

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Diseño de Sistema de Calentamiento de Aire y Cámara de
Secado para Paja Toquilla por Recuperación de Energía desde
Hornos Artesanales de Cocción de la Paja”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERA MECÁNICA

Presentada por:

Andrea Jael Boero Vera

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2008

AGRADECIMIENTO

A Dios, a mi Director de Tesis, el Ing. Jorge Duque; a las personas que colaboraron de una u otra forma para la realización de este proyecto, en especial al Ing. Gonzalo Zabala y las personas del Programa para el Desarrollo de la Península de Santa Elena, y, a mis padres por su apoyo incondicional.

DEDICATORIA

A MI MAMÁ Y MI PAPÁ

A MARIO

A JIMMY

A MIS AMIGAS Y AMIGOS

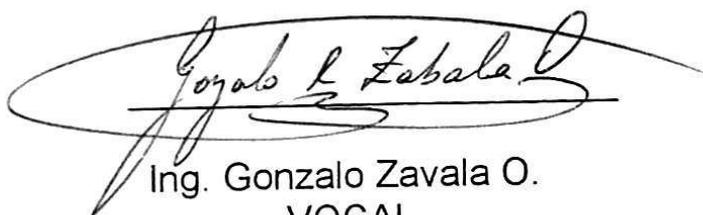
TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Ing. Mario Patiño A.
DELEGADO POR EL
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Jorge Duque R.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Gonzalo Zavala O.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Boero J. Vera', written over a horizontal line.

Andrea Jael Boero Vera

RESUMEN

En la Comuna Barcelona, al norte de la provincia de Santa Elena, se encuentra el Centro Artesanal de Procesadores de Paja Toquilla – CAPPT –; el cual, a través del Programa de Desarrollo de la Península de Santa Elena – PDPSE – de la ESPOL, solicitó el diseño de un sistema que acelere el proceso de secado de la fibra, con el fin de mejorar la calidad del producto final; puesto que en la actualidad un porcentaje importante de la paja toquilla procesada resulta en un producto de baja calidad, con un menor valor de venta.

El presente trabajo expone la ingeniería básica del diseño, la selección de materiales y el análisis de costos, de un prototipo del sistema de calentamiento de aire y cámara de secado de paja toquilla, que aprovecha energía del interior del horno artesanal empleado en la cocción de la misma. El trabajo incluyó el desarrollo de un programa de computador para el diseño.

El diseño térmico y dimensionamiento de los componentes del sistema se efectuó a través de un proceso iterativo, para equilibrar la capacidad de transferencia de calor dada por el arreglo del banco de tubos al interior del horno con el flujo de calor que se requiere ingresar a la cámara de secado. El

trabajo de esta tesis entonces limita la capacidad de secado a la energía extraíble del horno de cocción.

El tipo de secado se realiza por lotes, a través de convección directa entre la fibra de paja toquilla y el aire que circula a su alrededor. El aire se calienta por medio de un intercambiador de calor indirecto del tipo compacto, debido a su economía en su construcción y operación. El fluido para calentar el aire es agua que proviene del intercambiador de calor ubicado al interior del horno, también llamado *intercambiador al fuego*, el cual consta de un banco de 18 tubos de $\frac{3}{4}$ in. de diámetro y 0.9 m de largo, con dos cabezales, uno de entrada y uno de salida del agua. El agua se distribuye a través de un ciclo cerrado

Usando el lenguaje M de MATLAB se desarrolló un programa de computación. Con la aplicación del programa de computadora propuesto es posible realizar el diseño térmico de un sistema similar, o adaptarlo de acuerdo a nuevos requerimientos de operación.

Se efectuó un análisis de costos en el cual se determinó que con la implementación de la solución planteada el periodo de recuperación de la inversión es igual a 3 meses.

Para los parámetros de diseño establecidos del prototipo, el sistema de secado mecánico que se presenta en este trabajo, tiene la capacidad de

extraer el 72% de humedad, de 185 cogollos de paja toquilla en el lapso de 1 hora, al interior de una cámara de 1.22 x 2.44 m.

Si en el futuro se requiere aumentar la capacidad de secado de la cámara (número de cogollos) es posible adaptar el prototipo que se plantea, realizando una combinación con el uso de otra fuente de energía, que puede ser GLP o la instalación de un colector solar para aprovechar la energía en las épocas del año en las que hay mayor radiación solar.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	IV
SIMBOLOGÍA.....	V
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VI
ÍNDICE DE TABLAS.....	VII
ÍNDICE DE PLANOS.....	VIII
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1	
1. GENERALIDADES.....	4
1.1. La Comuna Barcelona.....	5
1.2. Procesamiento de la Paja Toquilla.....	6
1.3. Definición del problema.....	19
1.4. Alternativas de Diseño.....	22
1.5. Selección de la alternativa viable.....	25
CAPÍTULO 2	
2. DISEÑO DE LA CÁMARA DE SECADO.....	30
2.1. El proceso de Secado.....	30
2.2. Consideraciones y parámetros a seguir.....	32
2.3. Cálculo de la capacidad de carga de la Cámara de Secado.....	34
2.4. Intercambiador de calor aire/agua.....	46
2.5. Sistema de Ventilación.....	61

CAPÍTULO 3

3.	Diseño del Intercambiador de calor agua/gases de combustión	66
3.1.	Consideraciones y Parámetros Utilizados	67
3.2.	Dimensionamiento del Intercambiador de Calor.....	72
3.3.	Análisis de los Esfuerzos Térmicos	83
3.4.	Cálculo de la caída de presión total.....	88
3.5.	Selección de la bomba de agua.....	92

CAPÍTULO 4

4.	Modelo Computarizado del Sistema	93
4.1.	Generalidades sobre el software de programación a usar	93
4.2.	Diagramas de flujo del programa de computadora para el diseño..	94
4.3.	Ejecución del programa	98

CAPÍTULO 5

5.	Análisis de Costos	100
5.1.	Costo de Materiales	100
5.2.	Costo de Equipos.....	102
5.3.	Costo de Manufactura.....	103
5.4.	Costo Total	104

CAPÍTULO 6

6.	Conclusiones y Recomendaciones	107
----	--------------------------------------	-----

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

ASTM	American Section of the International Association for Testing Materials
CAPPT	Centro Artesanal de Procesadores de Paja Toquilla
CAPS	Computer Aided Product Selection Software
cfm	Pies cúbicos por minuto
fpm	Pies por minuto
GLP	Gas licuado de petróleo
GUI	Interfaces de usuario
in. col. H ₂ O	Pulgadas de columna de agua
LMTD	Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica
m.s.n.m.	Metros sobre el nivel del mar
Matlab	<i>Matrix Laboratory</i>
Nu	Número de Nusselt
NUT	Número de Unidades de Transferencia
N_T	Número de ramales en cada cabezal
PDPSE	Programa de Desarrollo de la Península de Santa Elena
Pr	Número de Prandtl
psi	Libras por pulgada cuadrada
Ra_D	Número de Rayleigh
Re	Número de Reynolds
rpm	Revoluciones por minuto
SP	Presión estática
St	Número de Stanton
VP	Presión dinámica
ΔP	Caída de presión
ΔT	Cambio de temperatura

SIMBOLOGÍA

a	Ancho
A	Área
α	Área transversal/Volumen total
A_c	Área libre de flujo mínima
A_{fr}	Área Frontal
c_p	Calor específico a presión constante
D	Diámetro
δ	Espesor de aleta
E	Módulo de Young
ε	Eficiencia
f	Factor de fricción
ϕ	Porcentaje de humedad
G	Flujo másico por unidad de área
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección
H	Altura
h_b	Cabezal de la bomba
H_L	Pérdidas
η	Rendimiento
K	Conductividad térmica
K_e	Factor de pérdidas menores
l	Longitud de aleta
m	Masa
\dot{m}	Flujo másico
μ	Viscosidad dinámica
n	Número de cogollos a secar
N_L	Número filas en dirección del aire
ν	Viscosidad cinemática
P	Presión
P_a	Presión parcial del aire seco
P_v	Presión parcial del vapor de agua
Q_m	Calor sensible de la paja toquilla
Q_v	Calor latente para la vaporización de la humedad
Q''_s	Calor perdido a través de la superficie

R	Resistencia al flujo de calor
r_h	Radio hidráulico
ρ	Densidad
S	Espaciamiento de aletas
S_T	Distancia transversal entre tubos
S_L	Distancia entre tubos longitudinal
σ	Área de flujo libre/área frontal
t	Tiempo
T	Temperatura
U	Coefficiente global de transferencia de calor
v	Volumen específico
\dot{V}	Flujo volumétrico
ω	Humedad específica
X	Humedad de un sólido
X_e	Humedad de equilibrio
X_{CRIT}	Humedad crítica
y	Deflexión lateral

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Carludovica Palmata	7
Figura 1.2. Esquema del Procesamiento de la Paja Toquilla	8
Figura 1.3. Desafanado de los cogollos	9
Figura 1.4. Emparejado de los cogollos	9
Figura 1.5. Introducción de cogollos en la paila	10
Figura 1.6. Cocción de los cogollos.....	11
Figura 1.7. Colocación de piedras sobre bastidor de madera	12
Figura 1.8. Remoción de los cogollos de la paila.....	12
Figura 1.9. Colocación de cogollos sobre mesa de caña	13
Figura 1.10. Tendido de cogollos húmedos	13
Figura 1.11. Labor de sacudido de cogollos	14
Figura 1.12. Labor de desprendido de cogollos	14
Figura 1.13. Secado a la sombra	15
Figura 1.14. Soleado	15
Figura 1.15. Clasificación de los cogollos secos.....	16
Figura 1.16. Armado de los tongos	17
Figura 1.17. Almacenamiento del producto final	17
Figura 1.18. Fibra durante el secado (enrollamiento)	20
Figura 1.19. Esquema del Sistema propuesto	27
Figura 2.1. Circuito Térmico del Flujo de Calor.....	44
Figura 2.2. Configuración interna del Radiador.....	50
Figura 2.3. Coeficiente de transferencia y Factor de fricción.....	55

Figura 2.4 Número de Nusselt para flujo laminar en tubos rectangulares.....	55
Figura 2.5 Factor de Fricción para flujos laminares completamente desarrollados en tubos rectangulares	56
Figura 3.1. Vista frontal del Horno.....	69
Figura 3.2. Cámara de combustión del Horno	69
Figura 3.3 Configuración de Intercambiador de Calor	71
Figura 3.4 Configuración del Banco de Tubos.....	71
Figura 3.5. Representación en red del intercambio radiante	78
Figura 3.6. Circuito Térmico	81
Figura 3.7. Flujo de Calor en Tubos del IC	85
Figura 3.8. Sistema de Distribución de Agua.....	91
Figura 4.1. Flujograma del Diseño Térmico del Sistema	95
Figura 4.2. Flujograma del Diseño Térmico del Sistema	96
Figura 4.3. Flujograma del Diseño Térmico del Sistema	97

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Precio de Venta de la Fibra Procesada.....	18
Tabla 2. Matriz de Decisión	25
Tabla 3. Propiedades termodinámicas del Aire Atmosférico	39
Tabla 4. Pérdidas desde la Cámara de Secado hacia el Entorno	45
Tabla 5. Temperaturas del radiador, °C	48
Tabla 6. Propiedades de los fluidos de trabajo	48
Tabla 7. Características de la configuración interna del Radiador	50
Tabla 8. Dimensiones del radiador	52
Tabla 9. Características del Fluido de trabajo, agua.....	68
Tabla 10. Dimensiones del Horno	69
Tabla 11. Características de Tubos de Intercambiador de Calor.....	72
Tabla 12. Pérdidas de Cabezal	90
Tabla 13. Costo Total de Construcción e Implementación	104
Tabla 14. Consumo de Energía Eléctrica.....	105

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1. Ensamble de Tubos	E1
Plano 2. Espejos	E3
Plano 3. Tapas de Espejos Ingreso y Salida	E4
Plano 4. Tapas de Espejos Desviadores	E6

INTRODUCCIÓN

La paja toquilla (*Carludovica palmata*) juega un papel muy importante en la economía doméstica de diversos grupos asentados en los bosques tropicales del Ecuador, los mismos que la utilizan para la construcción de viviendas, la elaboración de artesanías, entre otros usos, constituyéndose en su fuente principal de ingresos. Este es el caso de la Comuna Barcelona, ubicada en la Provincia de Santa Elena, en donde la producción de fibra de paja toquilla, constituye una de sus principales actividades productivas.

A pesar del esfuerzo de los artesanos de Barcelona por optimizar el proceso de producción de la fibra de paja toquilla, subsisten aún problemas en este sistema, dando como resultado un producto de baja calidad, y en consecuencia, esta actividad se vuelve poco rentable para los comuneros.

Es en este ámbito, que el Programa de Desarrollo de la Península de Santa Elena – PDPSE – creado por la ESPOL ha prestado su colaboración a través de la promoción y desarrollo de proyectos económicamente viables y ambientalmente sustentables, con lo cual se aspira solventar la deficiencia tecnológica existente en el procesamiento de la fibra de paja toquilla, mejorando su rendimiento y calidad; impulsando un desarrollo integral de la Comuna Barcelona.

Con estos antecedentes el PDPSE – ESPOL, a través del Componente 4: Capacitación y Asistencia Técnica, me ha solicitado la ejecución de un estudio a fin de diseñar un sistema que permita mejorar el proceso de producción de la fibra de paja toquilla, en particular el proceso de secado.

El propósito principal de este trabajo es proporcionar al CAPPT un prototipo de sistema que acelere el proceso de secado de la fibra de paja toquilla en el menor tiempo posible, con el fin de asegurar alcanzar el nivel de humedad requerido para evitar la presencia de hongos en el tallo. Se espera que luego de corroborar las ventajas que trae la implementación de este sistema, éste sea difundido entre otros grupos de artesanos.

Para llegar a la solución de este problema en particular, primero se hizo investigación acerca del “arte” existente asociado con tecnologías y productos similares.

Adicionalmente se investigó acerca del proceso de producción de la fibra de paja toquilla, en particular el desarrollado en el CAPPT. Posteriormente se efectuó un análisis del problema, lo cual condujo a la selección de la mejor alternativa que ayude a solventar la deficiencia en el proceso de secado; lo cual consta en el Capítulo 1.

En los Capítulos 2 y 3 se detalla el proceso de diseño de la alternativa escogida. El método escogido para el diseño de los elementos del sistema está basado en los principios fundamentales de mecánica de fluidos,

termodinámica y transferencia de calor; esto es debido a la naturaleza del proceso que se busca mejorar. Diseñar un secador consiste en determinar el tipo, las dimensiones y las características de un equipo en el cual, en condiciones definidas, se eliminará agua de un material, hasta un nivel deseado, en un tiempo dado [23].

Los lineamientos básicos para la obtención de un programa de computación que modela el sistema diseñado se presentan en el Capítulo 4. Por medio de este programa es posible obtener la capacidad de secado y las dimensiones de los equipos que constituyen el sistema, previo la introducción de algunos parámetros como son, la cantidad de vapor que se desea extraer de la fibra, las condiciones del aire atmosférico del sitio, entre otros.

Finalmente, el Capítulo 5 presenta un análisis de costos; el cual contiene una base de los precios referenciales de los materiales, equipos y mano de obra requeridos para la construcción de la solución propuesta, además de los costos operativos una vez que ésta haya sido implementada.

CAPÍTULO 1

1. GENERALIDADES

Al Noroeste de la ciudad de Guayaquil, se encuentra la Cordillera Chongón-Colonche, con una extensión de 77 000 hectáreas. En este escenario se asientan las comunidades Barcelona, Loma Alta y el Recinto El Suspiro, con una población aproximada de 5 600 habitantes. Ubicadas a una altitud entre 100 a 180 m.s.n.m., con una temperatura promedio de 22 °C; sus suelos se caracterizan por ser de arcillosos a franco arcillosos. Esta zona produce entre sus principales cultivos de ciclo corto: tomate, maíz, fréjol, sandía y pepino. Entre los de ciclo perenne se encuentra el plátano, maracuyá, tagua y la paja toquilla [13].

Por varias generaciones su población se ha dedicado a la producción y procesamiento de paja toquilla; que por los años 1900 representó el principal centro de producción y venta de éste producto.

El trabajo se divide entre hombres y mujeres; los hombres se dedican a la cosecha y transportación de la materia prima desde la montaña hasta la comunidad; y las mujeres, al procesamiento de la misma, que consiste en limpiar, desvenar, cocinar, secar y armar *bultos*¹ para la venta.

1.1. La Comuna Barcelona

La Comuna Barcelona se encuentra en la Península de Santa Elena, aproximadamente a 200 Km de Guayaquil.

El Centro Artesanal de Procesadores de Paja Toquilla – CAPPT –, con una membresía de 60 familias de esta comunidad, ha recibido asistencia técnica por parte de técnicos de la ESPOL con financiamiento del Programa de Desarrollo de la Península de Santa Elena – PDPSE –, para el mejoramiento de los procesos de cocción, secado y blanqueo, y, en la optimización del uso del recurso leña. El trabajo del PDPSE en Barcelona además incluye entrenamiento y financiamiento en la producción de productos terminados de paja toquilla.

¹ Un bulto equivale a 2976 tallos de paja toquilla.

La paja toquilla que se procesa en Barcelona proviene de plantaciones manejadas. Las áreas de cultivo se encuentran 20 Km al norte de la Comuna Barcelona, en las zonas El Caimito, Cerro Grande y La Naranjita.

1.2. Procesamiento de la Paja Toquilla

La paja toquilla, *Carludovica palmata*, es una de las especies más comunes del género *Carludovica*, pertenece a la familia *Cyclanthaceae* y se asemeja a primera vista a una palma pequeña [13]; las hojas antes del desarrollo se presentan plegadas en forma tubular y se las denomina cogollos hasta que alcanzan su tamaño y se abren en abanico.

La distribución de esta especie es muy amplia, desde las zonas subtropicales hasta las tropicales húmedas al Este y Oeste de los Andes. Crece en suelos húmedos, en áreas alteradas y abiertas en un rango que va desde los 60 hasta los 2 000 m.s.n.m., estas plantas comienzan a producir a los dos ó dos años y medio [3].



Figura 1.1. Carludovica Palmata

El proceso de tratamiento de la paja toquilla consiste de varias etapas, las cuales se resumen en el diagrama de flujo que se presenta a continuación. Posteriormente se realiza una descripción de cada una de las fases del proceso.



Figura 1.2. Esquema del Procesamiento de la Paja Toquilla

Preparación: La paja toquilla procedente de las plantaciones es transportada en camiones hasta las instalaciones del CAPPT. Los productores inician el tratamiento con el *desvene* o *desafanado* (ver Figura 1.3), que consiste en eliminar los filos más verdes y el nervio que tiene la fibra, utilizando unos espinos apropiados (el nervio es usado en la fabricación de techos o es vendida seco, para la fabricación de escobas); luego los tallos son emparejados, trabajo de corte que se realiza manualmente con un machete sobre una base de madera (ver Figura 1.4).



Figura 1.3. Desafanado de los cogollos



Figura 1.4. Emparejado de los cogollos

Se prepara el horno, que consiste de una limpieza del carbón residual y las cenizas, luego se introduce leña en el hogar y se inicia su combustión. En la Figura C.6 del Apéndice C se encuentra un dibujo esquemático de uno de los hornos del tipo artesanal del CAPPT usado en el procesamiento de la fibra.

Cocción: En la paila instalada sobre el hogar del horno se agrega agua hasta alcanzar 48 cm de nivel, siendo el volumen aproximado 0.25 m³. Cuando el agua alcanza el punto de ebullición se procede a colocar la paja para su cocimiento (ver Figura 1.5), con la finalidad de eliminar la clorofila de la planta y por ende, el color verdoso de la misma.



Figura 1.5. Introducción de cogollos en la paila

La cantidad de paja que ingresa a la paila, para cada proceso de cocción, es de 5 *ochos*; esta medida denominada *ocho* equivale a 112 cogollos de paja, por lo tanto la carga en cada proceso es

aproximadamente 560 cogollos (24.80 kg). El tiempo de permanencia de la paja en la paila en el agua en el punto de ebullición es de aproximadamente una (1) hora, período durante el cual el operador remueve la paja con un madero para obtener uniformidad durante el tratamiento térmico (ver Figura 1.6).



Figura 1.6. Cocción de los cogollos

Debido a la baja densidad de la paja, ésta tiende a flotar, por lo que se coloca sobre ésta un bastidor de madera y piedras, logrando de esta manera que la fibra quede bajo el nivel del agua caliente (ver Figura 1.7).



Figura 1.7. Colocación de piedras sobre bastidor de madera

Ecurrido: Una vez cocida la paja, es retirada de la paila (ver Figura 1.8) y colocada sobre una mesa de caña guadua, donde se escurre el agua (ver Figura 1.9).



Figura 1.8. Remoción de los cogollos de la paila



Figura 1.9. Colocación de cogollos sobre mesa de caña

Tendido: Los cogollos húmedos son tendidos en cordeles bajo sombra (ver Figura 1.10).



Figura 1.10. Tendido de cogollos húmedos

Sacudido y desprendido: Los cogollos son sacudidos para que sus hojas húmedas se separen (ver Figura 1.11), y si no se logra con esta acción, se deben desprender manualmente: el operador corta

la fibra mojada con la uña varias veces (ver Figura 1.12), hasta obtener el grado (grosor) necesario. Cabe destacar que para que un sombrero de paja toquilla sea considerado fino, la paja debe quedar como hilo, esto es, el mayor número de fibras en una misma sección: el grado 0 corresponde a 10 fibras en 1 pulgada, grado 1 a 11 fibras en 1 pulgada, grado 2 a 12 fibras en 1 pulgada, y así sucesivamente [3]. Esta tarea demanda mucho tiempo y dedicación.



Figura 1.11. Labor de sacudido de cogollos



Figura 1.12. Labor de desprendido de cogollos

Secado a la sombra: Las fibras delgadas que se cuelgan en cordeles (ver Figura 1.13), se hallan adheridas al pecíolo y se involutan, es decir, se enrollan hacia adentro, formándose de este modo las hebras finas y cilíndricas.



Figura 1.13. Secado a la sombra

Soleado: Esta etapa de exposición al sol se lleva a cabo para disminuir más la humedad y obtener un producto de mejor calidad.



Figura 1.14. Soleado

El tiempo total de secado, con sol brillante es de dos días, y en días nublados puede llegar a ser mayor a tres días. Al cabo de este proceso, el grosor de los cogollos secos varía de 1 a 2 mm.

Un proceso adicional es el *sahumado*, que consiste en blanquear la fibra con los vapores que emana una olla donde se quema azufre. Este proceso se realiza muy poco en el Centro Artesanal de Procesadores de Paja Toquilla (menos del 1% de la producción).

Clasificación: Los cogollos secos, son trasladados al galpón donde se procede a su clasificación en productos de primera y de segunda clase (ver Figura 1.15). Seguidamente se apilan en *tongos*, de 96 cogollos cada uno (ver Figura 1.16).



Figura 1.15. Clasificación de los cogollos secos



Figura 1.16. Armado de los tongos

Almacenamiento: Luego de amarrar los *tercios* (un tercio equivale a 10 *tongos*, esto es aproximadamente 960 cogollos de paja toquilla, equivalente a 42.51 kg.), éstos se almacenan en el piso, listos para su transporte y comercialización (ver Figura 1.17).



Figura 1.17. Almacenamiento del producto final

De los tratamientos de secado y sahumado, dependerá más tarde, la calidad del sombrero u otras artesanías, tanto en el color como en la apariencia, duración, grosor de la hebra, flexibilidad, entre otros.

Por lo tanto existen precios de venta diferenciados para la fibra de paja seca de acuerdo a la calidad de la misma, tal como se muestra en la Tabla 1.

TABLA 1. PRECIO DE VENTA DE LA FIBRA PROCESADA

Descripción	Unidad*	Bulto*
Fibra de buena calidad	\$ 0.06	\$ 180
Fibra de baja calidad	\$ 0.04	\$ 120

*Notas:

Unidad = 1 cogollo de paja toquilla seca.

Bulto = 31 tongos de 96 cogollos cada uno, esto es 2976 cogollos de paja toquilla seca.

Fuentes:

Centro Artesanal de Procesadores de Paja Toquilla. Visita técnica, Octubre 2007.

Proyecto CORPEI – CBI “Expansión de la Fibra Exportable del Ecuador”. Perfil del Producto Paja Toquilla. Mayo 2003.

Cabe resaltar que se han realizado adaptaciones en ciertos hornos para que dispongan de un quemador para el uso de gas licuado de petróleo (GLP); lo que constituye una útil alternativa para cuando escasea el recurso leña, además de ser un combustible más eficiente (con 1 cilindro de GLP de 15 kg. alcanza para 4 *pailadas*).

1.3. Definición del problema

En la actualidad, aproximadamente un 10% de la producción mensual en el Centro Artesanal de Procesadores de Paja Toquilla – CAPPT – resulta en un material de baja calidad, debido a factores relacionados con el secado; cuando las condiciones meteorológicas del sitio favorecen la aparición de hongos en la base del tallo, dando como resultado un producto de menor valor de venta, esto es \$0.04 / cogollo seco, vs. \$0.06 del cogollo de buena calidad [26]. Esta situación se agrava entre los meses de octubre a mayo (hasta el 25% de la producción mensual). Siendo la producción mensual aproximada 40 bultos (5271 kg), las pérdidas (por vender el producto a menor precio) pueden llegar al orden de \$ 600 mensuales, lo cual es un valor significativo para los artesanos de la Comuna Barcelona.

Siendo así, técnicos del PDPSE determinaron que durante el proceso de secado de la fibra, ésta deberá perder alrededor del 72% de la humedad² inicial en 24 horas como tiempo máximo, a fin de evitar la presencia de hongos (ver Apéndice A). Se

² La Humedad está definida en base seca, y es igual a la relación entre la masa de agua contenida en el producto dividida para la masa de material seco, en tanto por ciento.

determinó también que cuando la fibra alcanza ese contenido de humedad (28%) comienza el proceso de enrollamiento.



Figura 1.18. Fibra durante el secado (enrollamiento)

Es por lo tanto necesario disponer de un sistema que acelere el proceso de secado, a fin de asegurar que la fibra alcance el nivel de humedad requerido. Adicionalmente se mejorarían los tiempos de producción, puesto que el secado representa el *cuello de botella* en el procesamiento de la paja toquilla en el CAPPT; ya que, una vez que los cogollos entran en la planta de procesamiento, el tiempo que dura la cocción es de 1 hora aproximadamente, el secado demora entre 2 y 3 días, y la clasificación 2 horas en promedio.

Esto se puede conseguir por medio del secado térmico, con un equipo de secado directo (una cámara de secado); donde, el contacto directo entre los gases calientes y los sólidos se

aprovecha para calentar éstos últimos y separar el vapor de agua de los mismos [27].

La capacidad de secado del sistema propuesto (número de cogollos en una carga) está en función directa del porcentaje de humedad que se quiera extraer de la fibra, que para este caso es igual a 72%.

Las formas en que pueden diferir las soluciones para este problema, es decir, las variables de solución, son: la capacidad de secado (número de cogollos de paja toquilla), el gas que circulará a través de los cogollos de paja toquilla y la disponibilidad de la energía para el secado.

Los criterios a considerar para la selección de la opción más viable son:

- ⊕ Buena calidad del producto. La fibra de paja toquilla una vez que salga del secador debe haber perdido el 72% de la humedad inicial, lo cual es posible notar a simple vista por cuanto las hojas han comenzado a enrollarse; además la fibra debe mantenerse flexible y sin manchas.
- ⊕ Bajo costo total. Esto es la suma del costo de construcción y operación. Este es un factor muy importante puesto que se

espera que el sistema se amplíe y adapte dentro del mismo CAPPT y en otras asociaciones de artesanos en el Comuna Barcelona; para lo cual debe ser accesible en concordancia con el aumento de ingresos que proporcionaría la obtención de un producto de mejor calidad.

- ⊕ Facilidad de operación. Junto con la implementación del sistema que se proponga, el PDPSE dará capacitación al personal para la operación de los equipos; no obstante, la aplicación de sistemas complejos no es lo que se busca con la ejecución de este proyecto.
- ⊕ Seguridad para el operario. Este es un factor muy importante, el cual va ligado a la capacitación para la operación del sistema.

1.4. Alternativas de Diseño

Luego del análisis previo, las alternativas para el secado de la paja toquilla se describen a continuación.

- * *Quemar GLP diluido con aire*

Quemar gas licuado de petróleo – GLP – diluido con aire e ingresar el producto de estos gases a la cámara de secado.

Esta opción presenta algunas ventajas, tales como:

- ⊕ Puesto que la transferencia de calor entre los fluidos (gases de GLP y aire) es directa, el proceso es más eficiente, y por tanto aumenta la capacidad de secado.
- ⊕ Esta alternativa es de fácil implementación, y operación.

Es posible que la calidad del producto se vea afectada por el uso de los gases de combustión del GLP en contacto directo con la fibra, lo cual puede representar una desventaja.

* *Intercambiador de calor GLP / Aire*

Un intercambiador de calor indirecto entre los gases producto de la combustión de GLP, y el aire que ingresará a la cámara de secado. Entre las ventajas se puede citar:

- ⊕ La eficiencia del sistema, en cuanto la calidad del producto final una vez que sale de la cámara de secado,
- ⊕ La facilidad de implementación y operación.

Entre las desventajas se puede citar el poco acceso que los artesanos del CAPPT tienen a este tipo de combustible (GLP), dada las condiciones del lugar y la falta de recursos. Sin embargo, en estos últimos años esta situación ha ido mejorando, según comentarios de los comuneros, por cuanto se espera que en el mediano plazo se propague más el uso

de GLP, en detrimento de la leña, cuya obtención comienza a ser más difícil. Este aspecto también es aplicable a la alternativa anterior.

* *Usar la energía al interior del horno artesanal*

Por medio de un intercambiador de calor colocado al interior de uno de los hornos, calentar un fluido intermedio (agua) que luego calentaría el aire antes de ingresar al secador. El lugar para colocar el intercambiador de calor es al interior de la cámara de combustión; no obstante se pensó en la posibilidad de colocar el intercambiador en la chimenea, pero no se plantea esta opción puesto que ya existe uno ahí, el cual calienta agua para otros usos.

La principal ventaja que conlleva la aplicación de esta opción es que se aprovecha parte de la energía al interior del horno artesanal, lo que implica que no es necesario proveerse de combustible adicional.

La principal desventaja es que la capacidad de secado de este sistema está limitada a la cantidad de energía aprovechable en el interior del horno artesanal.

1.5. Selección de la alternativa viable

Luego de realizar la matriz de decisión (ver Tabla 2) se llegó a la conclusión que el aprovechar la energía al interior del horno artesanal es la mejor opción puesto que representa costos de operación más bajos y da como resultado un producto de buena calidad, que es el principal objetivo que se espera alcanzar con la realización de este proyecto.

TABLA 2. MATRIZ DE DECISIÓN

	Calidad del Producto	Costo Total	Facilidad de Operación	Seguridad	Total
Factor de ponderación	0,35	0,30	0,15	0,20	1
Alternativa 1	2 0.70	2 0.60	4 0.60	4 0.80	2,70
Alternativa 2	4 1.40	2 0.60	4 0.60	4 0.80	3,40
Alternativa 3	4 1.40	4 1.20	3 0.45	4 0.80	3,85

Calificación: 4 Muy bueno, 3 Bueno, 2 Regular, 1 Malo.

Se seleccionó la alternativa 3 como la más viable, puesto que se adapta fácilmente a las necesidades actuales de los artesanos del CAPPT, a pesar de que la capacidad de secado es limitada.

Si en un futuro, gracias al aumento de productividad que trae la implementación de este sistema, los miembros del CAPPT ven necesario la instalación de este sistema en otro de sus hornos, se

propone un software para la determinación y dimensionamiento de los componentes para su aplicación (ver Capítulo 4).

Adicionalmente este sistema puede ser adaptado y combinarlo con alguna de las otras opciones planteadas (que usan GLP) para así aumentar la capacidad de secado del prototipo planteado; una vez que el abastecimiento de GLP sea más seguro al interior de la Comuna Barcelona.

- **Especificaciones de la alternativa seleccionada.-**

Para la implementación de la alternativa seleccionada es necesario contar con lo siguiente:

- ⊕ 1 cámara de secado, recinto en cuyo interior se busca crear un clima artificial, más cálido y seco.
- ⊕ 1 intercambiador de calor en el que se produzca la transferencia de energía entre el agua caliente y el aire usado para el secado. De aquí en adelante se llamará radiador.
- ⊕ 1 ventilador, usado para forzar el aire a pasar a través del radiador para luego ingresar a la cámara de secado.
- ⊕ 1 extractor, ubicado en la parte superior de la cámara para expulsar el aire saturado.

- ⊕ 1 intercambiador de calor entre los gases producto de la combustión al interior del horno artesanal y el agua.
- ⊕ 1 sistema de tuberías más 1 bomba, que conduzcan el agua, en un ciclo cerrado, entre el intercambiador de calor ubicado en el horno y el radiador.

En la Figura 1.18 se muestra un esquema del sistema propuesto, el cual puede ser complementado con la Figura C.1 del Apéndice C - Figuras.

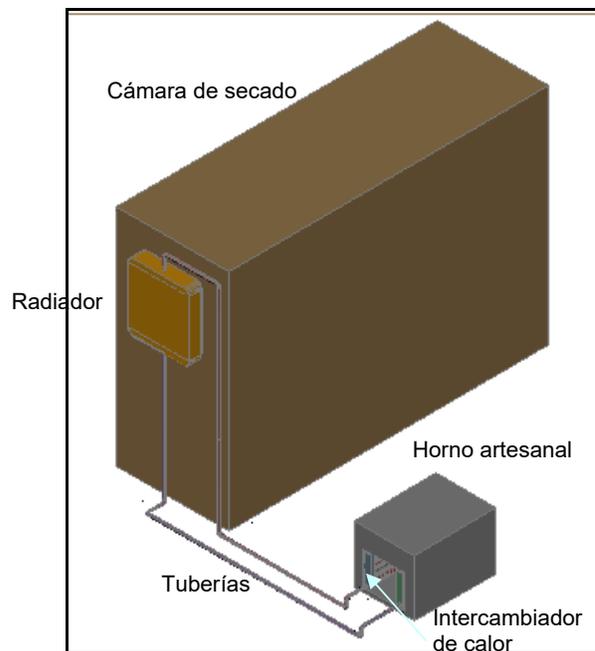


Figura 1.19. Esquema del Sistema propuesto

Según consta en la descripción del procesamiento de la paja toquilla (ver Sección 1.2) el proceso de cocción de una

pailada dura una (1) hora. Siendo la alternativa seleccionada dependiente de la operación del horno, se fija en una (1) hora el tiempo de secado de la fibra de paja toquilla dentro de la cámara.

El objetivo principal en el diseño de este proyecto es retirar la humedad inicial de la fibra, hasta que ésta alcance el 28%, momento en el que empieza el proceso de enrollamiento de las hojas, además con esto se asegura que la paja toquilla no se vea afectada por hongos. Adicionalmente, como la fibra sale de la cámara enrollada, prácticamente se eliminan los procesos de sacudido y desprendido, tareas que requieren mucho tiempo y dedicación.

