ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

"Diseño de Recuperador de Calor para una Cámara de Secado Sostenible"

Trabajo Final de Graduación

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

David Eugenio Lázaro Quinde

Eder Rafael Meléndrez Vara

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

A nuestros padres:
Lucila Eugenia Quinde Yagual.
Eugenio Lázaro Bohórquez.

Reina del Carmen Vara Jiménez.
Rafael Melendrez Moreno.

A la Escuela Superior Politécnica del Litoral, Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción por la formación impartida previa a la realización de este proyecto.

A la colaboración incondicional de los directores Dra. Emérita Delgado Plaza.
Dr. Juan Peralta Jaramillo.

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Eder Meléndrez Vara

David Lázaro Quinde

Dra. Emérita Delgado Plaza

Dr. Juan Peralta Jaramillo

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL".

David Lázaro Q.
AUTOR.

Eder Melendrez V.
AUTOR.

Dra. Emérita Delgado P.
DIRECTORA.

Dr. Juan Peralta J.
DIRECTOR.

RESUMEN

El trabajo desarrollado parte del uso de un secador adaptado a un colector solar y un sistema de geotermia de baja temperatura. Durante el proceso de deshidratación del producto, el aire de secado una vez utilizado es expulsado directamente hacia el ambiente, por otra parte, el proceso de secado requiere una cantidad grande de energía para poder llegar a deshidratar el producto a la calidad requerida para su comercialización. Por lo tanto, en vista del problema antes mencionado, se plantea en este proyecto recuperar el aire caliente (fluido secante) de salida con la finalidad de disminuir la energía requerida para el proceso de secado. Luego de evaluar varias opciones se decidió diseñar un deshumidificador que extraiga humedad proveniente de la cámara de secado, además con la intervención de una electroválvula controle las condiciones del aire para el proceso. Por otra parte, se analizó posibles elementos filtrantes a utilizarse en el deshumidificador, llegando a determinar que la Zeolita es la mejor opción en nuestro diseño. Es así que, para analizar las características de este elemento se realizó varias pruebas experimentales de hidratación y secado haciendo uso de un horno de secado, balanza estándar y termo balanza.

Este proyecto comienza con la revisión bibliográfica, diseño del deshumidificador, pruebas experimentales donde se determinó el valor real de las propiedades de adsorción de la Zeolita denominada Clinoptilolita, posteriormente se realiza el rediseño del deshumidificador. Con esta información y la singularidad de compactarse ante la presencia de humedad, se elaboró el diseño final del deshumidificador.

Palabras Clave: Deshumidificador, Zeolita, secado, energía, adsorción, Clinoptilolita.

ABSTRACT

The developed project starts using a dryer adapted to a solar collector and a low-temperature geothermal system. During dehydration of the product, the drying air is used once and it is exhausted directly to the atmosphere. On the other hand, the drying process requires a large amount of energy to dehydrate the product to the quality required for marketing. Therefore, in view of the above problem, it is proposed in this project to recover the hot air (drying fluid) outlet in order to decrease the energy required for the drying process. After evaluating several options, we decided to design a dehumidifier to remove humidity from the drying chamber, also with the intervention of a solenoid to control air conditions for the process. Moreover, some filter elements for use in the dehumidifier were analyzed, determining that the zeolite is the best choice in our design. Thus, to analyze the characteristics of this element several hydration and drying experimental tests were performed using a drying oven, a standard balance and a thermos balance.

This project begins with the literature review, design dehumidifier and experimental tests where the actual value of the adsorption properties of the zeolite named Clinoptilolite determined subsequently redesigning the dehumidifier was done. With this information and the singularity to compact in presence of humidity, the dehumidifier's final design was realized.

Keywords: *Dehumidifier, Zeolite, drying, energy, adsorption, Clinoptilolite.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN II
ÍNDICE GENERAL VI
ABREVIATURAS VII
SIMBOLOGÍA VIII
ÍNDICE DE FIGURAS IX
ÍNDICE DE TABLAS X
CAPITULO 1 .....
1. INTRODUCCIÓN 1
1.1. Descripción del problema 1
1.2. Objetivos 2
1.3. Marco Teórico 2
CAPITULO 2 .....
2. METODOLOGÍA DE DISEÑO. 8
2.1. Planteamiento De Las Alternativas De Selección. 8
2.2. MATRIZ DE DECISIÓN. 26
CAPITULO 3 .....
3. Análisis de la alternativa seleccionada 30
3.1. Definición de Zeolitas 30
3.2. Propiedades de las Zeolitas 31
3.3. Pruebas Experimentales. 34
3.4. Rediseño del Deshumidificador 38
CAPITULO 4 .....
4. Discusión y Conclusiones. 43
4.1. Conclusiones 43
4.2. Recomendaciones. 44
BIBLIOGRAFÍA 45

ABREVIATURAS

ESPOL Escuela Superior Politécnica del Litoral.

CDTS Centro de Desarrollo Tecnológico Sustentable.

TEMA Tubular Exchangers Manufacturers Association.

ASME American Society of Mechanical Engineers.

ASTM Association for Testing Materials

SIMBOLOGÍA

Cp	Calor Específico.
h	Coeficiente de Convenciona Térmica.
k	Coeficiente de Condiciona Térmica.
Nu	Correlación de Nusselt.
Pr	Número de Prandtl
Q	Calor
Re	Número de Reynolds.
U	Coeficiente Global de Transferencia de Calor
$\dot{m}$	Flujo másico
ρ	Densidad.
ΔT_{ml}	Diferencia de Temperatura Media Logarítmica.
ΔT	Diferencia de temperatura.
Si/AL	Relación Silicio Aluminio.
%h	Porcentaje de Humedad

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1. Carta psicométrica a 1 atm. 4
Figura 1. 2. Tipos comunes de intercambiador. 6
Figura 2. 1. Gráfico sin escala del comportamiento de Temperatura y Humedad en la salida de la cámara de secado. 8
Figura 2. 2. Descripción de las Dimensiones del Deshumidificador 13
Figura 2. 3. Descripción de las Dimensiones del Intercambiador de Calor. 15
Figura 2. 4. Comportamiento de humedad y temperatura durante el tiempo de secado para alga marina. 24
Figura 3. 1. Estructura de las Zeolitas. 30
Figura 3. 2. Distribución típica del tamaño de poros en adsorbentes microporosos. 31
Figura 3. 3. Proyección estereoscópica de la estructura de la Mordenita vista a lo largo del eje [001]. 33
Figura 3. 4. Modelo esférico de la estructura unitaria de la Mordenita vista a lo largo del eje [001]. 33
Figura 3. 5. Proyección estereoscópica de la Heulandita, vista a lo largo del eje [001]. 34
Figura 3. 6. Estructura de la Heulandita. 34
Figura 3. 7. Muestras de Zeolita para pruebas de secado. 34
Figura 3. 8. Muestra de Zeolita luego del proceso de secado. 34
Figura 3. 9. Comportamiento del agua evaporada para cada proceso de secado y sus respectivas líneas de tendencia. 35
Figura 3. 10. Muestra de aproximadamente 1gr para prueba de hidratación. 37
Figura 3. 11. Porcentaje de humedad presente en la muestra 37
Figura 3. 12. Comportamiento % Humedad de Zeolita en diferentes instantes de tiempo. 37
Figura 3. 13. Plano de dimensiones del Deshumidificador. 41
Figura 3. 14. Vista Frontal con Corte del Deshumidificador. 41
Figura 3. 15. Vista Isométrica con Corte del Deshumidificador 41

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1. Parámetros iniciales para análisis alternativas. 9
Tabla 2. 2. Características de aire a 30°C. 9
Tabla 2. 3. Entalpia del aire en condiciones mencionadas. 10
Tabla 2. 4. Propiedades de elementos propuestos para Deshumidificador. 12
Tabla 2. 5. Masa y volumen de filtro teórico para el Deshumidificador. 12
Tabla 2. 6. Volumen del deshumidificador para cada filtro. 13
Tabla 2. 7. Dimensiones del deshumidificador para cada filtro. 14
Tabla 2. 8. Características del aire proveniente del deshumidificador. 15
Tabla 2. 9. Características del aire caliente que ingresa al Intercambiador. 16
Tabla 2. 10. Comparación por pares de los criterios. 27
Tabla 2. 11. Frecuencia de cada criterio. 27
Tabla 2. 12. Ponderación de cada criterio. 28
Tabla 2. 13. Definición de evaluación a cada criterio en todas las alternativas. 28
Tabla 2. 14. Matriz de evaluación de alternativas. 29
Tabla 3. 1. Características de temperaturas de Zeolitas más importantes. 32
Tabla 3. 2. Masa de Zeolita hidratada sometida a un proceso de secado. 35
Tabla 3. 4. Masa de Zeolita hidratada sometida a un proceso de secado. 37
Tabla 3. 5. Características reales de Clinoptilolita y proceso. 38
Tabla 3. 6. Dimensiones de cada bandeja. 39
Tabla 3. 7. Altura de elementos que conforman un nivel del deshumidificador. 40
Tabla 3. 8. Dimensiones finales del Deshumidificador. 41

CAPITULO 1

1.INTRODUCCIÓN

1.1. Descripción del problema

Se pretender resolver una problemática existente en el Centro de Desarrollo Tecnológico Sustentable CDTS, la misma que dispone de un secador sustentable adaptado a un colector solar y un sistema de geotermia de baja temperatura. En referencia al proceso de calentamiento del sistema se parte de un captador horizontal subterráneo (energía geotérmica) que utiliza aire a temperatura ambiente (25-27°C), dicho aire es ingresado a un colector solar hasta alcanzar una temperatura superior a los 50 °C, siendo utilizado en la cámara de secado, este aire caliente una vez utilizado es extraído por medio de un extractor eléctrico hacia el ambiente. A partir de esta premisa se pretende aprovechar las propiedades térmicas del aire caliente que es expulsado al ambiente, representando una posible fuente de energía para el proceso de secado.

Se conoce que los parámetros de velocidad de viento del aire caliente a la salida del ducto son de 2 m/s, con una humedad aproximada del 65% a 20% al final de las 10 horas de secado, con temperaturas cercanas a los 35°C hasta 50 °C de operación. Por lo tanto, uno de los problemas encontrados se da en el transcurso del tiempo del proceso de secado (diez horas) donde las propiedades del aire en la salida de la cámara de secado varían considerablemente.

Así mismo, se conoce que al final de las 8 horas del proceso de secado se deberá tener aproximadamente 16 Kg de agua extraída del producto.

Por otra parte, se conoce que el sistema a diseñar no puede ocupar más energía que la consumida actualmente, además, sus dimensiones deben ser acorde al prototipo actualmente instalado.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

Diseñar un Recuperador de Calor para una Cámara de Secado Sostenible.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Analizar diferentes alternativas de solución para la recuperación del calor de salida proveniente de la cámara de secado.
- Determinar el agente de retención de humedad adecuado para el caso de estudio.
- Analizar el comportamiento de una variedad de Zeolita para un proceso de retención de humedad.
- Analizar el comportamiento de una variedad de Zeolita para un proceso de secado.

1.3. Marco Teórico

En referencia al marco teórico expuesto en este proyecto, se parte de conocer los fundamentos principales de la psicrometría, propiedades térmicas del aire, conceptos de trasferencia de calor y masa, intercambiadores de calor, deshumidificador.

1.3.1. Propiedades Térmicas del aire

- **Psicrometría**

Ciencia que estudia y controla las propiedades termodinámicas del aire húmedo por medio de tablas psicométricas y el efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y el confort humano.

- **Humedad Relativa**

Es la relación de la fracción mol del vapor de agua presente en el aire, con la fracción mol de vapor de agua presente en el aire saturado, a la misma temperatura y presión.

- **Temperatura de bulbo seco**

La temperatura de bulbo seco es la temperatura que marca un termómetro ordinario situado en el aire.

- **Temperatura de bulbo húmedo**

Es la temperatura que toma el agua cuando se satura adiabáticamente (dQ=0) el aire. Su medición se realiza con un termómetro cuyo bulbo está cubierto con una mecha de algodón saturada con agua que al pasar la corriente de aire produce la disminución de la temperatura.

- **Presión de Vapor**

Es la presión definida que ejerce el vapor por encima del agua, la cual es determinada solamente por la temperatura del agua, independientemente si el agua está o no en ebullición o si el espacio por encima del agua contiene aire.

