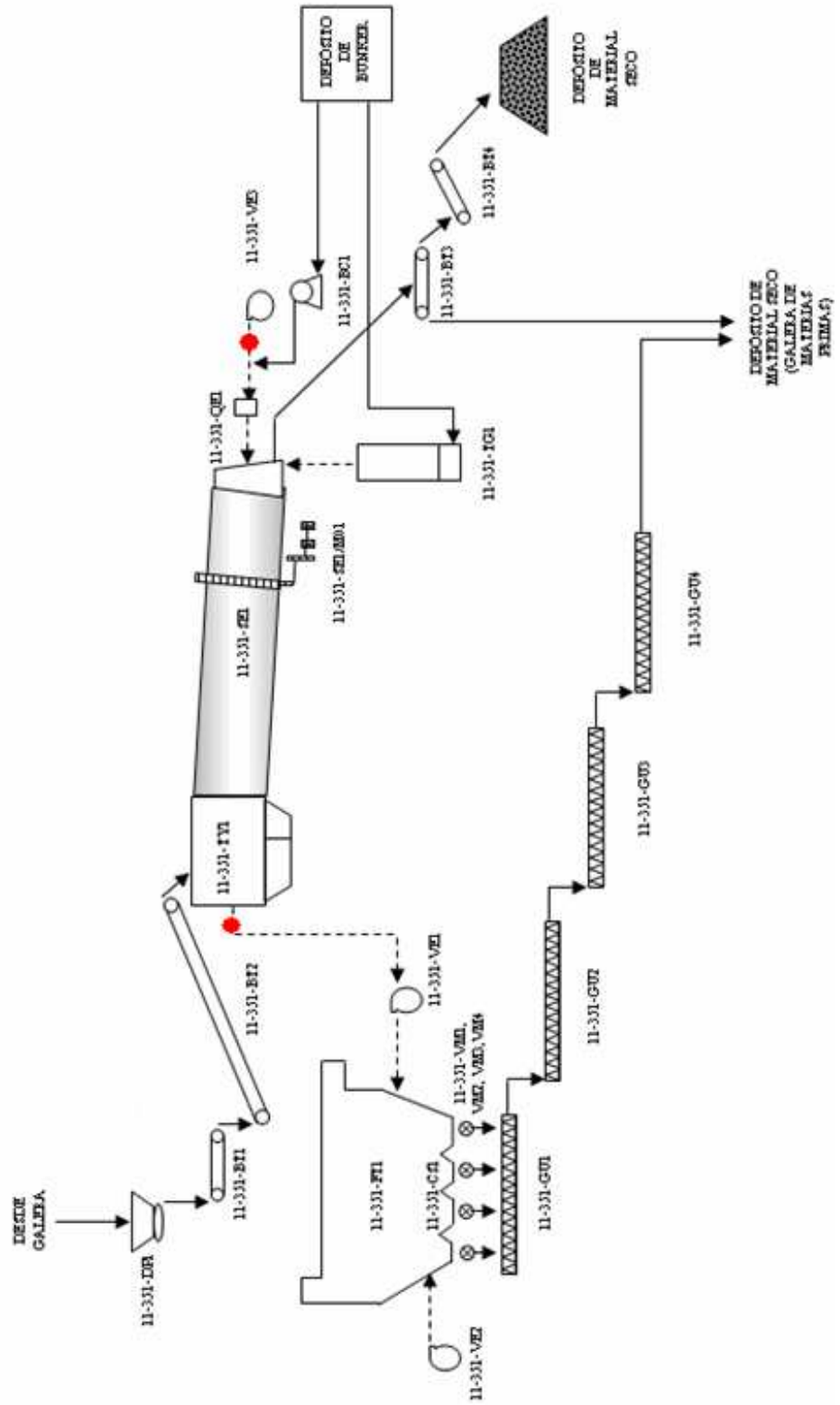


Tabla No. 35: Datos del equipo auxiliar del proceso de secado

No.	Ubitec	Descripción	Marca	hp	Voltaje	Amperaje	RPM	kW
1	11-351-GU4/M01	GUSANO DE RECHAZO	SIEMENS	7.5	230/460	19.4/9.7	1740	56.0
2	11-351-GU3/M01	GUSANO TRANSVERSAL	VEMAT	3	260/440	7.70/460	1692	22.4
3	11-351-GU2/M01	GUSANO INCLINADO	SD	3	220/440	8.4/4.2	1755	22.4
4	11-351-VM4/M01	VÁLVULA No. 4	SEW EURODRIVE	1	SD	SD	1700	7.46
5	11-351-VM3/M01	VÁLVULA No. 3	RELIANCE ELE.	1	208.230/460	3.4/1.7	1125	7.46
6	11-351-VM2/M01	VÁLVULA No. 2	RELIANCE ELE.	1	208.230./460	3.4/1.7 1.8	1125	7.46
7	11-351-VM1/M01	VÁLVULA No. 1	RELIANCE ELE.	1	208.230/460	3.4/1.7 1.8	1125	7.46
8	VT5-501	VENTILADOR DE COLAPSO	ALLIS CHALMER	25	208-220/440	62-62/31	1750	187
9	11-351-VE1	VENTILADOR DE TIRO	ALLIS CHALMER	100	2300/319	25/145	706	746
10	11-351-BT3/M01	FAJA DESCARGA SECADORA	WEG	7.1/2	SD	SD	SD	SD
11	11-351-SE1/M01	MOTOR PRINCIPAL SECADORA	G.E	125	2300/385	29/15.	1170	933
12	11-351-FU1	FILTRO	THERM-O-FLEX	SD	220	SD	SD	SD
13	11-351-BI3	FAJA DESCARGA LARGA	ALLIS CHALMER	7.5	208-220/440	20.8/10.4	1740	56.0
14	11-351-BI4	FAJA DE CARGA PEQUENA	GE	3	220/440	8.24/4.12	1725	22.4
15	11-351-QE1	QUEMADOR	SD	7.5	240	SD	SD	56.0
16	11-351-VE3	BLOWER No. 1 ARRIBA	WESTINHAUSE	25	208-220/440	67-64/32.3	1770	187
17	11-351-VE4	BLOWER No. 2 PATIO	BROW BONEI	50	220-380/440	132.77-66	1760	373
18	11-351-BC1	BOMBA PETRÓLEO	WESTINHAUSE	7.5	220	18.8	SD	56.0
19	11-351-DP1/M01	CAITE	WESTINHAUSE	5	220/440	16.6/8.3	875	37.3

Guatemala, 6 de Octubre del 2006

Srita:
Gabriela Pereda

Por este medio le informo que los datos de análisis de costos de los equipos de producción (Secadora de Materias Primas) que me solicitó para su trabajo de graduación no pueden ser publicados y por lo tanto no puedo proporcionárselos.

La razón de esto es la confidencialidad de los datos de operación que se manejan por razones obvias.

Atentamente



Ing. Francisco Castañeda Del Cid
Superintendente de Producción Planta La Pedrera
Cementos Progreso S.A.




CC. Ing. Eduardo Calderón