En conclusión, el sistema será capaz de extraer el 72% de humedad de los cogollos de paja toquilla que ingresen al secado en el lapso de 1 hora.

▪ **Metodología para el diseño de la alternativa seleccionada.-**

Para el dimensionamiento de los componentes del sistema es necesario realizar un proceso iterativo, con el fin de equilibrar la capacidad de transferencia de calor dada por el

arreglo del banco de tubos al interior del horno, y el flujo de calor que se requiere ingresar a la cámara de secado.

Inicialmente se estima el número de cogollos a secar y se determinan las condiciones del aire atmosférico para luego, a través de cálculos psicrométricos, obtener el flujo de aire necesario para evaporar parte de la humedad que contiene la fibra. El flujo de agua se calcula a través del balance de energía en el radiador.

Existen ciertas restricciones en cuanto a la forma y tamaño del intercambiador agua / gases de combustión, debido a las características particulares del horno artesanal, en cuyo interior se ubicará (ver Capítulo 3). Con los parámetros establecidos se determina la cantidad de energía que puede suministrar el arreglo de tubos instalados en el horno. Con este valor se calcula el número real de cogollos que puede ser secado. Luego se repasan los cálculos nuevamente para afinar los resultados obtenidos.

CAPÍTULO 2

2. DISEÑO DE LA CÁMARA DE SECADO

2.1. El proceso de Secado

Un resumen de la teoría del proceso de secado se encuentra en el Apéndice B. Para el caso particular que se está analizando, una breve explicación del proceso termodinámico al interior de la cámara de secado se expone a continuación.

El aire es forzado al interior de la cámara de secado por medio de un ventilador. (Ver Figuras C.1 y C.2). El aire ambiente (punto 1) incrementa su capacidad de absorber humedad al aumentar su temperatura (punto 2) cuando pasa a través del intercambiador de calor; luego circula a través de los cogollos de paja toquilla, hasta llegar al punto de máxima capacidad para absorber agua (punto 3) con la correspondiente disminución de su temperatura, y

finalmente es expulsado por medio de un extractor, colocado en la parte superior del cuarto.

En cuanto a la infraestructura del secador, es de acotar lo siguiente:

- ⊕ La cámara debe construirse sobre cimientos y pisos de concreto.
- ⊕ Las paredes de la cámara deben soportar al techo, y deben estar recubiertas con aislamiento térmico, para minimizar las pérdidas de calor hacia el entorno.
- ⊕ Para no tener dificultad en el control de la temperatura y la humedad relativa, el techo debe ser impermeable, además de estar aislado para reducir la transmisión de calor a los alrededores.
- ⊕ Las puertas de la cámara se requiere que se encuentren bien aisladas y con un buen ajuste de hermeticidad.
- ⊕ El control que se realizará al proceso de secado será manual, a través de un termopar y un higrómetro que servirán para monitorear el clima al interior de la cámara; además se debe instalar pequeñas ventanas de inspección

con el fin de proporcionar acceso visual hacia el interior de la cámara, sin interrumpir bruscamente el proceso.

- ⊕ Los cogollos de paja toquilla deben distribuirse uniformemente, dejando espacio para la circulación del aire caliente a través de toda la carga. Para esto se instalarán cordeles separados una distancia de 25 cm, en los que se colocarán los cogollos distanciados 10 cm.

2.2. Consideraciones y parámetros a seguir

La velocidad a la cual el secado se realiza, está determinada por la velocidad con la que los dos periodos se llevan a cabo; los cuales están definidos tanto por condiciones externas e internas.

Condiciones externas. Se refiere al periodo de velocidad constante de secado, donde la eliminación de agua en forma de vapor de la superficie del material, depende de la temperatura, humedad y flujo de aire, el área de la superficie expuesta y la presión.

Condiciones internas. El movimiento de humedad dentro del sólido es una función de la naturaleza física dentro de éste, su temperatura y contenido de humedad.

Con la elaboración de este proyecto de tesis se busca mejorar las condiciones externas para así, acelerar el proceso de secado.

Uno de estos factores es la temperatura. La elección de la temperatura de secado es muy delicada: una elevada temperatura permite aumentar la velocidad de secado, pero conduce a veces, a la aparición de una costra en la superficie del producto (fenómeno de *case hardening*¹) que dificulta la extracción de humedad; una temperatura demasiado baja aumenta considerablemente el tiempo de operación. La mejor manera de determinar la temperatura de secado es a través de la experimentación; dado que para el caso de estudio, no se dispone de esta información, es necesario estimar este valor a través de la investigación de la literatura técnica sobre el tema [5] [23] [24] [32]. El proceso de secado es fundamental en la calidad del producto, y una temperatura elevada además de producir los efectos negativos antes mencionados, restaría de flexibilidad a la fibra, la cual es una condición muy importante para la elaboración de las artesanías. Tomando en consideración los factores expuestos, y

¹ A medida que el agua va eliminándose, los solutos se desplazan a la superficie del producto. Si las temperaturas son elevadas, la evaporación del agua hace que la concentración de solutos en la superficie aumente, lo que conduce a la formación de una capa superficial dura e impenetrable; por tanto se reduce la velocidad de deshidratación, dando lugar a un producto seco en su superficie pero húmedo en su interior.

en comparación a otros productos que, se fijó la temperatura de secado en 40 °C. No obstante, se recomienda que al inicio de las pruebas de campo del prototipo, se verifique este valor de temperatura, mediante el método de prueba y error.

El contenido final de humedad, así como el tiempo de secado, se establecieron en el capítulo anterior (ver Sección 1.5.1.), esto es, el sistema está diseñado para evaporar el 72% de humedad de la carga, en el periodo de una (1) hora. Con lo cual se asegura cumplimiento con lo propuesto en el desarrollo de este proyecto.

2.3. Cálculo de la capacidad de carga de la Cámara de Secado

Como resultado del proceso iterativo (ver Sección 1.5.2.) se determinó que la cámara de secado será capaz de extraer el 72% de humedad de 185 cogollos de paja toquilla en el lapso de 1 hora.

De los datos presentados en el Apéndice A, se obtiene la masa promedio de un cogollo, m_{cogollo} , igual a 44.28 g, y la cantidad de agua contenida en el mismo, antes de ingresar al proceso de secado, 171.92 g.

Consecuentemente, la masa de total de paja toquilla seca, m_t que entrará al secador es:

$$m_t = n \times m_{\text{cogollo}} \quad (2.1)$$

Donde n = número de cogollos a secar.

Por tanto: $m_t = 185 \times 0.044 = 8.14 \text{kg}$

La cantidad de agua que debe ser evaporada de un cogollo se en el lapso de una hora, se obtiene de la ecuación 2.2.

$$m_{\text{agua_evaporar}} = m_{\text{agua_inicial}} \times \phi_{\text{cogollo_final}} \quad (2.2)$$

Entonces: $m_{\text{agua_evaporar}} = 171.92 \times 0.72 = 123.78 \text{g}$. Por lo tanto, la capacidad de secado del equipo, en kg/h, se obtiene multiplicando el valor anterior por el número de cogollos dividido para el tiempo de operación (1 hora), lo que es igual a: 22.90 kg agua/h.

- **Determinación del Flujo de Aire.-**

Es necesario determinar los tres puntos que describen el proceso termodinámico que se lleva a cabo al interior de la cámara de secado (Ver Figura C.2), para así obtener la cantidad mínima de aire que debe circular alrededor de los cogollos de paja toquilla. Para esto, la carta psicrométrica ofrece grandes ventajas en la determinación de las propiedades del aire húmedo; sin embargo su empleo se limita a la obtención gráfica de éstas, lo que no puede

integrarse al desarrollo de un programa computacional para el diseño de todo el sistema, es por esto que se utilizarán relaciones y ecuaciones desarrolladas con este fin [8].

El aire atmosférico se trata como una mezcla de gases ideales, cuya presión, P , es la suma de la presión parcial del aire seco, P_a y la del vapor de agua, P_v . La presión parcial del vapor de agua en el punto 1 se deriva de la ecuación siguiente:

$$P_{v1} = \phi_1 \times P_{g1} = \phi_1 \times P_{sat_@_T1} \quad (2.3)$$

Siendo ϕ_1 la humedad relativa del aire en el punto 1.

Entonces $P_{v1} = 0.60 \times 3.169 = 1.901 \text{ kPa}$

La humedad específica, ω es la masa de vapor de agua presente en una masa unitaria de aire seco:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V / (R_v T)}{P_a V / (R_a T)} = 0.622 \frac{P_v}{P_a} \quad (2.4)$$

Por lo tanto la relación de humedad en el punto 1 es:

$$\omega_1 = 0.622 \times \frac{1.901}{101.325 - 1.901} = 0.012 \text{ kg}_{-H_2O} / \text{kg}_{-aire_seco}$$

Este valor es igual para el punto 2, puesto que la cantidad de humedad permanece constante desde el punto 1 al punto 2, ya que cuando el aire pasa por el intercambiador de calor, no se le añade ni quita humedad.

La entalpía total del aire atmosférico es la suma de las entalpías del aire seco y del vapor de agua, lo cual deriva en la ecuación 2.5.

$$h = h_a + \omega \cdot h_g \quad (2.5)$$

Puesto que la temperatura del aire está por debajo de 50 °C, entonces el valor de c_p es constante, igual a 1.005 kJ/kg.K, entonces se tiene la ecuación siguiente.

$$h_a = c_p \cdot T \quad (2.6)$$

Luego, la entalpía en el punto 1 es:

$$h_1 = 1.005 \times 25 + 0.012 \times 2547.2 = 55.43 \text{ kJ / kg}_{\text{aire}} \text{ _sec o}$$

Igualmente,

$$h_2 = 1.005 \times 40 + 0.012 \times 2574.3 = 70.834 \text{ kJ / kg}_{\text{aire}} \text{ _sec o}$$

Además, la humedad relativa del aire en el punto 2 ha disminuido, como se puede ver a continuación:

$$\phi_2 = \frac{\omega_2 P}{(0.622 + \omega_2) P_{g2}} = \frac{0.012 \times 101.325}{(0.622 + 0.012) \times 7.384} = 0.2576 = 25.76\%$$

Por medio de las relaciones presentadas anteriormente se logró determinar la temperatura y demás propiedades del aire en el punto 3 ($\phi = 100\%$). El proceso del punto 2 al 3, se denomina enfriamiento evaporativo: cuando se evapora el agua, el calor latente de evaporación se absorbe del cuerpo del agua y del aire circulante, como resultado tanto el agua como el aire se enfrían durante el proceso. Este proceso sigue una línea de temperatura de bulbo húmedo constante en la carta psicrométrica. Puesto que las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante prácticamente coinciden con las líneas de entalpía constantes, puede suponerse que la entalpía de la corriente de aire permanece constante.

En la tabla siguiente se muestra el resumen de las propiedades que definen los tres estados del aire atmosférico en el proceso de secado de la paja toquilla.

TABLA 3
PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AIRE ATMOSFÉRICO

	Punto 1	Punto 2	Punto 3
Humedad relativa, ϕ	60%	26%	100%
Temperatura, T_{bs} °C	25	40	23.6
Humedad específica, ω Kg H ₂ O /kg aire	0.012	0.012	0.019
Entalpía, h kJ/Kg	55.43	70.82	70.82

Con los puntos 1 y 3 se obtiene la cantidad de agua absorbida por el aire, restando los respectivos valores de humedad específica: $\Delta\omega = \omega_3 - \omega_1 = 0.007 \text{ kg}_{-}\text{H}_2\text{O} / \text{kg}_{-}\text{aire}$

Luego, el flujo másico de aire se obtiene a partir de la ecuación 2.7.

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_{\text{agua}_{-}a_{-}\text{evaporar}}}{\Delta\omega} \quad (2.7)$$

Finalmente

$$\dot{m}_a = \frac{22.90 \text{ kg}_{-}\text{agua} / \text{h}}{0.007 \text{ kg}_{-}\text{agua} / \text{kg}_{-}\text{aire}} = 3434 \text{ kg} / \text{h} = 0.95 \text{ kg} / \text{s}$$

Siendo la densidad del aire a 40 °C igual a 1.1181 kg/m³, entonces el caudal volumétrico que debe ingresar al secador

$$\text{es: } \dot{V}_a = \frac{3434}{1.1181} = 3071 \text{ m}^3 / \text{h} = 1799 \text{ cfm} \cong 1800 \text{ cfm}$$

▪ **Determinación de la Transferencia de Calor Total.-**

* *Cálculo del Flujo de Calor Sensible de la Paja Toquilla:*

Considerando que el calor específico de la paja toquilla, c_{pt} es de 1883 J/kg.°C [27], se calcula la cantidad de energía que debe suministrarse para aumentar la temperatura de 25 a 40 °C, es decir el flujo de calor sensible de la paja toquilla, Q_m , por medio de la siguiente ecuación.

$$\dot{Q}_m = \frac{m_t \times c_{pt} (T_d - T_o)}{t} \quad (2.8)$$

Siendo t , el tiempo en el que se llevará a cabo el proceso de secado. El flujo de calor sensible para la paja toquilla, expresado en kJ/h, será:

$$\dot{Q}_m = \frac{8.14 \times 1.883 \times (40 - 25)}{1} = 229.91 \text{ kJ} / \text{h}$$

- * *Cálculo del Flujo de Calor Latente para el Contenido de Humedad:*

El cálculo de este requerimiento energético, Q_v obedecerá a la ecuación 2.9.

$$\dot{Q}_v = \frac{m_t h_{fgw} (H_o - H_f)}{t} \quad (2.9)$$

Siendo:

h_{fgw} , la entalpía de vaporización: 2406.7 kJ/kg agua;

H_o y H_f , Humedad inicial y final de la paja toquilla, en kg agua/kg paja toquilla.

Los valores para la humedad inicial y final, pueden obtenerse de los datos presentados en el Apéndice A, por medio de la ecuación 2.10.

$$H = \frac{(m - m_s)}{m_s} \quad (2.10)$$

Siendo m = masa total en un tiempo determinado y m_s = masa de la paja toquilla seca, en kg.

La masa inicial promedio para un cogollo es de 216.2 g y la masa final, 60.5 g. Por ende:

$$H_o = \frac{(216.2 - 44.28)}{44.28} = 3.88 \frac{kg_agua}{kg_toquilla}$$

y

$$H_f = \frac{(60.5 - 44.28)}{44.28} = 0.37 \frac{kg_agua}{kg_toquilla}$$

Reemplazando los respectivos valores en la ecuación 2.9 se tiene que el flujo de calor latente para la vaporización de la humedad de la paja toquilla es:

$$\dot{Q}_v = \frac{8.14 \times 2407 \times (3.88 - 0.37)}{1} = 68.77 MJ/h$$

* *Cálculo del Flujo de Calor de Secado:*

La tasa de energía requerida para el secado de la carga de paja toquilla dentro de la cámara, se obtiene de la suma del flujo de calor sensible de la paja toquilla y el flujo de calor latente para el contenido de humedad, mostrada en la ecuación 2.11.

$$\dot{Q}_{secado} = \dot{Q}_t + \dot{Q}_v \quad (2.11)$$

$$\text{Entonces: } \dot{Q}_{secado} = 229.91 + 68771.36 = 69.0 MJ/h$$

* *Determinación de las Pérdidas de Calor:*

El calor que se pierde al medio ambiente a través de la cámara puede dividirse en:

- ⊕ Pérdida a través de las paredes, y
- ⊕ Pérdida a través del tumbado

Para el cálculo de las pérdidas de calor a través de las áreas indicadas anteriormente, la ecuación que se usará es la siguiente:

$$Q''_s = U(T_d - T_{amb}) \quad (2.12)$$

Donde:

Q''_s es el calor perdido a través de la superficie, en W/m^2 ;

U es el coeficiente global de transferencia de calor, en $W/m^2.K$;

T_d y T_{amb} son las temperaturas de secado y ambiente, respectivamente, expresadas en °C.

Las dimensiones de la cámara de secado se obtienen en base al número de cogollos y el espaciamiento entre los cordeles y los cogollos, 25 y 10 cm,

respectivamente (ver Sección 1.2). Es así que la cámara de secado es un cuarto de 1.22 x 2.44 m y 2.44 m de altura.

La cámara de secado estará conformada por planchas de acero (1/20" de espesor) sobre una estructura de madera. Las planchas estarán recubiertas por material aislante (poliestireno expandido, 4 1/2") para disminuir las pérdidas de calor hacia el entorno.

En la figura siguiente se muestra el circuito térmico tanto para el flujo de calor a través de las paredes como del techo.

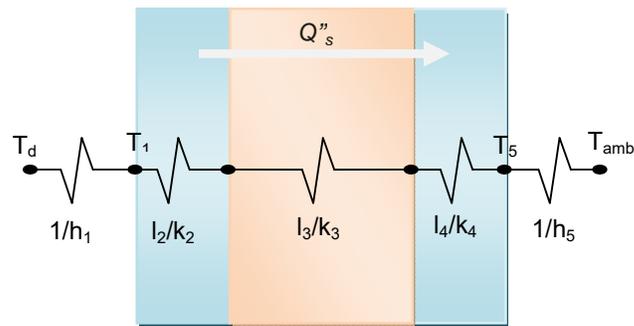


Figura 2.1. Circuito Térmico del Flujo de Calor

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor, se debe considerar las resistencias al paso de calor, de la siguiente forma:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \sum_{i=2}^4 \frac{l_i}{k_i} + \frac{1}{h_5}} \quad (2.13)$$

En la Tabla 4 que se muestra a continuación se encuentran las pérdidas de calor, definidas en Watios, correspondientes a cada una de las superficies (paredes y techo) de la cámara de secado. En el Apéndice D se presenta con mayor detalle los cálculos que se efectuaron para la determinación de estos valores.

TABLA 4. PÉRDIDAS DESDE LA CÁMARA DE SECADO HACIA EL ENTORNO

A través de las paredes	W	77.25
A través del techo	W	12.46
Total	W	89.70

A este valor se le suma un 70% debido a renovaciones de aire, pérdidas de calor a través de la puerta de

entrada del producto y por radiación, con lo cual se tiene:

$$\dot{Q}_{total_p\acute{e}rdidas} = 1.7 \times (89.70) = 152.50W = 548.99kJ / h$$

Finalmente, el requerimiento térmico de la cámara de secado, considerando el calor de secado para una carga de paja toquilla (185 cogollos) y el que se debe reponer por las pérdidas suscitadas durante este proceso, está dado por la ecuación 2.14.

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{secado} + \dot{Q}_{total_p\acute{e}rdidas} \quad (2.14)$$

$$\text{Siendo: } \dot{Q}_{total} = 69001 + 549 = 69.56MJ / h$$

Con un factor de seguridad para el diseño de 1.5, se tiene que:

$$\dot{Q}_{total} = 1.5 \times (69.56MJ / h) = 104.18MJ / h$$

2.4. Intercambiador de calor aire/agua

Los intercambiadores de calor son dispositivos usados para la transferencia de calor entre dos o más fluidos. Los intercambiadores de calor compactos son comúnmente usados en los procesos industriales de ventilación, calentamiento,

refrigeración, aire acondicionado, etc. debido a su economía en su construcción y operación. El intercambiador de calor compacto más empleado es el de tubos aleteados.

Estos equipos son de gran demanda por varias razones: permiten recuperar cantidades de energía más grandes entre las corrientes de proceso y son más versátiles en términos del número de corrientes de proceso que pueden ser manejadas [22].

El diseño de este radiador se basa en datos publicados para intercambiadores de calor compactos. Kays and London, Compact Heat Exchangers [17] contiene información acerca de mediciones de transferencia de calor y caídas de presión para una variedad de pasos circulares y rectangulares, incluyendo tubos circulares, bancos de tubos, aletas rectas, aletas con ondulaciones, entre otras más.

El dimensionamiento del radiador se basa en configuraciones estándar para este tipo de equipos. Es por esto que para su análisis se seleccionó el método NUT (Número de Unidades de Transferencia), para poder analizar el comportamiento de la configuración seleccionada bajo parámetros diferentes de diseño.

Una vez que el sistema haya pasado la fase transiente, teniendo el flujo de agua dentro de un ciclo cerrado, la temperatura de entrada del agua en el radiador es de 70 °C.

TABLA 5. TEMPERATURAS DEL RADIADOR, °C

Temperaturas	Aire	Agua
Entrada	$T_{ai} = 25$	$T_{wi} = 60$
Salida	$T_{ao} = 40$	$T_{wo} = 50$
Promedio	$T_a = 33$	$T_w = 55$

Las propiedades del aire y agua se obtienen a las respectivas temperaturas promedio, T_a y T_w , y se muestran en la siguiente tabla:

TABLA 6. PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO

Propiedades	Aire	Agua
Densidad, ρ	1.14 kg/m ³	985 kg/m ³
Calor específico, c_p	1.007 kJ/kg.K	4.184 kJ/kg.K
Viscosidad dinámica, μ	1.872×10^{-5} N.s/m ²	5.28×10^{-4} N.s/m ²
Viscosidad cinemática, ν	1.644×10^{-5} m ² /s	5.36×10^{-7} m ² /s
Conductividad térmica, k	2.67×10^{-2} W/m.K	0.651 W/m.K
Número de Prandtl, Pr	0.706	3.42

Propiedades tomadas de las referencias 16 y 21.

Se ha asumido que las propiedades se mantienen constantes para el rango de operación. Ésta es una suposición razonable, ya que no existe gran variación para las diferencias de temperaturas de ambos fluidos.

Considerando que se requiere ingresar aire caliente adicional hacia la cámara de secado para suplir las pérdidas energéticas determinadas en la sección anterior, el flujo másico de aire que debe pasar por el radiador es igual a:

$$\dot{m}_a = \frac{Q_{total}}{c_{p,a}(T_{a,o} - T_{a,i})} = \frac{104.18}{1.007 \times (40 - 25)} = 6891 \text{ kg/h} = 1.91 \text{ kg/s}$$

Siendo la densidad del aire igual a 1.14 kg/m^3 , el caudal volumétrico de aire necesario para el secador es:

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = \frac{1.91}{1.14} = 1.67 \text{ m}^3/\text{s} = 3534 \text{ cfm}$$

El flujo másico de agua que circula por el sistema se obtiene de la aplicación de un balance de energía en el intercambiador de calor, entre el fluido frío, el aire, y el fluido caliente, el agua; se considera que existe una transferencia de calor insignificante entre el intercambiador y sus alrededores, así como cambios de energía potencial y cinética despreciables. Entonces:

$$m_w = m_a \times \frac{c_{p,a}}{c_{p,w}} \left(\frac{T_{a,o} - T_{a,i}}{T_{w,o} - T_{w,i}} \right) = 1.91 \times \frac{1.007}{4.19} \times \left(\frac{40 - 25}{70 - 60} \right) = 0.69 \text{ Kg / s}$$

Se seleccionó una configuración de radiador de acuerdo a los tipos que se manufacturan en la ciudad, siendo ésta la que se muestra a continuación:

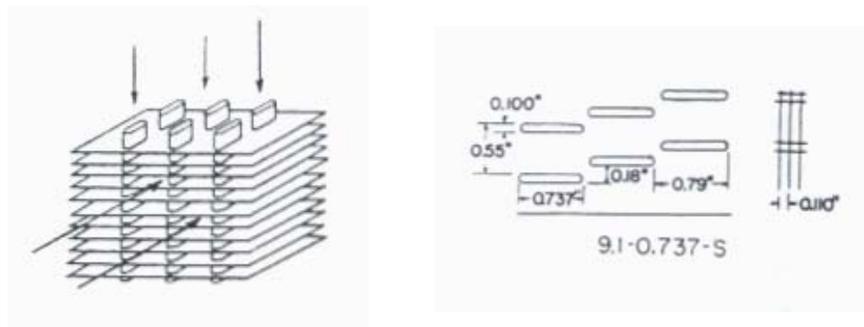


Figura 2.2. Configuración interna del Radiador

Las características de la configuración de intercambiador de calor seleccionada se presentan en la tabla siguiente:

TABLA 7. CARACTERÍSTICAS DE LA CONFIGURACIÓN INTERNA DEL RADIADOR

Del lado del aire	
Radio hidráulico del paso de flujo, $r_{h,a}$	0.0011 m
Área transversal/Volumen total, α_a	735 m ² /m ³
Área de aleta/Área total	0.813
Área de flujo libre/área frontal, σ_a	0.788
Espesor de aleta, δ	0.0001 m

TABLA 7. CARACTERÍSTICAS DE LA CONFIGURACIÓN INTERNA DEL RADIADOR

Material de aleta: cobre, k_c	400 W/m.K
Espaciamiento de aletas, S	0.0028 m
Longitud de aleta, l	0.0057 m
Del lado del agua	
Dimensiones externas de tubo	0.019 m
	0.003 m
Dimensiones internas del tubo	0.018 m
	0.002 m
Distancia transversal entre tubos, S_T	0.0140 m
Distancia entre tubos longitudinal, S_L	0.0201 m
Área frontal de un tubo	2.80E-04 m ²
Área de flujo libre de 1 tubo	3.61E-05 m ²
Periferia interna de 1 tubo	9.83E-04 m ²
Área de flujo libre/área frontal, σ_w	0.129
Área transversal/Volumen total, α_w	138.19 m ² /m ³
Radio hidráulico del paso de flujo, $r_{h,w}$	9.33E-04 m

Especial cuidado debe tomarse al seleccionar las dimensiones del radiador. Las dimensiones fueron inicialmente asumidas y, a través de iteraciones, refinadas hasta obtener los valores, los cuales se ajusten a los requerimientos energéticos y de espacio.

TABLA 8. DIMENSIONES DEL RADIADOR

Ancho, a	26 in	0.660 m
Altura, H	24 in	0.610 m
Número filas en dirección del aire, N_L	4	

Habiendo determinado el número de filas de tubos, N_L , se puede obtener la longitud en la dirección del flujo de aire, L , por medio de la siguiente expresión [16]:

$$L = (N_L - 1) \times S_L + D_f \quad (2.15)$$

Reemplazando los valores de las Tablas 5 y 6, en la ecuación 2.15 se tiene que: $L = (4 - 1) \times 0.0201 + 0.019 = 0.079m = 3.1in$

Las dimensiones del núcleo del radiador se obtienen mediante las ecuaciones siguientes:

$$A_{fr,a} = a \times H \quad (2.16)$$

$$A_{fr,w} = L \times a \quad (2.17)$$

$$V = L \times H \times a \quad (2.18)$$

Estas ecuaciones corresponden al Área Frontal del lado del aire, el Área frontal del lado del agua y el Volumen del radiador,

respectivamente. De acuerdo a las dimensiones determinadas previamente, se obtiene:

$$A_{fr,a} = 0.660 \times 0.610 = 0.403 m^2$$

$$A_{fr,w} = 0.079 \times 0.660 = 0.052 m^2$$

$$V = 0.660 \times 0.610 \times 0.079 = 0.032 m^3$$

Para calcular los coeficientes de transferencia de calor por convección es necesario primero calcular el número de Reynolds del aire y del agua que circulan a través del radiador. El número de Reynolds se encuentra por medio de la ecuación:

$$Re = \frac{4r_h G}{\mu} \quad (2.19)$$

Siendo el flujo másico por unidad de área, G igual a la siguiente expresión:

$$G = \frac{m}{A_c} = \frac{m}{\sigma \cdot A_{fr}} \quad (2.20)$$

Como resultado, para el aire se obtiene lo siguiente:

$$G_a = \frac{m_a}{A_c} = \frac{m_a}{\sigma_a \cdot A_{fr,a}} = \frac{1.91}{0.788 \times 0.403} = 6.03 \text{ kg/s.m}^2,$$

$$Re_a = \frac{4r_{ha} G_a}{\mu_a} = \frac{4 \times 0.0011 \times 6.03}{1.872 \times 10^{-5}} = 1356;$$

y para el lado del agua:

$$G_w = \frac{m_w}{A_c} = \frac{m_w}{\sigma_w \cdot A_{fr,w}} = \frac{0.69}{0.129 \times 0.052} = 102.8 \text{ kg/s.m}^2$$

$$\text{Re}_w = \frac{4r_{hw} G_w}{\mu_w} = \frac{4(9.33 \times 10^{-4}) \times 102.8}{5.28 \times 10^{-4}} = 726$$

En ambos casos, G está basado en el área libre de flujo mínima, A_c .

Los coeficientes de convección interno (lado del agua) y externo (lado del aire) para el radiador se determinan a través de las ecuaciones que se presentan a continuación.

Para el lado del aire:

$$h_a = St \cdot G_a \cdot c_{p_a} \quad (2.21)$$

Para el lado del agua:

$$h_w = \frac{Nu \cdot k}{4r_{hw}} \quad (2.22)$$

El número de Stanton y el factor de fricción del aire, f , para la geometría seleccionada previamente, se obtienen de forma gráfica [17].

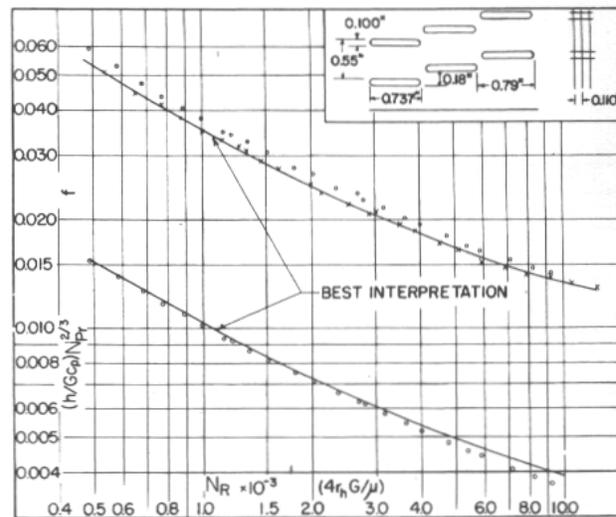


Figura 2.3. Coeficiente de transferencia y Factor de fricción

Para el lado del agua, se determinan el número de Nusselt y el factor de fricción, por medio de la Figura 2.4 y Figura 2.5, respectivamente [17].

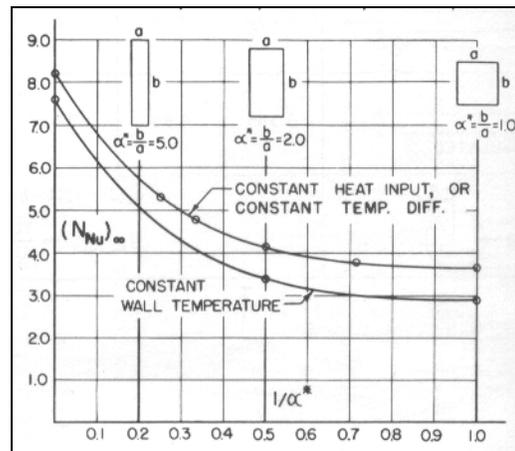


Figura 2.4 Número de Nusselt para flujo laminar en tubos rectangulares

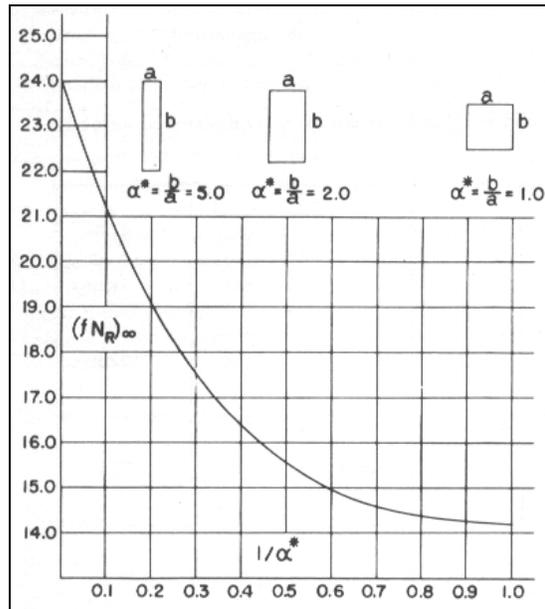


Figura 2.5 Factor de Fricción para flujos laminares completamente desarrollados en tubos rectangulares

Consecuentemente, reemplazando los respectivos valores en las ecuaciones 2.21 y 2.22, se obtiene:

$$h_a = St.G_a.c_{p,a} = 0.0113 \times 6.03 \times 1007 = 68.97 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \text{ y}$$

$$h_w = \frac{Nu.k}{4r_{hw}} = \frac{6.3 \times 0.651}{4(9.33 \times 10^{-4})} = 1100.02 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

El rendimiento de una sola aleta se expresa mediante la ecuación 2.23.

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (2.23)$$

Donde el parámetro de efectividad de la aleta, m , viene dado a través de la expresión siguiente:

$$m = \sqrt{\frac{2h_a}{k_c \delta}} \quad (2.24)$$

$$\text{Entonces: } m = \sqrt{\frac{2 \times 68.97}{400 \times .0001}} = 58.26 m^{-1} \text{ y}$$

$ml = 58.26 \times 0.0057 = 0.33$, por tanto la eficiencia de la aleta es:

$$\eta_f = \frac{\tanh(0.33)}{0.33} = 0.96$$

La eficiencia global de la superficie, η_o , que caracteriza el arreglo de aletas y la superficie base a la que se une, se determina a partir de la relación 2.25.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (2.25)$$

$$\text{Por lo tanto: } \eta_o = 1 - 0.813 \times (1 - 0.96) = 0.97$$

Para conocer el área de transferencia de calor es necesario determinar el coeficiente global de transferencia de calor, U .

Omitiendo la resistencia de la pared del tubo, puesto que es mínima; este coeficiente está dado por la ecuación:

$$\frac{1}{U_a} = \frac{1}{\eta_o h_a} + \frac{1}{(\alpha_w / \alpha_a) h_w} \quad (2.26)$$

Reemplazando cada uno de los elementos de la ecuación se obtiene:

$$\frac{1}{U_a} = \frac{1}{0.97 \times 68.97} + \frac{1}{(138.19/735) \times 1100.02} = 0.0198 m^2 \cdot K / W$$

$$\text{Entonces: } U_a = 50.60 W / m^2 \cdot K$$

Para el análisis del desempeño de la configuración de radiador seleccionada, en base a los requerimientos del sistema, se calculará la eficiencia del equipo. Las fórmulas necesarias para el cálculo de la eficiencia ε , se derivan de la obtención del área, como se presenta a continuación.

El área requerida de la superficie de transferencia de lado del aire se obtiene a través de la siguiente ecuación:

$$A_a = \alpha_a \times V \quad (2.27)$$

$$\text{Siendo } A_a = 735 * 0.032 = 23.35 m^2$$

Entonces el Número de Unidades de Transferencia, NUT está dado en la ecuación 2.28.

$$NUT = \frac{A_a \cdot U_a}{C_{\min}} \quad (2.28)$$

en donde, la Capacitancia de transferencia mínima, C_{\min} corresponde a la del aire, 1928 W/K; es así que

$$NUT = \frac{23.35 \times 50.60}{1928} = 0.61$$

La eficiencia del radiador se determina utilizando la ecuación 2.29.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \cdot \exp[-NUT(1 - C_r)]} \quad (2.29)$$

$$\text{Esto es: } \varepsilon = \frac{1 - \exp[-0.62 * (1 - 0.67)]}{1 - 0.67 \exp[-0.62 * (1 - 0.67)]} = 0.41$$

Un valor igual a 41% en la eficiencia global del radiador, es considerado aceptable, de acuerdo a los requerimientos del sistema, en especial, la temperatura de salida del aire. Es de notar, que aumentando el número de filas de tubos, se puede alcanzar una eficiencia mayor, en detrimento de la presión del aire.