- **Entalpia**

La entalpia es una función de estado que indica el calor total a presión constante disponible en una masa de aire. Puede expresarse con la suma de la energía interna y el trabajo de expansión.

$$h = u + Pv \qquad [Kj/kg] \qquad \text{(Ecuación 1)}$$

- **Volumen Específico**

Se define como la relación entre el volumen total y la masa de aire seco.

$$v = V/m_a \qquad [m^3/kg] \qquad \text{(Ecuación 2)}$$

1.3.2. Carta Psicométrica

Una carta psicométrica, es una gráfica de las propiedades del aire, tales como temperatura, h, volumen, presión etc. Las cartas psicométricas se utilizan para determinar las variaciones de estas propiedades al cambiar la humedad del aire.

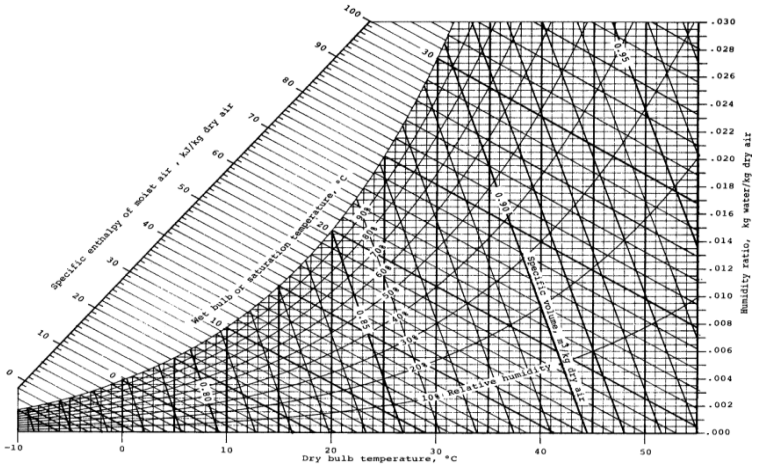


Figura 1. 1. Carta psicométrica a 1 atm.

Fuente: (MORAN & SHAPIRO, 2005)

1.3.3. Transferencia de Calor

El calor se transmite de un cuerpo a otro de menor temperatura por cualquiera de estas tres maneras:

- **Conducción**

Es transferencia de energía a través de una superficie entre 2 cuerpos a distinta temperatura, cuando hay entre ellos contacto directo.

La ley fenomenológica que rige la conducción de calor es.

$$Q = -kA\frac{\Delta T}{\Delta X} \qquad \text{(Ecuación 3)}$$

Dónde:

Q: Flujo de calor por conducción (W);

k: Conductividad térmica, en (W/m^2°K);

A: Área normal en la dirección x (m^2);

ΔT: Gradiente de temperatura (°C);

ΔX: Espesor de la pared (m).

▪ **Convección**

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos.

La rapidez de transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa por la ley de enfriamiento de newton.

$$Q = hA_s(T_s - T_\infty) \qquad \text{(Ecuación 4)}$$

Donde

Q: Flujo de calor por convección (W);

h: Coeficiente de transmisión de calor por convección, en (W/m^2ºC);

A_s: Área (m^2);

T_s : Temperatura de la pared (°C);

T_∞: Temperatura del fluido (°C).

▪ **Radiación**

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas.

La razón máxima de radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura termodinámica T_s es expresada por la ley de Stefan-Boltzmann como;

$$\mathrm{Q} = \sigma \mathcal{E} A_s {T_s}^4 \qquad \text{(Ecuación 5)}$$

Donde

Q: Flujo de calor por radiación (W);

σ: Constante de Stefan-Boltzmann 5.669x 10^{-8} (W/m^2ºK^4);

$\mathcal{E}$: Emisividad de la superficie;

A_s: Área de transferencia de calor (m^2);

T_s: Temperatura de la superficie irradiante (°K).

1.3.4. Intercambiadores de Calor

Tipos y Generalidades

Es un dispositivo en el cual se lleva a cabo una transferencia de energía entre dos fluidos con el objeto de calentar o enfriar uno de ellos. En la mayoría de los casos es un sistema complementario diseñado para ahorrar energía. El ejemplo más básico se muestra en la figura 1.2(a) donde, en una cámara se combinan los fluidos hasta llegar a un punto de equilibrio.

Pueden clasificarse según la dirección de sus fluidos o por el método de construcción de los mismos. Se denominan de flujo paralelo cuando las corrientes se direccionan en el mismo plano de movimiento como se muestra en la figura 1.2(b), mientras que en la figura 1.2 (c) se muestra un ejemplo de intercambiador de calor en contraflujo.

Por otro lado, se encuentran los intercambiadores de calor de flujo cruzado donde los movimientos de las corrientes se direccionan en dos planos de movimiento tal y como se muestra en la figura 1.2(d).

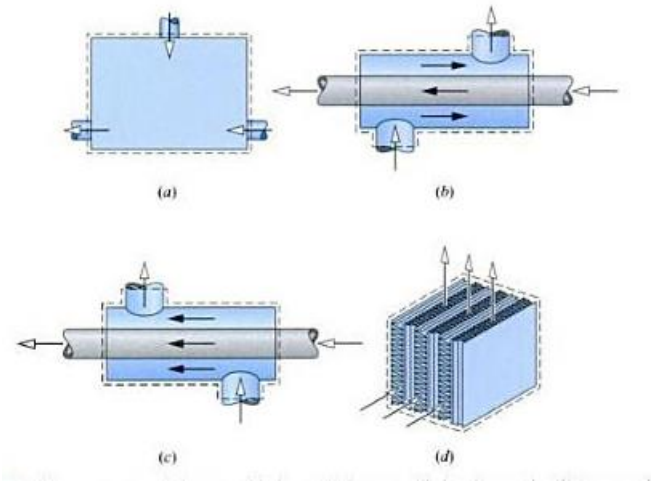


Figura 1. 2. Tipos comunes de intercambiador.

Fuente: *(MORAN & SHAPIRO, 2005)***.**

1.3.5. Deshumidificador.

Descripción y clasificación

Los deshumidificadores son equipos que permiten extraer la humedad contenida en el aire.

Existen dos tipos de deshumidificadores como lo son; deshumidificadores por refrigeración o enfriamiento y deshumidificadores a base de Silica Gel o desecantes.

Los ***deshumidificadores por refrigeración o enfriamiento*** extraen el vapor de agua contenido en el aire condensándolo mediante la disminución de su temperatura por debajo del punto de roció a presión constante.

Los ***deshumidificadores a base de Silica Gel o desecantes*** se consideran opuestos a los de enfriamiento evaporativo, ya que hacen uso de las propiedades físicas de los desecantes.

Los desecantes son elementos químicos que pueden presentarse en forma sólida o liquida, conocidos por su elevada capacidad de retener o liberar vapor de agua del aire. Es así, que pueden clasificarse como absorbentes, los cuales conllevan un cambio físico o químico, y los adsorbentes, los cuales no sufren cambios químicos o físicos.

La Silica gel es un adsorbente económico, solido con alta capacidad de retención de humedad debido a los numerosos poros y capilares que posee. Este vapor de agua puede regenerarse al someter el desecante a temperatura.

CAPITULO 2

2.METODOLOGÍA DE DISEÑO.

En este capítulo se presenta el análisis teórico con el planteamiento de tres alternativas que puedan ser empleadas para solucionar la problemática expuesta en el capítulo 1. Las mismas que serán evaluadas y descartadas técnicamente hasta elegir la mejor opción en base a las características y ponderaciones determinadas en la matriz de decisión.

2.1. Planteamiento De Las Alternativas De Selección.

Durante las 10 horas que dura el proceso, el aire que sale de la cámara de secado posee una humedad que va disminuyendo lentamente, mientras que su temperatura se comporta de manera diferente debido a que va aumentando. Dicho comportamiento se muestra la figura 2.1.

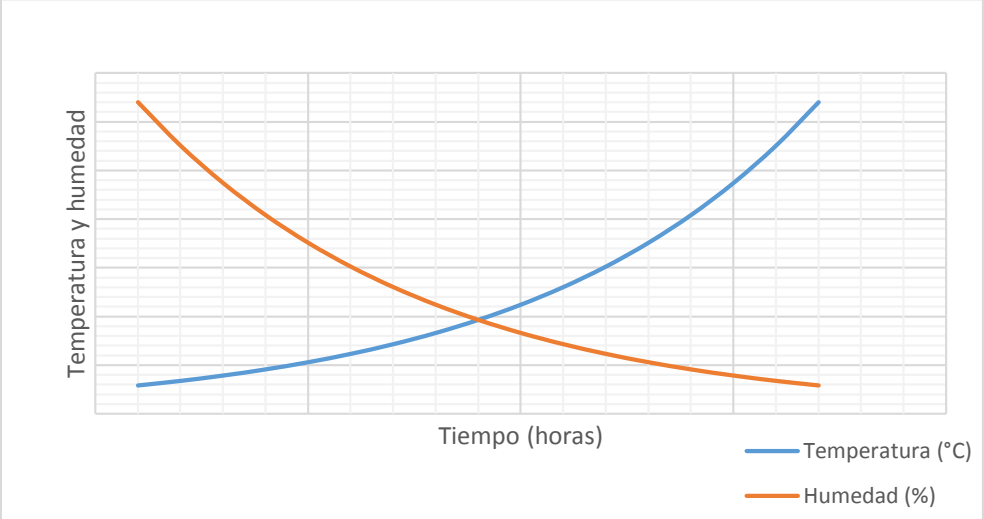


Figura 2. 1. Gráfico sin escala del comportamiento de Temperatura y Humedad en la salida de la cámara de secado.

Para efecto del análisis, fue necesario conocer los parámetros requeridos en el proceso de secado, con la finalidad de poder realizar la mejor selección de las alternativas para el diseño del sistema de recuperador de calor. Estos parámetros se mencionan en la tabla 2.1.

Tabla 2. 1. Parámetros iniciales para análisis alternativas.

Parámetro	Término	Medida	Unidad
Tiempo de secado	t	10	horas
Temperatura entrada de deshumidificador	T_f	30	°C
Temperatura asumida en la salida del deshumidificador	Ti	28	°C
Velocidad del aire	V	2	m/s
Diámetro ingreso	D	0,11	m
Humedad entrada Deshumidificador	Hi	85	%
Humedad salida Deshumidificador	H_f	20	%

ALTERNATIVA 1: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DESHUMIDIFICADOR CON ELECTROVALVULA.

Para la primera alternativa, fue necesario conocer las características térmicas del aire a la salida de la cámara de secado como velocidad de flujo, temperatura y porcentaje de humedad.

Tal como se expuso anteriormente, se pretende diseñar un deshumidificador que elimine la humedad del flujo de aire proveniente de la cámara de secado. El deshumidificador es un equipo que sirve para eliminar humedad sin afectar la temperatura del aire.

Por lo que se plantea en esta alternativa diseñar el deshumidificador que va direccionado a una electroválvula (selección del accesorio), la misma que censa la temperatura del aire dirigiéndola al colector solar hasta que tenga la suficiente temperatura para recircular a la cámara de secado.

A partir de los parámetros característicos del aire de salida del secador se ha procedido a determinar el diseño del deshumidificador con una temperatura inicial de aire de 30°C.

Tabla 2. 2. Características de aire a 30°C.

Parámetro	Término	Medida	Unidad
Densidad del aire	ρ	1,13	Kg/m^3
Calor especifico del aire	Cp	1005	J/Kg °K

De la tabla Psicrométrica del aire a presión atmosférica (Apéndice A) se obtienen las entalpías para el respectivo porcentaje de humedad.

Tabla 2. 3. Entalpia del aire en condiciones mencionadas.

Parámetro	Término	Medida	Unidad
Entalpia a 28°C y 60% de humedad	h_1	86000	J/Kg
Entalpia a 25°C y 30% de humedad	h_2	31000	J/Kg

A partir de los datos anteriores se procede a calcular el calor cedido al deshumidificador a través de la ecuación de transferencia de calor. Para ello es necesario determinar el flujo másico y la variación de temperatura que se da en el interior como se muestra a continuación.

$$\dot{m}_{\text{aire humedo}} = V * \frac{\pi}{4} * D^2 * \rho \qquad \text{(Ecuación 6)}$$

Donde,

V: Velocidad del aire = 2m/s.

D: Diámetro de ingreso = 0.11m.

ρ: Densidad del aire a 30°C = 1.013 Kg/m3.

Siendo,

$$\dot{m}_{\text{aire humedo}} = (2\ \text{m/s}) * \left((\pi/4) * (0.11\text{m})^2\right) * (1.013\ \text{kg/m}^3)$$

$$\boldsymbol{\dot{m}_{\text{aire humedo}} = 0.0215\ \text{kg/s}}$$

La variación de temperatura en el interior del deshumidificador será:

$$\Delta T = T_F - T_I \qquad \text{(Ecuación 7)}$$

Donde,

T_f es la temperatura del aire en la salida del deshumidificador = 303°C.

T_i es la temperatura con que ingresa el aire al deshumidificador = 301°K.

Por consiguiente, la variación de temperatura será -2°K.

El calor perdido en el interior del deshumidificador seria.

$$q = \dot{m}_{\text{aire humedo}}\, c_p \Delta T \qquad \text{(Ecuación 8)}$$

Donde,

$\dot{m}_{\text{aire húmedo}}$: Flujo másico de aire ingresa a deshumidificador= 0.0215Kg/s

c_p: Calor específico del aire a 30°C = 1005 J/Kg°K

Siendo,

$$q = (0.0215\,\text{kg/s}) * (1005\ \text{J/kg°K}) * (-2°\text{K})$$

$$\mathbf{q = -43,17\ W}$$

El flujo de agua teórico retenido por el filtro interno del deshumidificador se calcula con la ecuación de transferencia de calor que relaciona la entalpia que posee el aire en las condiciones indicadas con el calor cedido calculado en la ecuación 9.

$$\dot{m} = \frac{Q}{(h_2 - h_1)} \qquad \text{(Ecuación 9)}$$

Donde,

Q: calor perdido en el interior del deshumidificador = -43,17 W.

h_2: entalpia del aire a 25° con 30% de humedad = 31000 J/Kg.

h_1: entalpia del aire a 28°C con 60% de humedad = 86000 J/Kg.

El flujo másico de agua retenido en el proceso es:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{\text{-43,17 W}}{(86000\text{-}31000)\ \text{J/Kg}}$$

$$\mathbf{\dot{m}_{agua} = -0.00079\ Kg/s}$$

En referencia al material seleccionado como filtro para deshumidificar, se han considerado para este análisis tres opciones de materiales a usarse, cuyas propiedades de interés se describen a continuación.

Tabla 2. 4. Propiedades de elementos propuestos para Deshumidificador.

Material	Retención de Humedad ($\%h_{retenida}$)	Densidad (ρ_{filtro}) [Kg/m^3]
Zeolita	31,4	1830
Carbón Activado	50	750
Silica gel	40	650

Se procede a calcular la masa y el volumen de material filtrante haciendo uso de las siguientes formulas:

$$m_{filtro} = \dot{m}_{agua} * \%h_{retenida} * t_{secado} \quad \text{(Ecuación 10)}$$

Donde,

$\dot{m}_{agua}$: Flujo másico de agua retenido en el proceso = 0.00079 Kg/s

$\%h_{retenida}$: Capacidad de retención del filtro a usarse.

t_{secado}: tiempo necesario para culminar el proceso de secado.

$$V_{filtro} = \frac{m_{filtro}}{\rho_{filtro}} \quad \text{(Ecuación 11)}$$

Donde,

m_{filtro}: Masa de filtro necesaria a ubicarse en el interior del deshumidificador

ρ_{filtro}: Densidad del filtro que se desea utilizar.

Teniendo como resultado la información descrita en la siguiente tabla.

Tabla 2. 5. Masa y volumen de filtro teórico para el Deshumidificador.

Material	Masa de filtro (m_{filtro}) [Kg]	Volumen de filtro (V_{filtro}) [m3]
Zeolita	8,447	0,004
Carbón Activado	14,128	0,0188
Silica gel	11,303	0,0174

Para el análisis se asume que el volumen del material filtrante que ocupa en el interior del deshumidificador representará el 80% del volumen total del mismo, por motivo que la parte inferior del equipo no llevará material filtrante.

$$V_{deshumidificador} = \frac{V_{filtro}}{\%_V} \qquad \text{(Ecuación 12)}$$

Donde,

V_{filtro}: Volumen de filtro necesario a ubicarse en el interior del deshumidificador.

$\%_V$: Porcentaje de volumen que ocupa el filtro en el interior del deshumidificador.

Para cada filtro se obtuvo el siguiente volumen teórico:

Tabla 2. 6. Volumen del deshumidificador para cada filtro.

Material	Volumen deshumidificador $V_{deshumidificador}$ (m3)
Zeolita	0,006
Carbón Activado	0,024
Silica gel	0,022

Para poder dimensionar el deshumidificador haremos uso del siguiente grafico que detalla la nomenclatura de sus medidas.

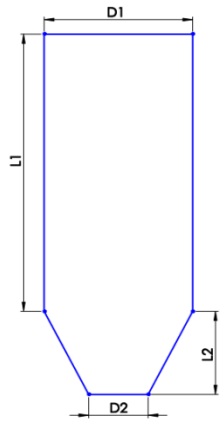


Figura 2. 2. Descripción de las Dimensiones del Deshumidificador

Siendo:

D_1: Diámetro Mayor, D_2: Diámetro Menor, L_1: Altura Mayor, L_2: Altura Menor

El **volumen del cilindro** se define con la ecuación:

$$V_{cilindro} = \pi/4 * {D_1}^2 * L_1 \qquad \text{(Ecuación 13)}$$

El **volumen del cono truncado** está definido por:

$$V_{\text{cono truncado}} = \frac{1}{12}\pi * L_2 * \left({D_1}^2 + {D_2}^2 + D_1 D_2\right) \qquad \text{(Ecuación 14)}$$

Donde el volumen del deshumidificador es:

$$V_{\text{deshumidificador}} = V_{\text{cilindro}} + V_{\text{cono truncado}} \qquad \text{(Ecuación 15)}$$

Luego de reemplazar las ecuaciones 13 y 14, a través de la respectiva agrupación de términos se obtiene de manera general lo siguiente.

$$V_{\text{deshumidificador}} = \frac{\pi}{4}\left[{D_1}^2 L_1 + \frac{1}{3}L_2\left({D_1}^2 + {D_2}^2 + D_1 D_2\right)\right] \quad \text{(Ecuación 16)}$$

Conocido el volumen del deshumidificador para cada tipo de filtro, se procede a realizar un proceso iterativo a través de hojas de cálculo hasta definir las medidas más apropiadas. Dando como resultado los datos mostrados en la tabla 2.7.

Tabla 2. 7. Dimensiones del deshumidificador para cada filtro.

Material	D_1 (m)	D_2 (m)	L_1 (m)	L_2 (m)
Zeolita	0,16	0,1	0,2	0,15
Carbón Activado	0,3	0,2	0,25	0,21
Silica gel	0,3	0,15	0,25	0,2

Estos parámetros nos sirven para analizar la cantidad de material a utilizar en caso que se desee construir el deshumidificador.

ALTERNATIVA 2: DISEÑO DE UN DESHUMIDIFICADOR CON UN SISTEMA DE INTERCAMBIADOR DE CALOR.

Como segunda alternativa se ha propuesto diseñar un intercambiador de calor, cuyo aire caliente será abastecido por una resistencia eléctrica, la misma que puede ser alimentada por un panel fotovoltaico con la finalidad de calentar el aire proveniente de la cámara de secado, que previamente ha pasado por el deshumidificador.

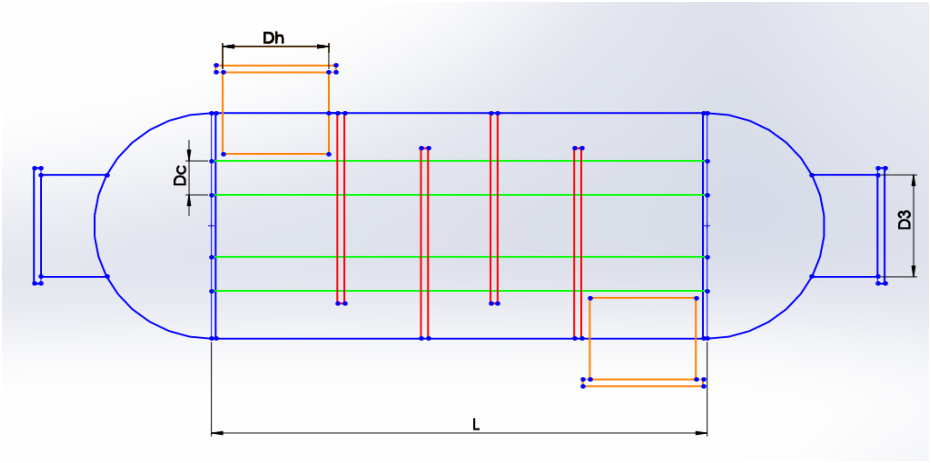


Figura 2. 3. Descripción de las Dimensiones del Intercambiador de Calor.

A partir de los parámetros iniciales de secado y de los parámetros calculados a la salida del deshumidificador se procede al cálculo del calor total que requiere el proceso para elevar la temperatura de salida del aire con una diferencia mayor a 15°C.

Es así, que los datos utilizados para el cálculo del diseño del modificador se muestran en las tablas 2.8 y 2.9.

Tabla 2. 8. Características del aire proveniente del deshumidificador.

	Flujo Frio (Aire a 40°C)		
Descripción	**Término**	**Medida**	**Unidad**
Temperatura entrada	T_{ci}	28	°C
Temperatura salida	T_{co}	40	°C
Calor especifico	Cp_c	1005	J/Kg °K
Viscosidad aire	U_c	0,000019	N s/m2
Coeficiente de transferencia de calor	K_c	0,027188	J/m °K
Prandtl	Pr_c	0,070532	----
Densidad de flujo frio	ρ_c	1,13	Kg/m3
Velocidad aire frio	V_c	2	m/s
Diámetro interno aire frio	D_c	0,025	m
Diámetro ingreso a intercambiador	D_3	0,075	m
Número de tubos	N	4	-----

Tabla 2. 9. Características del aire caliente que ingresa al Intercambiador.

	Flujo Caliente (Aire a 60°C)		
Descripción	**Término**	**Medida**	**Unidad**
Temperatura entrada	T_{hi}	60	°C
Temperatura salida	T_{ho}	57,34	°C
Calor especifico	Cp_h	1009	J/Kg °K
Viscosidad aire	U_h	0,00002	N s/m2
Coeficiente de transferencia de calor	K_h	0,03074	J/m °K
Prandtl	Pr_h	1,0036	------
Densidad de flujo caliente	ρ_h	0,6986	Kg/m3
Diámetro Externo caliente	D_h	0,075	m
Flujo másico caliente	M_h	0,01	Kg/s
Número de pasos	M	2	-----

El flujo másico del aire frio está definido por la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{\text{aire frio}} = (\pi/4) * D_c{}^2 * \rho_c * V \qquad \text{(Ecuación 16)}$$

Donde,

D_c: Diámetro interno de aire frío = 0.025 m

ρ_c: Densidad del flujo frio = 1.13 Kg/m^3

V: Velocidad del fluido = 2 m/s.

Siendo,

$$\dot{m}_{\text{aire frio}} = (\pi/4) * (0{,}025\text{m})^2 * (2\ {}^{\text{m}}/_{\text{s}}) * (1{,}13\ \text{kg/m}^3)$$

$$\boldsymbol{\dot{m}_{\text{aire frio}} = 0.0011\ \text{kg/s}}$$

La variación de temperatura que se da en el interior del intercambiador para el flujo frio es:

$$\Delta T = T_{co} - T_{ci} \qquad \text{(Ecuación 17)}$$

Donde,

Tco: Temperatura de salida del flujo frio = 313°K.

T_{ci}: Temperatura de entrada de flujo frio = 300°K.

Siendo,

$\Delta T = 313 - 300 = 13\ °K$

Siendo el calor total necesario:

$$q_{total} = \dot{m}_{aire\ frio} * Cp_c * \Delta T \qquad \text{(Ecuación 18)}$$

Donde,

$\dot{m}_{aire\ frio}$: Flujo masico de aire frio = 0.0011 Kg/s.

c_p: Calor especifico de aire frio = 1005 J/Kg °K.

ΔT: Variación de temperatura en interior de intercambiador de calor = 13°K.

$q_{total} = (0{,}0011\ kg/s) * (1005\ J/kg\ °K) * (13°K)$

$\mathbf{q_{total} = 13{,}379\ W}$

Mediante un balance de energía en el interior del intercambiador se determina la temperatura de salida del flujo caliente. De lo antes indicado, se muestra con la siguiente ecuación:

$$[\dot{m}c_p(T_{CO} - T_{Ci})]_{aire\ frio} = [\dot{m}c_p(T_{hi} - T_{ho})]_{aire\ caliente} \qquad \text{(Ecuación 19)}$$

Despejando T_{ho} se obtiene:

$$T_{ho} = T_{hi} - \frac{\dot{m}_{aire\ frio}}{\dot{m}_{aire\ caliente}}(T_{CO} - T_{Ci})$$

Siendo;

$\dot{m}_{aire\ frio}$: Flujo másico de aire frio = 0.0011 Kg/s.