▪ **Caída de Presión.-**

Despreciando las pérdidas debido a entradas y salidas, que suelen ser valores muy pequeños para este tipo de superficies y geometría de intercambiador, la caída de presión se deriva de la ecuación siguiente.

$$\frac{\Delta P}{P_i} = \frac{G^2 v_i}{2 P_i} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{v_o}{v_i} - 1 \right) + f \frac{A}{A_c} \left(\frac{v_b}{v_i} \right) \right] \quad (2.30)$$

Siendo el fluido de trabajo, agua, se puede considerar constante el volumen específico, v .

Adicionalmente:

$$\frac{A}{A_c} = \frac{L}{r_h} = \frac{0.079}{9.33 \times 10^{-4}} = 84.67$$

Por consiguiente, al reemplazar los respectivos elementos en la ecuación 2.30, se tiene:

$$\Delta P = \frac{G^2}{2} v f \frac{L}{r_h} = \frac{(102.8)^2}{2} \times \frac{1}{985} \times 0.031 \times 84.67 = 12.51 Pa$$

2.5. Sistema de Ventilación

Para mover el aire a través del sistema es necesario aportar energía para vencer las pérdidas de carga, para esto se hará uso de un ventilador. Los ventiladores que se emplean comúnmente se pueden dividir en dos tipos: axiales y centrífugos. Los ventiladores se pueden disponer con variedad de posiciones de descarga y con rotación del impulsor, ya sea en el sentido de las agujas del reloj o viceversa.

Se ha seleccionado un ventilador centrífugo para esta aplicación por cuanto éstos presentan una mayor resistencia a la erosión que provoca el polvo en suspensión; adicionalmente pueden tolerar las fluctuaciones de temperatura, así como temperaturas mucho más elevadas que los ventiladores axiales.

▪ **Determinación de la presión estática requerida por el ventilador.-**

El caudal volumétrico de aire, \dot{V}_a que debe ingresar a la cámara es 3534 cfm. De catálogos de ventiladores centrífugos con esa capacidad de carga, se obtuvieron las medidas generales de la sección transversal de salida de flujo, con lo cual se puede estimar la velocidad del aire, a través de la relación siguiente.

$$V = \frac{\dot{V}_a}{A} \quad (2.31)$$

Entonces la velocidad del aire a la salida del ventilador, V_1

$$\text{es: } V_1 = \frac{3534}{(21 * 16) / 144} = 1492 \text{ fpm}$$

En tanto, que el cabezal dinámico, VP_1 que se obtiene de la ecuación 2.32.

$$VP = \left(\frac{V}{4005} \right)^2 \quad (2.32)$$

$$\text{Por lo tanto, } VP_1 = \left(\frac{1492}{4005} \right)^2 = 0.14" H_2O$$

El ventilador debe vencer todas las pérdidas para hacer circular el aire caliente. Estas pérdidas corresponden a la suma de las siguientes caídas de presión:

⊕ Pérdida en la expansión (campana)

La unión entre el ventilador y el radiador es una campana, de 12 pulgadas de longitud, con un ángulo θ de 12° , es así que a partir de la Figura C.3, el coeficiente de pérdida por fricción debido a un cambio de área gradual, F_a es 0.31. Luego, las pérdidas se derivan de la ecuación siguiente.

$$H_L = F_a.VP \quad (2.33)$$

De lo cual, $H_L = 0.31 \times 0.14 = 0.043'' H_2O$

El área del radiador, A_2 es 624 in^2 (4.33 ft^2), por tanto la velocidad en esta sección V_2 es 816 fpm , y el cabezal dinámico VP_2 es $0.041'' H_2O$.

⊕ Caída de presión en el radiador

Corresponde al 1 % de la presión de entrada al equipo [17]. Esto es $0.0004'' H_2O$.

⊕ Pérdida debido a la expansión de ingreso a la cámara

El área de la cámara, A_3 , es 3.03 m^2 (32.57 ft^2), por tanto la velocidad del aire que circula en su interior, V_3 es 108.5 fpm y el cabezal dinámico, VP_3 igual a $0.001 \text{ in col.H}_2\text{O}$. La reganancia R , para una expansión abrupta (90°), siendo la relación de áreas $2.6:1$, corresponde a 0.22 (Ver Figura C.4). Las pérdidas se pueden calcular con la siguiente fórmula:

$$H_L = \Delta PV - R(\Delta PV) \quad (2.34)$$

por lo tanto:

$$H_L = (0.041 - 0.001) - 0.22(0.0418 - 0.001) = 0.032'' H_2O$$

⊕ La resistencia de los cogollos

La toquilla en la secadora produce una resistencia al aire, creando una presión estática que reduce la capacidad del ventilador. En la literatura no se encontró un valor para este valor en la caída de presión, pero basado en trabajos de diseño de sistemas de secado para otro tipo de materiales, se estima que esta resistencia corresponde a 0.27 in col.H₂O.

Sumando cada uno de los valores determinados previamente, la pérdida total del sistema es 0.275 in col.H₂O.

Finalmente la presión estática del ventilador centrífugo que impulsa el aire dentro de la cámara de secado es igual a la suma de la cabezal dinámico del ventilador y las pérdidas totales, entonces: $SP_T = PV_1 + H_{LT} = 0.414" H_2O$.

▪ Selección del ventilador.-

La selección del ventilador y extractor, más apropiados para el sistema, en función de los requerimientos de carga y desempeño: Q_a 3534 cfm (6028 m³/h) y $SP_T = 0.531$ in col.H₂O (13.48 mm) se efectuó a través de las curvas características de estos equipos, desarrolladas por el fabricante de equipos de aire y de control, Airprotek S.A.

Del catálogo de Equipos Anzola se seleccionó el ventilador centrífugo modelo CB-505. La potencia de bombeo del ventilador se obtiene a partir de la siguiente relación dada por el fabricante.

$$BHP = \frac{Q_a \times SP_r}{270000 \times Rend} \quad (2.35)$$

Donde *Rend.* es el rendimiento del equipo (ver Apéndice F. Características Técnicas de Equipos).

$$\text{Entonces: } BHP = \frac{3534 \times 0.414}{270000 \times 0.53} = 0.44Hp$$

La potencia instalada, considerando un acople directo es igual a: $Pot = BHP + 15\% = 0.51Hp$

En la parte superior de la cámara de secado se encuentra un extractor por donde sale el aire saturado. Del catálogo de equipos Anzola se seleccionó el extractor del tipo axial, modelo DA-300-6-305°, con un motor de ¼ Hp y 1700 rpm.

En el Apéndice F se presentan las fichas técnicas de estos equipos.

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR AGUA/GASES DE COMBUSTIÓN

Los intercambiadores de calor donde dos fluidos están en contacto directo uno con el otro, se denominan *intercambiadores directos*. Los intercambiadores de calor en los cuales los dos fluidos están separados uno del otro por una pared divisora a través de la cual se transporta el calor, se denominan *intercambiadores indirectos*. La pared que los separa proporciona el área de transferencia de calor. Cuando se usan intercambiadores calentados por gases de combustión se denominan *intercambiadores al fuego*.

3.1. Consideraciones y Parámetros Utilizados

▪ Metodología.-

Para el diseño del intercambiador de calor gases de combustión / agua, se ha empleado el método LMTD (*Log Mean Temperature Difference* o Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica), puesto que con el conocimiento de las temperaturas de entrada y salida y el flujo másico de los fluidos (presentados en el capítulo anterior) es posible determinar el área de transferencia de calor. Además, cabe señalar que con este método se facilita el uso de programas de computadora para modelar su diseño.

El área de transferencia de calor del intercambiador de las dimensiones del horno artesanal de paja toquilla. No obstante, se ha trabajado en base a los siguientes supuestos:

- ⊕ El coeficiente total de transferencia de calor es constante,
- ⊕ El flujo másico del fluido permanece constante,
- ⊕ El calor específico es constante sobre toda la trayectoria,
- ⊕ No hay cambios de fase en el sistema.

▪ **Parámetros Utilizados.-**

Se estima que la temperatura de los gases de combustión dentro del horno alcanza los 550 °C. Adicionalmente en la Tabla 9, se resumen los parámetros del fluido de trabajo presentados en el capítulo anterior.

TABLA 9.
CARACTERÍSTICAS DEL FLUIDO DE TRABAJO, AGUA

Flujo másico, \dot{m}_w	0.69 Kg/s
Temperatura de entrada, T_{bi}	50 °C
Temperatura de salida, T_{bo}	60 °C

Como se estableció previamente, el presente trabajo busca solventar la necesidad de los miembros del Centro Artesanal de Procesadores de Paja Toquilla, de mejorar el proceso de secado de la fibra posterior a su cocción. Dentro de la planta cuentan con tres hornos, de los cuales se ha seleccionado el que opera más horas al día, para que este sistema sea implementado. En la Figura C.6 se presenta un diagrama esquemático de un horno artesanal para la cocción de la fibra de toquilla. El referido horno tiene las dimensiones especificadas en la Tabla 10, y se muestra en las Figuras 3.1 y 3.2.

TABLA 10. DIMENSIONES DEL HORNO

Ancho	45 cm
Altura	36 cm
Profundidad	90 cm

**Figura 3.1. Vista frontal del Horno****Figura 3.2. Cámara de combustión del Horno**

- **Descripción del Intercambiador de Calor.-**

Para el caso de presente proyecto, se procede a diseñar un intercambiador de calor del tipo 'Intercambiadores al fuego'. De esta forma, el proceso de transferencia de calor, se llevará a cabo desde los gases de combustión hacia el haz de tubos, y desde estos al agua que circula por su interior, obteniéndose así el efecto de recuperación energética deseado.

Cabe señalar que el dispositivo ha sido diseñado para ser acoplado a dimensiones preestablecidas, por cuanto existe un espacio disponible para su instalación. En la Figura 3.2 se observa que parte de la paila donde se cocina la fibra, se ubica al interior de la cámara de combustión (ver Figura C.6). Siendo así, existe una limitante en cuanto al espacio en el cual podrá instalarse el intercambiador, y por ende, la configuración, las dimensiones y capacidad de transferencia de calor del mismo. Consecuentemente se dispuso que la configuración del intercambiador de calor se compone de dos cabezales para el ingreso y salida del fluido de trabajo; los mismos que se ubican hacia las paredes laterales del horno. En la figura que se presenta a continuación se muestra la configuración propuesta para el intercambiador de calor.

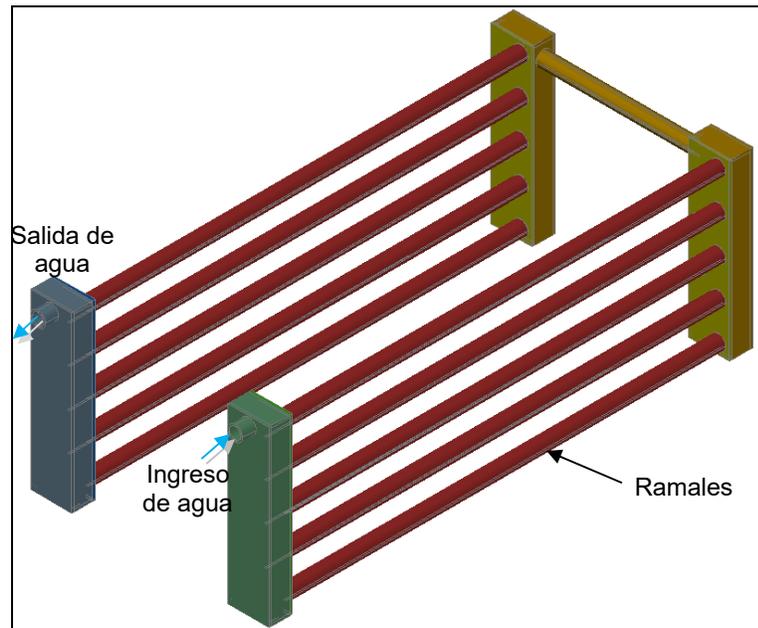


Figura 3.3 Configuración de Intercambiador de Calor

Por último, se ha dispuesto un arreglo triangular (ver Figura 3.4) para la disposición de los tubos, lo cual permite albergar un mayor número de ellos, adicionalmente se obtienen mayores coeficientes de película; siendo la distancia centro a centro igual a 1.25 veces el diámetro externo del tubo [34].

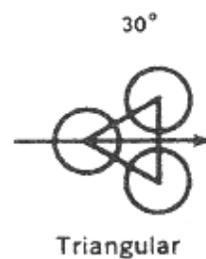


Figura 3.4 Configuración del Banco de Tubos

A continuación se presenta el diseño de detalle del Intercambiador de Calor, así como también los fundamentos técnicos aplicados.

3.2. Dimensionamiento del Intercambiador de Calor

El número de ramales en cada cabezal, N_T se puede obtener dividiendo la altura del horno para la distancia centro a centro de los tubos, menos la unidad. Para el caso expuesto el número de ramales es igual a 9, por tanto el número de tubos es 18.

El diámetro nominal de los tubos es el diámetro exterior real de los tubos. Para esta aplicación el diámetro de los tubos, d , es $\frac{3}{4}$ in.

Un resumen de las características de los tubos se presenta a continuación.

TABLA 11
CARACTERÍSTICAS DE TUBOS DE INTERCAMBIADOR DE CALOR

Parámetro	Unidad	Valor
Material	-	Acero A53
Diámetro Nominal	in	$\frac{3}{4}$ ISO 65 LIGHT 2
Calibre	-	Cédula 40
Diámetro Interno, D_i	mm	20.9
Diámetro externo, D_o	mm	26.7
Longitud, L	mm	800
Conductividad, k	W/m.K	16

▪ **Cálculo del Coeficiente de Convección Interno.-**

El mecanismo de transferencia de calor desde las paredes internas del tubo hacia el agua que circula al interior de los mismos es la convección forzada, puesto que el movimiento relativo entre el agua y la superficie interna del tubo se mantiene por medios externos.

A continuación para estimar el coeficiente de transferencia de calor por convección para la condición de flujo en un tubo, se hace uso de las correlaciones correspondientes [16].

Las propiedades del agua se calculan a la temperatura promedio, T_b , que es igual a 55 °C:

$$\rho = 987 \text{ kg/m}^3, \quad c_{pw} = 4.187 \text{ kJ/kg.K}, \quad \mu = 4.84 \times 10^{-4}, \\ \nu = 4.91 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}, \quad k = 0.658 \text{ W/m.K}, \quad Pr = 3.07$$

Para calcular el coeficiente de convección interno es necesario antes, calcular el número de Reynolds, con la ecuación 3.1.

$$Re = \frac{4 \dot{m}_w}{N_T \pi D_i \mu} \quad (3.1)$$

Con lo que se obtiene:

$$\text{Re} = \frac{4 \times 0.69}{9\pi \times 0.0209(4.84 \times 10^{-4})} = 9683$$

En consecuencia, el flujo es turbulento. Además, con $(L/D) = 38.3$, es razonable suponer condiciones completamente desarrolladas en $x = L$.

El factor de fricción, f se obtiene a través de la siguiente correlación empírica:

$$f = (0.79 \ln \text{Re} - 1.64)^{-2} \quad (3.2)$$

Siendo el resultado: $f = (0.79 \times \ln 9683 - 1.64)^{-2} = 0.032$

De aquí, a partir de la ecuación 3.3.

$$\bar{Nu}_D = \frac{(f/8)(\text{Re} - 1000) \text{Pr}}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)}; \quad (3.3)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0.5 \leq \text{Pr} \leq 2000 \\ 3000 \leq \text{Re}_D \leq 5 \times 10^6 \end{array} \right]$$

Se obtiene:

$$\bar{Nu}_D = \frac{(0.032/8)(9683 - 1000) \times 3.07}{1 + 12.7(0.032/8)^{1/2}(3.07^{2/3} - 1)} = 55.98$$

A través de la ecuación 3.4 se obtiene el coeficiente de convección:

$$\bar{h}_i = \frac{\bar{Nu}_D \cdot k}{D_i} \quad (3.4)$$

Y es igual a: $\bar{h}_i = \frac{55.98 \times 0.658}{0.0209} = 1762 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

▪ **Cálculo del Coeficiente de Convección Externo.-**

La transferencia de calor por convección implica el transporte de calor a través de una fase y el mezclado de porciones calientes y frías de un fluido. Puesto que el movimiento de los gases de combustión se debe exclusivamente a una diferencia de densidades originada por diferente calentamiento, se trata de convección natural; siendo así se utilizan las correlaciones correspondientes.

Por medio de iteraciones, con las ecuaciones para convección libre alrededor de un tubo horizontal y un balance energético se determinó que la temperatura superficial externa de los tubos, T_s es de 93 °C.

Las propiedades de los gases de combustión se consideran equivalentes a las del aire, a la temperatura de película, $T_f = (T_s + T_{oo}) / 2 = 322 \text{ °C} = 595 \text{ K}$:

$$\rho = 0.585 \text{ kg/m}^3, c_p = 1.050 \text{ kJ/kg.K}, \mu = 3.04 \times 10^{-5},$$

$$\nu = 5.19 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}, k = 0.05 \text{ W/m.k}, \alpha = 7.577 \times 10^{-5},$$

$$Pr = 0.684, \beta = 1.68 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

El coeficiente de convección externo h_o se puede obtener del conocimiento del número de Rayleigh, Ra_D ; a través de la ecuación siguiente.

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_\infty - T_s)D^3}{\nu\alpha} \quad (3.5)$$

Al reemplazar en la ecuación 3.5 los respectivos valores se obtiene:

$$Ra_D = \frac{9.8 \times (1.68 \times 10^{-3}) \times (823 - 366) \times 0.0267^3}{(5.19 \times 10^{-5})(7.577 \times 10^{-5})} = 3.65 \times 10^4$$

La correlación apropiada para un flujo sobre un cilindro horizontal está dada por la expresión a continuación.

$$\bar{Nu}_D = \left[0.60 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0.559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2; Ra_D \leq 10^{12} \quad (3.6)$$

$$\text{Entonces: } \bar{Nu}_D = \left[0.60 + \frac{0.387(3.65 \times 10^4)^{1/6}}{\left[1 + (0.559 / 0.684)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 = 5.98$$

De aquí, reemplazando los valores correspondientes en la ecuación 3.4, el coeficiente externo de convección es:

$$\bar{h}_o = \frac{k}{D} \bar{Nu}_D = \frac{0.05}{0.0267} \times 5.98 = 10.43 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

▪ **Transferencia de Calor por Radiación.-**

También se ha considerado la radiación entre las paredes y piso del horno, con los tubos del intercambiador. Teniendo el intercambiador dentro del horno, es válido suponer que las paredes interiores del horno (una vez que el sistema se encuentre en estado estable) son superficies *rerradiantes*. Estas superficies se caracterizan por una transferencia neta de radiación cero.

Se supone que las paredes laterales del horno actúan como *rerradiadores* a una temperatura uniforme, T_R . Suponiendo que el piso y los tubos son superficies negras, el esquema de flujo de calor sería como sigue:

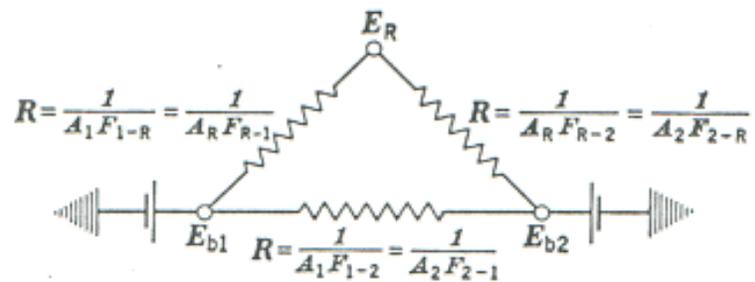


Figura 3.5.
Representación en red del intercambio radiante

Por lo tanto la transferencia de calor adicional corresponde a la siguiente ecuación.

$$q_r = A_1 F_{1-2} \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (3.7)$$

Siendo:

σ la constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)

F_{1-2} el factor de forma entre las dos superficies (Ver Figura C.7); que para el caso particular, es equivalente a la conductancia efectiva entre las dos superficies [21].

Se considera al piso del horno como la superficie 1 y al banco de tubos como la superficie 2. Entonces:

$$q_r = 0.405 \times 1 \times (5.67 \times 10^{-8}) (823^4 - 366^4) = 10122 \text{ W}$$

Para poder obtener el coeficiente global de transferencia de calor, se hace necesario ajustar el modo de radiación de

forma similar a la convección; linealizando la ecuación de la velocidad de la radiación, haciéndola proporcional a la diferencia de temperaturas en lugar de la diferencia de dos temperaturas a la cuarta potencia, a través de la ecuación:

$$h_r \equiv \sigma \cdot F_{1-2} \cdot (T_s + T_\infty)(T_s^2 + T_\infty^2) \quad (3.8)$$

Con lo que:

$$h_r = 5.67 \times 10^{-8} \times 1 \times (366 + 823)(366^2 + 823^2) = 54.72 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Al inicio del proceso de diseño, se estableció el arreglo óptimo del banco de tubos para obtener el efecto de transferencia de calor deseado, por lo que en realidad el intercambiador ya se encuentra diseñado. No obstante, los cálculos que se realizan a continuación tienen el objetivo de determinar la capacidad de transferir calor que tiene el arreglo de tubos propuesto.

La ecuación a utilizarse, incluirá por lo tanto las temperaturas, las dimensiones físicas, y los coeficientes de transferencia de calor previamente determinados.

La capacidad de transferir calor en el dispositivo, está dada por la ecuación 3.9.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml} \quad (3.9)$$

donde, la diferencia de temperaturas media logarítmica viene dada a través de la siguiente expresión.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (3.10)$$

Y es igual a:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_g - T_{bo}) - (T_g - T_{bi})}{\ln\left(\frac{T_g - T_{bo}}{T_g - T_{bi}}\right)} = \frac{490 - 500}{\ln(490 / 500)} = 495^\circ$$

Uno de los problemas es la determinación del coeficiente global de transferencia U_o , el cual engloba los coeficientes de convección, de conducción, de radiación, además de las resistencias ocasionadas por las precipitaciones y depósitos propios de los fluidos en el proceso. Para el caso particular, el coeficiente global de transferencia de calor se deriva del circuito térmico correspondiente, el mismo que se presenta a continuación.

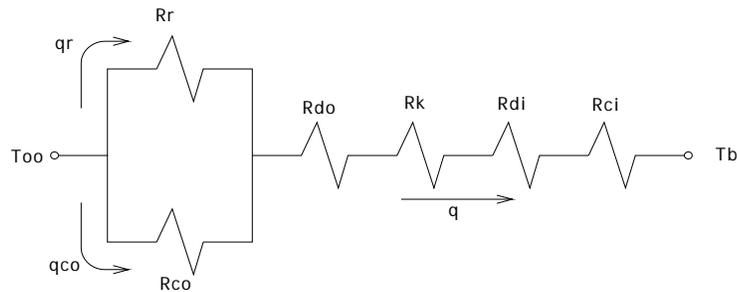


Figura 3.6. Circuito Térmico

Siendo:

$$q_{total} = q_{radiación} + q_{convección_externa} \quad (3.11)$$

Donde:

R_r = resistencia de radiación,

R_{co} = resistencia de convección externa,

R_{do} = resistencia de depósitos externos,

R_k = resistencia de conducción,

R_{di} = resistencia de depósitos internos, y

R_{ci} = resistencia de convección interna.

De lo cual se deriva la ecuación 3.12.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(h_o + h_r)A_o} + \frac{R_o}{A_o} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi kL} + \frac{R_i}{A_i} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (3.12)$$

En la última expresión, se calcula UA como un solo factor. La variable L (longitud de tubo), es utilizada como parámetro para determinar el área total de transferencia de calor, por lo cual,

tratándose del diseño del banco de tubos, equivale a la longitud total de tubos que se tiene disponible en el intercambiador, esto es, $L = 18 \times 0.8m + 0.28m = 14.68m$.

Los valores de las resistencias debido a depósitos o incrustaciones están basados en experiencia operacional, dependen del fluido y del proceso. Estas resistencias son tabuladas y tienen como finalidad proteger al intercambiador de entregar menos calor que el requerido por el proceso por un periodo de hasta año y medio [9]. De la literatura técnica [18] se seleccionan las resistencias debido a depósitos, siendo igual a $0.00035 \text{ m}^2.K/W$, la resistencia del lado externo, R_o , y $0.000175 \text{ m}^2.K/W$, resistencia interna, R_i .

$$\text{Finalmente } \frac{1}{UA} = 0.014K/W \Rightarrow UA = 72.35W/K$$

Por lo tanto, la capacidad de transferir calor que tiene el intercambiador es igual a 36173 W ó 130.22 MJ/h .

Se ha estimado una eficiencia del 80% en el sistema de distribución de tuberías (usando manguera para tuberías como aislamiento térmico), que conducen el agua caliente desde el intercambiador de calor, dentro del horno, al radiador. Siendo el

flujo de calor en el radiador igual a 104.18 MJ/h (ver Sección 2.3), entonces el calor necesario que se debe suministrar al sistema es:

$$Q_{total} = \frac{104.18}{0.8} = 130.22 MJ / hr$$

Como puede notarse, existe un equilibrio entre la cantidad de calor que se desea transferir al sistema y la cantidad de calor que puede transferir el intercambiador de calor, de acuerdo a las dimensiones y parámetros establecidos.

En el Apéndice E, se encuentran los planos del intercambiador con las especificaciones y dimensiones necesarias para su construcción.

3.3. Análisis de los Esfuerzos Térmicos

Cambios en la temperatura originan efectos térmicos en los materiales. Algunos de estos efectos incluyen esfuerzos térmicos, fatiga y deformación.

En muchos casos la deformación térmica no tiene efectos significativos en la estructura. Sin embargo, si la estructura o elementos de la misma están restringidos tal que la expansión térmica no pueda ocurrir, entonces un esfuerzo significativo puede presentarse, lo cual puede afectar la estructura substancialmente.

Los esfuerzos térmicos que se desarrollan si la estructura o un elemento de la misma, está completamente restringido equivalen al producto del coeficiente de expansión lineal, el cambio de temperatura y el módulo de Young del material, como se presenta en la ecuación 3.13.

$$\sigma_T = \alpha(\Delta T)E \quad (3.13)$$

Mientras el esfuerzo de tensión longitudinal va aumentando en la pared del tubo, una carga de empuje se crea en las estructuras de sujeción de los extremos. Dado que el área transversal de un tubo está constituida por una corona, entonces la fuerza axial F es:

$$F = \alpha(\Delta T)E.(\pi/4)(D_o^2 - D_i^2) \quad (3.14)$$

La fatiga de un material es el fenómeno que consiste en su deterioro a causa de ciclos de esfuerzos repetidos, teniendo como consecuencia una disminución de sus propiedades mecánicas o de resistencia. La fatiga está íntimamente asociada con el daño, el cual es la disminución en forma progresiva de la resistencia de un material. La fatiga térmica es un tipo de fatiga de baja frecuencia; además, en algunas ocasiones los ciclos de fatiga térmica llevan asociados una deformación inelástica [15].

De los resultados obtenidos del análisis termodinámico de la sección anterior, se puede realizar una representación gráfica del flujo de calor entre los gases de combustión y el agua que circula al interior de los tubos de acero, el cual se muestra a continuación.

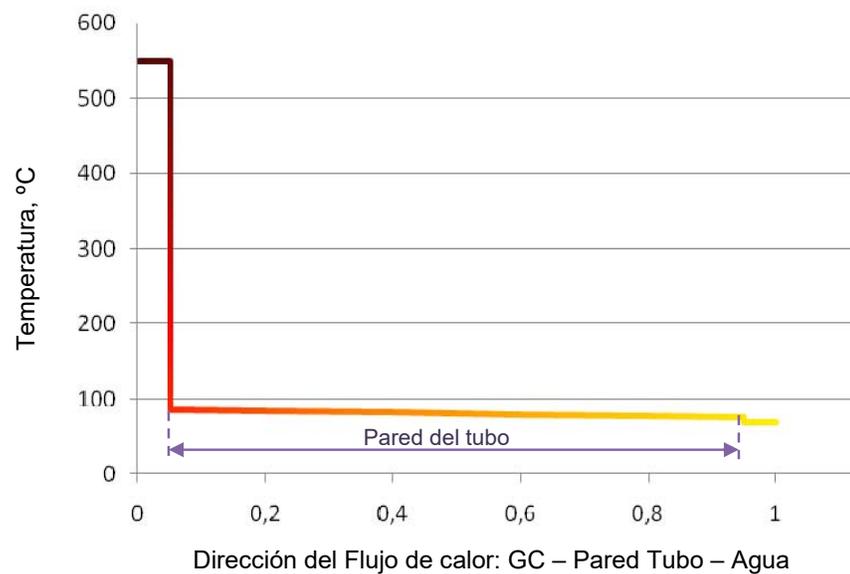


Figura 3.7. Flujo de Calor en Tubos del IC

Como ya se mencionó, debido a los gradientes de temperatura en el material del intercambiador de calor se generan diferenciales de deformación que provocan esfuerzos térmicos. En estado estacionario estos gradientes son bajos comparados con el estado transitorio. Los mayores esfuerzos térmicos ocurren principalmente en los concentradores de esfuerzos; en este caso,

en donde se produce la unión del haz de tubos con la placa. Siendo así, se determinó que esta unión sea soldada, puesto que las uniones soldadas de haz y placa son más robustas y confiables que las uniones mandriladas o expandidas [28].

Si el nivel del esfuerzo a compresión, supera la resistencia del tubo al aplastamiento, en la sección restringida, entonces se podría tener un tubo colapsado de manera lateral. Cuando la temperatura aumenta, el tubo usualmente se moverá lateralmente antes de desarrollar fuerzas de compresión en las sujeciones estructurales [33]. Los movimientos laterales pueden ser estimados a través de la ecuación 3.15.

$$y = L \sqrt{\frac{\alpha \Delta T}{2}} \quad (3.15)$$

Donde:

y = deflexión lateral, expresada en mm

L = distancia entre los extremos, en mm

α = coeficiente de expansión térmico, expresado en $1/^\circ\text{C}$,

ΔT = cambio de temperatura, $^\circ\text{C}$

Una tubería larga y semi-restringida, puede moverse en cualquier de los dos lados de la línea central. El movimiento total sería:

$$Y_T = 2(y) + D \quad (3.16)$$

Donde: Y_T = deflexión total, y D = diámetro de la tubería, ambos expresados en mm.

Siendo acero ASTM A53 el material de los tubos del intercambiador de calor, se tiene que el esfuerzo térmico es:

$$\sigma_T = (12 \times 10^{-6})(85 - 30)(206.8 \times 10^9) = 136.49 \text{ MPa}.$$

Este valor se encuentra por debajo del límite elástico correspondiente a este material, esto es 240 MPa; por tanto es posible inferir que no se producirán mayores daños debido al diferencial de temperatura que experimentará el tubo durante la operación del intercambiador de calor. No obstante, se aplican las ecuaciones 3.15 y 3.16 para el cálculo de la deflexión lateral de uno de los tubos, en caso de que la resistencia del material se vea disminuida debido a los esfuerzos cíclicos que experimenta el equipo. Entonces, reemplazando los valores correspondientes al caso particular que es motivo de análisis, se tiene que:

$$y = 800 \times \sqrt{\frac{(12 \times 10^{-6}) \times (85 - 30)}{2}} = 14.53 \text{ mm}$$

$$\text{Entonces, } Y_T = 2 \times 14.53 + 26.7 = 55.77 \text{ mm}$$

Este valor de deformación máxima, no es causa de avería en el intercambiador de calor propuesto, ya que entre las paredes del horno y el haz de tubos existe el espacio suficiente para que se produzca esta deformación.

Si se requiere conocer con más detalle el tipo de esfuerzo que se produciría por los cambios de temperatura, se puede realizar el cálculo numérico por elementos finitos, para conocer la distribución de las temperaturas y por ende, las tensiones térmicas generadas. Este análisis se encuentra fuera del alcance de este trabajo, el cual no se consideró necesario por las razones antes expuestas.

3.4. Cálculo de la caída de presión total

Cuando se diseña intercambiadores de calor, es necesario verificar que la pérdida de presión en los fluidos que intervienen en el proceso no sea mayor que un máximo permitido. La caída de presión permitida en un intercambiador es la presión estática del fluido que debe disiparse para mover el fluido a través del intercambiador.

▪ **Caída de presión del lado de los tubos del intercambiador.-**

Para hallar la caída de presión del lado de los tubos, es suficiente con tomar un solo tubo y determinar las pérdidas por fricción debidas al paso del fluido por el interior del tubo. A esto debe sumársele las pérdidas menores debido al cambio de dirección del flujo y las entradas, esto es la fórmula siguiente.

$$H_L = \left(f \frac{L}{D} + K_e \right) \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (3.17)$$

siendo K_e la suma de los factores de pérdidas menores.

El intercambiador de calor cuenta con 2 cabezales (de entrada y salida), cada uno con 9 tubos, y un tubo de unión que conduce el agua del cabezal de entrada al de salida.

El factor de fricción se obtiene de manera explícita a través de la siguiente ecuación 3.2.

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}$$

Los resultados de la aplicación de las ecuaciones presentadas previamente se muestran en la Tabla 12. Los subíndices 1 y 2 corresponden a: uno de los tubos que

forman el banco de tubos y el tubo de acople, respectivamente.

TABLA 12. PÉRDIDAS DE CABEZAL

Parámetro	Tubo 1	Tubo 2
<i>Diá. Interno (mm)</i>	0.0209	0.0209
<i>Re</i>	10505	87150
<i>f</i>	0.035	0.026
<i>V (m/s)</i>	0.23	2.04
ΣK_e	2.78	0.78
<i>H_L (m)</i>	0.013	0.407

Entonces, las pérdidas de cabezal, $H_{L,I}$ dentro del intercambiador corresponden a:

$$H_{L,I} = 18 * 0.013 + 0.407 = 0.634m_{col.H_2O}$$

▪ **Caída de presión en el Sistema de Distribución.-**

En la Figura 3.8 se muestra esquemáticamente el sistema de tuberías que distribuyen el agua caliente, que proviene del intercambiador de calor dentro del horno hacia el radiador colocado frente a la cámara, por el cual pasará el aire que finalmente secará los cogollos de paja toquilla.