$\dot{m}_{aire\ caliente}$: Flujo másico de aire caliente = 0.01 Kg/s. (Tabla 2.9)

$T_{i,h}$: Temperatura de entrada del flujo caliente = 60°C

Tco: Temperatura de salida del flujo frio = 40°C.

T_{ci}: Temperatura de entrada de flujo frio = 28°C.

La temperatura del fluido caliente en la salida del intercambiador de calor es:

$$\mathrm{T_{ho}} = 60°\mathrm{C} - \frac{0{,}0011\ \mathrm{kg/s}}{0{,}01\ \mathrm{kg/s}}(40\ °\mathrm{C} - 28°\mathrm{C})$$

$$\mathbf{T_{ho} = 58{,}6688\ °C}$$

Una vez calculada la temperatura de salida caliente $\mathrm{T_{ho}}$, procedemos a determinar la longitud del intercambiador de calor, para ello se requiere determinar por el método de diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD), coeficiente global de transferencia de calor y el coeficiente de convección, entre otros parámetros.

Temperatura media logarítmica (LMTD),

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{ln\frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})}} \qquad \text{(Ecuación 20)}$$

Donde;

$\mathrm{T_{ho}}$: Temperatura de salida de flujo caliente = 58.67°C.

$\mathrm{T_{hi}}$: Temperatura de entrada del flujo caliente = 60°C

Tco: Temperatura de salida del flujo frio = 40°C.

$\mathrm{T_{ci}}$: Temperatura de entrada de flujo frio = 28°C.

La temperatura media Logarítmica es:

$$\Delta\mathrm{T_{ml}} = \frac{(60 - 40) - (58{,}6688 - 28)}{\ln\frac{(60 - 40)}{(59{,}8669 - 28)}}$$

$$\mathbf{\Delta T_{ml} = 24{,}9554\ °C}$$

Para calcular el coeficiente de transferencia global se hace necesario en primera instancia determinar el número de Reynolds para el flujo interno y externo.

Número de Reynolds para flujo Interno

$$\mathrm{Re_{Dc}} = \frac{4\mathrm{m_{aire\,frio}}}{\pi \mathrm{D_c} \mu_c} \qquad \text{(Ecuación 21)}$$

Donde,

$\dot{m}_{\mathrm{aire\,frio}}$: Flujo másico de aire frio = 0.0011 Kg/s.

$\mathrm{D_c}$: Diámetro interno de aire frío = 0.025 m

μ_c: Viscosidad del aire frío = 1,907 * 10^{-6} N s/m^2

Siendo;

$$\mathrm{Re_{Dc}} = \frac{4 * (0{,}0011\ \mathrm{kg/s})}{\pi * (0{,}025\ \mathrm{m}) * (1{,}907 * 10^{-6}\ \mathrm{N.s/m^2})}$$

$$\mathbf{Re_{Dc} = 2962{,}21}$$

Dado que el $\mathrm{Re_D}$ es mayor a 2300, nos encontramos ante un flujo turbulento.

La correlación de Nusselt para este fluido es la siguiente.

$$\mathrm{Nu_{Dc}} = 0{,}023\ \mathrm{Re_{Dc}}^{0.8} \mathrm{Pr_c}^{0.4} \qquad \text{(Ecuación 22)}$$

Donde;

$\mathrm{Re_{Dc}}$: Numero de Reynolds para flujo interno = 2962.21

$\mathrm{Pr_c}$: Numero de Prandtl para flujo interno = 0.70532 (tabla 2.8)

Siendo,

$$\mathrm{Nu_{Dc}} = 0{,}023\ (2962{,}21)^{0.8})(0{,}70532)^{0.4}$$

$$\mathbf{Nu_{Dc} = 11{,}9777}$$

Procedemos a calcular el coeficiente de convección para flujo interno $\mathrm{h_{ic}}$, con la siguiente ecuación.

$$\mathrm{Nu_{Dc}} = \frac{\mathrm{h_{ic} * D_c}}{\mathrm{k_c}} \qquad \text{(Ecuación 23)}$$

De donde podemos despejar $\mathrm{h_{ic}}$ para definir la siguiente ecuación:

$$h_{ic} = \frac{Nu_{Dc} * k_c}{D_c}$$

Donde;

Nu_{Dc}: Nusselt del flujo interno = 11,9777

k_c: Coeficiente de transferencia de calor de flujo interno 0,027188 W/m °K

D_c: Diámetro interno de aire frío = 0,025 m

Siendo;

$$h_i = \frac{11{,}9777 * (0{,}027188\,W/m°K)}{0{,}025m}$$

$$\mathbf{h_i = 13{,}026\ W/m^2°K}$$

Mientras que para calcular el h_o se necesita determinar el diámetro hidráulico D_h mediante la siguiente ecuación.

$$D_h = D_3 - D_c \qquad \text{(Ecuación 24)}$$

Donde;

D_3: Diámetro externo de coraza = 0,16m.

D_c: Diámetro interno de aire frío = 0,025 m.

Siendo,

$$D_h = 0{,}16 - 0{,}025$$

$$\mathbf{D_h = 0{,}135\ m}$$

Con esta información, procedemos a definir el número de Reynolds que se da en el flujo externo del intercambiador de calor

Número de Reynolds para flujo externo.

$$\mathrm{Re_{Dh}} = \frac{4\dot{m}_{\text{aire caliente}}}{\pi(D_{3+}D_c)\mu_h} \qquad \text{(Ecuación 25)}$$

Donde;

$\dot{m}_{\text{aire caliente}}$: Flujo masico de aire caliente = 0,01 Kg/s.

D_3: Diámetro externo de coraza = 0,16m.

D_c: Diámetro interno de aire frío = 0,025 m.

μ_h: Viscosidad del flujo externo= 2,120 * 10-5 N s/m2

Siendo;

$$\mathrm{Re_{Dh}} = \frac{4 * (0{,}01\ \mathrm{kg/s})}{\pi * (0{,}16\mathrm{m} + 0{,}025\mathrm{m}) * (2{,}120 * 10^{-5}\ {}^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{m.s}})}$$

$\mathbf{Re_{Dh}} = \mathbf{3438,154}$

Dado que el $\mathrm{Re_{Dh}}$ es mayor a 2300, nos encontramos ante un flujo turbulento, la correlación de Nusselt para este tipo de flujo se define a continuación:

$$\mathrm{Nu_{Dh}} = 0{,}023\ \mathrm{Re_{Dh}}^{0.8}\mathrm{Pr_h}^{0.4} \qquad \text{(Ecuación 26)}$$

Donde;

$\mathrm{Re_{Dh}}$: Numero de Reynolds para flujo externo = 3438,154

$\mathrm{Pr_h}$: Numero de Prandtl para flujo externo = 1,0036 (Tabla 2.9)

Siendo;

$\mathrm{Nu_D} = 0{,}023\ (3438{,}154)^{0.8})(1{,}0036)^{0.4}$

$\mathbf{Nu_D} = \mathbf{15,5386}$

Procedemos a calcular el coeficiente de convección para flujo externo h_o , con la siguiente ecuación.

$$\mathrm{Nu_{Dh}} = \frac{h_o * D_h}{k_h} \qquad \text{(Ecuación 27)}$$

Despejando h_o obtenemos la siguiente ecuación:

$$h_o = \frac{Nu_{Dh} * k_h}{D_h}$$

Donde;

Nu_{Dh}: Nusselt para flujo caliente = 15,5386

k_h: Coeficiente de transferencia de calor de flujo interno 0,02695 W/m °K

D_h: Diámetro externo flujo caliente = 0,135 m

Siendo;

$$h_0 = \frac{15{,}5386 * (0.0265\ {}^{W}/_{m°K})}{0.135\ m}$$

$$\mathbf{h_0 = 3{,}0502\ {}^{W}/_{m^2°K}}$$

Con esta información procedemos a definir el coeficiente de transferencia de calor total que se da en el interior del intercambiador de calor.

Coeficiente global de transferencia de calor.

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{1}{h_o}\right)} \qquad \text{(Ecuación 28)}$$

Donde:

h_i: Coeficiente de convección del flujo interno = 13,026

h_o: Coeficiente de convección del flujo externo = 7,1305

Siendo:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{13{,}026}\right) + \left(\frac{1}{3{,}0502}\right)}$$

$$\mathbf{U = 13{,}026\ {}^{W}/_{m^2°K}}$$

Finalmente, la longitud de diseño del intercambiador de calor seria:

Longitud del intercambiador de calor.

$$L = \frac{Q}{U\pi D_c \Delta T_{ml} n_{tubos}} \qquad \text{(Ecuación 29)}$$

Donde;

Q: Calor entregado a flujo frío = 13,379 W

U: Coeficiente global de transferencia de calor = 4,608 W/m2 °K

D_i: Diámetro de fluido interno = 0,025m

ΔT_{ml}: Temperatura media logarítmica = 24,9554 °K

n_{tubos}: número de tubos en el interior del intercambiador = 4

$$L = \frac{13{,}379\ W}{\left(13{,}026\ {}^{W}/_{m^2 °K}\right) * \pi * (0.025m) * (24{,}9554°K) * 4}$$

$$\mathbf{L = 0{,}1306\ m}$$

Por lo tanto, la longitud del intercambiador de calor debe será de 0.38 m por medio de un proceso iterativo se determinó un numero de paso siendo igual a 2 para 4 tubos internos por los cuales circule el aire proveniente del deshumidificador.

Acorde con la norma TEMA y el Código ASME sección VIII las paredes de la coraza del intercambiador deben tener como minino 3 mm espesor, mientras que los tubos internos serán de 25mm de diámetro, ubicados en un arreglo cuadrado.

ALTERNATIVA 3: DISEÑO DE UNA ADAPTACION PARA COLECTOR SOLAR.

Se propone realizar una adaptación al colector solar compuesto por una resistencia eléctrica que permita calentar y retirar humedad al aire proveniente de la cámara de secado y lo direccione hacia el colector solar.

Para esta alternativa se adaptará un ducto rectangular de 150mm x 230mm que conecte la salida de la cámara con este dispositivo.

En el interior de dicha adaptación se encuentra una resistencia eléctrica, la cual tiene un revestimiento de acero galvanizado que evita la corrosión por la presencia de condensado durante el paso del aire hacia el colector solar. La resistencia eléctrica no estará en funcionamiento durante las 10 horas, sino hasta que haya transcurrido aproximadamente 4 horas del proceso de secado. A partir de estas 4 horas la calidad del aire posee temperatura y humedad aceptables para que pueda ingresar al colector solar sin ser calentado previamente. Esta información se puede verificar en la siguiente imagen.

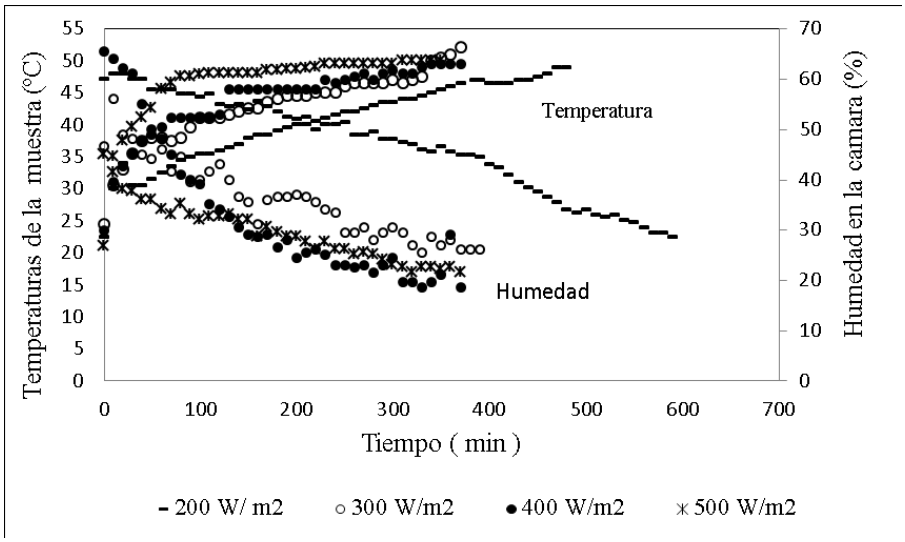


Figura 2. 4. Comportamiento de humedad y temperatura durante el tiempo de secado para alga marina.

Fuente: (Delgado Plaza, 2014)

El comportamiento del aire es controlado por un termostato de doble canal (T2S+2C DIGIT) que consta de dos sensores ubicados justo después de la entrada del dispositivo que contiene la resistencia y el otro sensor ubicado en el colector solar.

Ambos sensores condicionan el funcionamiento de la resistencia de tal manera que, si el aire en la entrada del dispositivo posee una temperatura mayor a 35ºC, la resistencia deja de trabajar.