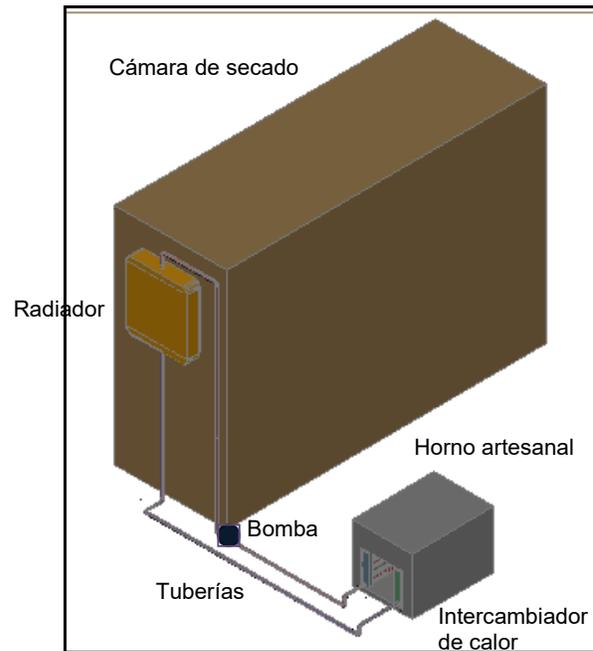


Figura 3.8. Sistema de Distribución de Agua

El flujo de agua que circulará por las tuberías es 0.69 Kg/s. las pérdidas de cabezal se calculan por medio de la Ecuación 3.17. El factor de fricción, f es 0.035, y entre los elementos auxiliares se tiene:

- ⊕ 2 válvulas de bola ($K_e = 0.20$),
- ⊕ 10 codos estándar 90° ($K_e = 0.75$), y
- ⊕ 4 uniones universales ($K_e = 0.5$).

Siendo la longitud total del sistema de conducción de agua igual a 12 m, la pérdida en las tuberías resulta igual a 6.36 m col. H_2O .

3.5. Selección de la bomba de agua

La bomba seleccionada para la circulación del fluido en el proceso debe desarrollar suficiente carga a la capacidad deseada para vencer las pérdidas de fricción causadas por la tubería, conexiones, caída de presión en los intercambiadores de calor y la diferencia de cabezal por altura.

Sumado la caída de presión en el radiador (12.51 Pa = 0.0013 m) y en el intercambiador de calor (0.63 m), las pérdidas por fricción en las tuberías (6.36 m), la diferencia de cabezal por altura (2.50 m), se tiene un cabezal de la bomba, h_b igual a 9.50 m.

Del catálogo de bombas Pedrollo, para un caudal de 42 lt/min y un cabezal de 9.50 m, se selecciona la bomba centrífuga CP100, con motor trifásico y 0.33 Hp de potencia nominal. En el apéndice F se presenta la ficha técnica del equipo.

CAPÍTULO 4

4. MODELO COMPUTARIZADO DEL SISTEMA

En este capítulo se presentan lineamientos básicos para el diseño de un programa computarizado de diseño de un equipo similar de secado de paja toquilla por recuperación de calor. El cual puede ser aplicado por un técnico con conocimientos en termodinámica y transferencia de calor.

4.1. Generalidades sobre el software de programación a usar

Para la obtención de un programa computarizado de diseño se utilizó el software Matlab.

MATLAB es la abreviatura de *Matrix Laboratory* (Laboratorio de Matrices). Se trata de un software matemático, con un lenguaje de programación propio (lenguaje M). Entre sus prestaciones básicas se halla la creación de interfaces de usuario (GUI), la cual fue la herramienta usada en el desarrollo de este trabajo.

4.2. Diagramas de flujo del programa de computadora para el diseño

Para el diseño térmico del sistema en su totalidad, el mismo que está compuesto de: cámara de secado, conjunto radiador & ventilador, e intercambiador de calor para la recuperación energética dentro del horno artesanal, se plantean una serie de algoritmos, que en base a los datos de ingreso, proporcionan los resultados del diseño térmico del sistema.

El programa calcula automáticamente las propiedades termodinámicas y de transferencia de los fluidos que intervienen. Esto se efectúa a través de interpolación polinómica de los datos que se encuentran en las tablas de propiedades de los fluidos.

En las Figuras 4.1 a 4.3 se presenta, a través de diagramas de flujo, un resumen de la programación realizada. Los diferentes colores representan a cada componente del sistema, empezando por el cálculo del flujo de aire, el intercambiador de calor agua / gases de combustión, y por último, el intercambiador de calor aire/agua (radiador) y la cámara de secado.

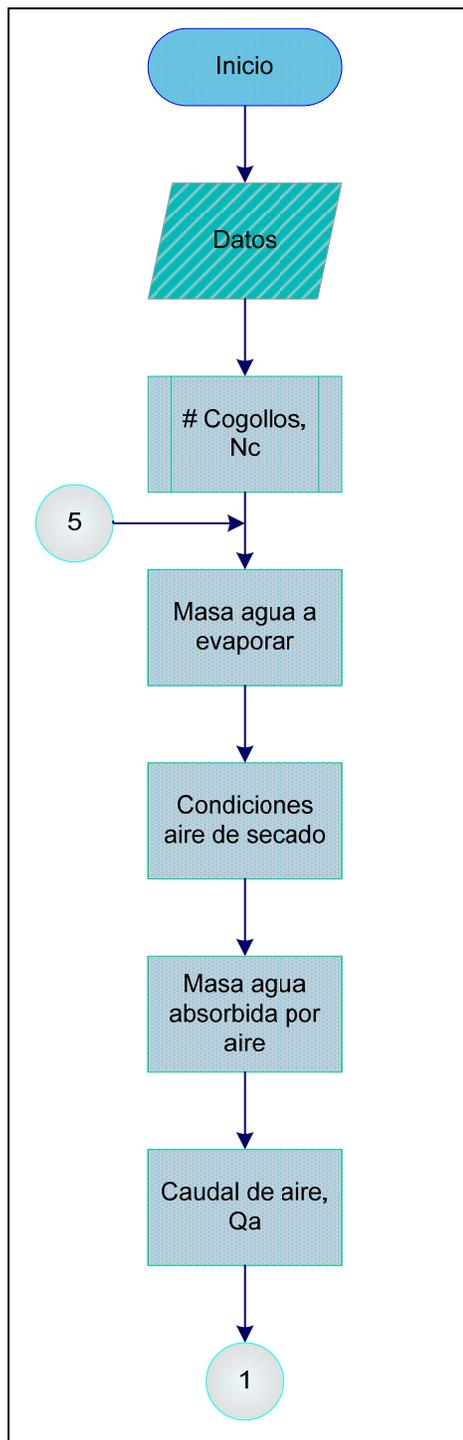


Figura 4.1. Flujograma del Diseño Térmico del Sistema

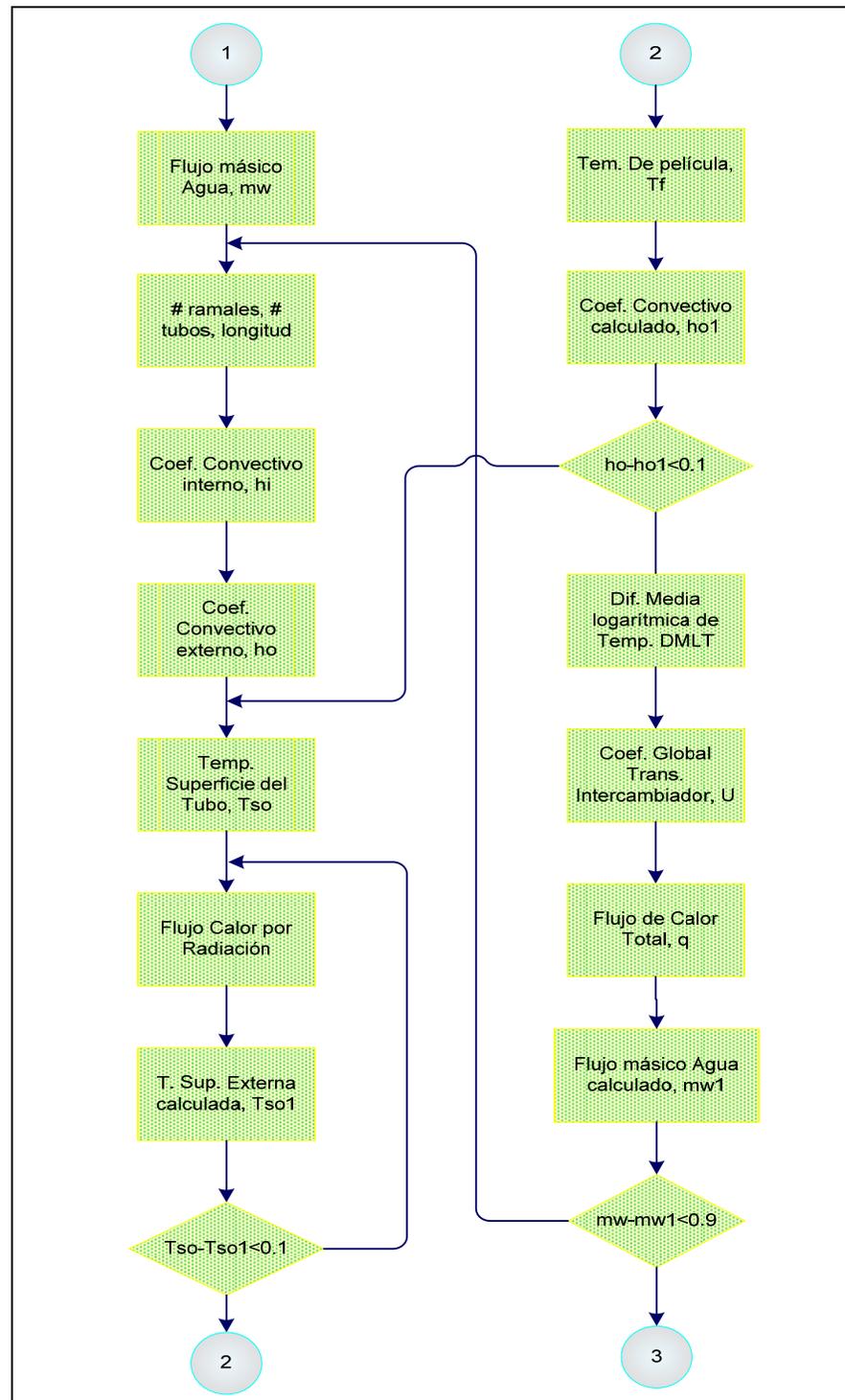


Figura 4.2. Flujograma del Diseño Térmico del Sistema

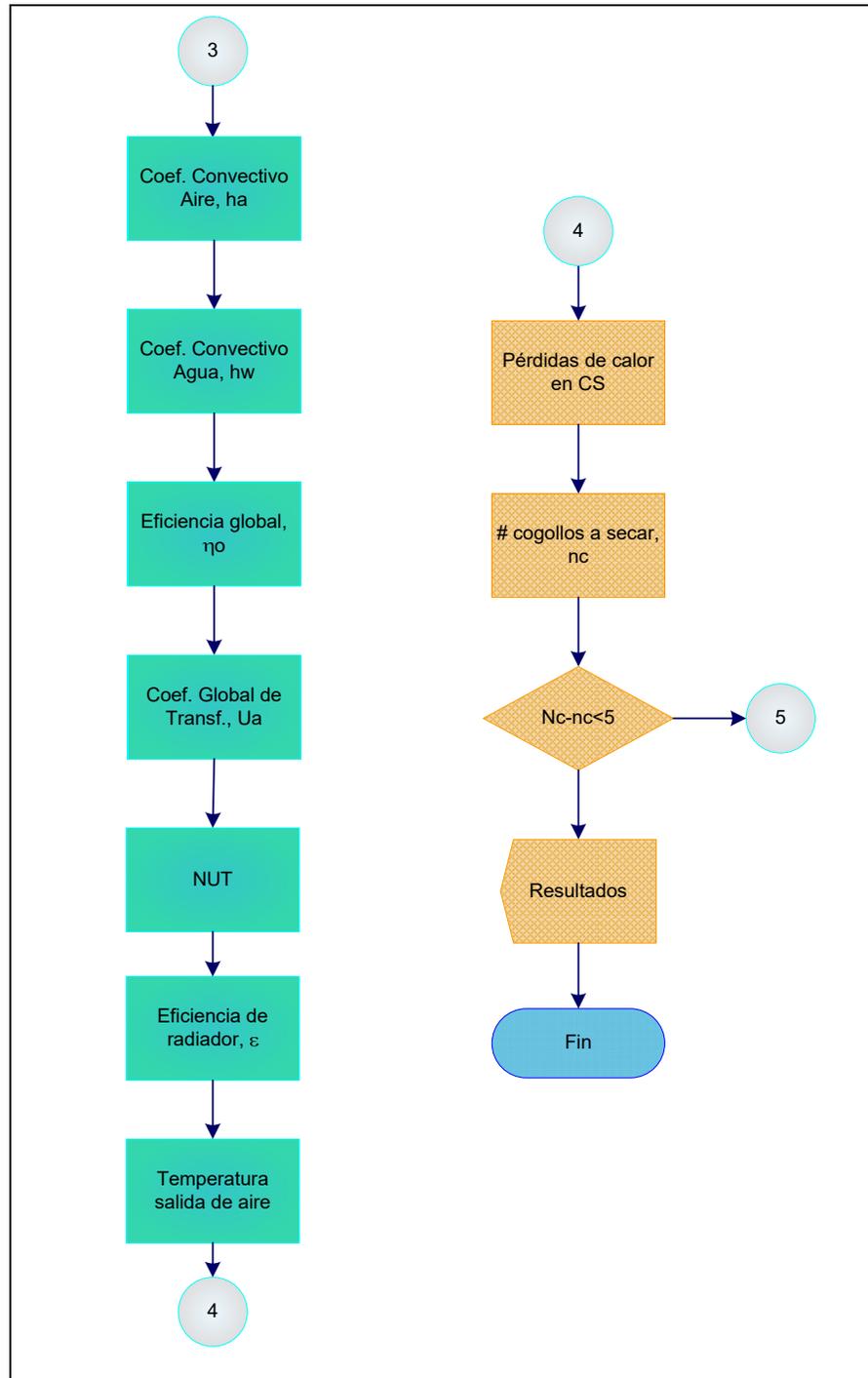


Figura 4.3. Flujograma del Diseño Térmico del Sistema

4.3. Ejecución del programa

En el Apéndice G se presenta la pantalla del programa diseñado. Los datos y resultados que aparecen en la misma, corresponden al problema particular que se analiza en el presente trabajo.

Al momento de ingresar los datos, éstos son validados, por tanto si alguno de ellos no se encuentra dentro del rango establecido, el programa muestra un mensaje en pantalla indicando que éste debe ser ingresado nuevamente. Luego de presionar el botón 'calcular', en la parte inferior de la pantalla aparecerán los resultados del sistema.

Los datos que se requieren para el desarrollo del programa son: las dimensiones del horno, la temperatura de los gases de combustión, el diámetro del tubo del intercambiador de calor agua / gases de combustión, la configuración interna del radiador, condiciones del aire ambiente (temperatura y humedad del aire), temperatura de secado, masa inicial de la paja toquilla, humedad que se quiere evaporar de la misma, y su temperatura antes de ingresar al secador.

Los resultados esperados de este programa son: el número de cogollos de paja toquilla que podría secar este sistema, las dimensiones aproximadas de la cámara de secado, las

temperaturas del agua a la entrada y salida del radiador, las dimensiones de éste, el número de tubos y longitud de los mismos para el intercambiador de calor, el caudal del aire y la presión estática (con lo cual se puede seleccionar el ventilador), el caudal de agua y las pérdidas de cabezal (para la selección de la bomba de agua).

CAPÍTULO 5

5. ANÁLISIS DE COSTOS

Los costos de implementación del sistema están dados por la adquisición de materiales, para el intercambiador de calor, la cámara de secado, las tuberías de conexión y auxiliares, y los costos de manufactura.

5.1. Costo de Materiales

Luego de realizado el diseño del sistema, se procede con el listado de los materiales necesarios para su construcción.

El diseño plantea a la cámara de secado como una estructura compuesta de vigas y armazón de madera, paredes de planchas de acero, recubierta de material aislante, asentada sobre una plataforma de concreto.

Esto constituye una ventaja, puesto que es más resistente a los efectos de la corrosión, con lo cual se prolonga la vida útil del equipo.

En lo referente al intercambiador de calor, el componente básico lo constituye el banco de tubos del mismo. El diámetro de los tubos se especifica en el Capítulo 3. Se requiere que el banco de tubos sea resistente a la presencia continua de humedad al interior de los mismos; además los tubos en un intercambiador de calor no deben llevar costura. Considerando estos factores se especifica que el tubo sea de $\frac{3}{4}$ in de diámetro nominal, cédula 40. El material será acero galvanizado ASTM A53; el mismo que soporta una presión interna de hasta 700 psi. El material seleccionado para los espejos es acero al carbono ASTM A36. Los tubos serán soldados a los espejos (Ver Apéndice E. Planos del Intercambiador de Calor).

El sistema de distribución comprende las tuberías que conducen el agua desde el intercambiador ubicado al interior del horno artesanal hasta conectarse con el radiador, ubicado en la cámara de secado; y las tuberías que llevan el agua de regreso desde el radiador hacia el intercambiador, lo que constituye un sistema cerrado. Para garantizar las temperaturas del agua, requeridas

para el intercambio energético con el aire en el radiador, es necesario proveer de aislamiento térmico a las tuberías (usando manguera para tuberías o también llamada 'cañuela').

El material aislante, tanto para la cámara de secado, como para el sistema de tuberías, fue seleccionado en base a las siguientes cualidades: ligero y no higroscópico, inodoro, neutro frente a otros materiales (madera, acero, plástico), ininflamable y plástico, para resistir las deformaciones o adaptarse a ellas.

En la Tabla I.1 (Ver Apéndice I. Tablas de Costos) se encuentra un listado de los materiales requeridos para la implementación del sistema.

El subtotal correspondiente al costo de los materiales es igual a 1 308.25 USD (M).

5.2. Costo de Equipos

Entre los equipos necesarios para el sistema propuesto se tiene el radiador, el ventilador, el extractor y la bomba de agua.

Cabe notar que el radiador, al igual que el intercambiador de calor agua/gases de combustión pudo ser fabricado según las especificaciones de diseño que se plantean en la sección 2.4, del Capítulo 2, pero se prefirió adquirirlo como un equipo

independiente, puesto que en el mercado local existen algunas empresas dedicadas a la fabricación de estos equipos, en un lapso reducido de días, con altos estándares de seguridad y buena relación costo – beneficio.

En la Tabla I.2 se muestra el costo de los equipos, los cuales ya han sido seleccionados en los capítulos anteriores. El subtotal correspondiente al valor de los equipos (N) es 1 230.00 USD.

5.3. Costo de Manufactura

El costo de la mano de obra se divide en dos partes: la fabricación del intercambiador de calor y el ensamble del sistema de secado en la Comuna Barcelona.

En lo referente a la construcción del intercambiador de calor agua / gases de combustión, se requiere del trabajo de tres obreros: un operador de fresa, un soldador calificado y un ensamblador.

Para el ensamble, instalación y puesta a punto del sistema se necesitan: dos armadores, un electricista y un supervisor.

El costo de manufactura (O) es igual a 655.00 USD. El desglose de este valor se encuentra en la Tabla I.3 (Ver Apéndice I).

5.4. Costo Total

El costo total de la construcción e implementación del sistema de calentamiento de aire y cámara de secado para paja toquilla, es igual a la suma del costo de los materiales, manufactura y equipos, tal cual se presenta en la Tabla 13.

TABLA 13.
COSTO TOTAL DE CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	COSTO (USD)
M.	Materiales	1 308.25
N.	Equipos	1 230.00
O.	Mano de Obra	655.00
Subtotal		3 193.25
Impuestos (IVA 12%)		383.19
TOTAL		3 576.44

Adicionalmente al costo total de fabricación del sistema diseñado, se incluye un análisis del costo de operación del mismo. Los costos de operación son equivalentes al consumo de energía eléctrica del ventilador y la bomba de agua, que son parte de este equipo. Cabe recalcar que no se incluye el costo del combustible usado en el horno, puesto que el intercambiador de calor agua /gases de combustión es un sistema de recuperación de energía dentro del horno, por cuanto no se utiliza combustible adicional.

El consumo de energía eléctrica por mes se obtiene multiplicando la potencia de los equipos por el número de horas que éstos se mantendrán operando. Puesto que en el Centro Artesanal de Procesadores de Paja Toquilla se estima que el sistema estará en funcionamiento un promedio de 5 horas al día, 7 días a la semana, el consumo en kilowatios-hora es igual a:

TABLA 14. CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA

Equipo	Potencia (kW)	Horas/mes	Consumo (kW-h)
Ventilador centrífugo Anzola CB-505 (1 Hp)	0.75	150	112.5
Extractor axial Anzola DA-500-8-25° (1/2 Hp)	0.37	150	55.5
Bomba de agua CP 100 (0.33 Hp)	0.25	150	37.5
Consumo Total			205.5

Siendo la tarifa del kilovatio-hora igual a 0.0831 USD, el costo operativo del sistema al mes es igual a 17.08 USD.

Siendo así el costo total del secador (costo fijo + costo variable) es 3 593.52 USD.

El valor de un cogollo de buena calidad es 0.06 USD. El número de cogollos al mes que se secarían con el sistema propuesto es

$$n_{mes} = \frac{185}{hora} \times \frac{5h}{día} \times \frac{30d}{mes} = 27750, \text{ lo cual representa un ingreso}$$

mensual igual a $I_{mes} = \$0.06 \times 27750 = \1665 , lo que equivale a ingresos anuales de 19 980 USD.

El periodo de recuperación de la inversión es de 3 meses.

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- **Conclusiones.-**

El principal objetivo en el desarrollo de este proyecto, fue el de proveer al Centro Artesanal de Procesadores de Paja Toquilla, un sistema de secado para la fibra de paja toquilla, lo cual constituye una manera de sobreponerse a las limitaciones impuestas por las temperaturas y la humedad relativa, que ocurren de forma natural debido a las variaciones del clima en el lugar.

Con la implementación del prototipo planteado, además de reemplazar el proceso de secado que se realiza en la actualidad, se eliminarían los procesos de sacudido y desprendido, puesto que la fibra al salir de la cámara habría comenzado a enrollarse. Lo cual es muy ventajoso, puesto que estas tareas requieren mucho tiempo y dedicación.

La alternativa propuesta es a la vez, sustentable en cuanto al uso de recursos, tiempo y facilidad de operación. Es así que se diseñó un sistema que sea capaz de aprovechar el potencial energético al interior de los hornos artesanales.

En un proceso de secado existen factores muy importantes que se pueden variar durante el mismo; pero son sólo dos quienes se constituyen en los verdaderos protagonistas del proceso. La temperatura y la velocidad del aire marcan la forma, calidad y el tiempo en que se llevará a cabo este proceso.

El incremento en la temperatura produce un incremento en la velocidad de secado y por ende, en la velocidad total de evaporación. Un factor importante que limita la temperatura en el proceso de secado es la calidad que se desea obtener, puesto que a elevadas temperaturas la fibra pierde flexibilidad, lo cual es muy importante en la elaboración de las artesanías.

El diseño de la cámara de secado exige que la estructura esté construida de materiales resistentes a la humedad y corrosión. El material aislante y el espesor fueron seleccionados de tal forma que las pérdidas térmicas a través de las superficies de la cámara se redujeran al mínimo (aproximadamente al 1%).

Para el intercambio energético entre el agua caliente y el aire, antes de que éste ingrese al secador, se seleccionó un intercambiador de calor del tipo compacto debido a su economía de construcción y operación.

Para que se produzca la circulación de aire necesaria para el secado de la fibra de toquilla es necesario el uso de un ventilador, que proveerá la presión necesaria para vencer las pérdidas de carga debido a las expansiones, cambios de flujo y resistencia al paso del aire que producen los cogollos al interior de la cámara.

Para los parámetros de diseño establecidos, el sistema de secado que se pone a consideración es capaz de extraer el 72% de humedad, de 185 cogollos de paja toquilla en el lapso de 1 hora, al interior de una cámara de 1.22 x 2.44 m.

Derivado de los cálculos de diseño del intercambiador de calor agua/gases de combustión, en base a los parámetros establecidos, se determinó que existe un equilibrio entre la cantidad de calor que se desea transferir al sistema de secado y la cantidad de energía que puede transferir el banco de tubos (18 tubos, ϕ $\frac{3}{4}$ in., largo 0,9 m).

Del análisis de esfuerzos térmicos del intercambiador de calor agua/gases de combustión se resalta que no se producirán mayores daños debido al diferencial de temperatura que experimentará el banco de tubos durante su operación.

Con la aplicación del programa de computadora propuesto es posible realizar el diseño térmico de un sistema similar, o adaptarlo de acuerdo a nuevos requerimientos de operación.

El costo operativo del sistema de secado de paja toquilla, el cual es asumido por los miembros de la asociación de artesanos, se solventaría con las mejoras en la producción, puesto que se reducirían las pérdidas de producto. El tiempo de recuperación de la inversión total es de 3 meses.

▪ **Recomendaciones.-**

La variación en la textura depende de las condiciones del secador, por ejemplo, si se usan velocidades de deshidratación rápidas y temperaturas elevadas, los cambios serán más pronunciados que con flujos y temperaturas más bajos, y por este motivo se recomienda secar a una temperatura no mayor a 40 °C. No obstante se recomienda que al inicio de las pruebas de campo del prototipo, se verifique este valor de temperatura, mediante el método de prueba y error.

La circulación de aire es indispensable en la operación de secado, pues transmite la energía térmica a la superficie de la fibra de paja toquilla y saca la humedad evaporada. Cuanto mejor sea esta circulación de aire, mejor y más regular será el secado de la paja toquilla. Es por esto que, a la salida del aire caliente del radiador, debe existir un panel deflector para que el aire se distribuya por toda la cámara, y no escape por la rejilla superior sin haber circulado a través de la fila inferior de cogollos.

Se recomienda cubrir el interior de las paredes como las puertas metálicas con pintura, la cual es generalmente de asfalto, dado que la atmósfera en el interior de la cámara es favorable para la corrosión. La pintura debe ser repuesta con regularidad.

En el techo se puede producir goteo de la humedad condensada y mantener las paredes de la parte superior con excesiva humedad, para evitar esto, se podría realizar una mejora en el diseño, construyendo en la cámara un tumbado separado, apartado del techo por un espacio hueco.

En lo posible, se recomienda que los intercambiadores de calor trabajen con agua potabilizada, previamente tratada (filtrada y ablandada), de esta manera la resistencia a transferir calor

disminuirá al evitarse la formación de películas salinas en las paredes del dispositivo.

Al realizar un control manual del secado, la persona responsable del mismo debe vigilar muestras que sean representativas del lote, que estén colocadas adecuadamente.

Si en el futuro se requiere aumentar la capacidad de secado de la cámara (número de cogollos) es posible adaptar el prototipo que se plantea, realizando una combinación con la alternativa 2; y/o, se puede instalar un colector solar para que ingrese más calor a la cámara, gracias a la energía aprovechable del sol en las épocas del año en las que hay mayor radiación solar. De datos estadísticos para la región litoral, donde se encuentra asentada la Comuna Barcelona, se puede utilizar como valor promedio de radiación diaria el de 200 BTU/hr.ft^2 . El colector solar estaría constituido por una o varias cubiertas transparentes, una plancha negra y un espacio entre la plancha y el fondo donde el aire fluiría.

Si se requiere conocer con más detalle el tipo de esfuerzo que se produciría por los cambios de temperatura, se puede realizar el cálculo numérico por elementos finitos, para conocer la distribución de las temperaturas y por ende, las tensiones térmicas generadas.

Mejorar el modelo computarizado del sistema de secado de paja toquilla a través de parámetros reales, establecidos en base a resultados de pruebas de funcionamiento del equipo.

APÉNDICE A

RESULTADOS DE PRUEBAS REALIZADAS DURANTE EL PROCESO DE SECADO DE LA FIBRA

* Los resultados mostrados a continuación fueron proporcionados por personal técnico del Programa de Desarrollo de la Península de Santa Elena – PDPSE, quienes desarrollaron las pruebas experimentales (Referencia 23).

La masa de un cogollo es variable y depende del grado de madurez de la fibra, y del grosor o número de hebras de cada uno; sin embargo según los datos recopilados en las pruebas realizadas, tenemos la siguiente tabla que nos muestra los valores máximos mínimos y el promedio de la masa del cogollos al salir de la paila de cocción.

**TABLA A.1. MASA DE UN COGOLLO HÚMEDO
(100% DE HUMEDAD)**

Máximo	Promedio	Mínimo
328,8 g	216,2 g	175,0 g

En unas primeras pruebas durante el proceso de secado, se determinó que para alcanzar el enrollamiento de la fibra de paja toquilla, ésta deberá perder alrededor del 72% de la humedad inicial en 24 horas como tiempo máximo, a fin de evitar la presencia de hongos. Los resultados son los que se muestran en la siguiente tabla.

TABLA A.2. MASA DE UN COGOLLO EN EL MOMENTO DE ENROLLAMIENTO (28% HUMEDAD)

Máximo	Promedio	Mínimo
72,5 g	61,5 g	47,7 g

De manera adicional se efectuaron pruebas al producto terminado; el cual presenta una humedad final que se encuentra en un rango entre 4 y 8 %.

APÉNDICE B

TEORÍA DEL SECADO

Antes de describir el proceso, definiremos algunos conceptos básicos [24]:

Humedad de un sólido (X) es el peso de agua que acompaña a la unidad de peso de sólido seco (Contenido de humedad en base seca), como se muestra en la ecuación B.1.

$$X = \frac{m_A}{m_S} = \frac{\text{Kg_de_humedad}}{\text{Kg_de_material_seco}} \quad (\text{B.1})$$

Humedad de equilibrio (X_e) es la humedad limitante a la cual un material dado se puede secar en condiciones específicas de temperatura y humedad del aire.

Humedad crítica (X_{CRIT}) es el contenido de humedad promedio cuando concluye el periodo de velocidad constante.

Humedad libre es el exceso de humedad de un sólido, respecto a la humedad de equilibrio, en contacto con una determinada masa de aire.

Mecanismo de secado

La curva de secado (Figura B.1) representa el contenido de humedad a través del tiempo en el proceso de secado [24].

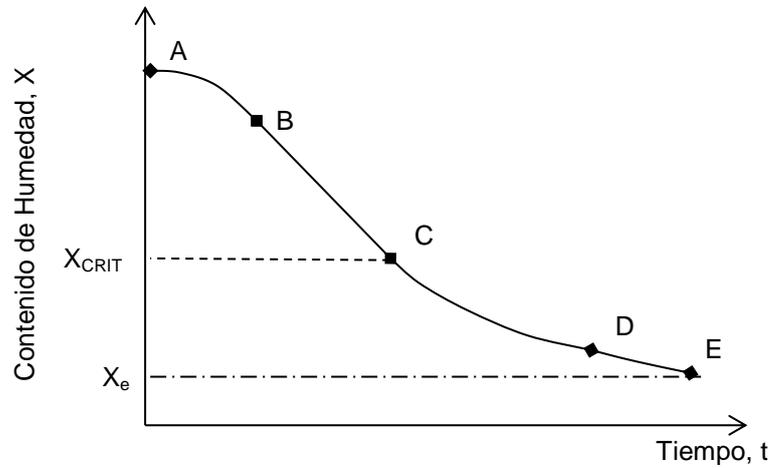


Figura B.1. Humedad vs. Tiempo (Curva de secado)

En el periodo inicial de secado, el cambio de humedad en el material está ilustrado en la curva A-B. Al terminar este primer periodo el secado toma una forma lineal del tipo $X = f(t)$, en este periodo la velocidad de secado es constante (recta B-C); hasta que llega a un punto crítico (Punto C) donde la línea recta tiende a curvarse y a formar una asíntota con el contenido de humedad (X_e).

La Figura B.2 muestra el comportamiento de la velocidad de secado con respecto al contenido de humedad [24].

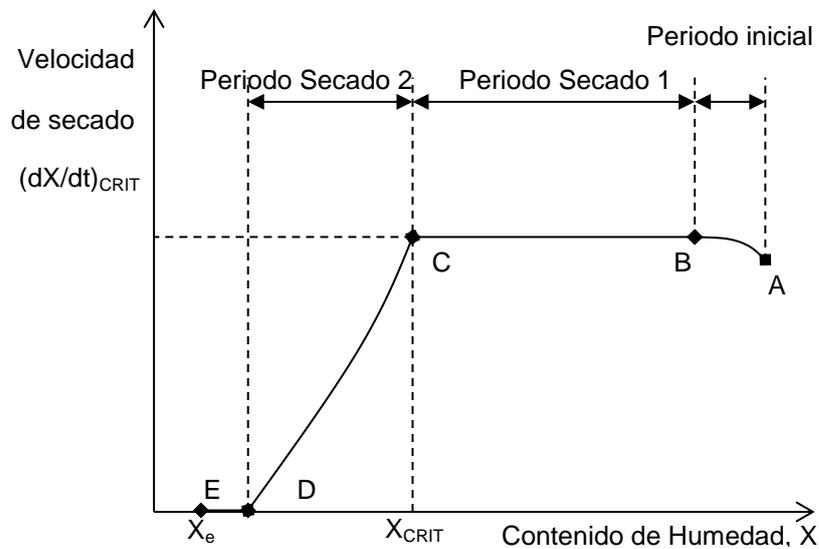


Figura B.2. Curva de Velocidad de secado

Usualmente el periodo de secado inicial (A-B) es muy corto, y en la práctica puede ser despreciado.

La explicación de la forma de la curva de secado está relacionada al fenómeno de transferencia de masa y calor. Si la humedad es elevada, la evaporación tiene lugar sobre la superficie totalmente mojada; el líquido se renueva continuamente por difusión rápida desde el interior y la velocidad de secado permanece constante sin depender de la humedad total. Mientras dura el proceso de secado la superficie del material permanece saturada de agua, ya que la velocidad de movimiento de agua desde el interior del sólido es suficiente para compensar el agua evaporada en la superficie.

Cuando la humedad del sólido es inferior a la humedad crítica, la difusión desde el interior no puede suministrar todo el líquido que se evapora en la superficie, lo que lleva consigo el descenso de la velocidad de evaporación. Tiene lugar la aparición de zonas secas sobre la superficie, y termina cuando la superficie de sólido queda libre de líquido. Posteriormente, la velocidad de secado sigue descendiendo, la evaporación se produce en el interior del sólido, cada vez más lejos de la superficie, difundiendo posteriormente el vapor.