Por lo tanto se inicia en determinar el flujo másico de aire húmedo a calentarse, a través de la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{aire} = b * h * V * \rho \qquad \text{(Ecuación 30)}$$

Donde;

b: Ancho de ducto donde se transporta aire que proviene del secador = 0,15 m.

h: Alto de ducto donde se transporta aire que proviene del secador = 0,23 m.

V: Velocidad del aire transportado = 2 m/s.

ρ: Densidad del aire a 30°C = 1.13 Kg/m3

$$\dot{m}_{aire} = (0.15m * 0.23m) * (2\,{}^{m}/_{s}) * (1{,}13\ kg/m^3)$$

$$\boldsymbol{\dot{m}_{aire} = 0.078\ kg/s}$$

Por consiguiente, el calor que se necesita para aumentar 10 grados este flujo másico se determina con la siguiente ecuación:

$$q_{total} = \dot{m}_{aire}\, c_p \Delta T \qquad \text{(Ecuación 31)}$$

Donde;

$\dot{m}_{aire}$: Flujo másico de aire húmedo a secarse = 0.078 Kg/s.

c_p: Calor especifico del aire a 30°C = 1005 J/Kg °K.

ΔT: Variacion de temperatura que se desea aumentar = 10°K

Siendo;

$$q_{total} = (0{,}078\ kg/s) * (1005\ J/kg\ °K) * (10°K)$$

$$\boldsymbol{q_{total} = 784\ W}$$

Por lo tanto, se necesita una resistencia eléctrica de 800 watts para calentar el flujo de aire húmedo.

2.2. MATRIZ DE DECISIÓN.

Con el objeto de escoger la alternativa más viable para este proyecto, se procederá a evaluarlos haciendo uso de los siguientes criterios:

- **Tecnología:** Nivel de avance tecnológico que requiere la implementación de la propuesta a escoger.
- **Flujo:** Aceptación de la alternativa al tipo de fluido que se utilizará en este proyecto.
- **Tiempo de operación:** Resistencia de la alternativa al trabajo durante las 10 horas de operación que utiliza un proceso de secado.
- **Costo:** Recurso económico que necesita la alternativa para su implementación.
- **Mantenimiento:** Periodicidad entre ajustes a realizarse para preservar correctamente el proyecto.
- **Retención de humedad:** Cantidad de agua que puede retener la alternativa.

Una vez definidos los criterios a evaluar, se realiza la evaluación por pares entre criterios para hallar el peso que cada uno posee. De cada par de criterios se escoge el de mayor importancia, dándoles un valor de tal manera que la suma sea 15 que es el número de comparaciones a realizarse.

La comparación de cada pareja de criterios se muestra en la tabla 2.10.

Tabla 2. 10. Comparación por pares de los criterios.

Criterio	Comparación	Decisión
Tecnología	1. Tecnología [6] 2. Flujo [9]	Flujo (2)
	1. Tecnología [10] 3. Tiempo de Operación [5]	Tecnología (1)
	1. Tecnología [7] 4. Costo Inicial [8]	Costo Inicial (4)
	1. Tecnología [8] 5. Mantenimiento [7]	Tecnología (1)
	1. Tecnología [6] 6. Retención de Humedad [9]	Retención de humedad (6)
Flujo	2. Flujo [10] 3. Tiempo de Operación [5]	Flujo (2)
	2. Flujo [7] 4. Costo Inicial [8]	Costo Inicial (4)
	2. Flujo [7] 5. Mantenimiento [8]	Flujo (2)
	2. Flujo [7] 6. Retención de Humedad [8]	Retención de humedad (6)
Tiempo de Operación	3. Tiempo de Operación [5] 4. Costo Inicial [10]	Costo Inicial (4)
	3. Tiempo de Operación [10] 5. Mantenimiento [5]	Tiempo de Operación (3)
	3. Tiempo de Operación [6] 6. Retención de Humedad [9]	Retención de humedad (6)
Costo Inicial	4. Costo Inicial [10] 5. Mantenimiento [5]	Costo Inicial (4)
	4. Costo Inicial [7] 6. Retención de Humedad [8]	Retención de humedad (6)
Mantenimiento	5. Mantenimiento [5] 6. Retención de Humedad [10]	Retención de humedad (6)

Posteriormente se suman las frecuencias de los criterios en cada comparación como se muestra en la tabla 2.11.

Tabla 2. 11. Frecuencia de cada criterio.

Criterio	Frecuencia
Retención de Humedad	44
Costo Inicial	43
Flujo	37
Tecnología	37
Tiempo de Operación	31
Mantenimiento	30
Numero de Comparaciones	15
Frecuencia total	**222**

La ponderación de cada uno se define como la división entre la frecuencia de cada criterio y la frecuencia total.

La ponderación de cada criterio se determina en la tabla 2.12.

Tabla 2. 12. Ponderación de cada criterio.

Criterio	Ponderación
Retención de Humedad	0,198
Costo Inicial	0,194
Flujo	0,167
Tecnología	0,167
Tiempo de Operación	0,14
Mantenimiento	0,135

En cada alternativa se evalúa cada criterio según la siguiente calificación:

Poco Satisfactorio = 0 (cero)

Satisfactorio = 1 (uno)

Muy Satisfactorio = 2 (dos)

Como se ha mencionado en el transcurso de este capítulo, las alternativas propuestas son:

Alternativa 1: Diseño de un sistema de deshumidificador con electroválvula.

Alternativa 2: Diseño de un deshumidificador con un sistema de intercambiador de calor.

Alternativa 3: Diseño de una adaptación para colector solar.

Cada alternativa tendrá el formato que se describe en la siguiente tabla.

Tabla 2. 13. Definición de evaluación a cada criterio en todas las alternativas.

	Criterio **(Ponderación del criterio)**
Alternativa a evaluar	(Calificación otorgada) (Ponderación del criterio x Calificación otorgada)

Luego de evaluar todos los criterios para todas las alternativas, se suman los productos entre la calificación otorgada y la ponderación del criterio. La alternativa que acumule la mayor suma de estos será la más acorde para aplicar como recuperador de calor.

La evaluación de cada alternativa se muestra en la siguiente tabla;

Tabla 2. 14. Matriz de evaluación de alternativas.

	Retención Humedad	**Costo Inicial**	**Flujo**	**Tecnología**	**Tiempo de Operación**	**Mantenimiento**	**Total**
	0,198	**0,194**	**0,167**	**0,167**	**0,14**	**0,135**	
Alternativa 1	2 0,396	2 0,388	2 0,334	1 0,167	2 0,28	2 0,27	**1,835**
Alternativa 2	1 0,198	1 0,194	2 0,334	1 0,167	2 0,28	1 0,135	1,308
Alternativa 3	1 0,198	1 0,194	2 0,334	2 0,334	2 0,28	1 0,135	1,475

Como se puede observar en la tabla 2.14, nos permite concluir que la implementación de un deshumidificador en conjunto con una electroválvula es la mejor alternativa que puede adaptarse debido a las siguientes características:

- Alta capacidad para retención de humedad al aire
- No necesita un monto elevado como inversión para aplicarse por lo sencillo que es encontrar los materiales en el mercado nacional
- El aire húmedo trabaja en forma muy aceptable para la Zeolita quien a su vez puede actuar durante las 10 horas que dura el proceso de secado
- Fácil de realizar trabajos de mantenimiento en caso que sea necesario
- El nivel de tecnología que requiere para implementarse es medio debido a la programación que la electroválvula requiere.

CAPITULO 3

3. Análisis de la alternativa seleccionada

3.1. Definición de Zeolitas

Las zeolitas son aluminosilicatos cristalinos e hidratados de aluminio con cationes alcalinos y alcalinos-térreos con orden tridimensional en su interior donde su estructura porosa se caracteriza por tener una alta capacidad para captar y ceder agua sin que sus cationes presenten cambios en su estructura cristalina. (Adriano Macas, 2012)

La capacidad de adsorber y ceder agua de las zeolitas se debe al diámetro de sus poros. Esta capacidad puede darse sin afectar su red cristalina, donde el agua que se moviliza en su interior toma el nombre de "Agua Higroscópica" (Adriano Macas, 2012)

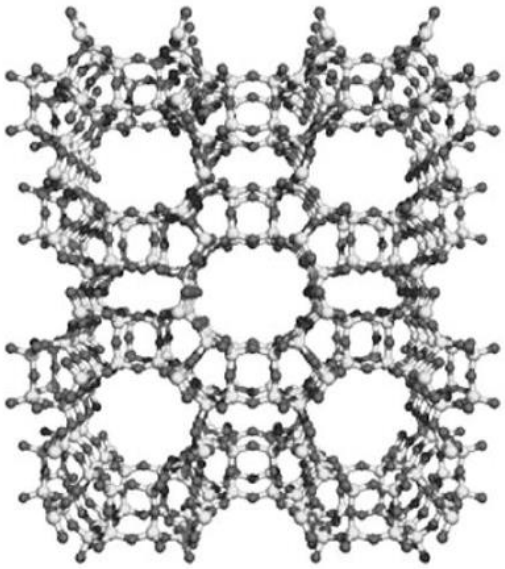


Figura 3. 1. Estructura de las Zeolitas.

Fuente: (Adriano Macas, 2012)

3.2. Propiedades de las Zeolitas

Entre las propiedades se pueden mencionar las siguientes:

- **Deshidratación e hidratación:** Capacidad de captar y ceder moléculas de agua sin alterar su estructura zeolítica, por lo que puede llenarse de líquidos o gases en ciclos repetidos. (Adriano Macas, 2012)
- **Estabilidad Térmica:** Siendo el Silicio el factor aglutinante en la estructura de la Zeolitas, su estabilidad varia en un rango extenso de temperaturas. Para Zeolitas de bajo contenido de Silicio la temperatura de descomposición se encuentra alrededor de los 700°C, mientras que para Zeolitas de alto contenido de Silicio la temperatura de descomposición se encuentra alrededor de los 1300°C.
- **Propiedades de Adsorción:** Esta propiedad diferencia las diversas zeolitas existentes, ya que depende del volumen interno en la porosidad que cada tipo posee, siendo capaces de retener líquidos o gases sin sufrir alteraciones en sus propiedades físicas o químicas.

En comparación a la Silica Gel y al Carbón activado, la zeolita es más eficiente para un proceso de deshumidificación, debido a que su porosidad no varía durante el proceso de secado que se necesita emplear. Esto se puede visualizar en la figura 3.2.

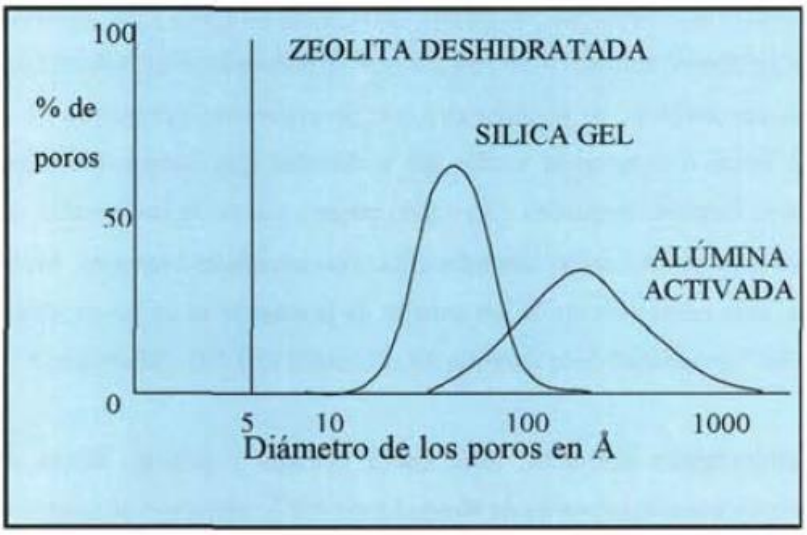


Figura 3. 2. Distribución típica del tamaño de poros en adsorbentes microporosos.

Fuente: *(Morante, 2004)*

- **Calor de Inmersión:**

Durante el proceso de captación de agua las zeolitas, en especial las de porosidad alta, liberan una pequeña cantidad de energía en forma de calor. Esto genera un aumento en la temperatura de trabajo, a tal punto que la analcima se da un aumento de 1°C, en la Clinoptilolita 12°C y en la Chabasita 23°C. A continuación, se muestra un ejemplo del aumento de temperatura para un grupo de zeolitas.

Tabla 3. 1. Características de temperaturas de Zeolitas más importantes.

Zeolita	Porcentaje de Pureza	Incremento de Temperatura (°C)	
		Medida	Calculada para 100g de zeolita
Chabasita	92	20,6	22,4
Clinoptilolita	94	11,6	12,3
Ferrierita	60	8	13,3
Mordenita	78	14,7	18,8
Philipsita	84	16,6	19,8
Erionita	94	16,2	17,2

Fuente: (Morante, 2004)

Las formulas químicas, sistema cristalino volumen de poros, gravedad específica, tipo de estabilidad térmica y dimensión de canales de varios tipos de Zeolitas se muestran en el Apéndice B.

Entre las zeolitas que podemos encontrar en las costas ecuatorianas podemos citar dos tipos que son las que mejor se adaptan a este proyecto.

Estas son la ***Mordenita y la Clinoptilolita***.

- **Mordenita.**

Este tipo de zeolita posee una relación Si/Al casi constante de 5, por lo cual posee una distribución ordenada de sílice y aluminio en la estructura del armazón. En la figura 3.3(a) se muestra la estructura de la Mordenita, mientras que en la figura 3.3(b) se muestra un modelo de empaquetamiento esférico de iones de oxígeno y canales paralelos al eje C. Su estructura en cadena de 5 anillos entrelazados denota alta estabilidad térmica. Estas cadenas forman tornillos de 12 anillos que atraviesan los canales cilíndricos cercanos en forma vertical. (Morante, 2004)

Fuente: (Morante, 2004)

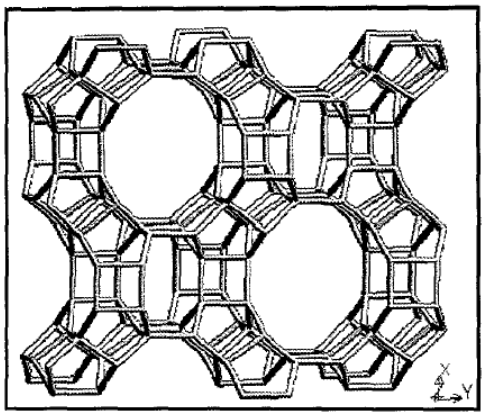


Figura 3. 3. Proyección estereoscópica de la estructura de la Mordenita vista a lo largo del eje [001].

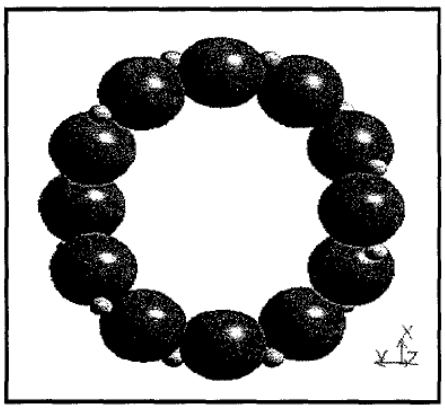


Figura 3. 4. Modelo esférico de la estructura unitaria de la Mordenita vista a lo largo del eje [001].

Fuente: (Morante, 2004)

Las propiedades de adsorción de la Mordenita natural son inconsistentes con sus dimensiones de canal de 6,7 Å, adquiriendo el término de Mordenita “small port” debido a que solo podía captar moléculas considerablemente más pequeñas a este canal.

- **Heulandita, Clinoptilolita.**

La Heulandita posee un arreglo de unidades $Ti_{10}O_{20}$, por lo cual sus propiedades de adsorción permanecen estables a temperaturas inferiores a 130°C.

Mientras que la Clinoptilolita posee una estructura cristalina similar a la Heulandita con la diferencia que posee un mayor rango de estabilidad térmica ya que puede llegar a unos 700°C. (Morante, 2004)

La estructura de la Heulandita posee poros definidos de 8 y 10 anillos, mientras que la Clinoptilolita tiene poros definidos de solo un miembro de 10 anillos. En las siguientes figuras se muestra la estructura de una Clinoptilolita y Heulandita.

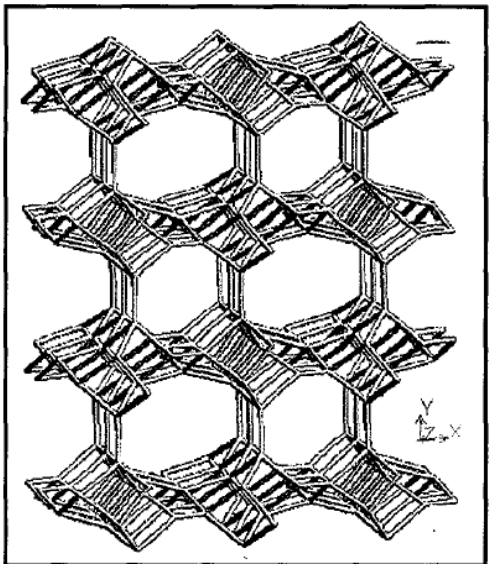


Figura 3. 5. Proyección estereoscópica de la Heulandita, vista a lo largo del eje [001].

Fuente: (Morante, 2004)

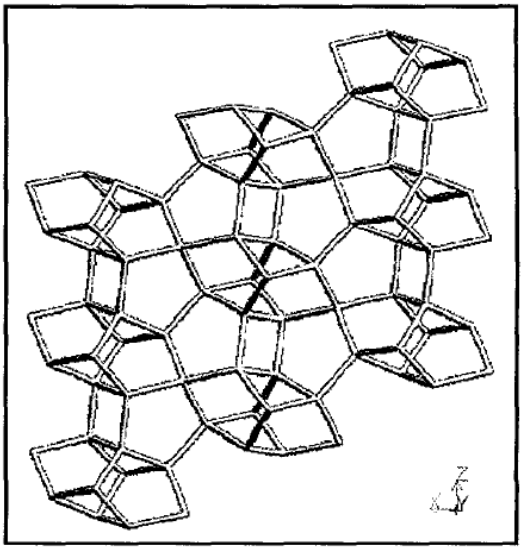


Figura 3. 6. Estructura de la Heulandita.

Fuente: (Morante, 2004)

De acuerdo a lo mencionado en párrafos anteriores y notando la abundancia de la Clinoptilolita dentro del Ecuador, se hizo un estudio de sus propiedades para adsorber y ceder agua.

3.3. Pruebas Experimentales.

3.3.1. Prueba de secado de Clinoptilolita.

Para esta prueba se dispone de 12 muestras de 40 gramos de Clinoptilolita humedecidos con 12 gramos de agua.

Esta prueba se realiza usando 3 muestras de Zeolita humedecida en 4 temperaturas diferentes, dejándolos secar durante 10,20 y 30 minutos respectivamente. Luego de cada intervalo de tiempo se pesa la muestra para verificar la cantidad de agua evaporada.

Figura 3. 7. Muestras de Zeolita para pruebas de secado.

Figura 3. 8. Muestra de Zeolita luego del proceso de secado.

En la siguiente tabla 3.2, se muestra el comportamiento de cada muestra en las condiciones mencionadas.

Tabla 3. 2. Masa de Zeolita hidratada sometida a un proceso de secado.

		Zeolita Inicial (g)	Agua inicial (g)	Secado Zeolita+Agua final (g)	Masa de agua evaporada (g)	% de agua evaporada
50°C	**10 min**	40	11,9	51	0,9	1,734
	20 min	40,1	11,9	49,2	2,8	5,385
	30 min	40	12	48,7	3,3	6,346
100°C	**10 min**	40	12,1	47,7	4,4	8,445
	20 min	40	12,1	42,9	9,2	17,658
	30 min	40	12,1	41,3	10,8	20,729
150°C	**10 min**	40	12	42,7	9,3	17,885
	20 min	40	12,2	41,8	10,4	19,923
	30 min	40	12,2	40,9	11,3	21,648
200°C	**10 min**	40	11,9	41,7	10,2	19,653
	20 min	40	12,1	40,8	11,3	21,689
	30 min	40	12,1	40,2	11,9	22,841

En el análisis realizado se denota la cantidad de agua evaporada en cada instante de tiempo durante las pruebas de secado a temperaturas de 50 °C, 100°C, 150°C y 200°C, realizada a intervalos de 10 minutos.

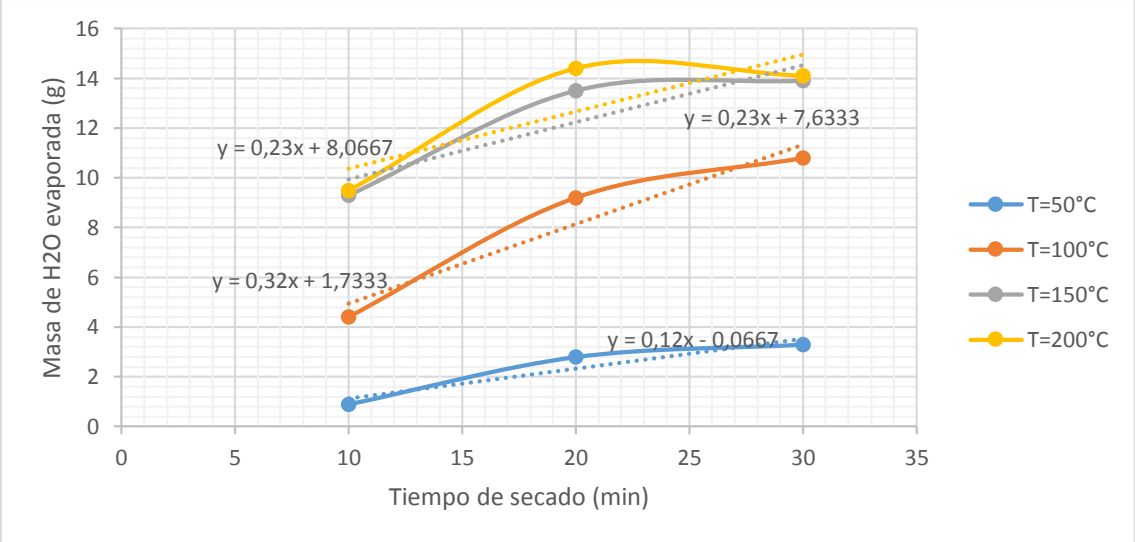


Figura 3. 9. Comportamiento del agua evaporada para cada proceso de secado y sus respectivas líneas de tendencia.

En la figura 3.9 se puede observar la tendencia de secado para las cuatro pruebas realizadas, siendo las más significativas las pruebas realizadas entre

150 °C y 200 °C, donde se muestra que la Zeolita alcanza su grado de evaporación de agua casi constante a partir de los 150 °C, por otra parte a bajas temperatura de secado (50°C), la tasa de evaporación del agua es pequeña. Por lo tanto, en caso de la construcción del equipo, se requiere con el fin de recuperar la zeolita, se debe someter el material a una temperatura de secado superior o igual a los 150 °C.

Por otra parte, se analiza la capacidad que evaporación del material durante el secado, la cual obtendremos a partir de la ecuación de pendiente de la recta.:

$$y = mx + c \qquad \text{(Ecuación 32)}$$

Donde “m” representa la pendiente de la gráfica y en las pruebas realizadas significa una aproximación de la cantidad de agua evaporada por minuto. El promedio de las pendientes da una pauta de la capacidad que tiene la Zeolita para ceder agua al ambiente.

$$\mathrm{p} = {}^{(\mathrm{m}_1 + \mathrm{m}_2 + \mathrm{m}_3 + \mathrm{m}_4)}/_{4} \qquad \text{(Ecuación 33)}$$

Por lo tanto, la tasa de evaporación promedia es de;

$$\mathrm{p} = {}^{(0.12 + 0.32 + 0.23 + 0.23)}/_{4}$$

$$\mathbf{p = 0.225\ gr/min}$$

3.3.2. Prueba de hidratación de la Zeolita Clinoptilolita.

Para definir la capacidad de retención de agua que posee la Zeolita Clinoptilolita, se realizaron múltiples pruebas donde se mezclan 40 gramos de Zeolita con una cantidad de agua (11.9 g). Por una hora se deja reposar la mezcla, para posteriormente verificar la humedad interna que posee el material. Esta prueba fue realizada utilizando una Termo balanza que permite analizar un gramo de Zeolita húmeda. Esta prueba se la realiza en 5 ocasiones para determinar el promedio de los datos obtenidos.

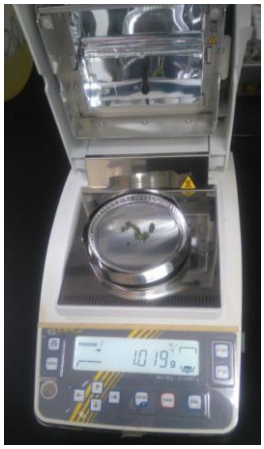


Figura 3. 10. Muestra de aproximadamente 1gr para prueba de hidratación.

Figura 3. 11. Porcentaje de humedad presente en la muestra

En la tabla 3.4 se muestran la humedad que presente en la muestra de Zeolita Clinoptilolita húmeda para cada instante de tiempo durante 5 horas.