APÉNDICE C

FIGURAS

Figura C.1

Diagrama Esquemático del Flujo de Aire dentro de la Cámara de Secado

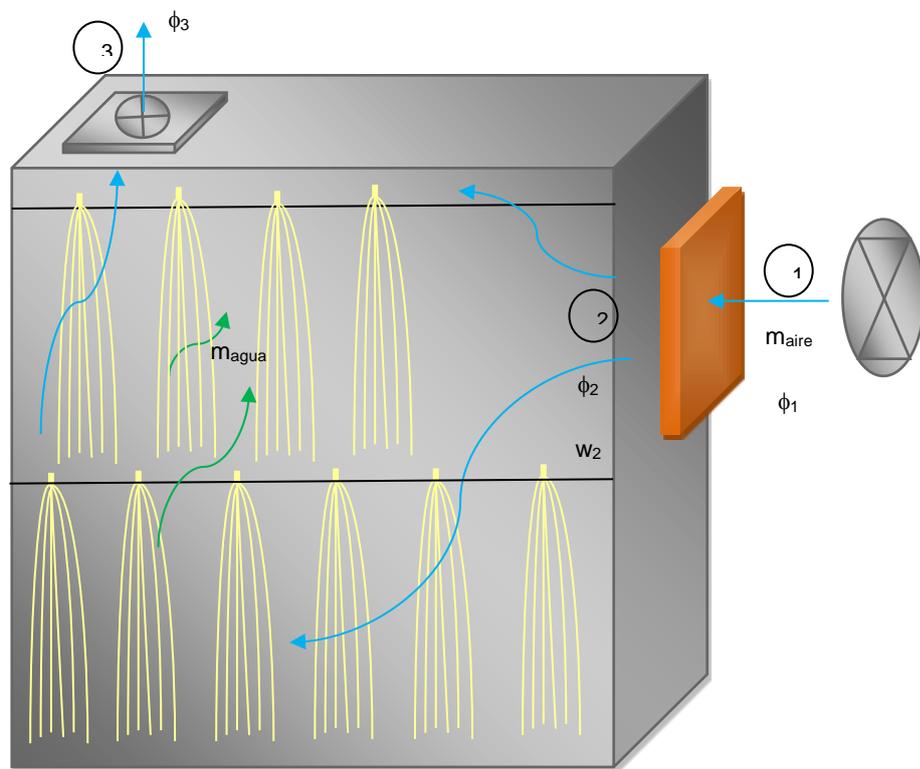


Figura C.2

Gráfica Psicrométrica a 1 atm de presión total

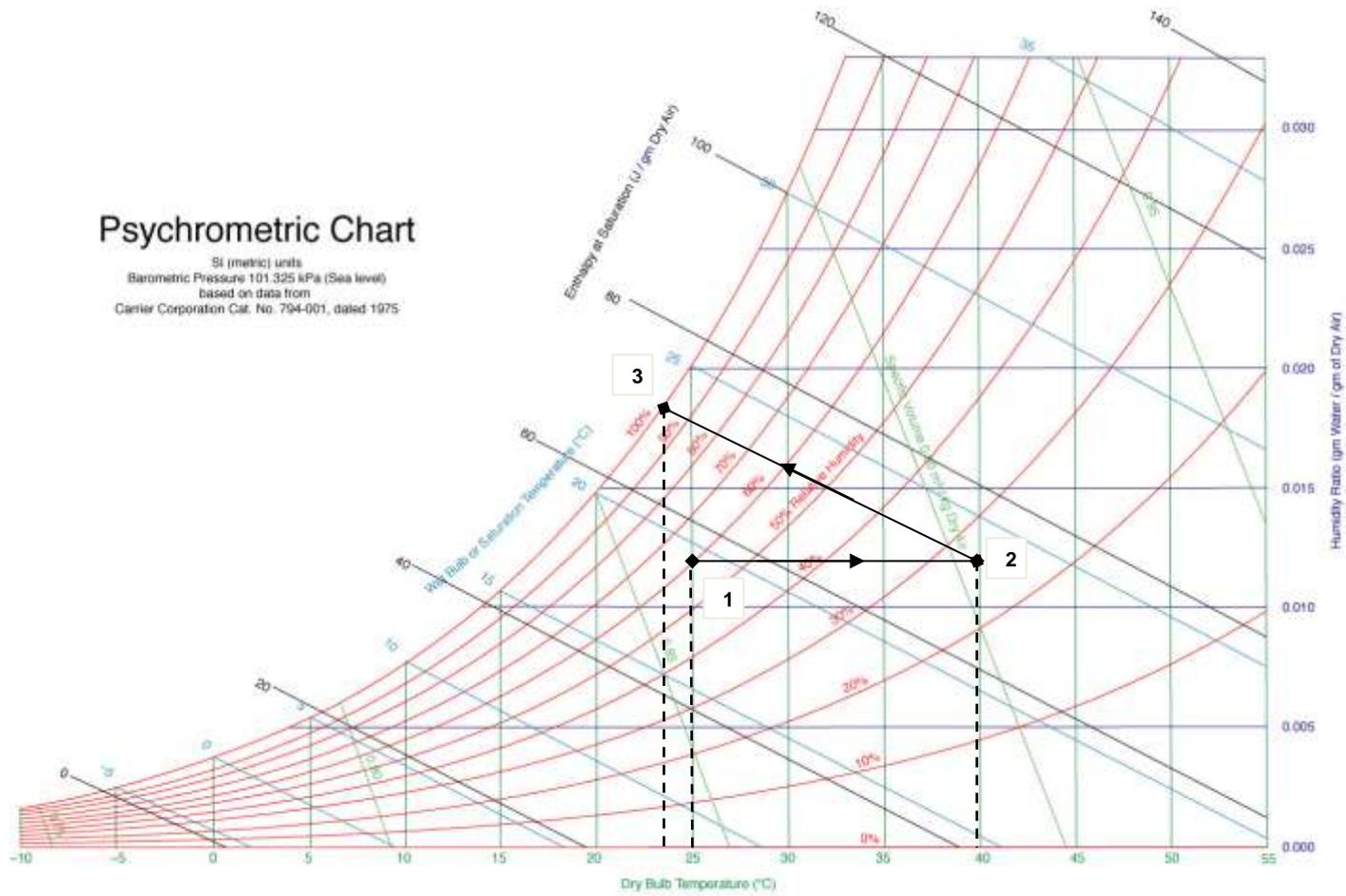


Figura C.3

Coefficientes de Pérdidas de Fricción para Áreas Variables

TYPE	ILLUSTRATION	CONDITIONS		LOSS COEFFICIENT		TYPE	ILLUSTRATION	CONDITIONS		LOSS COEFFICIENT			
		A_1/A_2	C_1	C_2	A_2/A_1			C_2					
ABRUPT EXPANSION		0.1	0.01	0.1		ABRUPT CONTRACTION SQUARE EDGE		0.0	0.34	GRADUAL CONTRACTION		$\frac{\theta}{30^\circ}$	0.02
		0.2	0.64	1.0				0.2	0.32			45°	0.04
		0.3	0.49	5				0.4	0.25			60°	0.07
		0.4	0.36	2.25				0.6	0.16				
		0.5	0.25	1.00				0.8	0.06				
		0.6	0.16	0.45									
		0.7	0.09	0.10									
		0.8	0.04	0.08									
		0.9	0.01	0.01									
GRADUAL EXPANSION		θ	C_F		EQUAL AREA TRANSFORMATION		$A_1 = A_2$ $\theta \leq 14^\circ$	C	FLANGED ENTRANCE		$A = \infty$	C	
		5°	0.17					0.34					
		7°	0.22										
		10°	0.28										
		20°	0.45										
		30°	0.59										
40°	0.73												
ABRUPT EXIT		$A_1/A_2 > 10.0$	1.00		DUCT ENTRANCE		$A = \infty$	C	FORMED ENTRANCE		$A = \infty$	C	
								0.05					
SQUARE EDGE ORIFICE EXIT		A_2/A_1	C_2		SQUARE EDGE ORIFICE ENTRANCE		A_2/A_1	C_2	SQUARE EDGE ORIFICE IN DUCT		$A_1 = A_2$	C_2	
		0.0	2.50					0.0				2.50	
		0.2	2.44					0.2				1.90	
		0.4	2.20					0.4				1.39	
		0.6	1.90					0.6				0.90	
		0.8	1.54					0.8				0.61	
1.0	1.00		1.0	0.34									
BAR ACROSS DUCT		E/D	C		PIPE ACROSS DUCT		E/D	C	STREAM-LINED STRUT ACROSS DUCT		E/D	C	
		0.10	0.7					0.10				0.20	
		0.25	1.4					0.25				0.55	
0.50	4.0		0.50	2.0									
0.10	0.20		0.10	0.07									
0.25	0.55		0.25	0.23									
0.50	2.0		0.50	0.90									

Figura C.4

Reganancia de Presión Estática para Expansión

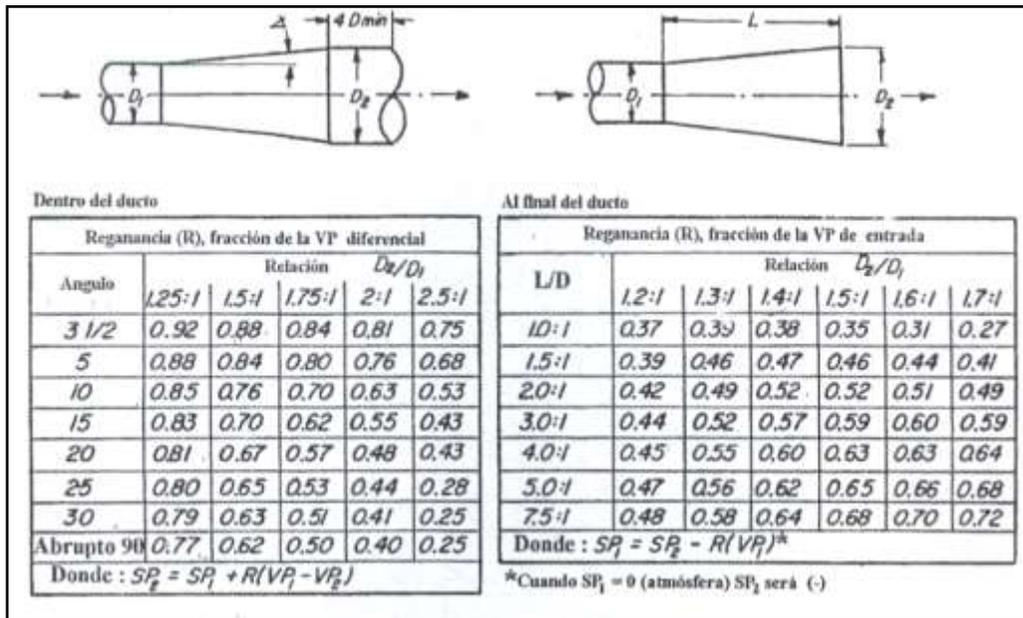


Figura C.5

Pérdidas de Presión para Contracciones

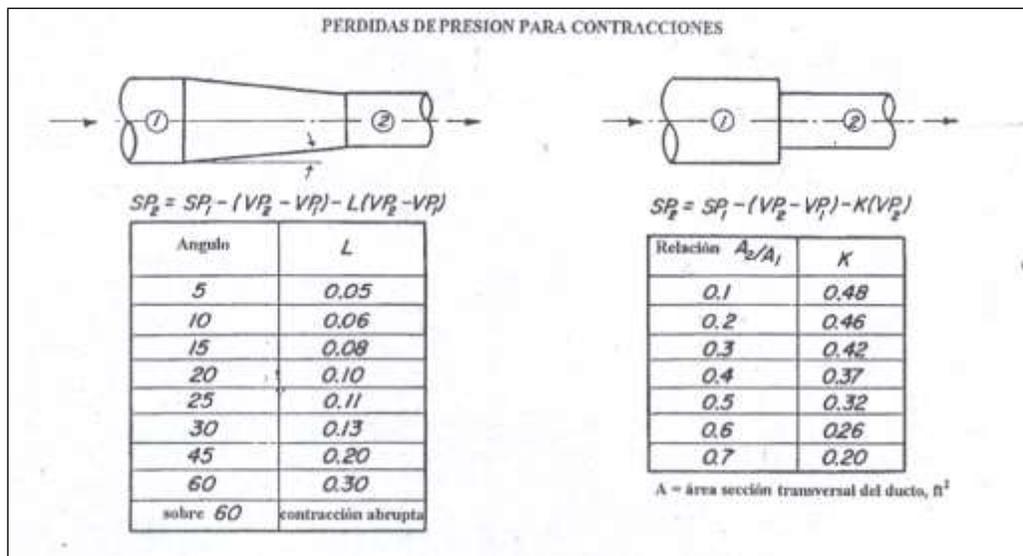


Figura C.6

Diagrama Esquemático de un Horno Artesanal

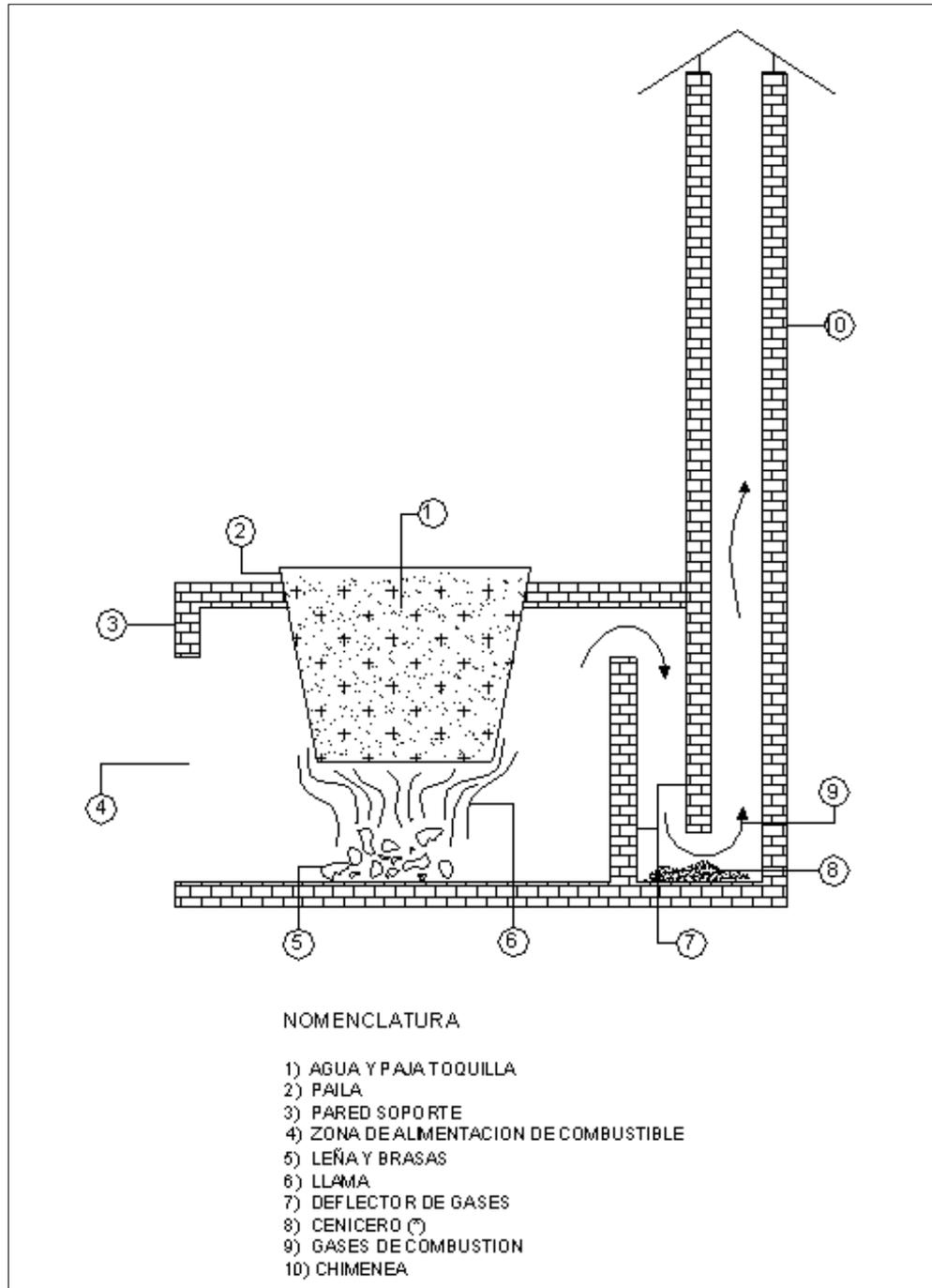
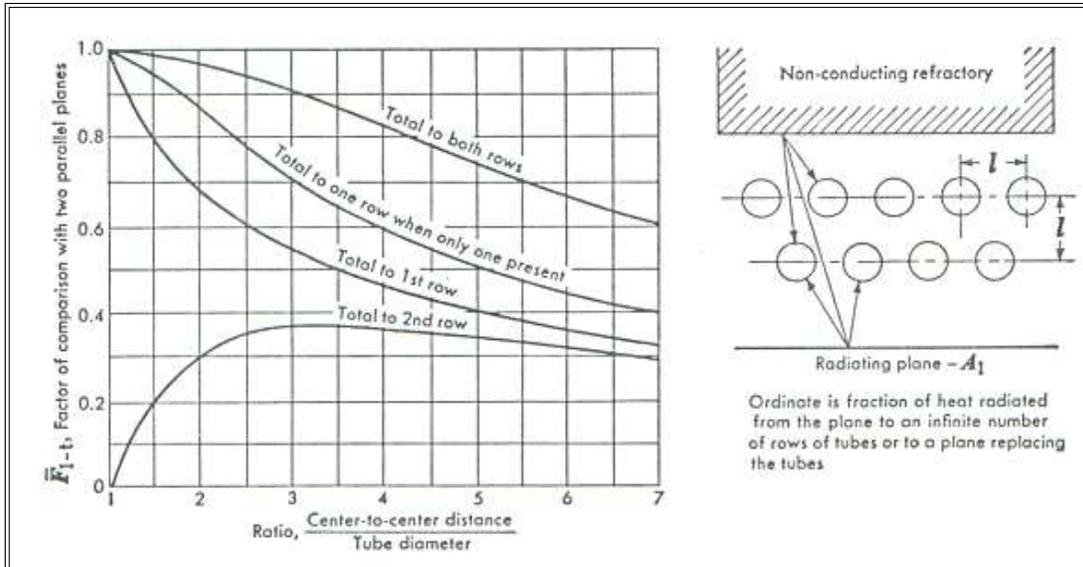


Figura C.7

Factor de Forma para un Plano y Una o Dos Filas de Tubos Paralelos



APÉNDICE D

CÁLCULOS DE LAS PÉRDIDAS DE CALOR A TRAVÉS DE LAS SUPERFICIES DE LA CÁMARA DE SECADO

Pérdidas de Calor a través de las Superficies del Secador

El calor que se pierde al medio ambiente a través de la cámara puede dividirse en:

- ⊕ Pérdida a través de las paredes, y
- ⊕ Pérdida a través del tumbado

Para el cálculo de las pérdidas de calor a través de las áreas indicadas anteriormente, se partirá de un proceso de cálculo iterativo que permita determinar las temperaturas de pared más exactamente y así cuantificar el calor perdido de una manera más fiable. La ecuación que se usará es la siguiente:

$$q''_s = U(T_d - T_{amb}) \quad \text{D.1.}$$

Donde:

q''_s corresponde al calor perdido a través de la superficie, en W/m^2 ;

U es el coeficiente global de transferencia de calor, en $W/m^2.K$;

T_d y T_{amb} son las temperaturas de secado y ambiente, respectivamente, expresadas en °C.

La cámara de secado tiene las siguientes dimensiones: 1.22 x 2.44 m, y altura 2.44 m. Tanto las paredes como el techo estarían compuestas de dos planchas de acero de 1/20" de espesor, entre las cuales se encuentran una plancha de material aislante (polietireno expandido) con un espesor igual a 4 ½ pulgadas.

En la figura siguiente se muestra el circuito térmico tanto para el flujo de calor a través de las paredes como del techo.

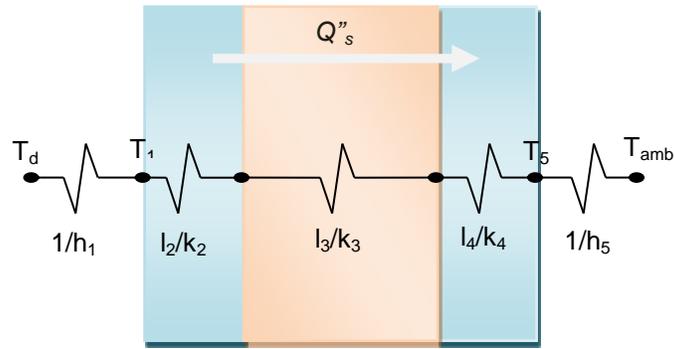


Figura D.1. Circuito Térmico del Flujo de Calor

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor, se debe considerar las resistencias al paso de calor, de la siguiente forma:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \sum_{i=2}^4 \frac{l_i}{k_i} + \frac{1}{h_5}} \quad \text{D.2}$$

La ecuación que nos proporciona el coeficiente promedio de convección, ya sea interna o externa es:

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_L k}{L} \quad \text{D.3}$$

Donde Nu es el Número de Nusselt; k , la conductividad térmica del aire y L , la longitud de la pared.

Pérdidas de calor a través de las Paredes

El primer paso para determinar el Nu es hallar el número de Reynolds, puesto que las condiciones de la capa límite están fuertemente influenciadas por este parámetro, por lo que es necesario determinar si el flujo es laminar o turbulento.

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad D.4$$

La ecuación anterior nos proporciona el número de Reynolds promedio, siendo:

V , la velocidad del aire dentro de la cámara de secado. Ésta se determina a partir del área de flujo libre. Siendo el espaciado entre los cordeles igual a 25 cm, el área de flujo libre es 0.22 m^2 , por tanto la velocidad del aire es 5.45 m/s.

El cálculo de cada uno de estos parámetros se lo realiza evaluando las propiedades térmicas del aire a la Temperatura de película, T_f . Para estimar las temperaturas de las superficies interna y externa de la cámara, se realizaron una serie de iteraciones, lo que resultó en: $39.6 \text{ }^\circ\text{C}$ la temperatura de la superficie interna de la pared, y $27.4 \text{ }^\circ\text{C}$, de la superficie externa. Es así que la temperatura de película es $T_f = \frac{40 + 39.6}{2} = 39.82^\circ\text{C}$. A esta temperatura las propiedades del

aire son: $\nu = 1.91 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, $k = 0.0272 \text{ W/m.K}$, $Pr = 0.705$, y $\beta = 3.20 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$.

Al reemplazar los correspondientes valores en la ecuación C.4 se obtiene

$$Re = \frac{5.45 \times 2.44}{1.91 \times 10^{-5}} = 779802$$

Por ello, el flujo es turbulento sobre toda la placa, y la correlación apropiada está dada por la ecuación siguiente.

$$\overline{Nu}_L = (0.037 Re_L^{4/5} - 871) Pr^{1/3} \quad D.5$$

$$\overline{Nu}_L = (0.037 \times 779802^{4/5} - 871) \times 0.705^{1/3} = 521.91$$

El coeficiente promedio de convección interno, es entonces:

$$\overline{h}_1 = \frac{521.91 \times 0.0272}{2.44} = 11.56 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

El coeficiente convectivo h_5 se considera la convección en la parte exterior del secador, la cual se desarrolla mediante convección libre.

La temperatura fílmica, en este lado de la cámara de secado es igual a

$$T_f = \frac{25 + 27.4}{2} = 26.68^\circ \text{C}, \text{ con lo cual, las propiedades térmicas del aire}$$

corresponden a: $\nu = 1.59 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, $\alpha = 2.25 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, $k = 0.0263 \text{ W/m.K}$, $Pr = 0.707$.

Asumiendo que la pared de la cámara es isotérmica (T_s constante), la correlación que se puede aplicar para una placa vertical se indica a continuación.

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad D.6$$

Siendo esta correlación aplicable sobre todo el intervalo de Rayleigh. Este valor es el producto de los números de Grashof y Prandlt:

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha}$$

D.7

Al reemplazar los valores en la ecuación anterior se obtiene:

$$Ra_L = \frac{9.8 \times (0.0034)(27.4 - 25) \times 2.44^3}{(1.59 \times 10^{-5})(2.25 \times 10^{-5})} = 1.81 \times 10^9$$

$$\text{Por lo tanto: } \overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387(1.81 \times 10^9)}{\left[1 + (0.492/0.707)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 = 147.55$$

$$\text{De aquí: } \overline{h}_s = \frac{147.55 \times 0.0263}{2.44} = 3.15 \text{ W/m}^2 \text{K}$$

Con los datos obtenidos, y conociendo las características físicas de las paredes, el valor del coeficiente global de transferencia de calor, U es:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{11.56} + \frac{0.0013}{41} + \frac{0.1143}{0.04} + \frac{0.0013}{41} + \frac{1}{3.15}} = 0.307 \text{ W/m}^2 \text{K}$$

$$\text{Entonces: } q''_s = 0.307 \cdot (40 - 25) = 4.29 \text{ W/m}^2$$

El área total de las paredes es igual a 18 m². Por consiguiente el flujo de calor desde el interior de la cámara de secado hacia el ambiente externo a través de las paredes es: $q_{pared} = 4.29 \times 18 = 77.25 \text{ W}$

Pérdidas de calor a través del Techo

El cálculo para determinar las pérdidas a través del tumbado sigue un procedimiento similar al realizado anteriormente. Es así que las temperaturas del techo se determinaron previamente a través de un balance energético, con lo cual se obtuvo 39.6°C de temperatura en la superficie del techo, en la parte interna del secador, y 27.9°C en la superficie externa.

Para el cálculo del coeficiente convectivo interno, se siguen las mismas ecuaciones que las usadas para las paredes, con lo cual se tiene que $h_1 = 11.56 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$

Dado que la transferencia de calor desde la superficie externa del techo del secador hacia el ambiente circundante se da por convección libre, y la orientación del techo es efectivamente horizontal, es necesario usar la siguiente correlación para hallar el número de Nusselt, considerando una superficie de placa caliente.

$$\bar{Nu}_L = 0.15 Ra_L^{1/3} \quad \text{D.8}$$

La ecuación anterior se basa en una modificación de la longitud característica, definida como:

$$L = \frac{A_s}{P} \quad \text{D.9}$$

donde A_s y P son el área de la superficie y el perímetro de la placa,

respectivamente; entonces $L = \frac{3.03}{2(1.22 + 2.22)} = 0.41m$

De la ecuación C.7

$$Ra_L = \frac{9.8 \times 0.0033 \cdot (27.9 - 25) \times 0.41^3}{(2.25 \times 10^{-5})(1.59 \times 10^{-5})} = 1.19 \times 10^7$$

Entonces $\bar{Nu}_L = 0.15 \times (1.19 \times 10^6)^{1/3} = 34.20$

De aquí: $\bar{h}_s = \frac{34.20 \times 0.0263}{0.41} = 2.19 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

El valor de U es: $U = \frac{1}{\frac{1}{11.56} + \frac{0.0013}{41} + \frac{0.1143}{0.04} + \frac{0.0013}{41} + \frac{1}{2.19}} = 0.29 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Por lo tanto $q''_s = 0.29 \cdot (40 - 25) = 4.12 \text{ W/m}^2$

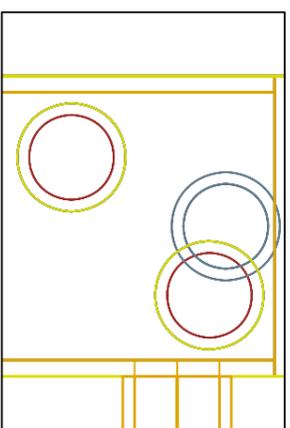
Siendo el área del techo igual a 3.03 m^2 , el flujo de calor desde el interior de la cámara de secado hacia el ambiente externo a través del techo es:

$$q_{techo} = 3.03 \times 4.12 = 12.46 \text{ W}$$

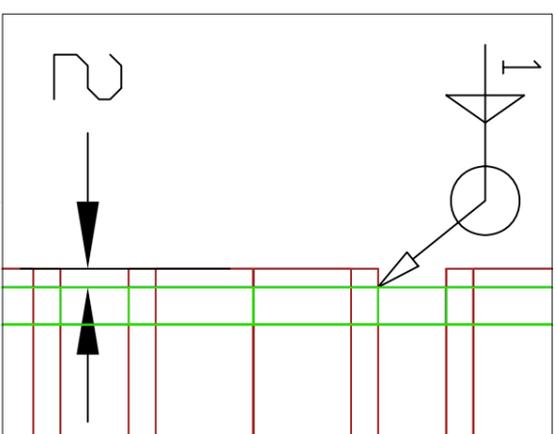
APÉNDICE E.

PLANOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

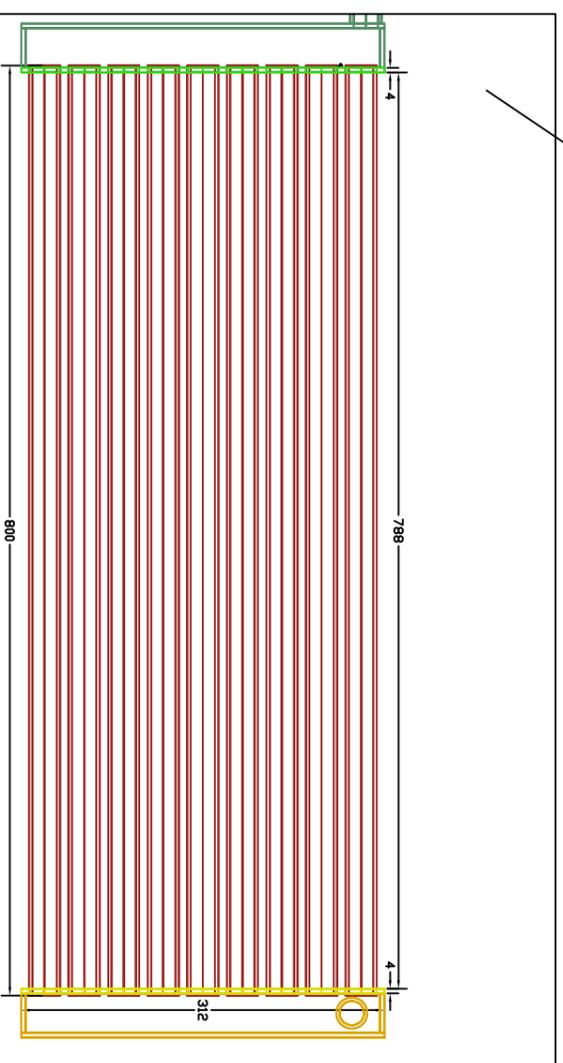
AGUA / GASES DE COMBUSTIÓN



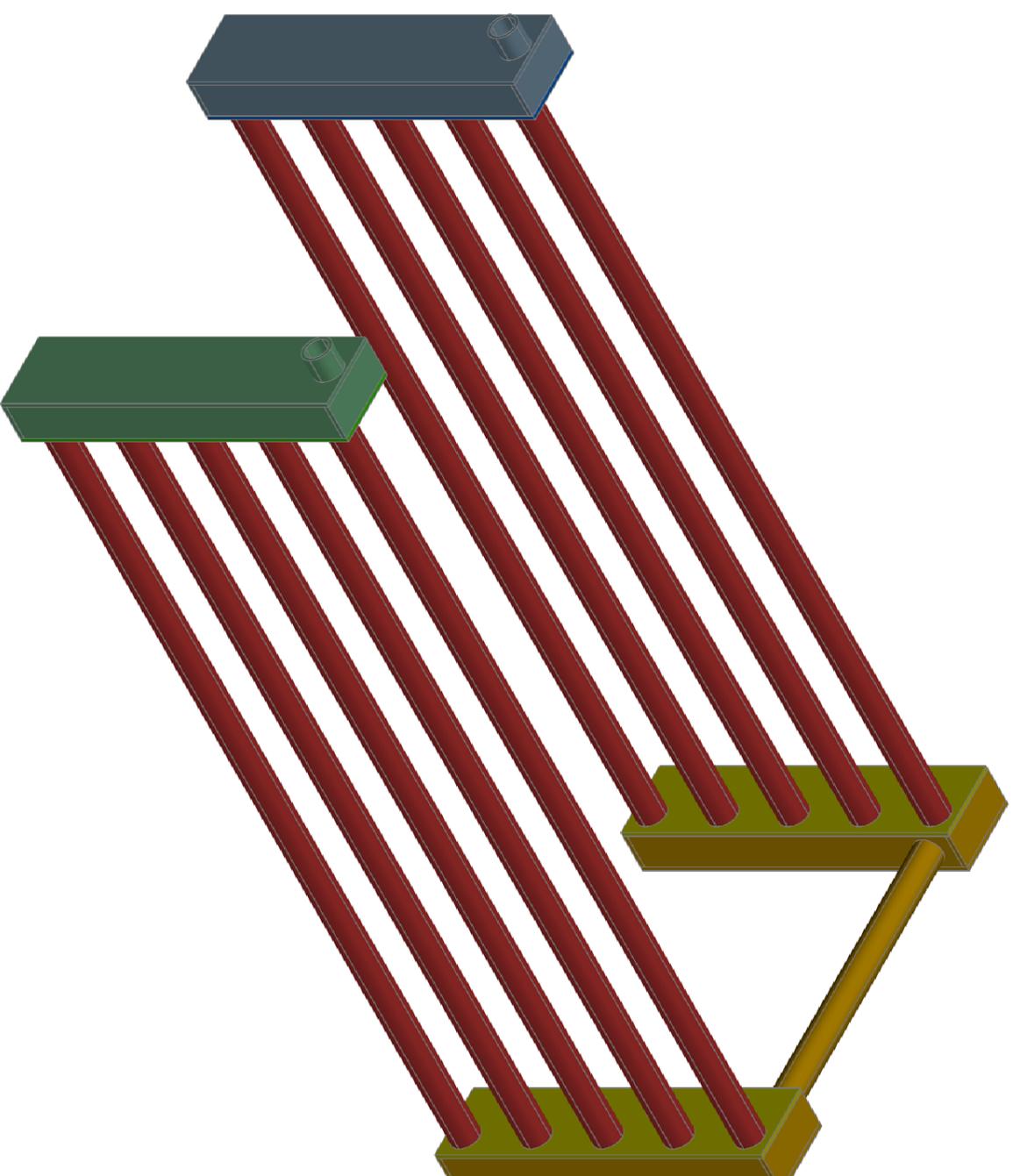
DIMENSIONES TUBOS
(Acero ISO 65 LIGHT 3/4",
Longitud = 800 mm)



DETALLE DE
ACOPLE DE TUBOS
(Soldadura)



VISTA LATERAL ENSAMBLE



VISTA GENERAL
ENSAMBLE DE ESPEJOS Y TUBOS

SISTEMA DE SECADO PDPSE INTERCAMBIADOR DE CALOR

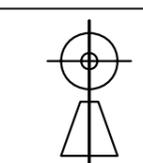
CONTIENE:

ENSAMBLE DE TUBOS

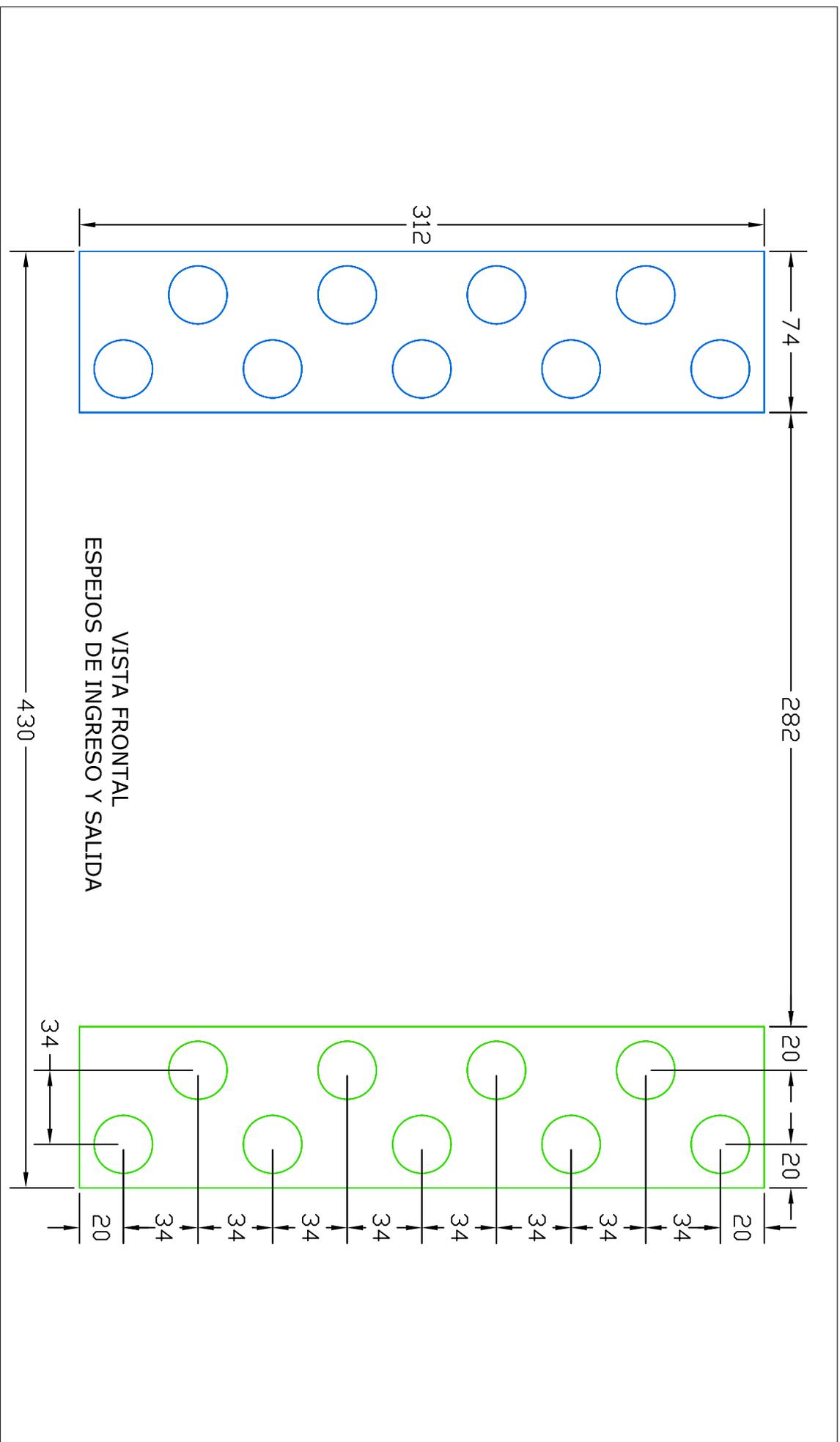
ESCALA:

PLANO No.:

1



FECHA	NOMBRE	MATERIAL:
29/01/08	Boero A.	Plancha ASTM A53, e=4 mm Tubo ISO 65, 3/4 "
Revisó	Ing. Zabala	MASA (kg):



SISTEMA DE SECADO PDPSE INTERCAMBIADOR DE CALOR

CONTIENE:

ESPEJOS

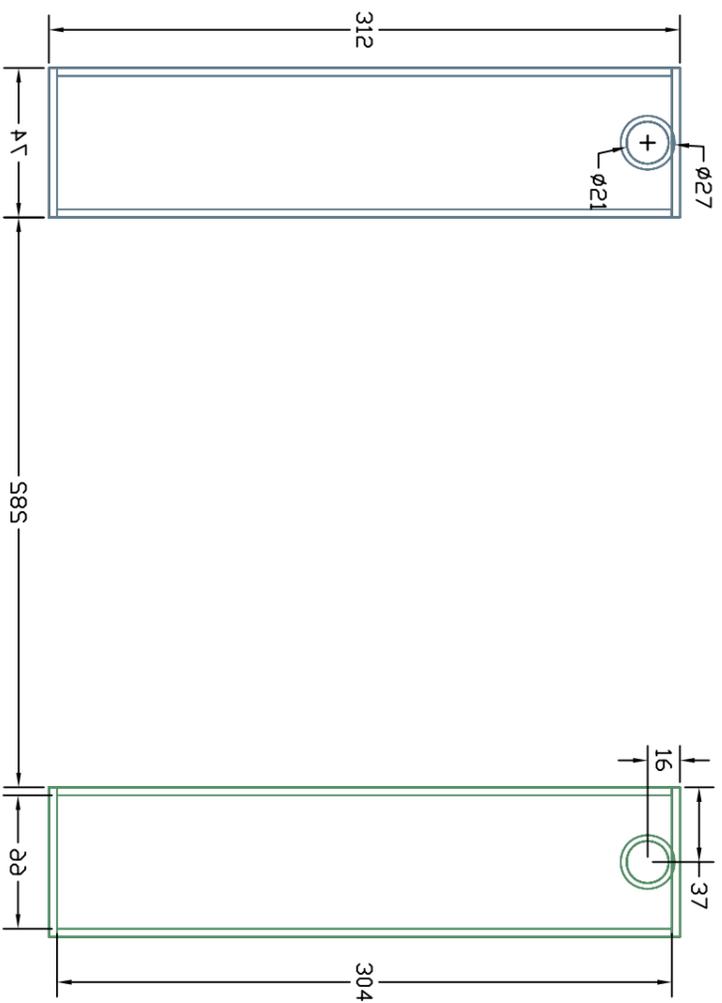
ESCALA:

PLANO No:

2

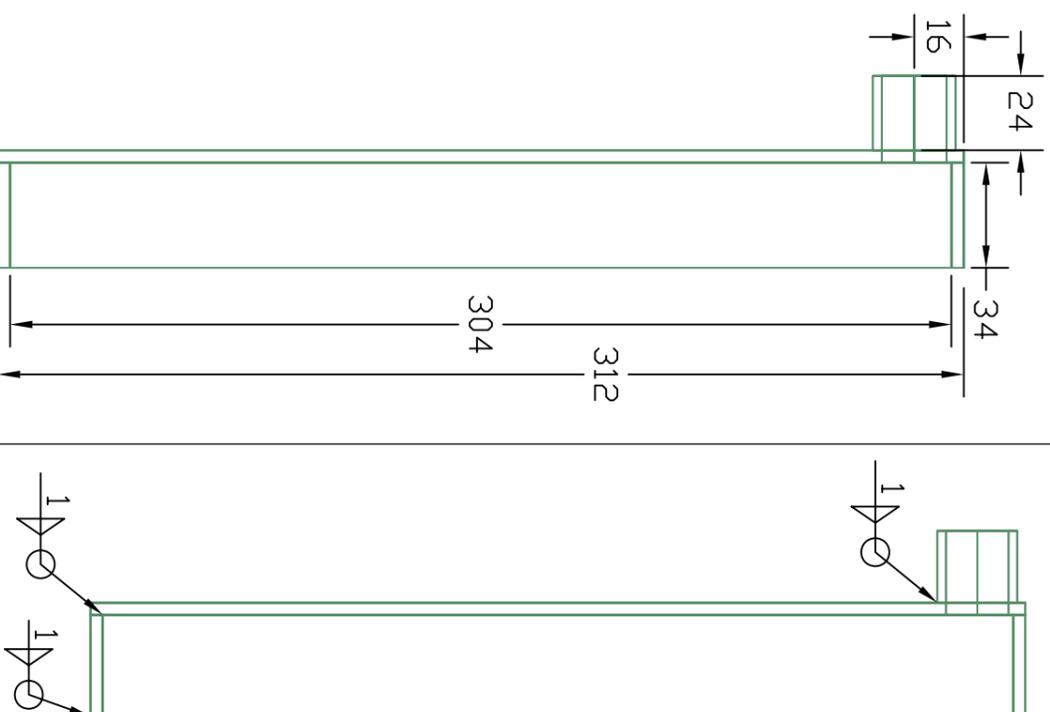
	FECHA	NOMBRE	MATERIAL:	PLANO No:
	Dibujo	Boero A.	Plancha ASTM A53, e=4 mm Tubo ISO 65, 3/4"	
Revisó	29/01/08	Ing. Zabala	MASA (kg):	

Nota:
Perforaciones de 27 mm de diámetro, en plancha ASTM A53 de 4 mm de espesor.



VISTA FRONTAL

VISTA LATERAL DERECHA
Tapa Espejo de Salida



Notas:
 Dos piezas plancha A53 de 4 mm de espesor. Unidas a los espejos con soldadura.
 Tubería galvanizada de 1" acoplada con soldadura.
 Unión con soldadura E6011

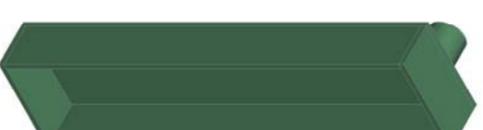
SISTEMA DE SECADO PDPSE
 INTERCAMBIADOR DE CALOR

CONTIENE:

TAPAS DE ESPEJOS INGRESO Y SALIDA

ESCALA:

VISTA LATERAL DERECHA:
 Soldadura de Tapa con Espejo



VISTA GENERAL
 FRONTAL



VISTA GENERAL
 POSTERIOR



FECHA	NOMBRE	MATERIAL:	PLANO No.:
29/01/08	Boero A.	Plancha ASTM A53, e=4 mm Tubo galvanizado C40 1"	3
Dibujó			
Revisó	29/01/08	Ing. Zabala	



Revisó

29/01/08

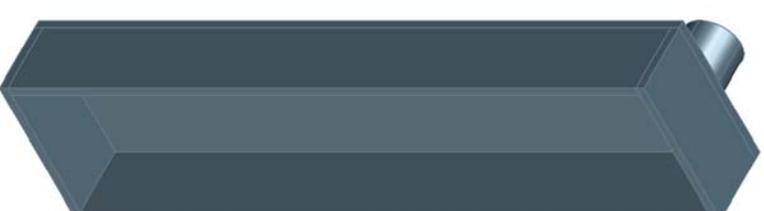
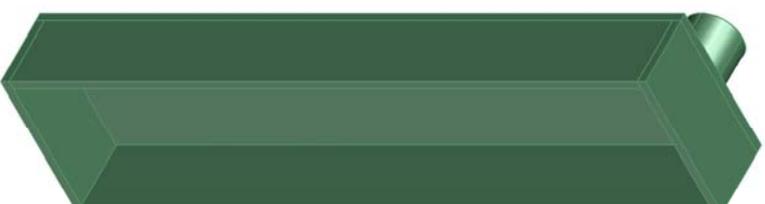
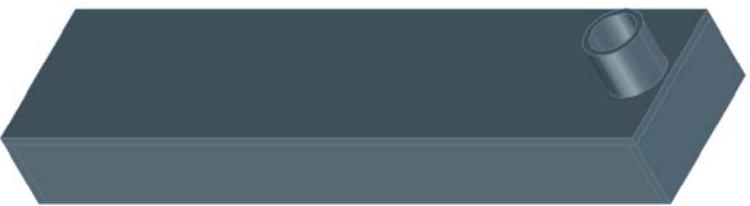
Ing. Zabala

MASA (kg):

PLANO No.:

3

VISTA GENERAL
FRONTAL



VISTA GENERAL
POSTERIOR

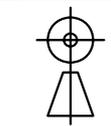
SISTEMA DE SECADO PDPSE INTERCAMBIADOR DE CALOR

CONTIENE:
TAPAS DE ESPEJOS INGRESO Y SALIDA

ESCALA:

PLANO No:

3



Dibujó

FECHA

NOMBRE

MATERIAL:

Revisó

Ing. Zabala

28/02/08

Boero A.

28/02/08

Plancha ASTM A53, e=4 mm
Tubo galvanizado C40 1"

MASA (kg):

PLANO No:

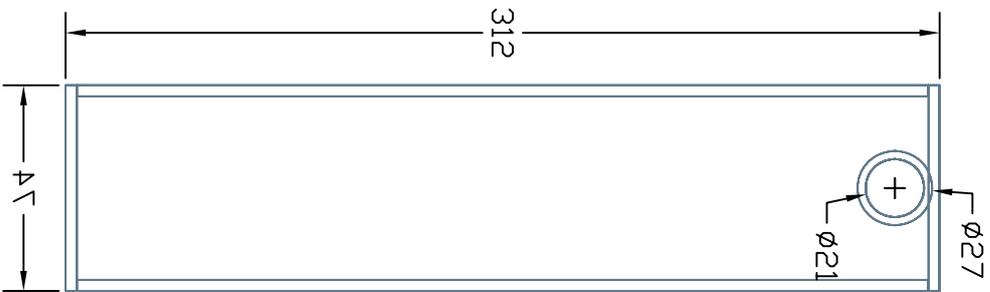
3

Notas:

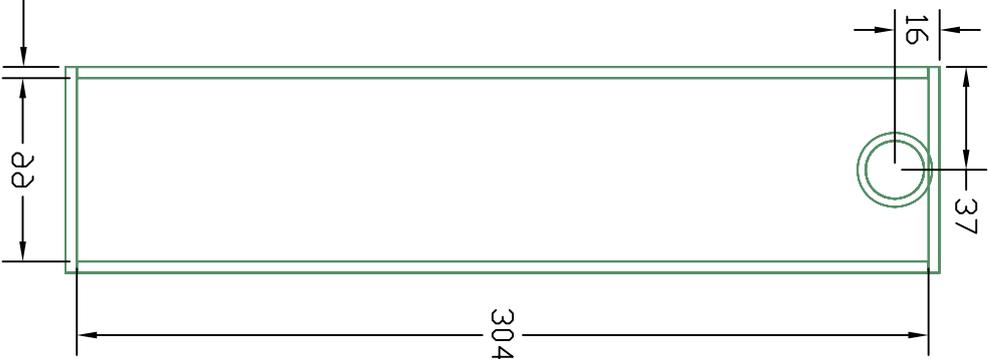
Dos piezas plancha A53 de 4 mm de espesor. Unidas a los espejos con soldadura.

Tubería galvanizada de 1" acoplada con soldadura.

Unión con soldadura E6011



VISTA FRONTAL

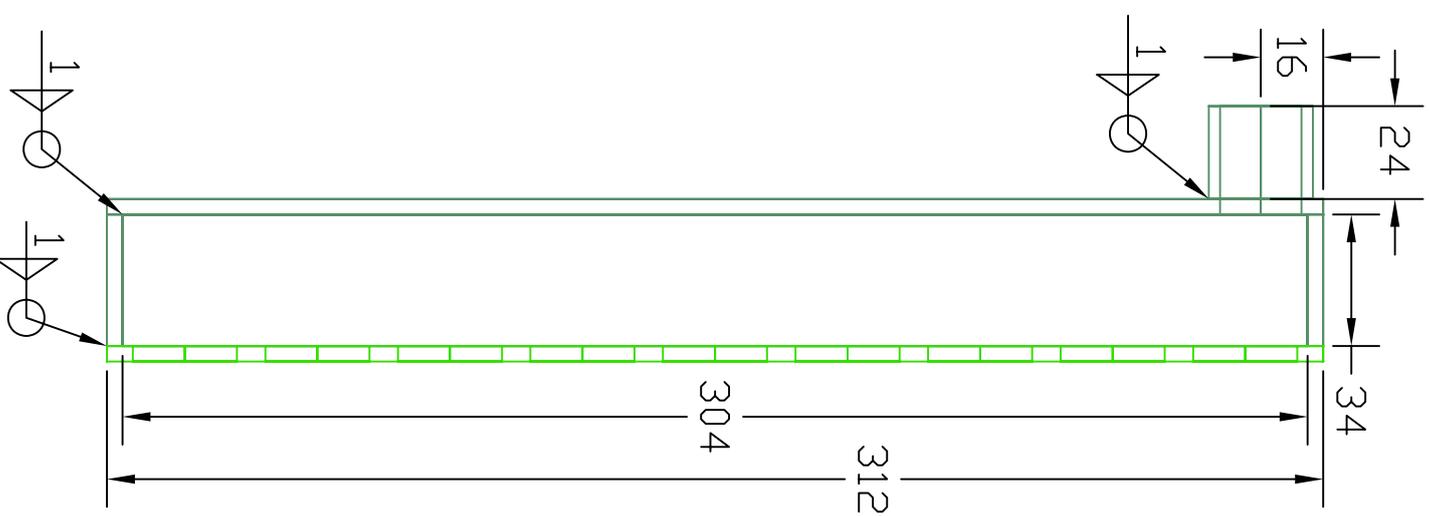


VISTA LATERAL DERECHA



CONTIENE:				ESCALA:
TAPAS DE ESPEJOS INGRESO Y SALIDA				
SISTEMA DE SECADO PDPSE INTERCAMBIADOR DE CALOR				
FECHA	NOMBRE	MATERIAL:		PLANO No:
28/02/08	Boero A.	Plancha ASTM A53, e=4 mm Tubo galvanizado C40 1"		3
Dibujó	Revisó	Ing. Zabala	MASA (kg):	
28/02/08				

VISTA LATERAL DERECHA Tapa
Espejo de Entrada



APÉNDICE F

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE EQUIPOS



RANGE OF PERFORMANCE

Flow rate up to 160 l/min (9.6 m³/h)
Head up to 58 m

LIMITS OF USE

Manometric suction lift up to 7 m
Liquid temperature up to + 90°C
Liquid temperature up to + 40°C in the CPX version
(with technopolymer impeller)
Environment temperature up to + 40°C

CONSTRUCTION AND SAFETY STANDARDS

EN 60034-1
IEC 34-1
CEI 2-3



INSTALLATION AND USE

They are recommended for pumping clean water and liquids that are chemically non aggressive to the materials from which the pump is made. **RELIABLE AND MAINTENANCE FREE THEY ARE WIDELY USED IN THE DOMESTIC AND CIVIL SECTOR, IN PARTICULAR FOR WATER DISTRIBUTION IN COMBINATION WITH SMALL OR MEDIUM PRESSURE SETS, FOR TRANSFER IN GENERAL, FOR IRRIGATING GARDENS.**

The pumps must be installed in enclosed places, or at least protected against inclement weather.

GUARANTEE 2 YEARS subject to our general terms of sale.

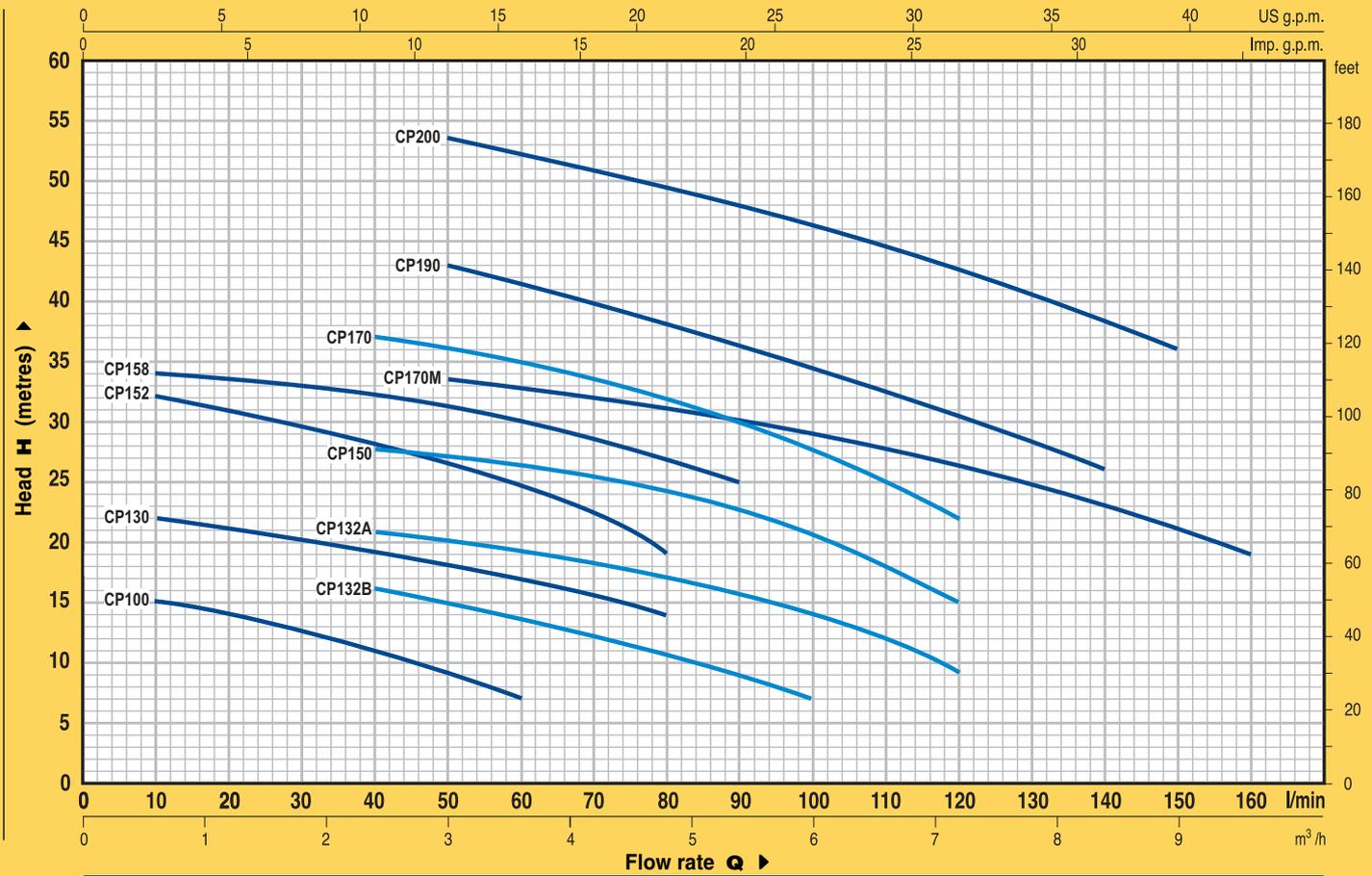
CONSTRUCTION CHARACTERISTICS

- **PUMP BODY:** cast iron, with threaded ports ISO 228/1.
- **BODY BACK-PLATE:** stainless steel AISI 304 or cast iron on higher powered models.
- **BRASS IMPELLER:**
CP 100-CP 132-CP 152-CP 150-CP 170-CP 190-CP 200
- **STAINLESS STEEL IMPELLER:**
CP 130-CP 158
- **MOTOR SHAFT:** stainless steel EN 10088-3 - 1.4104.
- **MECHANICAL SEAL:** ceramic - graphite - NBR.
- **ELECTRIC MOTOR:** the pumps are close-coupled to a carefully matched PEDROLLO electric motor, quiet running, totally enclosed fan cooled (TEFC), suitable for continuous duty.
CPm: single-phase 230 V - 50 Hz with capacitor and thermal overload protector built into the winding.
CP: three-phase 230/400 V - 50 Hz.
- **INSULATION:** class F. ● **PROTECTION:** IP 44.
- **REGISTERED MODEL n° 72753.**

OPTIONS ON REQUEST

- ⇒ impeller in **technopolymer** (CPm...X - CP...X)
- ⇒ special mechanical seal
- ⇒ other voltages or frequency 60 Hz

CURVES AND PERFORMANCE DATA AT n= 2900 1/min

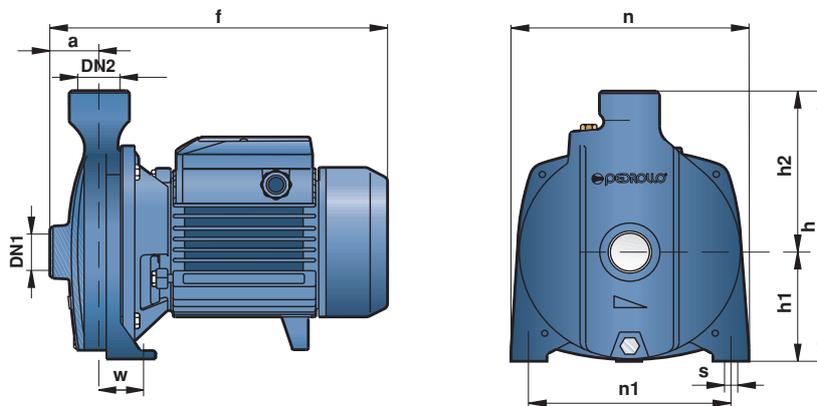


TYPE		POWER		Q	Flow rate																		
Single-phase	Three-phase	kW	HP		m³/h	0	0.6	1.2	1.8	2.4	3.0	3.6	4.2	4.8	5.4	6.0	6.6	7.2	7.8	8.4	9.0	9.6	
				l/min	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160		
CPm 100	CP 100	0.25	0.33	H metres	16	15	14	12.5	11	9	7												
CPm 130	CP 130	0.37	0.50		23	22	21	20	19	18	17	15.5	14										
CPm 132B	CP 132B	0.45	0.60		20	—	18	17	16	15	13.5	12	10.5	9	7								
CPm 132A	CP 132A	0.60	0.85		23	—	22	21.5	21	20	19	18	17	16	14	12	9						
CPm 152	CP 152	0.55	0.75		33	32	31	29.5	28.5	27	25	23	19										
CPm 150	CP 150	0.75	1		29.5	—	29	28.5	28	27.5	26.5	26	24.5	23	21	18	15						
CPm 158	CP 158	0.75	1		36	34	33.5	33	32.5	31.5	30	28.5	27	25									
CPm 170	CP 170	1.1	1.5		41	—	—	38	37	36	35	33.5	32	30	27.5	25	22						
CPm 170M	CP 170M	1.1	1.5		36	—	—	35	34.5	33.5	33	32	31	30	29	28	26.5	25	23	21	19		
CPm 190	CP 190	1.5	2		50	—	—	46	44.5	43	41.5	40	38	36	34.5	32.5	30.5	28	26				
—	CP 200	2.2	3		58	—	—	55	54.5	53.5	52	51	49.5	48	46	44.5	42.5	40.5	38.5	36			

Q = Flow rate H = Total manometric head

Tolerance of the performance curves according to EN ISO 9906 App. A.

DIMENSIONS AND WEIGHTS



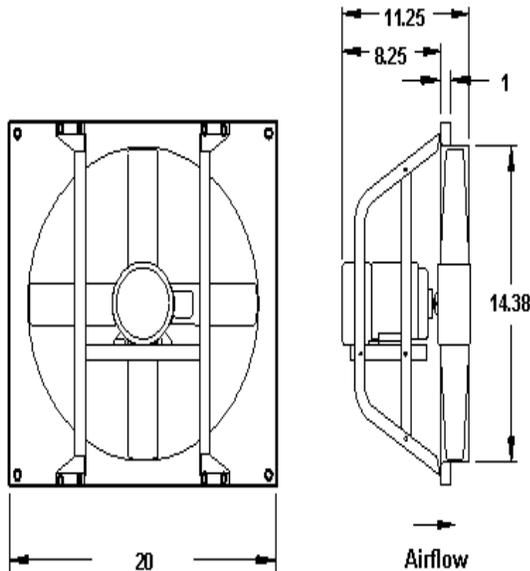
TYPE		PORTS		DIMENSIONS mm								kg					
Single-phase	Three-phase	DN1	DN2	a	f	h	h1	h2	n	n1	w	s	1~	3~			
CPm 100	CP 100	1"	1"	34	247	187	77	110	148	118	45	10	6.8	6.9			
CPm 130	CP 130			42	266/259	205	82	123	165	135	41		38	7.8	7.6		
CPm 132B	CP 132B													8.0	7.5		
CPm 132A	CP 132A			11/4"	1"	51	364	290	115	175	242		206	32.5	11	8.4	8.1
CPm 152	CP 152															11.5	11.5
CPm 150	CP 150															12.5	11.3
CPm 158	CP 158	11/4"	1"	51	364	290	115	175	242	206	32.5	11	12.1	11.6			
CPm 170-170M	CP 170-170M												19.2	18.5			
CPm 190	CP 190	11/4"	1"	51	364	290	115	175	242	206	32.5	11	25.0	24.2			
—	CP 200												-	25.5			

Fan

MARK: tesis4

SE1

Sidewall Direct Drive Exhaust Fan



Tag: tesis4

STANDARD CONSTRUCTION FEATURES

- Fan panels of galvanized steel • Aluminum blade propeller • Die formed, galvaniz...

SELECTED OPTIONS & ACCESSORIES

- Aluminum Propeller
- Class B Motor Insulation or Greater

NOTES: All dimensions shown are in units of inches
Fan weight is without accessories

DIMENSIONS

Approx. Fan Weight (lb)	Recommended Roof/Wall Opening (in)
27	16.5 x 16.5

PERFORMANCE (Elevation ft = 0, Airstream Temperature F = 70)

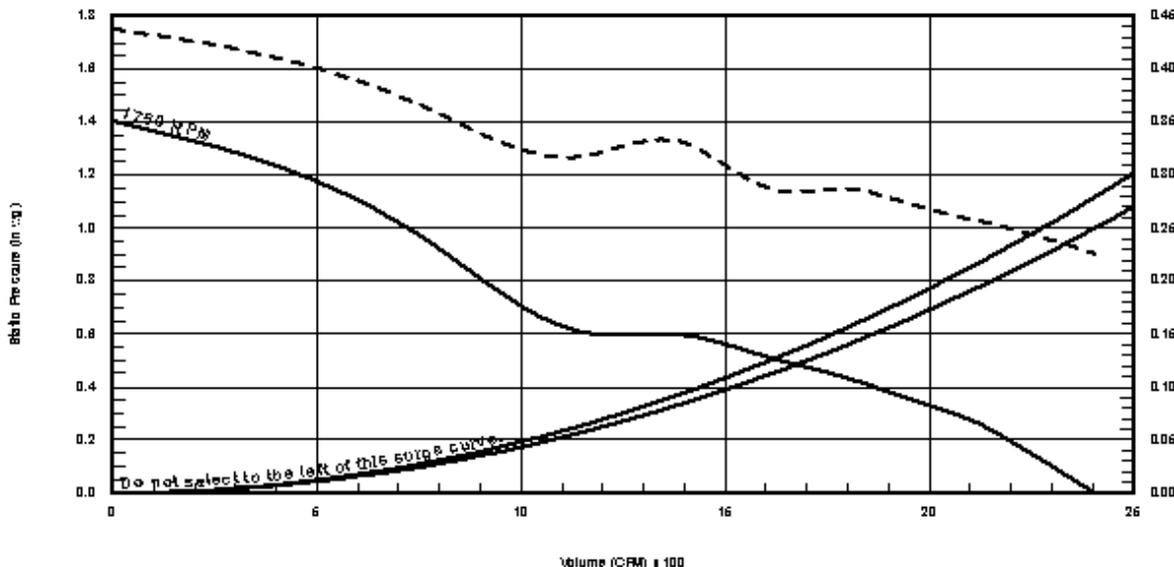
Qty	Model	Volume (CFM)	SP (in wg)	FRP M	Operating Power (hp)	Motor Information					
						Size (hp)	V/C/P	Encl.	Motor RPM:	Windings	FLA (A)
1	SE1-14-432-A4	1,636	0.5	1,750	0.29	1/4	115/60/1	ODP	1750	1	5.8

SOUND

Inlet Sound Power by Octave Band								L _{wa}	dBA	Sones
62.5	125	250	500	1000	2000	4000	8000			
80	82	71	69	69	69	65	57	75	64	13.4

FLA - Based on tables 150 or 148 of National Electrical Code 2002.

L_{wa} - A weighted sound power level, based on ANSI S1.4.
dBA - A weighted sound pressure level, based on 11.5 dB attenuation per octave band at 1.5 m. Sones calculated usi...



Power (hp) (dashed line) vs. Beta (%)

Fan

MARK: tesis 1

SFD Direct Drive Centrifugal Blower

Tag: tesis 1

STANDARD CONSTRUCTION FEATURES

HOUSING: Heavy gauge galvanized steel housing with Lock-seam construction • Corrosion resistant fasteners
WHEEL: Forward curved aluminum wheel...

SELECTED OPTIONS & ACCESSORIES

Class B Motor Insulation or Greater

ENGINEERING DATA

Approx. Fan Weight (lb)	Max. T Motor Frame Size
83	145

**Fan weight is without accessories.

Drive Type
N/A

CONFIGURATION

Arrangement	Rotation	Discharge Position
4	CW	TH

MOTOR SPECS

Size (hp)	RPM	V/C/P	Enclosure	Motor Frame Size	FLA (A)
1 1/2	1725	208/60/3	ODP	56	6.6

FLA - Based on tables 150 or 148 of National Electrical Code 2002.

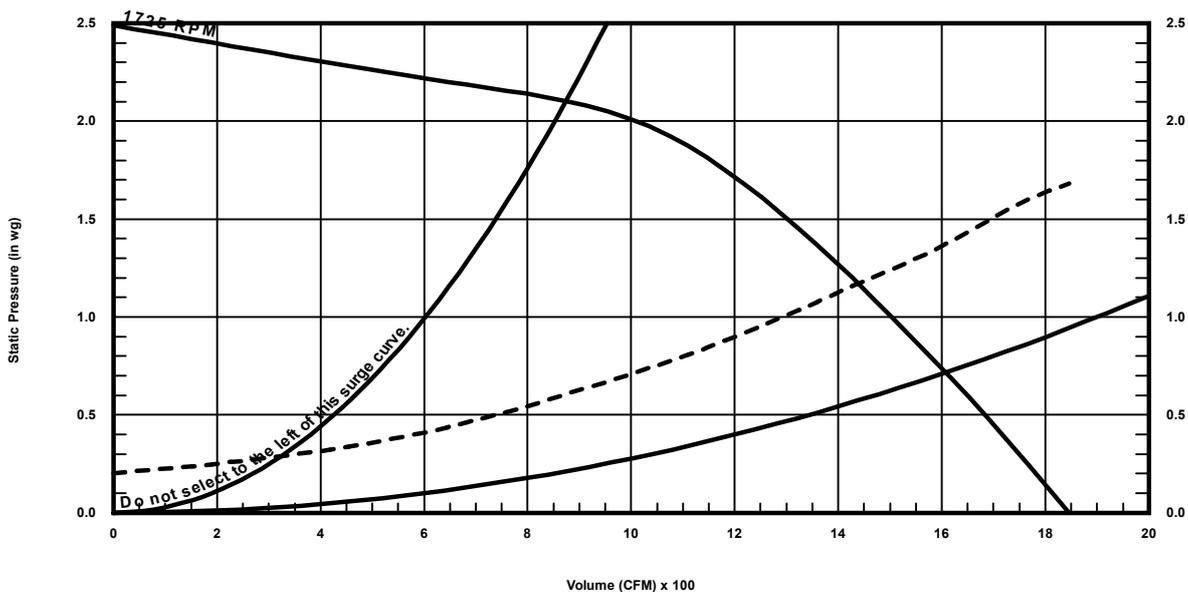
PERFORMANCE Elevation ft = 0

Qty.	Model	Volume (CFM)	SP (in wg)	TS (ft/min)	OV (ft/min)	FRPM	Operating Power (hp)	SE %
1	SFD-9-15A	1,577	0.8	4,290.0	3,282.0	1,725	1.33	15

SOUND

Inlet Sound Power by Octave Band								LwA	dBA	Noise Criteria	Sones
62.5	125	250	500	1000	2000	4000	8000				
79	88	86	71	72	71	68	67	80	69	69	19.2

LwA - A weighted sound power level, based on ANSI S1.4. dBA - A weighted sound pressure level, based on 11.5 dB attenuation per octave band at 1.5 m. Noise Criteria (NC) based on an average attenuation of 11.5 dB per octave band a...