Tabla 3. 3. Masa de Zeolita hidratada sometida a un proceso de secado.

Tiempo (hora)	Humedad	Masa (gr)
1	29,17%	1,05
2	28,49%	1,04
3	25,29%	1,019
4	23,65%	1,034
5	22,73%	1,03
Promedio	25,87%	

En la figura 3.12. Se puede observar con mayor claridad los resultados obtenidos durante las pruebas.

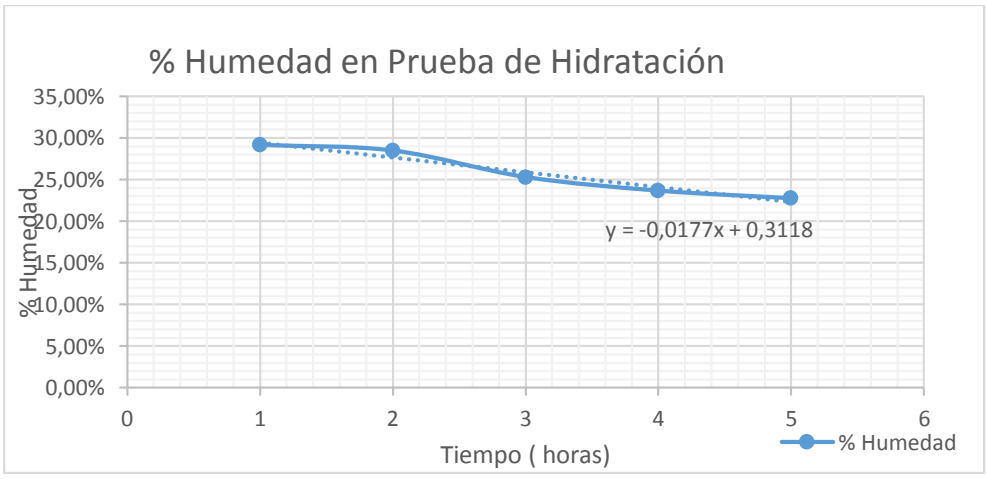


Figura 3. 12. Comportamiento % Humedad de Zeolita en diferentes instantes de tiempo.

Por lo tanto, la capacidad de retención de agua que posee la Clinoptilolita es de 25,87%.

Por otra parte, durante esta práctica se pudo constatar que la zeolita húmeda tiene la propiedad de compactarse.

3.4. Rediseño del Deshumidificador

En base a la información obtenida en las pruebas de laboratorio, se realiza un rediseño del deshumidificador, tomando en consideración la tabla 3.4.

Tabla 3. 4. Características reales de Clinoptilolita y proceso.

Variable	Simbología	Unidad	valor
Retención de Humedad Zeolita	$\%h_{retenida}$	%	25,87
Densidad de Zeolita	ρ_{filtro}	$\mathrm{Kg/m^3}$	1830
Flujo másico de agua por retenerse	$\dot{m}_{agua}$	Kg/s	0,00079
Tiempo de secado	$\mathrm{t_{secado}}$	s	36000

Usando la ecuación 9, mencionada en el capítulo 2, se define la masa de Zeolita que debe ubicarse en la parte interna del deshumidificador.

$$\mathrm{m_{filtro}} = \dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{agua}} * \%\mathrm{h_{retenida}} * \mathrm{t_{secado}}$$

Siendo,

$$\mathrm{m_{filtro}} = (0{,}00079\ Kg/s) * (25.87/100) * (36000\ s)$$

$$\mathbf{m_{filtro} = 7.3574\ Kg}$$

Mediante la ecuación 11 se busca el volumen de Zeolita a utilizar.

$$V_{filtro} = \frac{m_{filtro}}{\rho_{filtro}}$$

Siendo,

$$V_{filtro} = \frac{7.3574\ \mathrm{Kg}}{1830\ \mathrm{Kg/m^3}}$$

$$\boldsymbol{V_{filtro} = 0.004\ m^3}$$

Debido a la capacidad de compactación de la Clinoptilolita ante la presencia de humedad, este volumen debe distribuirse en diferentes niveles conformados por bandejas con las medidas mencionadas en la tabla 3.6;

Tabla 3. 5. Dimensiones de cada bandeja.

Variable	Simbología	Unidad	Valor
Diámetro de bandeja	$d_{bandeja}$	m	0,2
Altura de bandeja	$h_{bandeja}$	m	0,01

A partir de ello, se determina el volumen de material que debe contener cada bandeja.

$$V_{bandeja} = {}^{\pi}/_{4} * d_{bandeja}{}^{2} * h_{bandeja} \qquad \text{(Ecuación 34)}$$

Siendo,

$V_{bandeja} = {}^{\pi}/_{4} * (0{,}2\ m)^2 * (0{,}01\ m)$

$\mathbf{V_{bandeja} = 0{,}00031\ m^3}$

Finalmente, el número de bandejas que debe colocarse en el interior del deshumidificador se determina a través de la ecuación 35;

$$N_{bandejas} = \frac{V_{filtro}}{V_{bandeja}} \qquad \text{(Ecuación 35)}$$

Donde;

V_{filtro}: Volumen necesario de filtro en el interior del Deshumidificador = 0,004 m^3

$V_{bandeja}$: Volumen de cada bandeja que contiene Zeolita = 0,00031 m^3

Siendo,

$$N_{bandejas} = \frac{0{,}004\ m^3}{0{,}00031\ m^3}$$

$N_{bandejas} = 12{,}715$

$\mathbf{N_{bandejas} \approx 13}$

Es así, que para nuestro diseño es necesario colocar 13 bandejas con zeolita que nos permitirá retener la mayor cantidad de humedad del aire proveniente de una cámara de secado.

Las bandejas estarán espaciadas a una distancia de 10mm, adheridas a un soporte que consta de una plancha circular de 10cm de diámetro y 4mm de espesor, siendo soldadas a una varilla de 6mm que se conecta con la pared interna del deshumidificador. (Tabla 3.6)

Tabla 3. 6. Altura de elementos que conforman un nivel del deshumidificador.

Variable	Simbología	Unidad	valor
Diámetro de varilla para soporte	$d_{soporte}$	mm	6
Altura de bandeja	$h_{bandeja}$	mm	10
Altura de soporte de bandeja	$h_{soporte}$	mm	4
Altura del espaciamiento entre niveles	$h_{separación}$	mm	10

La altura de cada nivel se determina a través del Diámetro de varilla para soporte, Altura de bandeja, Altura de soporte de bandeja y la altura del espaciamiento entre niveles (ecuación 36)

$$H_{nivel} = d_{soporte} + h_{bandeja} + h_{soporte} + h_{separación} \quad \text{(Ecuación 36)}$$

Siendo,

$H_{nivel} = 6mm + 10mm + 4mm + 10mm$

$H_{nivel} = 30mm$

Finalmente se realizar un nuevo cálculo para la altura total del deshumidificador, como se indicó inicialmente en el capítulo 2, fue de 150mm. Partiendo de los nuevos parámetros se determina la altura final del diseño:

$$L_1 = (N_{bandejas} * H_{nivel}) + D \quad \text{(Ecuación 37)}$$

Donde;

D: Diámetro de alimentación o ingreso a deshumidificador = 110 mm (Tabla 2.1)

$N_{bandejas}$: Numero de bandejas con Zeolita = 13

H_{nivel}: Altura de cada nivel dentro del Deshumidificador = 30 mm

Siendo:

$$L_1 = (13 * 30mm) + 110mm$$

$$\mathbf{L_1 = 500mm}$$

Por otra parte , realizamos la modificación del diámetro superior del deshumidificador siendo de 250mm para poder adaptar las bandejas de 200mm de diámetro y girar 90° cada nivel entre ellos, para facilitar la generación de turbulencia en el interior que permita una mejor interacción entre el aire húmedo y la Zeolita.

El esquema final del sistema se muestra en las figuras 3.13, 3.14 y 3.15.

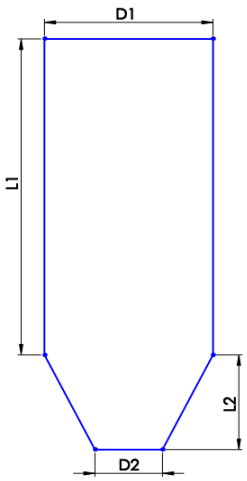


Figura 3. 13. Plano de dimensiones del Deshumidificador.

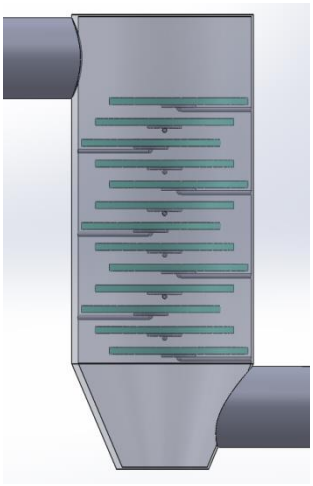


Figura 3. 14. Vista Frontal con Corte del Deshumidificador.

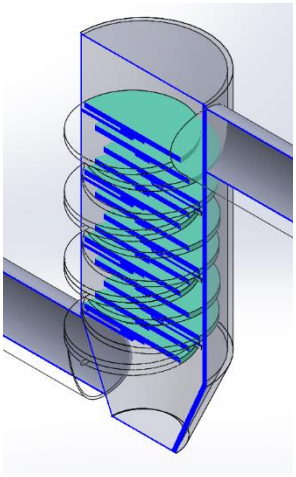


Figura 3. 15. Vista Isométrica con Corte del Deshumidificador

Las dimensiones finales del Deshumidificador se definen en la tabla 3.7;

Tabla 3. 7. Dimensiones finales del Deshumidificador.

Variable	Simbología	Unidad	Valor
Diámetro superior	D_1	m	0,25
Diámetro inferior	D_2	m	0,1
Altura superior	L_1	m	0,5
Altura inferior	L_2	m	0,15

En base a la información otorgada por la Norma ASME sección VIII, se decidió usar acero inoxidable de 3mm para las paredes internas del deshumidificador, mientras que para las paredes externas se puede utilizar hierro negro de 3mm de espesor.

Con información de la norma ASTM sección IV, se decidió usar un espesor de 50mm de fibra de vidrio como aislante térmico entre la pared interna de acero inoxidable y la pared externa de hierro negro del deshumidificador.

CAPITULO 4

4. Discusión y Conclusiones.

La implementación de este proyecto es un incentivo a la mejora del proceso de secado de un producto. El ahorro de energía se da puesto a que ya no se extrae aire del ambiente y la cantidad de energía utilizada para calentarlo es reducida.

4.1. Conclusiones

Entre las alternativas analizadas, el intercambiador de calor y la modificación al colector solar requieren la intervención de una resistencia eléctrica. Esta resistencia demanda el consumo de una cantidad de energía, lo cual hace que la opción de la implementación de un deshumidificador sea la alternativa más viable.

En comparación para un mismo tamaño de muestra, la Zeolita es un elemento que posee una alta capacidad para retener agua debido a que la distribución del diámetro de poros permanece constante, mientras que la Silica Gel y con el Carbón Activado poseen diámetros de poros variables.

Como cada producto posee una curva de secado diferente, el volumen de Zeolita que debe ubicarse en el interior del deshumidificador también. Para este proyecto se tomó como referencia el proceso de secado de un producto que contenía 85% de humedad.

La propiedad de compactación de la Zeolita ante la presencia de humedad es un factor que incide en el diseño final del deshumidificador puesto que; si se dispone de una mayor superficie de zeolita se podrá retener una mayor cantidad de humedad proveniente del aire de secado. Por lo tanto, la cantidad superficial de cada nivel de Zeolita que se ubicará en el interior del deshumidificador dará la pauta, para definir el diámetro externo final del equipo.

El espesor de cada nivel de Zeolita no puede ser alto. Caso contrario, solo una ligera porción del volumen superficial actuara como filtro. Por este motivo se distribuye el volumen total de filtro en niveles. Es así, que el espesor de cada nivel de Zeolita dará la pauta para determinar la altura final del deshumidificador.

4.2. Recomendaciones.

Se recomienda realizar varios análisis de una variación de Silica Gel con microporosidad uniforme y Zeolita en pruebas de hidratación y secado para establecer una comparación más exacta en sus propiedades.

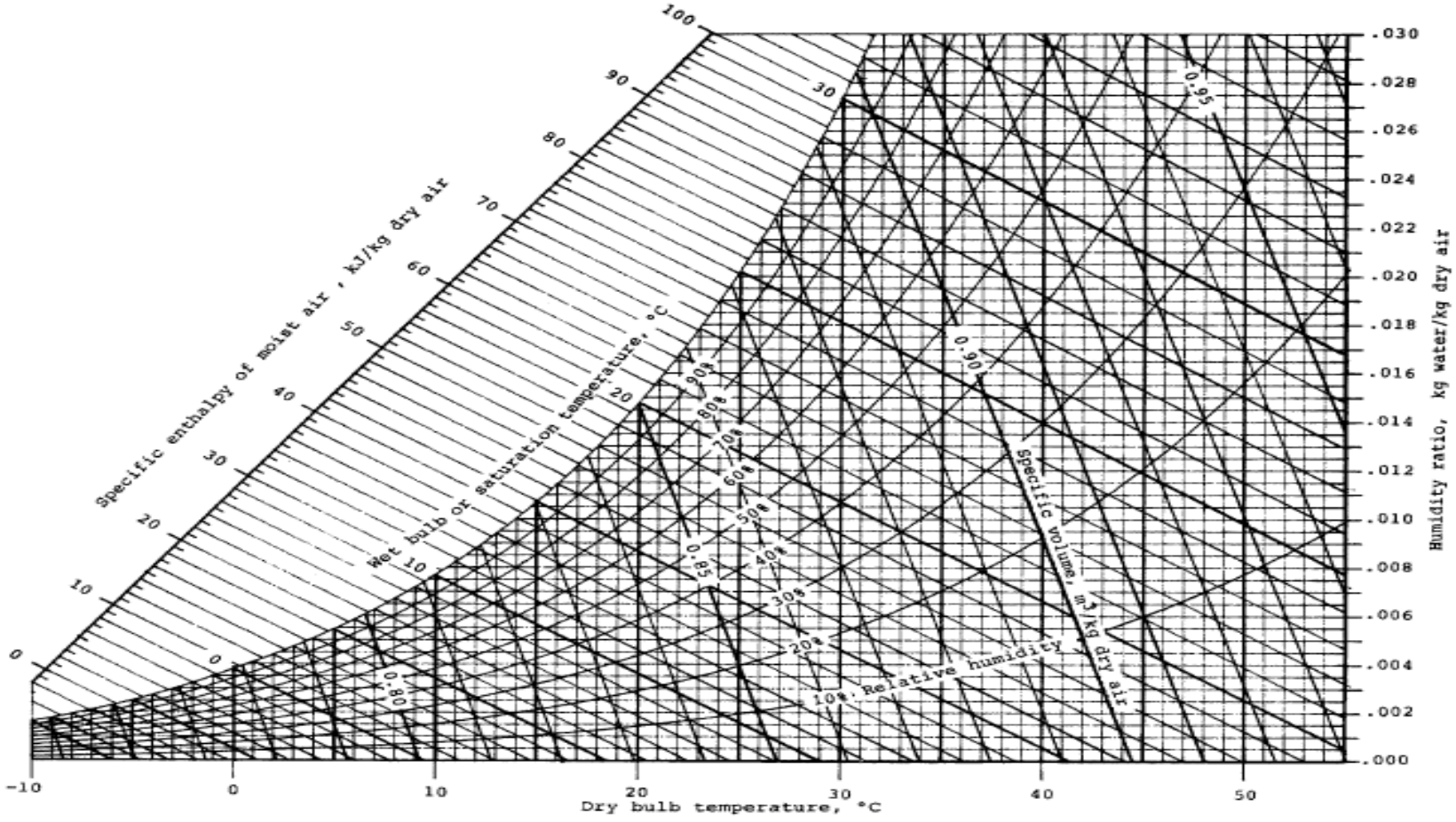
Para cuantificar la cantidad de energía ahorrada con esta mejora, se recomienda comparar la cantidad de energía consumida antes de instalar la mejora con la energía necesaria para el proceso luego de emplear el sistema deshumidificador con electroválvula. Se estima que este valor debe estar cercano al 80%, puesto a que las resistencias del colector solar y de la cámara de secado dejaran de trabajar después de cuatro horas de haber iniciado el proceso.

BIBLIOGRAFÍA

1. Adriano Macas, A. (2012). Absorción y Desorción de Vapor de Agua mediante la utilizacion de las Zeolitas Naturales de la Provincia del Guayas. Guayaquil, Guayas, Ecuador.
2. ASME. (s.f.). Norma ASME seccion VIII. En A. S. Engineers.
3. ASTM. (s.f.). ASTM seccion IV.
4. Delgado Plaza, E. (2014). *Diseño, Modelo Matemático y Construcción de un Secadero Optimizado con Energias Limpias.* Santiago de Compostela.
5. Dyer, A. (1988). *An Introduction to Zeolite Molecular Sieves .*
6. Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1999). Fundamentos de Transferencia de Calor. Mexico.
7. MORAN, M., & SHAPIRO, H. (2005). *FUNDAMENTOS DE TERMODINÁMICA TECNICA.* BARCELONA - ESPAÑA: REVERTÉ S.A.
8. Morante, F. (2004). *Las Zeolitas de la Costa del Ecuador (Guayaquil): Geología, Caracterización y Aplicaciones.* Guayaquil: Ecuador.
9. Pace, G. G. (2000). *Zeolitas: Caracteristicas, propiedades y aplicaciones industriales.* Caracas: Caracas: Editorial Innovation Tecnologica.
10. Rodriguez Fuentes, G. (1987). *Propiedades fisico-químicas y aplicaciones industriales de la Clinoptilolita natural.*
11. S.J., G., & K.S., W. (1967). *Adsorption surface area and porosity .*
12. Villavicencio, M. M., & Sandoval, J. V. (2010). *Diseño y Construccion de un Deshumidificador de Hojuelas de PET para la Extrusora del Laboratorio de Mecanica de Materiales.* Proyecto de Graduacion, Quito.
13. Vizcaino Ramón, B. (1998). *Identificacion y caracterización de la Zeolita natural tipo Clinoptilolita.*
14. White, F. M. (2004). Mecanica de Fluidos Quinta Edicion.

APENDICES

APÉNDICE A: Carta Psicrométrica a 1 atm.



Fuente: (MORAN & SHAPIRO, 2005)

APÉNDICE B: Fórmula típica y propiedades físicas de zeolitas más importantes.

Zeolitas	Formula Típica de Celda Unitaria	Sistema Cristalino	Volumen de Poro	Gravedad Especifica	Dimensión de Canales (Angstrom)	Estabilidad Térmica
Chabasita	$(Na_2, Ca_6)\ (Al_{24}Si_{24}O_{72})\ *40H_2O$	Hexagonal	47	2,05-2,1	3,7 x 4,2	Alta
Clinoptilolita	$(Na_4, K_4)\ (Al_9Si_{40}O_{96})\ *24H_2O$	Monoclínico	39	2,16	3,9 x 5,4	Alta
Ferrierita	$(Na_2, Mg_2)\ (Al_6Si_{30}O_{72})\ *18H_2O$	Ortorrómbico	-	2,14-2,21	4,3 x 5,5 3,4 x 4,8	Alta
Heulandita	$Ca_4(Al_8Si_{28}O_{72})\ *24H_2O$	Monoclínico	39	2,1-2,2	4,0 x 5,5 4,4 x 7,2 4,1 x 4,7	Baja
Laumontita	$Ca_4(Al_8Si_{16}O_{48})\ *16H_2O$	Monoclínico	34	2,2-2,3	4,6 x 6,3	Baja
Mordenita	$Na_8(Al_8Si_{16}O_{48})\ *24H_2O$	Ortorrómbico	28	2,12-2,15	2,9 x 5,7	Alta

Fuente: (Morante, 2004)

Diseño de un Sistema de Recuperación de Calor para una Cámara de Secado Sostenible.

Este proyecto parte del uso de un secador adaptado a un colector solar y un sistema de geotermia de baja temperatura. El aire es expulsado desde el secador hacia el ambiente, por consiguiente se requiere recuperar este aire caliente con la finalidad de disminuir la energía requerida para el calentamiento del mismo.

David Lázaro Quinde
davelaza@espol.edu.ec

Eder Melendrez Vara
rmelendr@espol.edu.ec

David Lázaro, Eder Melendrez, Emérita Delgado, Juan Peralta
Centro de Desarrollo Tecnológico Sustentable CDTS Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción FIMCP
Escuela Superior Politécnica del Litoral Km 30.5 vía Perimetral
davelaza@espol.edu.ec, rmelendr@espol.edu.ec, eadelgad@espol.edu.ec, jperal@espol.edu.ec

Introducción:

Los deshumidificadores son equipos que permiten extraer humedad contenida en el aire. Existen los Deshumidificadores por refrigeración o enfriamiento y los Deshumidificadores a base de desecantes..
Los desecantes son elementos químicos que tienen una gran capacidad para retener y liberar humedad del aire.

Objetivo General:

Diseñar un sistema de recuperación de calor para una cámara de secado sostenible.

Objetivos Específicos:

- Analizar diferentes alternativas de solución para la recuperación del calor de salida proveniente de la cámara de secado.
- Determinar el agente de retención de humedad adecuado para el caso de estudio
- Analizar el comportamiento de la zeolita en la retención de humedad.
- Analizar la capacidad de la zeolita para ceder humedad en un proceso de secado.

Metodología del Diseño

Problemática:

Se pretende aprovechar las propiedades térmicas del aire caliente que es expulsado al ambiente como una posible fuente de energía para el proceso de secado.

Parámetros de Diseño:

- Proceso de secado.
- Propiedades desecantes.
- Análisis tipo de fluido.

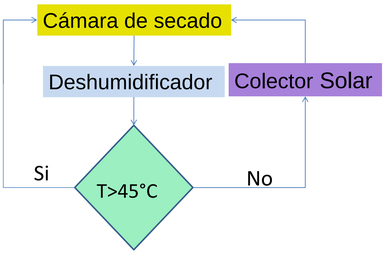
Requisitos de usurario:

El aire que ingresa a cámara de secado debe ser mayor a 35°C con 20% de humedad.

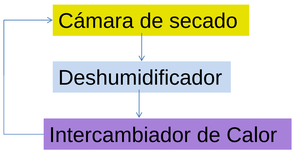
Cámara de secado y colector solar

Generación de alternativas:

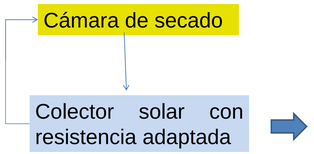
➢ Alternativa 1.



➢ Alternativa 2.



➢ Alternativa 3



Calculo Teórico:

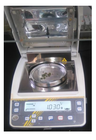
Alternativa 1:
- Análisis de la selección de materiales deshumidificantes.
- Diseño del Deshumidificador

Alternativa 2:
- Dimensionamiento del intercambiador de calor

Alternativa 3:
- Potencia y selección de resistencia eléctrica.

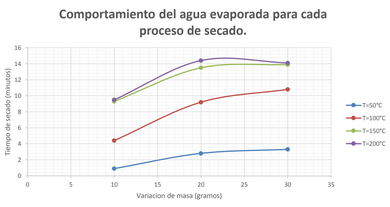
Pruebas experimentales:

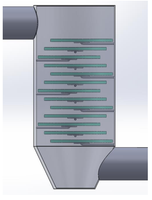
- Muestra de Zeolita utilizada en prueba de hidratación y secado



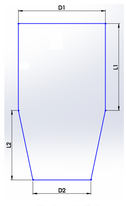
Balanza térmica, balanza estándar y horno utilizados para pruebas de hidratación y secado

Resultados



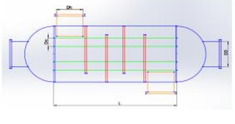


Simulación del fluido con CFDs



- D1=250 mm
- D2=100 mm
- L1=500 mm
- L2=150 mm

Dimensionamiento teórico del deshumidificador



- Dh=75 mm
- Dc=25 mm
- L=370,3 mm
- R=350 W

Dimensionamiento teórico del deshumidificador

Conclusiones:

- La energía que requiere el intercambiador de calor y la resistencia hacen que el deshumidificador sea la opción mas viable.
- La Zeolita es un gran agente filtrante debido a que el diámetro de poros permanece casi constante a diferencia de la sílice gel y el carbón activado.
- A partir de los análisis experimentales se ha determinado que la Zeolita tiene una habilidad de compactarse a medida que se humedece por largo tiempo, por lo cual este factor influye en el diseño del deshumidificador para el espesor de cada bandeja a ubicarse en el interior del mismo.

Referencias:

- Emérita Delgado, 2015, Diseño, Modelo Matemático, y construcción de un secadero optimizado con energías limpias.
- Armando Macas, 2012, Absorción y Desorción de vapor de agua mediante utilización de Zeolitas Naturales de la Provincia del Guayas.
- Fernando Morante, 2004, Las Zeolitas de la costa del Ecuador (Guayaquil): Geología, Caracterización y Aplicaciones.