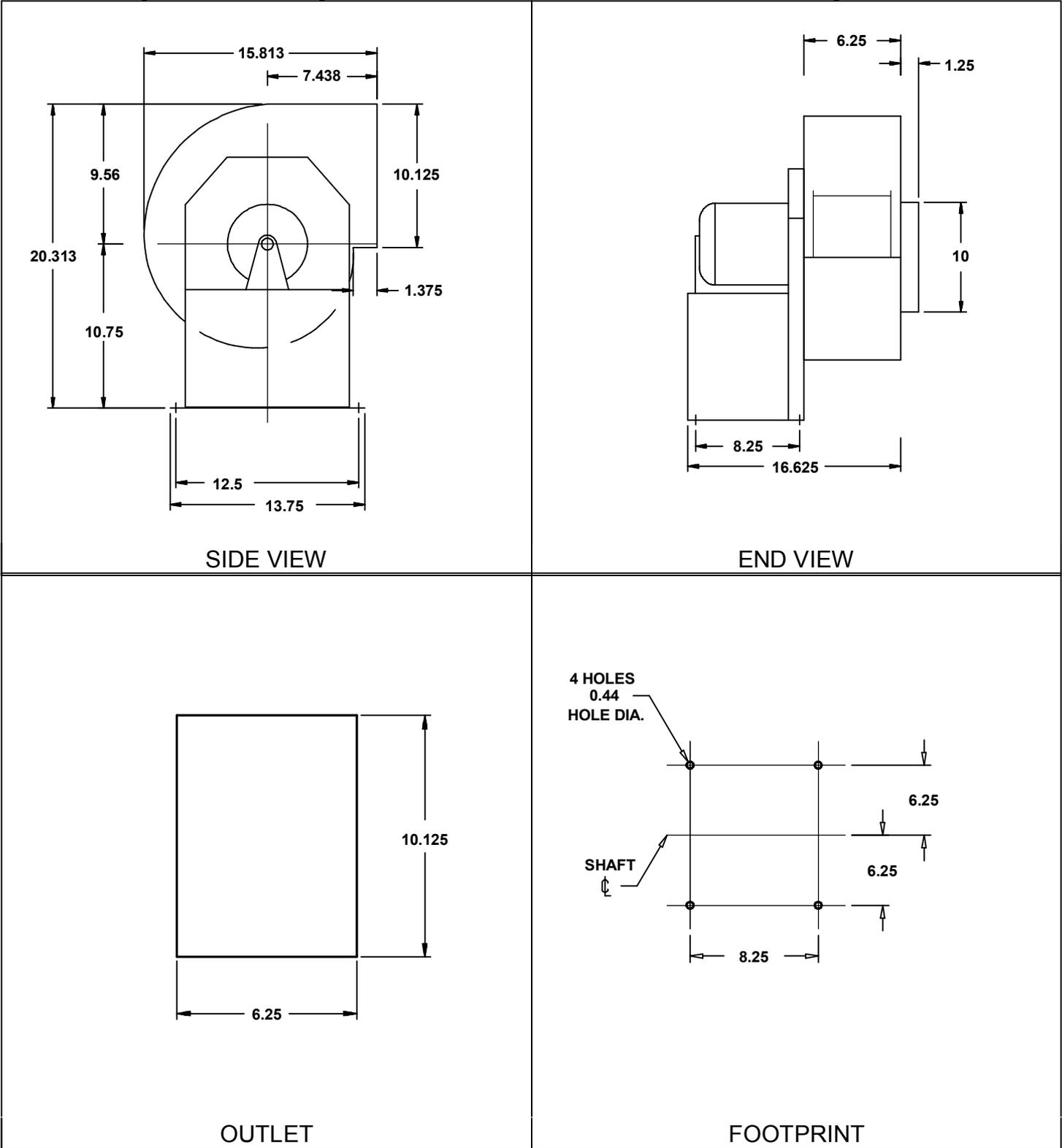
Fan

MARK: tesis 1

Size: 9
Arrangement: 4

SFD Direct Drive Centrifugal Blower

NOTES: All dimensions shown are in units of inches.
Drawings are not to scale. Drawings are of standard unit and do not include dimensions for accessories or design modifications.



APÉNDICE G

EJECUCIÓN DEL PROGRAMA

secadotoquilla

Sistema de Secado de Paja Toquilla por Recuperacion de Energia desde Hornos Artesanales

Datos de Entrada

Horno

Altura : cm
 Ancho : cm
 Profundidad : cm
 Temp. Gases de Comb. : °C

Camara de Secado

Temp. Entrada Aire : °C
 Hum. entrada aire : %
 Temp Secado : °C

Paja Toquilla

Masa Inicial : g
 Humedad a Evaporar : %
 Temp. entrada toquilla : °C

Intercambiador de Calor

Diametro del Tubo : in
 Tipo de Radiador :
 Configuracion interna :

Resultados

Temperaturas del Agu

Temp. Entrada Agua : °C
 Temp Salida Agua : °C

Camara de Secado

Numero de Cogollos :
 Dimensiones : x m
 Espesor aislante : cm

Radiador, Dimensiones

Altura : in
 Ancho : in
 Numero de Filas :

Intercambiador de Calor

Numero de Tubos :
 Longitud de Tubos : m
 Perdidas de Cabezal : m

Ventilador

Caudal de aire : cfm
 Presion Estatica Total : in H2O

Bomba de agua

Caudal de agua : ft / min
 Cabezal : m

Calculador

Descripcion del Radiador

Descripcion del primer radiador

Cerrar

Figura G.1. Programa para el Diseño Térmico del Sistema – Entrada de Datos

secadotoquilla

Sistema de Secado de Paja Toquilla por Recuperacion de Energia desde Hornos Artesanales

Datos de Entrada

Horno

Altura : 36 cm
 Ancho : 45 cm
 Profundidad : 90 cm
 Temp. Gases de Comb. : 550 °C

Camara de Secado

Temp. Entrada Aire : 25 °C
 Hum. entrada aire : 60 %
 Temp Secado : 40 °C

Intercambiador de Calor

Diametro del Tubo : 3/4 in

Peja Toquilla

Masa Inicial : 216.2 g
 Humedad a Evaporar : 50 %
 Temp. entrada toquilla : 30 °C

Tipo de Radiador
 Configuracion interna : Radiador 1

Resultados

Temperaturas del Agua

Temp. Entrada Agua : 0 °C
 Temp Salida Agua : 0 °C

Radiador, Dimensiones

Altura : 0 in
 Ancho : 0 in
 Numero de Filas : 0

Ventilador

Caudal de aire : 0 cfm
 Presion Estatica Total : 0 in H2O

Camara de Secado

Numero de Cogollos : 0
 Dimensiones : 0 x 0 m
 Espesor aislante : 0 cm

Intercambiador de Calor

Numero de Tubos : 0
 Longitud de Tubos : 0 m
 Perdidas de Cabezal : 0 m

Bomba de agua

Caudal de agua : 0 ft / min
 Cabezal : 0 m

Calculador

Descripcion del Radiador

Paso de aleta = 9.1/pulgada;
 Diám. hidráulico Paso de flujo, 4rh = 0.01380 ft;
 Espesor de la aleta = 0.004 in, Cobre;
 Área Flujo libre/Área Frontal = 0.788;
 Área transferencia total/Volumen = 224 ft²/ft³;
 Área aleta/Área total = 0.813

Cerrar

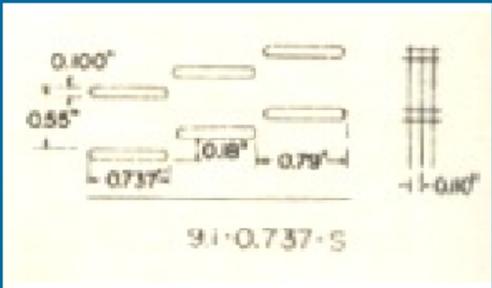


Figura G.2. Programa para el Diseño Térmico del Sistema – Entrada de Datos

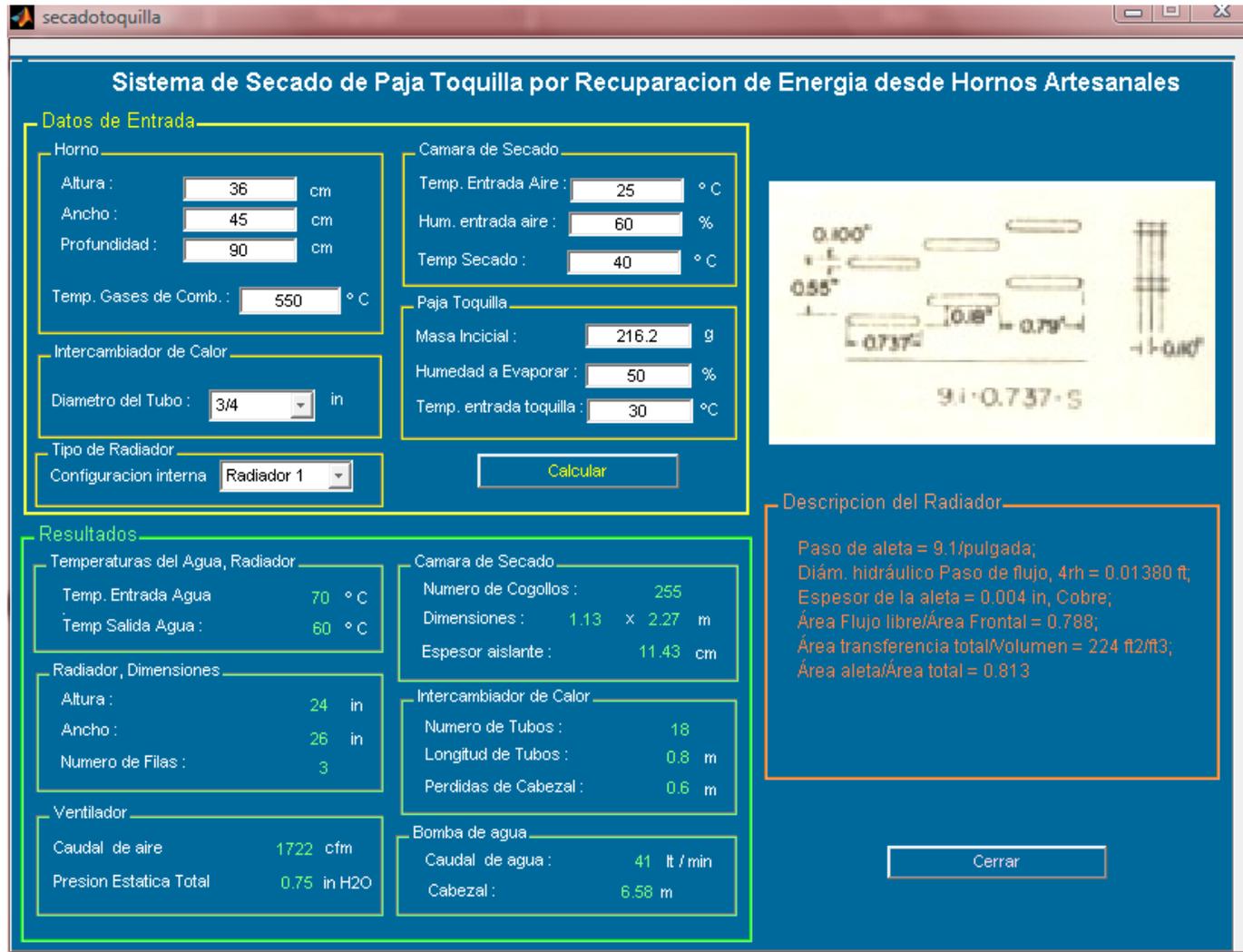


Figura G.3. Programa para el Diseño Térmico del Sistema – Presentación de Resultados

APÉNDICE H

PROGRAMACIÓN PARA EL DISEÑO TÉRMICO DEL SISTEMA DE SECADO DE PAJA TOQUILLA

```
function varargout = secadotoquilla(varargin)
% SECADOTOQUILLA M-file for secadotoquilla.fig
% SECADOTOQUILLA, by itself, creates a new SECADOTOQUILLA or raises the existing
% singleton*.
%
% H = SECADOTOQUILLA returns the handle to a new SECADOTOQUILLA or the handle to
% the existing singleton*.
%
% SECADOTOQUILLA('CALLBACK', hObject,eventData,handles,...) calls the local
% function named CALLBACK in SECADOTOQUILLA.M with the given input arguments.
%
% SECADOTOQUILLA('Property','Value',...) creates a new SECADOTOQUILLA or raises
the
% existing singleton*. Starting from the left, property value pairs are
% applied to the GUI before secadotoquilla_OpeningFunction gets called. An
% unrecognized property name or invalid value makes property application
% stop. All inputs are passed to secadotoquilla_OpeningFcn via varargin.
%
% *See GUI Options on GUIDE's Tools menu. Choose "GUI allows only one
% instance to run (singleton)".
%
% See also: GUIDE, GUIDATA, GUIHANDLES

% Copyright 2002-2003 The MathWorks, Inc.

% Edit the above text to modify the response to help secadotoquilla

% Last Modified by GUIDE v2.5 25-Sep-2008 01:12:29

% Begin initialization code - DO NOT EDIT

gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name', mfilename, ...
                  'gui_Singleton', gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn', @secadotoquilla_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn', @secadotoquilla_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn', [] , ...
                  'gui_Callback', []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end

% End initialization code - DO NOT EDIT

%I = imread('C:\MATLAB7\work\f14.jpg');
% image(I)
% set(ejes,'xticklabel','', 'yticklabel','');
% --- Executes just before secadotoquilla is made visible.
```

```
function secadotoquilla_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)
% This function has no output args, see OutputFcn.
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% varargin   command line arguments to secadotoquilla (see VARARGIN)

% Choose default command line output for secadotoquilla
handles.output = hObject;

% Update handles structure
guidata(hObject, handles);

% UIWAIT makes secadotoquilla wait for user response (see UIRESUME)
% uiwait(handles.figure1);

        set(handles.descripcion,'string','Descripcion del primer radiador')
ejes=axes('units','normalized','position',[0.61 0.5 0.36
0.4],'xticklabel','','tag','ejes');

        [I,map] = imread('C:\MATLAB7\work\ConfigRadiador1.jpg');

        imshow(I,map)

% --- Outputs from this function are returned to the command line.
function varargout = secadotoquilla_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)
% varargout  cell array for returning output args (see VARARGOUT);
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Get default command line output from handles structure
varargout{1} = handles.output;

function a_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to a (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hints: get(hObject,'String') returns contents of a as text
%        str2double(get(hObject,'String')) returns contents of a as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function a_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to a (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%       See ISPC and COMPUTER.
if ispc
```

```
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
else
    set(hObject,'BackgroundColor',get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'));
end
```

```
function edit2_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit2 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit2 as text
%        str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit2 as a double
```

```
% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit2_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit2 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%       See ISPC and COMPUTER.
if ispc
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
else
    set(hObject,'BackgroundColor',get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'));
end
```

```
function p_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to p (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hints: get(hObject,'String') returns contents of p as text
%        str2double(get(hObject,'String')) returns contents of p as a double
```

```
% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function p_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to p (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%       See ISPC and COMPUTER.
if ispc
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
else
    set(hObject,'BackgroundColor',get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'));
end
```

```
function Too_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to Too (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hints: get(hObject,'String') returns contents of Too as text
%         str2double(get(hObject,'String')) returns contents of Too as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function Too_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to Too (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%         See ISPC and COMPUTER.
if ispc
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
else
    set(hObject,'BackgroundColor',get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'));
end

% --- Executes on selection change in popupmenu1.
function popupmenu1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to popupmenu1 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hints: contents = get(hObject,'String') returns popupmenu1 contents as cell array
%         contents{get(hObject,'Value')} returns selected item from popupmenu1

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function popupmenu1_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to popupmenu1 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called

% Hint: popupmenu controls usually have a white background on Windows.
%         See ISPC and COMPUTER.
if ispc
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
else
    set(hObject,'BackgroundColor',get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'));
end

function Td_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to Td (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
```

```
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of Td as text
%         str2double(get(hObject,'String')) returns contents of Td as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function Td_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to Td (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%         See ISPC and COMPUTER.
if ispc
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
else
    set(hObject,'BackgroundColor',get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'));
end

function Tai_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to Tai (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hints: get(hObject,'String') returns contents of Tai as text
%         str2double(get(hObject,'String')) returns contents of Tai as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function Tai_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to Tai (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%         See ISPC and COMPUTER.
if ispc
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
else
    set(hObject,'BackgroundColor',get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'));
end

function pcl_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to pcl (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hints: get(hObject,'String') returns contents of pcl as text
%         str2double(get(hObject,'String')) returns contents of pcl as a double
```

```
% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function pcl_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to pcl (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%         See ISPC and COMPUTER.
if ispc
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
else
    set(hObject,'BackgroundColor',get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'));
end

function Hu_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to Hu (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hints: get(hObject,'String') returns contents of Hu as text
%         str2double(get(hObject,'String')) returns contents of Hu as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function Hu_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to Hu (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%         See ISPC and COMPUTER.
if ispc
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
else
    set(hObject,'BackgroundColor',get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'));
end

% --- Executes on button press in Calcula.
function Calcula_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to Calcula (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

A=str2num(get(handles.A,'string')); %Altura del horno
H=str2num(get(handles.H,'string')); %Ancho del horno
P=str2num(get(handles.p,'string')); %profundidad del horno
Too=str2num(get(handles.Too,'string')); %Temperatura de gases comb.
mi=str2num(get(handles.pcl,'string')); %masa inicial de la paja toquilla
```

```
Hu=str2num(get(handles.Hu,'string')); %Humedad a evaporar
Tai=str2num(get(handles.Tai,'string')); %Temp entrada del aire
Hua=str2num(get(handles.Hua,'string')); %Humedad del aire a la entrada
Td=str2num(get(handles.Td,'string')); %Temp de secado de la paja toquilla
To=str2num(get(handles.To,'string')); %Temperatura inicial de la paja toquilla

Hu=Hu/100;
Hua=Hua/100;
A=A/100; %ancho del horno [m]
H=H/100; %altura del horno [m]
P=P/100; %profundidad del horno [m]

%CÁLCULO DEL FLUJO DE AIRE
mc=44.28; %masa de 1 cogollo
magi=mi-mc; %masa inicial de agua en 1 cogollo
magf=magi*Hu; %masa final de agua en 1 cogollo
Dmev=magi-magf; %masa de agua a evaporar de 1 cogollo

nc=300; %número de cogollos a secar (valor asumido)
difn=100;
while difn>5
    DmTo=nc*Dmev/1000 %masa Total de agua a evaporar

    %Condiciones del aire de secado
    Pair=101.325; %presión total del aire
    cpa=1.005; %calor específico del aire
    Hul=Hua; %humedad relativa del aire en el punto 1
    T1=Tai; %Temperatura del aire en el punto 1
    T2=Td; %Temperatura del aire en el punto 2
    H3=1; %humedad relativa del aire en el punto 3

    XT=[15 20 25 30 35 40 45];
    hg=[2528.9 2538.1 2547.2 2556.3 2565.3 2574.3 2583.2];
    Pg=[1.7051 2.339 3.169 4.246 5.628 7.384 9.593];

    hg1=interp1(XT,hg,T1); %entalpía de evaporación en el punto 1
    Pg1=interp1(XT,Pg,T1); %presión de saturación del agua en el punto 1
    Pv1=Hul*Pg1; %presión parcial del vapor de agua en Punto 1
    w1=0.622*Pv1/(Pair-Pv1); %humedad específica en el punto 1
    h1=cpa*T1+w1*hg1; %entalía en el punto 1

    hg2=interp1(XT,hg,T2); %entalpía de evaporación en el punto 2
    Pg2=interp1(XT,Pg,T2); %presión de saturación del agua en el punto 2
    w2=w1; %humedad específica en el punto 2
    Hu2=w2*Pair/((0.622+w2)*Pg2); %humedad relativa del aire en el punto 2
    h2=cpa*T2+w2*hg2; %entalía en el punto 2

    h3=h2; %entalpía del aire en el punto 3
    T3=Tai-5; %Temperatura del aire en Punto 3 (ASUMIDA)
    difT3=10;
    while difT3>2
        hg3=interp1(XT,hg,T3); %entalpía de evaporación en el punto 3
        Pg3=interp1(XT,Pg,T3); %presión de saturación del agua en el punto 3
        w3=0.622*Pg3/(Pair-Pg3); %humedad específica en el punto 3
        T3a=(h3-w3*hg3)/cpa; %Temperatura de aire en Punto 3 (CALCULADA)
        difT3=abs(T3-T3a);
    end
end
```

```
    if difT3>=2
        T3=T3+1;
    end
end

while difT3>0.2
    hg3=interp1(XT,hg,T3);    %entalpía de evaporación en el punto 3
    Pg3=interp1(XT,Pg,T3);    %presión de saturación del agua en el punto 3
    w3=0.622*Pg3/(Pair-Pg3);    %humedad específica en el punto 3
    T3a=(h3-w3*hg3)/cpa;    %Temperatura de aire en Punto 3 (CALCULADA)
    difT3=abs(T3-T3a);
    if difT3>=0.2
        T3=T3-0.1;
    end
end

mab=w3-w1;    %cantidad de agua absorbida
mal=DmTo/mab    %flujo másico de aire [Kh/hr]
ma=mal/3600;    %flujo másico de aire [Kg/s]

T2K=T2+273;    %Temperatura entrada aire en Kelvin
XT2=[250 300 350 400];
roT2=[1.3947 1.1614 0.9950 0.8711];
ro2=interp1(XT2,roT2,T2K); %Densidad del aire a la Temp 1
QaE1=mal/ro2;    %caudal volumétrico de aire [m3/h]
QaE=QaE1/3600;    %caudal volumétrico de aire [m3/s]
QaI=QaE1*35.15/60    %caudal volumétrico de aire [cfm]

%CÁLCULOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

dv=(get(handles.d,'value'));    %Diámetro nominal

switch dv
    case 1
        di=9.2/1000;
        do=13.7/1000;
    case 2
        di=12.5/1000;
        do=17.1/1000;
    case 3
        di=15.8/1000;
        do=21.3/1000;
    case 4
        di=20.9/1000;
        do=26.7/1000;
    case 5
        di=26.6/1000;
        do=33.4/1000;
    case 6
        di=35.1/1000;
        do=42.2/1000;
end

Tbo=70;    %Temperatura de salida del agua al intercambiador
Tbi=60;    %Temperatura de entrada del agua al intercambiador
```

```

Tb=(Tbi+Tbo)/2; %Temperatura promedio del agua
Tb1=Tb*(9/5)+32; %Temperatura promedio del agua en °F

dcac=do*1.25; %Distancia centro a centro
NT=fix(H/dcac-1) %Número de ramales
N=2*NT; %Número de tubos
Lt=P-0.1; %Longitud de 1 tubo
Lta=A-5*dcac; %Longitud tubo de acople
L=N*Lt+Lta %Longitud Total

kt=16; %conductividad del material del tubo (acero)

%Resistencias debido a incrustaciones
Ri=0.000175; %Resistencia interna del lado del agua
Ro=0.000350; %Resistencia externa del lado de los gases

%Determinación de las propiedades del agua @ Tb
Xw=[80 90 100 150 200 250 300]; %Temperaturas de la Tabla de las propiedades
térmicas del agua
Ydw=[62.2 62.1 62.0 61.2 60.1 58.8 57.3]; %Densidad
Ycpw=[0.998 0.997 0.998 1.0 1.0 1.01 1.03]; %Calor específico
Yuw=[0.578 0.514 0.458 0.292 0.205 0.158 0.126];
Yvw=[0.93 0.825 0.74 0.477 0.341 0.269 0.22];
Ykw=[0.353 0.359 0.364 0.384 0.394 0.396 0.395];
YPrw=[5.89 5.13 4.52 2.74 1.88 1.45 1.18]; %Número de Prandlt

dw=(interp1(Xw,Ydw,Tb1))/0.062428; %Densidad del agua @ Tb
cpw=(interp1(Xw,Ycpw,Tb1))/0.23885; %Calor específico del agua @ Tb
uw=((interp1(Xw,Yuw,Tb1))/1000)*3600/2419.1;
vw=((interp1(Xw,Yvw,Tb1))/100000)*3600/38750;
kw=(interp1(Xw,Ykw,Tb1))/0.57782;
Prw=interp1(Xw,YPrw,Tb1); %Número de Prandlt del agua @ Tb

%Obtención por iteración del Flujo de agua
Vw=35; %Caudal volumetrico de agua (asumido)
difVw=10;
while difVw>0.9
    mw=Vw*dw/60000 %Flujo másico de agua [Kg/s]

    %Cálculo del coeficiente de convección interno, hi
    Rei=4*mw/(NT*pi*di*uw); %Número de Reynolds del agua dentro de los
tubos
    fi=(0.79*log(Rei)-1.64)^-2; %factor f del lado del agua
    Nui=((fi/8)*(Rei-1000)*Prw)/(1+12.7*(fi/8)^0.5*(Prw^(2/3)-1)) %Número de
Nuselt para el agua
    hi=Nui*kw/di %Coeficiente de convección interno, del lado del agua

    %Resistencias:
    Rci=1/(hi*pi*di*L);
    Rdi=Ri/(pi*di*L);
    Rk=log(do/di)/(2*pi*kt*L);
    Rdo=Ro/(pi*do*L);
    SR=Rci+Rdi+Rk+Rdo;

    Ao=pi*do*L; %área de la superficie externa del tubo

```

```

Tsol=100;    %Temperatura de la superficie externa del tubo SUPUESTA
hol=25;     %Coef. de convección ecterno SUPUESTO
difT=5;     %diferencia entre la Temperatura supuesta y la calculada por
medio de balance energético
dihf=1;     %diferencia entre el coef. supuesto y el obtenido por medio
de la ecuación

while dihf>0.1
    difT=5;
    while difT>0.09
        %Energía de radiación (superficies rerradiantes)
        sig=5.67*10^-8;
        rat=dcac/do; %ratio
        Xrat=[1 1.5 2 2.5 3 3.5 4 4.5 5 5.5 6 6.5 7];
        YF1t=[1 0.99 0.97 0.94 0.91 0.87 0.82 0.78 0.75 0.71 0.66 0.64
0.6];
        F12=interp1(Xrat,YF1t,rat,'spline');
        A1=A*P; %área de la superficie inferior del horno
        qrr=A1*F12*sig*((Too+273)^4-(Tsol+273)^4) %radiación entre la
sup. inferior y los tubos

        %Cálculo del coeficiente de convección externo
        Tso=(hol*Ao*Too+Tb/SR+qrr)/(1/SR+hol*Ao) %Temperatura de la
sup. externa del tubo por medio de balance energético

        Tf=(Tso+Too)/2+273; %Temperatura de película en K
        %Propiedades del aire @ Tf
        Xf=[300 350 400 450 500 550 600 650 800];
        Yrof=[1.1614 0.9950 0.8711 0.774 0.6964 0.6329 0.5804 0.5356
0.4856]; %Densidad del aire
        Ycpf=[1.007 1.009 1.014 1.021 1.030 1.04 1.051 1.063 1.075]; %
Calor específico del aire
        Yuf=[184.6 208.2 230.1 250.7 270.1 288.4 305.8 322.5 340];
        Yvf=[15.89 20.92 26.41 32.39 38.79 45.57 52.69 60.21 69];
        Ykf=[26.3 30 33.8 37.3 40.7 43.9 46.9 49.7 52.7];
        Yaf=[22.5 29.9 38.3 47.2 56.7 66.7 76.9 87.3 98];
        YPrf=[0.707 0.7 0.69 0.686 0.684 0.683 0.685 0.69 0.7]; %Número
de Prandlt del aire

        rof=interp1(Xf,Yrof,Tf); %Densidad del agua @ Tw
        cpf=interp1(Xf,Ycpf,Tf); %Calor específico del agua @ Tw
        uf=(interp1(Xf,Yuf,Tf))/10^7;
        vf=(interp1(Xf,Yvf,Tf))/10^6;
        kf=(interp1(Xf,Ykf,Tf))/10^3;
        af=(interp1(Xf,Yaf,Tf))/10^6;
        Prf=interp1(Xf,YPrf,Tf); %Número de Prandlt del agua @ Tw
        Bf=1/Tf;

        Rao=(9.8*Bf*(Too-Tso)*do^3)/(vf*af);
        Nuo=(0.6+(0.387*Rao^(1/6))/(1+(0.559/Prf)^(9/16)))^(8/27))^2; %
Número de Nuselt externo
        ho=kf/do*Nuo %Coeficiente de convección externo

        difT=abs(Tsol-Tso)
        if difT>=0.1
            Tsol=Tso

```

```

        end
        pause
    end

    difh=abs(ho1-ho)
    if difh>=0.09
        ho1=ho
    end
    pause
end

%Cálculo del coeficiente global de Transf. calor, U
DTml=((Too-Tbo)-(Too-Tbi))/log((Too-Tbo)/(Too-Tbi)); %Diferencia de
Temp. media logarítmica

hr=sig*F12*(Tso+273+Too+273)*((Tso+273)^2+(Too+273)^2) %coeficiente de
radiación

UA1=SR+1/((ho+hr)*pi*do*L); %1/UA

%Calor que suministra el intercambiador
q=DTml/UA1

%Cálculo del flujo de agua
nst=0.8; %Eficiencia del Sistema de Distribución
qrad=(q*3.6)*nst %Calor requerido para la cámara
mw=qrad/(cpw*(Tbo-Tbi)) %Flujo másico de agua [Kg/h]
mw=mw/3600 %Flujo másico de agua [Kg/s]
Vw1=mw/dw*60000 %Caudal volumétrico de agua [lt/mmin]

difVw=abs(Vw-Vw1)
if difVw>=0.9
    Vw=Vw1
end
end

%Cálculo de la Caída de presión en el intercambiador
ep=0.046; %Rugosidad promedio (acero comercial) [mm]

Re_1=4*mw/(pi*di*uw); %Reynolds en el tubo de acople
f_1=0.25/(log10((ep/(3.7*di*1000))+(5.74/Re_1^0.9)))^2; %factor de fricción en
tubo de acople
f_2=fi; %factor de fricción en un tubo del banco del intercambiador
V_1=4*mw/(dw*pi*di^2); %velocidad del agua en el tubo de acople
V_2=4*mw/9/(dw*pi*di^2); %velocidad del agua en uno de los tubos del banco

ke1=0.78; %factor de pérdida debido a una entrada
ke2=2; %factor de pérdida debido a cambio de dirección 90°

HL1=(f_1*Lta/di+2*ke1)*V_1^2/2/9.8; %pérdida de cabezal en tubo acople
HL2=(f_2*Lt/di+2*ke1+ke2)*V_2^2/2/9.8; %pérdida en 1 tubo del banco
HLI=HL1+18*HL2 %pérdida de cabezal [m] en intercambiador

%Cálculo de la Caída de presión en sistema distribución
%pérdidas por accesorios

```

```

ke3=1*8.5; % 1 válvula de globo
ke4=9*0.75; % 9 codos estándar 90°
ke5=4*0.5; % 4 uniones universales

LSD=8 %longitud total del sistema de distribución

HLD=(f_1*LSD/di+ke3+ke4+ke5)*V_1^2/2/9.8 %pérdida de cabezal [m] en tuberías
distribución

%CÁLCULOS DEL RADIADOR
Tao=Td; %Temperatura de salida del aire
Twi=Tbo; %Temperatura de entrada del agua a radiador (a criterio del
diseñador)
Two=Tbi; %Temperatura de salida del agua a radiador (supuesto)
Ta=(Tai+Tao)/2; %Temperatura promedio del aire
Ta=Ta+273; %Temperatura promedio del aire en K

%Determinación de las propiedades del aire @ Ta
Xa=[100 150 200 250 300 350 400 450 500 550]; %Temperaturas de la Tabla A4 de las
propiedades térmicas del aire
Yroa=[3.5562 2.3364 1.7458 1.3947 1.1614 0.9950 0.8711 0.7740 0.6964 0.6329]; %
Densidad
Ycpa=[1.032 1.012 1.007 1.006 1.007 1.009 1.014 1.021 1.030 1.040]; %Calor
específico
Yua=[71.1 103.4 132.5 159.6 184.6 208.2 230.1 250.7 270.1 288.4];
Yva=[2.00 4.426 7.59 11.44 15.89 20.92 26.41 32.39 38.39 45.57];
Yka=[9.34 13.8 18.1 22.3 26.3 30.0 33.8 37.3 40.7 43.9];
Yaa=[2.54 5.84 10.3 15.9 22.5 29.9 38.3 47.2 56.7 66.7];
YPra=[0.786 0.758 0.737 0.720 0.707 0.7 0.69 0.686 0.684 0.683]; %Número de
Prandlt

da=interp1(Xa,Yroa,Ta); %Densidad del aire @ Ta
cpa=interp1(Xa,Ycpa,Ta); %Calor específico del aire @ Ta
ua=(interp1(Xa,Yua,Ta))/10000000;
va=(interp1(Xa,Yva,Ta))/1000000;
ka=(interp1(Xa,Yka,Ta))/1000;
aa=(interp1(Xa,Yaa,Ta))/1000000;
Pra=interp1(Xa,YPra,Ta); %Número de Prandlt del aire @ Ta

Ca=ma*cpa*1000; %Capacitancia térmica del aire
Cw=mw*cpw*1000; %Capacitancia térmica del agua

%Características del Radiador
Ara=26; %ancho del radiador
Arl=Ara*2.54/100; %ancho del radiador en metros
Hr=24; %Altura del radiador
Hrl=Hr*2.54/100; %Altura del radiador en metros
NL=4; %Número de filas

op=get(handles.radiador,'value');
switch op
case 1
%Del lado del aire:
rha=0.0414*0.0254; %Radio hidraulico
ata=224*3.2808; %Área de transferencia total/Vol total

```

```
ia=0.813; %area de aleta / area total
sa=0.788; %área de flujo libre/área frontal
ea=0.004*0.0254; %espesor de la aleta
esal=0.110*0.0254; %espaciamiento aletas
lal=0.225*0.0254; %longitud de aleta

%del lado del agua:
lt=0.737*0.0254; %dimensiones externas del tubo
at=0.1*0.0254; %dimensiones externas del tubo
ST=0.55*0.0254; %Distancia transversal entre tubos
SL=0.79*0.0254; %Distancia longitudinal entre tubos
lti=0.717*0.0254; %dimensiones internas del tubo
ati=0.08*0.0254; %dimensiones internas del tubo
aft=0.435/1550; %área frontal de 1 tubo
afl=0.056/1550; %área de flujo libre de 1 tubo
pit=1.524/1550; %periferia interna de 1 tubo
sw=0.129; %área de flujo libre/área frontal
atw=42.12*3.2808; %Área de transferencia total/Vol total
rhw=0.00306/3.2808; %radio hidráulico
```

case 2

```
%Del lado del aire:
rha=0.04055*0.0254; %Radio hidraulico
ata=228*3.2808; %Área de transferencia total/Vol total
ia=0.814; %area de aleta / area total
sa=0.788; %área de flujo libre/área frontal
ea=0.004*0.0254; %espesor de la aleta
esal=0.108*0.0254; %espaciamiento aletas
lal=0.225*0.0254; %longitud de aleta

%del lado del agua:
lt=0.737*0.0254; %dimensiones externas del tubo
at=0.1*0.0254; %dimensiones externas del tubo
ST=0.55*0.0254; %Distancia transversal entre tubos
SL=0.79*0.0254; %Distancia longitudinal entre tubos
lti=0.717*0.0254; %dimensiones internas del tubo
ati=0.08*0.0254; %dimensiones internas del tubo
aft=ST*SL; %área frontal de 1 tubo
afl=0.056/1550; %área de flujo libre de 1 tubo
pit=1.524/1550; %periferia interna de 1 tubo
sw=afl/aft; %área de flujo libre/área frontal
atw=42.12*3.2808; %Área de transferencia total/Vol total
rhw=sw/atw; %radio hidráulico
```

case 3

```
%Del lado del aire:
rha=0.0354*0.0254; %Radio hidraulico
ata=229*3.2808; %Área de transferencia total/Vol total
ia=0.795; %area de aleta / area total
sa=0.697; %área de flujo libre/área frontal
ea=0.004*0.0254; %espesor de la aleta
esal=0.103*0.0254; %espaciamiento aletas
lal=0.158*0.0254; %longitud de aleta

%del lado del agua:
lt=0.870*0.0254; %dimensiones externas del tubo
```

```

at=0.12*0.0254; %dimensiones externas del tubo
ST=0.436*0.0254; %Distancia transversal entre tubos
SL=1.065*0.0254; %Distancia longitudinal entre tubos
lti=0.850*0.0254; %dimensiones internas del tubo
ati=0.10*0.0254; %dimensiones internas del tubo
aft=ST*SL; %área frontal de 1 tubo
afl=lti*ati; %área de flujo libre de 1 tubo
pit=2*(0.85+0.1)*0.0254^2; %periferia interna de 1 tubo
sw=afl/aft; %área de flujo libre/área frontal
rhw=lti*ati/(2*lti+ati); %radio hidráulico
atw=sw/rhw; %Área de transferencia total/Vol total

case 4
%Del lado del aire:
rha=0.0354*0.0254; %Radio hidraulico
ata=229*3.2808; %Área de transferencia total/Vol total
ia=0.795; %area de aleta / area total
sa=0.697; %área de flujo libre/área frontal
ea=0.004*0.0254; %espesor de la aleta
esal=0.103*0.0254; %espaciamiento aletas
lal=0.158*0.0254; %longitud de aleta

%del lado del agua:
lt=0.870*0.0254; %dimensiones externas del tubo
at=0.12*0.0254; %dimensiones externas del tubo
ST=0.436*0.0254; %Distancia transversal entre tubos
SL=1.065*0.0254; %Distancia longitudinal entre tubos
lti=0.850*0.0254; %dimensiones internas del tubo
ati=0.10*0.0254; %dimensiones internas del tubo
aft=ST*SL; %área frontal de 1 tubo
afl=lti*ati; %área de flujo libre de 1 tubo
pit=2*(0.85+0.1)*0.0254^2; %periferia interna de 1 tubo
sw=afl/aft; %área de flujo libre/área frontal
rhw=lti*ati/(2*lti+ati); %radio hidráulico
atw=sw/rhw; %Área de transferencia total/Vol total

end

Taol=100;
while Taol>50

L=(NL-1)*SL+lt %longitud del radiador

Afra=Hr1*Ar1; %Área frontal del lado del aire
Afrw=Ar1*L; %Área frontal del lado del agua
VT=L*Hr1*Ar1; %Volumen total del radiador

Ga=ma/(sa*Afra);
Rea=(4*rha*Ga)/ua %Número de Reynolds para el aire
Real=Rea*0.001; %Reynolds para la interpolación

Gw=mw/(sw*Afrw);
Rew=(4*rhw*Gw)/uw %Número de Reynolds para el agua

switch op
case 1
%Figura 10.86 del Compact Heat Exchangers (para el lado del aire)

```

```

X1=[0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1.0 1.5 2 3 4 5 6 7 8 9]; %Número de
Reynolds x10^3
Y1=[15.03 14 12 11.5 11.03 10.3 8.3 7.1 6 5.2 4.9 4.6 4.2 4.1 4]; %
Número StPr^2/3

X2=[0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1.0 1.5 2 3 4 5 6 7 8 9 10 10.1]; %Número
de Reynolds x10^3
Y2=[5.4 4.7 4.2 4 3.7 3.6 2.8 2.5 2.05 1.8 1.6 1.58 1.49 1.3 1.28
1.25 1.22]; %Factor f

StPr23=(interp1(X1,Y1,Real,'spline'))*0.001; %Número StPr^2/3
fa=(interp1(X2,Y2,Real,'spline'))*0.01; %Factor de Fricción
del aire

St=StPr23/(Pra^(2/3)); %Número de Stanton

case 2
%Figura 10.88 del Compact Heat Exchangers (para el lado del aire)
Reynolds x10^3
X1=[0.6 0.7 0.8 0.9 1.0 1.5 2 3 4 5 6 7 8 9 10]; %Número de
Número StPr^2/3
Y1=[13.5 13 12 11 10.7 9.7 8 7.1 6.5 6.3 5.9 5.7 5.6 5.4 5.2]; %
Número StPr^2/3

X2=[0.6 0.7 0.8 0.9 1.0 1.5 2 3 4 5 6 7 8 9 10]; %Número de
Reynolds x10^3
Y2=[5.7 5.15 4.8 4.4 4.15 3.4 3.17 2.83 2.7 2.6 2.4 2.38 2.2 2.18
2.1]; %Factor f

StPr23=(interp1(X1,Y1,Real,'spline'))*0.001; %Número StPr^2/3
fa=(interp1(X2,Y2,Real,'spline'))*0.01; %Factor de Fricción
del aire

St=StPr23/(Pra^(2/3)); %Número de Stanton

case 3
%Figura 10.87 del Compact Heat Exchangers (para el lado del aire)
Reynolds x10^3
X1=[0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1.0 1.5 2 3 4 5 6 7 8 9]; %Número de
Número StPr^2/3
Y1=[10.1 10 9.1 8.7 8.3 8 7.7 6.82 6.15 5.42 5 4.65 4.48 4.29 4.18
4]; %Número StPr^2/3

X2=[0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1.0 1.5 2 3 4 5 6 7 8 9]; %Número de
Reynolds x10^3
Y2=[5.5 4.7 4.2 3.94 3.78 3.6 3.4 2.8 2.57 2.4 2.25 2.1 2 1.95 1.85
1.8]; %Factor f

StPr23=(interp1(X1,Y1,Real,'spline'))*0.001; %Número StPr^2/3
fa=(interp1(X2,Y2,Real,'spline'))*0.01; %Factor de Fricción
del aire

St=StPr23/(Pra^(2/3)); %Número de Stanton

case 4
%Figura 10.85 del Compact Heat Exchangers (para el lado del aire)
Reynolds x10^3
X1=[0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1.0 1.5 2 3 4 5 6 7 8 9 10]; %Número de

```

```

        Y1=[12 9.99 8.6 7.7 7 6.4 6 4.8 4.2 4 3.85 3.7 3.6 3.55 3.4 3.32
3.26]; %Número StPr2/3

        X2=[0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1.0 1.5 2 3 4 5 6 7 8 9 10]; %Número de
Reynolds x103
        Y2=[4.7 3.78 3.25 2.72 2.63 2.4 2.2 1.18 1.155 1.14 1.13 1.12 1.115
1.112 1.111 1.11 1.108]; %Factor f

        StPr23=(interp1(X1,Y1,Real,'spline'))*0.001; %Número StPr2/3
        fa=(interp1(X2,Y2,Real,'spline'))*0.01; %Factor de Fricción
del aire

        St=StPr23/(Pra(2/3)); %Número de Stanton

    end

    %Figura 6.3 del Compact Heat Exchangers (área del lado del agua)
    X3=[0 0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1]; %1/a* (de acuerdo a las
dimensiones del tubo)
    Y3=[8.1 6.85 5.8 5 4.4 4.1 3.9 3.8 3.78 3.7 3.69]; %Número de Nuselt

    Y4=[24 21.1 19.05 17.6 16.4 15.7 14.95 14.7 14.4 14.3 14.2]; %Factor f

    vla=at/lt; %1/a* (de acuerdo a las dimensiones del tubo)

    Nu=interp1(X3,Y3,vla,'spline'); %Número de Nuselt para el agua
    fRe=interp1(X3,Y4,vla,'spline'); %Factor f por Reynolds
    fw=fRe/Rew; %Factor de fricción para el agua

    ha=St*Ga*cpa*1000 %Coeficiente de Convección del aire
    hw=Nu*kw/(4*rhw) %Coeficiente de Convección del agua

    kc=400; %Conductividad térmica del material (cobre)

    %Cálculo de la eficiencia de la aleta
    m=sqrt(2*ha/(kc*ea));
    ml=m*lal;

    nf=(tanh(ml))/ml; %Eficiencia de la aleta
    no=1-ia*(1-nf); %Eficiencia global de los tubos aleteados

    %Coeficiente global de transferencia de calor, U
    Ual=1/(no*ha)+1/((atw/ata)*hw);
    Ua=1/Ual

    Cmin=min(Ca,Cw); %Capacitancia mínima
    Cmax=max(Ca,Cw); %Capacitancia máxima
    Cr=Cmin/Cmax

    %Cálculo de la eficiencia del intercambiador
    Aa=ata*VT; %Área del lado del aire
    NUT=Aa*Ua/Cmin; %Área del lado del aire
    E=(1-exp(-NUT*(1-Cr)))/(1-Cr*(exp(-NUT*(1-Cr)))) %Eficiencia del
intercambiador de calor

```

```

    Taol=Tai+E*Cmin*(Twi-Tai)/Ca %Temperatura salida del aire del radiador (más
precisa)
    if Taol>50
        NL=NL-1
    end
end

%Caída de presión del lado del agua
DPw=Gw^2/2/dw*fw*L/rhw

%CÁLCULO DEL CABEZAL DE LA BOMBA
DZ=0.5 %Diferencial de altura
hs=DPw/dw/9.8+HLI+HLD+DZ %cabezal de la bomba [m]

%CÁLCULOS DE LA CÁMARA DE SECADO
%Cálculo de las pérdidas de calor
kacero=41; %aleación carbón magnesio
kaislante=0.04; %poliestireno expandido

eacero=1/20*0.0254; %espesor de la plancha de acero [m]
eaislante=9/2*0.0254; %espesor del aislante [m]
dstc=0.2; %distancia entre cordeles
dstt=0.08; %distancia cogollos de paja toquilla
altp=8/3.2808; %altura de la cámara de secado
laa=(dstt+2*dstc+realsqrt((dstt+2*dstc)^2-4*dstt*dstc*(2-nc)))/4 %Lado de la
pared, a
lab=2*laa
fla=fix(laa/dstc-1)*2 %Número de filas de cordeles

ArPa=laa*altp; %Área de pared de la cámara de secado, a
ArPb=lab*altp; %Área de pared de la cámara de secado, b
ArT=laa*lab; %Área de techo de la cámara de secado
ArF=laa*dstc; %Área de flujo libre
Va=QaE/ArF %velocidad del aire

%Pérdidas a través de la pared
Tsi1=35; %Temperatura de la superficie interna de la cámara (SUPUESTA)
Tso5=29; %Temperatura de la superficie externa de la cámara (SUPUESTA)
diTs1=10;
diTs5=10;

cont1=0;
while diTs5>0.1
    cont1=cont1+1;
    if cont1==20, error('Mensaje de Error 1','Titulo de Error'); break, end
    diTs1=10;
    while diTs1>0.1
        Tfi=(Td+Tsi1)/2+273; %Temperatura de película, interna [K]
        Tfo=(Tai+Tso5)/2+273; %Temperatura de película, externa [K]

        %Propiedades del aire @ Tf
        XTf=[250 300 350 400];
        roTf=[1.3947 1.1614 0.9950 0.8711]; %Densidad del aire
        cpTf=[1.006 1.007 1.009 1.014]; %Calor específico del aire
    end
end

```

```

uTf=[159.6 184.6 208.2 230.1];
vTf=[11.44 15.89 20.92 26.41];
kTf=[22.3 26.3 30 33.8];
aTf=[15.9 22.5 29.9 38.3];
PrTf=[0.72 0.707 0.7 0.69]; %Número de Prandlt del aire

rofi=interp1(XTf,roTf,Tfi); %Densidad del agua @ Tfi
cpfi=interp1(XTf,cpTf,Tfi); %Calor específico del agua @ Tfi
ufi=(interp1(XTf,uTf,Tfi))/10^7;
vfi=(interp1(XTf,vTf,Tfi))/10^6;
kfi=(interp1(XTf,kTf,Tfi))/10^3;
afi=(interp1(XTf,aTf,Tfi))/10^6;
Prfi=interp1(XTf,PrTf,Tfi); %Número de Prandlt del agua @ Tfi
Bfi=1/Tfi;

rofo=interp1(XTf,roTf,Tfo); %Densidad del agua @ Tfo
cpfo=interp1(XTf,cpTf,Tfo); %Calor específico del agua @ Tfo
ufo=(interp1(XTf,uTf,Tfo))/10^7;
vfo=(interp1(XTf,vTf,Tfo))/10^6;
kfo=(interp1(XTf,kTf,Tfo))/10^3;
afo=(interp1(XTf,aTf,Tfo))/10^6;
Prfo=interp1(XTf,PrTf,Tfo); %Número de Prandlt del agua @ Tfi
Bfo=1/Tfo;

Re1=Va*lab/vfi; %Número de Reynolds interno
Nu1=0.664*Re1^(1/2)*Prfi^(1/3); %Número de Nusselt interno
hi1=Nu1*kfi/lab %coeficiente convectivo interno

Ra5=9.8*Bfo*(Tso5-Tai)*altp^3/(afo*vfo); %Número de Rayleigh, externo
Nu5=(0.825+0.387*Ra5^(1/6)/(1+(0.492/Prfo)^(9/16)))^(8/27))^2; %Número
de Nusselt externo
ho5=Nu5*kfo/lab %coeficiente convectivo externo

Up=1/(1/hi1+2*eacero/kacero+eaislante/kaislante+1/ho5) %coeficiente
global

%Cálculo de las temperaturas
Ts1=Td-Up*(Td-Tai)/hi1 %Temperatura de la superficie interna
Ts5=Tai+Up*(Td-Tai)/ho5 %Temperatura de la superficie externa

diTs1=abs(Ts1-Tai)
if diTs1>0.1
    Ts1=Ts5
end
end

pause

diTs5=abs(Tso5-Ts5)
if diTs5>0.1
    Tso5=Ts5
end
end

pause

```

```

Qp=Up*(Td-Tai); %pérdidas de la pared por unidad de área
qp=Qp*2*(ArPa+ArPb)      %pérdidas por las paredes

%Pérdida a través del techo
Tsi2=35;      %Temperatura de la superficie interna de la cámara (SUPUESTA)
Tso4=29;      %Temperatura de la superficie externa de la cámara (SUPUESTA)
diTs2=10;
diTs4=10;

cont2=0;
while diTs4>0.1
    cont2=cont2+1;
    if cont2==20, error('Mensaje de Error 2','Titulo de Error'); break, end
    diTs2=10;
    while diTs2>0.1
        Tfi=(Td+Tsi2)/2+273;      %Temperatura de película, interna [K]
        Tfo=(Tai+Tso4)/2+273;      %Temperatura de película, externa [K]

        %Propiedades del aire @ Tf
        XTf=[250 300 350 400];
        roTf=[1.3947 1.1614 0.9950 0.8711]; %Densidad del aire
        cpTf=[1.006 1.007 1.009 1.014]; %Calor específico del aire
        uTf=[159.6 184.6 208.2 230.1];
        vTf=[11.44 15.89 20.92 26.41];
        kTf=[22.3 26.3 30 33.8];
        aTf=[15.9 22.5 29.9 38.3];
        PrTf=[0.72 0.707 0.7 0.69]; %Número de Prandlt del aire

        rofi=interp1(XTf,roTf,Tfi); %Densidad del agua @ Tfi
        cpfi=interp1(XTf,cpTf,Tfi); %Calor específico del agua @ Tfi
        ufi=(interp1(XTf,uTf,Tfi))/10^7;
        vfi=(interp1(XTf,vTf,Tfi))/10^6;
        kfi=(interp1(XTf,kTf,Tfi))/10^3;
        afi=(interp1(XTf,aTf,Tfi))/10^6;
        Prfi=interp1(XTf,PrTf,Tfi); %Número de Prandlt del agua @ Tfi
        Bfi=1/Tfi;

        rofo=interp1(XTf,roTf,Tfo); %Densidad del agua @ Tfo
        cpfo=interp1(XTf,cpTf,Tfo); %Calor específico del agua @ Tfo
        ufo=(interp1(XTf,uTf,Tfo))/10^7;
        vfo=(interp1(XTf,vTf,Tfo))/10^6;
        kfo=(interp1(XTf,kTf,Tfo))/10^3;
        afo=(interp1(XTf,aTf,Tfo))/10^6;
        Prfo=interp1(XTf,PrTf,Tfo); %Número de Prandlt del agua @ Tfi
        Bfo=1/Tfo;

        Re2=Va*lab/vfi; %Número de Reynolds interno
        Nu2=0.664*Re1^(1/2)*Prfi^(1/3); %Número de Nusselt interno
        hi2=Nu1*kfi/lab %coeficiente convectivo interno

        L4=ArT/(4*lab); %Longitud característica
        Ra4=9.8*Bfo*(Tso4-Tai)*L4^3/(afo*vfo); %Número de Rayleigh, externo
        if Ra4<=10^7
            Nu4=0.54*Ra4^(1/4); %Número de Nusselt externo
        else
            Nu4=0.15*Ra4^(1/3); %Número de Nusselt externo
        end
    end
end

```

```

end
ho4=Nu4*kfo/L4      %coeficiente convectivo externo

Ut=1/(1/hi2+2*eacero/kacero+eaislante/kaislante+1/ho4)  %coeficiente
global

%Cálculo de las temperaturas
Ts2=Td-Ut*(Td-Tai)/hi2  %Temperatura de la superficie interna
Ts4=Tai+Ut*(Td-Tai)/ho4 %Temperatura de la superficie externa

diTs2=abs(Tsi2-Ts2)
if diTs2>0.1
    Tsi2=Ts2
end
end
pause

diTs4=abs(Tso4-Ts4)
if diTs4>0.1
    Tso4=Ts4
end
end
pause

Qt=Ut*(Td-Tai); %pérdidas del techo por unidad de área
qt=Qt*ArT      %pérdidas del techo

qper=qp+qt;    %calor perdido por las paredes y techo
qper=1.7*qper; %calor perdido por paredes y techo más pérdidas por radiación
[W] (CRITERIO DE DISEÑADOR)
qper=qper*3.6  %calor perdido total en [KJ/hr]

nse=1.5;      %Factor de seguridad
qsec=qrad/nse-qper %Energía disponible para el secado [KJ/h]

mf=mi-Hu*mi;  %masa final de 1 cogollo de paja toquilla
Hoc=(mi-mc)/mc; %Humedad inicial de 1 cogollo
Hfc=(mf-mc)/mc; %Humedad final de 1 cogollo

cpt=1.883;   %calor específico de la paja toquilla

XTd=[30 35 40 45 50 55];
YHfg=[2430.5 2418.6 2406.7 2394.8 2382.7 2370.7];
Hfg=interp1(XTd,YHfg,Td); %Entapía de vaporización @ Td

mpt=qsec/(cpt*(Td-To)+Hfg*(Hoc-Hfc)); %masa total de paja toquilla
ncl=round(mpt*1000/mc) %Número de cogollos de paja toquilla a secar

difn=abs(nc-ncl)
if difn>=5
    nc=ncl
end
end
pause
end

%SISTEMA DE VENTILACIÓN

```

```
A1=(Ara*Hr)/144; %Área del radiador [ft2]
V1=QaI/A1; %velocidad a la entrada [ft/min]
VP1=sqrt(V1/4005); %cabezal dinámico a la entrada ["H2O]

HLR=0.01*VP1 %pérdidas en el radiador

A2=(laa^2)*3.2808^2; %área de la cámara de secado [ft2]
V2=QaI/A2; %velocidad en la cámara [ft/min]
VP2=sqrt(V2/4005); %cabezal dinámico en la cámara ["H2O]
D1=2*Arl*Hr1/(Arl+Hr1); %Diámetro hidráulico 1 (medidas de radiador)
D2=laa; %Diámetro hidráulico 2 (medidas de secador)
RD=D2/D1;
if RD==1.25
    R=0.77
elseif RD==1.5
    R=0.62
elseif RD==1.75
    R=0.5
elseif RD==2
    R=0.4
elseif RD>=2.5
    R=0.25
end
%TUVE QUE REEMPLAZAR 'R' POR 0.25:
HLE=(VP1-VP2)-0.25*(VP1-VP2) %Pérdidas debido a la Expansión

HLr=0.08 %pérdidas en la rejilla
HLc=0.25 %resistencia de los cogollos

HLT=HLR+HLE+HLr+HLc %Pérdida Total [in H2O]
SPT=HLT+VP1 %Presión estática total
BHP=SPT*5.2*QaI/33000 %Potencia de bombeo

%Presentación de datos en pantalla
Two=round(Two);
QaI=round(QaI);
SPT=SPT*100;
SPT=round(SPT);
SPT=SPT/100;
HLI=HLI*100;
HLI=round(HLI);
HLI=HLI/100;
Vw=round(Vw);
hs=hs*100;
hs=round(hs);
hs=hs/100;
eaislante=eaislante*10000;
eaislante=round(eaislante);
eaislante=eaislante/100;
laa=laa*100;
laa=round(laa);
laa=laa/100;
lab=lab*100;
lab=round(lab);
lab=lab/100;
```

```
set(handles.Twi,'string',num2str(Twi));
set(handles.Two,'string',num2str(Two));
set(handles.Hr,'string',num2str(Hr));
set(handles.Ara,'string',num2str(Ara));
set(handles.NL,'string',num2str(NL));
set(handles.Qa,'string',num2str(QaI));
set(handles.text51,'string',num2str(SPT));
set(handles.nc,'string',num2str(nc));
set(handles.No,'string',num2str(N));
set(handles.Lt,'string',num2str(Lt));
set(handles.text43,'string',num2str(HLI));
set(handles.Vw,'string',num2str(Vw));
set(handles.hs,'string',num2str(hs));
set(handles.text71,'string',num2str(laa));
set(handles.text73,'string',num2str(lab));
set(handles.text76,'string',num2str(eaislante));
```

```
function edit10_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit10 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit10 as text
%        str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit10 as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit10_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit10 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%        See ISPC and COMPUTER.
if ispc
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
else
    set(hObject,'BackgroundColor',get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'));
end

% --- Executes on selection change in radiador.
function radiador_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to radiador (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hints: contents = get(hObject,'String') returns radiador contents as cell array
%        contents{get(hObject,'Value')} returns selected item from radiador
op=get(handles.radiador,'value');
ejes=axes('units','normalized','position',[0.61 0.5 0.36
```

```

0.4], 'xticklabel', '', 'tag', 'ejes');
switch op
    case 1
        [I, map] = imread('C:\MATLAB7\work\ConfigRadiador1.jpg');
        set(handles.descripcion, 'string', 'Paso de aleta = 9.1/pulgada;
Diám. hidráulico Paso de flujo, 4rh = 0.01380 ft; Espesor de la aleta = 0.004 in,
Cobre;
Área Flujo libre/Área Frontal = 0.788;
Área
transferencia total/Volumen = 224 ft2/ft3;
Área aleta/Área total = 0.813')
        gca;
        imshow(I, map)
        %imshow([160 170], [400 450], I, map, 'notruesize')
        set(ejes, 'xticklabel', '', 'yticklabel', '');
    case 2
        [I, map] = imread('C:\MATLAB7\work\ConfigRadiador2.jpg');
        set(handles.descripcion, 'string', 'Paso de aleta = 9.29/pulgada;
Diám. hidráulico Paso de flujo, 4rh = 0.01352 ft; Espesor de la aleta = 0.004 in,
Cobre;
Área Flujo libre/Área Frontal = 0.788;
Área
transferencia total/Volumen = 228 ft2/ft3;
Área aleta/Área total = 0.814')
        gca;
        imshow(I, map)
        set(ejes, 'xticklabel', '', 'yticklabel', '');
    case 3
        [I, map] = imread('C:\MATLAB7\work\ConfigRadiador3.jpg');
        set(handles.descripcion, 'string', 'Paso de aleta = 9.68/pulgada;
Diám. hidráulico Paso de flujo, 4rh = 0.01180 ft; Espesor de la aleta = 0.004 in,
Cobre;
Área Flujo libre/Área Frontal = 0.697;
Área
transferencia total/Volumen = 229 ft2/ft3;
Área aleta/Área total = 0.795')
        imshow(I, map)
        set(ejes, 'xticklabel', '', 'yticklabel', '');
    case 4
        [I, map] = imread('C:\MATLAB7\work\ConfigRadiador4.jpg');
        set(handles.descripcion, 'string', 'Paso de aleta = 9.68/pulgada;
Diám. hidráulico Paso de flujo, 4rh = 0.01180 ft; Espesor de la aleta = 0.004 in,
Cobre;
Área Flujo libre/Área Frontal = 0.697;
Área
transferencia total/Volumen = 229 ft2/ft3;
Área aleta/Área total = 0.795')
        imshow(I, map)
        set(ejes, 'xticklabel', '', 'yticklabel', '');
end

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function radiador_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject handle to radiador (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles empty - handles not created until after all CreateFcns called

% Hint: popupmenu controls usually have a white background on Windows.
% See ISPC and COMPUTER.
if ispc
    set(hObject, 'BackgroundColor', 'white');
else
    set(hObject, 'BackgroundColor', get(0, 'defaultUicontrolBackgroundColor'));
end

```

```
function Hua_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to Hua (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hints: get(hObject,'String') returns contents of Hua as text
%        str2double(get(hObject,'String')) returns contents of Hua as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function Hua_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to Hua (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%       See ISPC and COMPUTER.
if ispc
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
else
    set(hObject,'BackgroundColor',get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'));
end
```

APÉNDICE I

TABLAS DE COSTOS

TABLA I.1. LISTADO DE MATERIALES

No.	PARTE	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO* (USD)	COSTO PARCIAL (USD)
2	Estructura Cámara de secado	Ángulo 3/4" x 1/8" (6m)	Un.	3	23.00	69.00
3	Paredes de cámara de secado	Plancha de acero galvanizado 1/20" (4' x 8')	Un.	10	33.60	336.00
4	Paredes de cámara de secado	Espuma flex (material aislante)	Un.	12	16.67	200.04
5	Paredes de cámara de secado	Pintura anticorrosiva	lt.	2	5.00	10.00
6	Banco de tubos IC	Tubo acero ASTM A53 ϕ 3/4 in.	m	15	8.50	125.50
7	Espejos y tapas de IC	Plancha de acero ASTM A53 (4' x 8')	Un.	1	95.00	95.00
8	Intercambiador de calor	Soldadura	Lb	1	1.00	1.00
9	Sistema de distribución	Tubo acero galvanizado ASTM A36 ϕ 3/4 in.	m	12	7.63	91.56
10	Sistema de distribución	Unión universal galvanizada ϕ 3/4 in.	Un.	3	1.50	4.50
11	Sistema de distribución	Codo galvanizado 150, ϕ 3/4 in. x 90°	Un.	10	0.75	7.50
12	Sistema de distribución	Válvula tipo bola	Un.	1	15.00	15.00
13	Sistema de distribución	Manguera de aislamiento térmico, ϕ 3/4 in.	m	12	25.55	306.60
14	Sistema de distribución	Cinta teflón	Un.	4	1.00	4.00
15	Sistema eléctrico	Cable plastiplomo Electrocable 2x12	m	15	1.15	17.25
16	Sistema eléctrico	Tomacorriente bipolar	Un.	1	2.50	2.50
17	Sistema eléctrico	Cable blindado	m	6	3.80	22.80
					Subtotal	1 308.25

*Precios no incluyen IVA.

TABLA I.2. LISTADO DE EQUIPOS

Descripción	Cantidad	Costo Unitario* (USD)	Costo Parcial (USD)
Ventilador centrífugo Anzola CB-505 (1 Hp)	1	950.00	950.00
Extractor axial Anzola DA-500-8-25° (1/2 Hp)	1	85.00	85.00
Bomba de agua Pedrollo CP 100 (0.33 Hp)	1	195.00	195.00
Radiador 4 filas, 26"x24"	1	625.00	625.00
Subtotal			1 230.00

*Precios no incluyen IVA.

TABLA I.3. COSTOS DE MANUFACTURA

No.	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO PARCIAL* (USD)
1	Armado de Intercambiador de calor	Global	1	200.00
2	Instalación de Intercambiador de calor & Radiador	Global	1	190.00
3	Preparación de tuberías (roscas, cortes)	Global	1	50.00
4	Construcción y montaje de Estructuras y soportes	Global	1	100.00
5	Instalación de tuberías y aislamiento	Global	1	115.00
Subtotal				655.00

*Precios no incluyen IVA.

Bibliografía

1. ANDEAN ART. 2007. Todo lo que debe saber sobre el Sombrero de Paja Toquilla. Ecuador. Consultado 4 jun. 2008. Disponible en <http://www.andean-art.com>
2. ANILKUMAR, M.; ARUN, M. 1987. Drying Solids: Principles, Classification and Selection of Dryers. Canadá: McHill University.
3. ALARCÓN, R.; BURBANO, M.; TRUJILLO, L. 2008. Manejo de Rampira en la Comunidad Chachi de Loma Linda, Zona de Amortiguamiento de la Reserva Ecológica Cotacachi Cayapas, Ecuador. Consultado 14 feb. 2008. Disponible en http://www.sica.gov.ec/agronegocios/productos%20para%20invertir/fibras/paja_toquilla.htm
4. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE. 2005. Handbook – Fundamentals. Estados Unidos de América: ASHRAE.

5. Antoninho, V.; Marques, D.; Sinicio, R.; Oliveira, D. 1991. Secado de Granos a Altas Temperaturas. Chile. Consultado 23 maz. 2008. Disponible en <http://www.fao.org/docrep/x5059S/x5059S00.HTM>.
6. ASOCIACIÓN DE TOQUILLERAS MARIA AUXILIADORA DEL SIGSIG. 2008. Materia Prima. Ecuador. Consultado 14 feb. 2008. Disponible en <http://www.panamahatecuador.com/materiaprima.htm>
7. CABRERA V., A. 2004. El Efecto de la Temperatura de Operación sobre el Proceso de Secado en un Lecho Fluidizado a Vacío empleando Vapor Sobrecalentado para diferentes Tipos de Partículas. México: Tesis de Grado, Universidad de las Américas Puebla.
8. ÇENGEL, Y.; BOLES, M. 2003. Termodinámica, Cuarta edición. México: McGraw-Hill Latinoamericana S. A. 829 p.
9. CERN, D. 1997. Procesos de Transferencia de Calor. McGraw-Hill Interamericana S.A.
10. CICO - CORPEI. 2006. Perfiles del Producto: Paja Toquilla. Ecuador. 35 p.
11. DÁVILA, J. R. 2004. Estudio Experimental del Efecto de la Porosidad de Partículas sobre el Proceso de Secado en un Lecho Fluidizado a Vacío Empleando Aire. México: Tesis de Grado, Universidad de las Américas Puebla.

12. EDUFUTURO. 2006. Sombreros de Paja Toquilla. Ecuador. Consultado 14 feb. 2008. Disponible en <http://www.edufuturo.com/educacion.php?c=3300>
13. GARCÍA, L. 2008. Producción y Procesamiento de Paja Toquilla en las Comunidades de la Cordillera Chongón-Colonche. Ecuador, Fundación Natura. Consultado 14 feb. 2008. Disponible en http://www.sica.gov.ec/agronegocios/consejos_consultivos/consejos/fibras/3er_congreso/pajatoquilla_chongon.htm
14. GREENHECK. 2006. Fundamentos de Ventilación: Selección del Ventilador, Aplicación y Teoría de Operaciones.
15. HERNÁNDEZ, A.; GARCÍA, R.; MAZUR, Z. Cálculo de la Distribución de Temperaturas y Esfuerzos Térmicos en una Tobera de Turbina de Gas Enfriada por Película de Aire. Instituto de Investigaciones Eléctricas – IIE, México. Boletín Aplicaciones Tecnológicas, Octubre/Diciembre 2004.
16. INCROPERA, F.; DE WITT, D. 1999. Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta edición. México: Prentice Hall. 882 p.
17. KAYS, W.; LONDON, A. 1964. Compact Heat Exchangers. Estados Unidos de América: McGraw-Hill. 272 p.
18. KERN, D. Procesos de Transferencia de Calor, Séptima edición. México: McGraw-Hill Book Company.

19. KNEZEVICH, A. 1989. Mejoras a la Construcción de un Secador de Madera Blanda. Guayaquil: Tesis de Grado, ESPOL. 131 p.
20. KREITH, F. 2000. The CRC Handbook of Thermal Engineering. Estados Unidos de América: CRC Press LLC.
21. KREITH, F.; BOHN, M. 2002. Principios de Transferencia de Calor. España: Thomson Editores S. A. 848 p.
22. MARTÍNEZ, M.; TORRES, E.; SOTO, J. Evaluación de Intercambiadores de Calor Compactos de Tubos Aleteados. La Serena, Chile. Consultado 23 ene. 2008. Disponible en http://www.scielo.cl/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0718-07642004000400007&lng=es&nrm=iso.
23. MAUPOEY, P.; ANDRÉS, A.; BARAT, J.; ALBORS, A. Introducción al Secado de Alimentos por Aire Caliente. España: Universidad Politécnica de Valencia. 99 p.
24. MUÑOZ, F. Plantas Medicinales y Aromáticas - Estudio Cultivo y Procesado. MundiPrensa Libros. 345 p.
25. PATIÑO S., J. 2004. Estudio Experimental de las Hidrodinámicas de un Lecho Fluidizado al Vacío empleando Vapor Sobrecalentado. México: Tesis de Grado, Universidad de las Américas Puebla.

26. PDPSE – ESPOL (Programa de Desarrollo de la Península de Santa Elena). 2007. Datos de la fibra paja toquilla durante el proceso de secado (Fuente Original) Guayaquil.
27. PERRY, R.; CHILTON, C. 1982. Manual del Ingeniero Químico, Quinta edición. Colombia: McGraw-Hill Latinoamericana S. A. 2252 p.
28. RODRÍGUEZ, J. Introducción a la Termodinámica con Aplicaciones para Ingeniería. Argentina: Universidad Tecnológica Nacional – UTN.
29. SCWAB, K.; BENZ, U.; BORST, D.; KRAUSE, H.; WEISSER, M. 2003. Heat Transfer and Thermal-Stress Analysis to Support Design of Vaporizers in Fuel Cell engines with ABAQUS. Conferencia para Usuarios ABAQUS.
30. SHAMES, I. 1995. Mecánica de Fluidos. Colombia: McGraw-Hill Interamericana S. A. 825 p.
31. SOCIEDAD ARTESANAL TESOROS DEL INCA. 2008. Paja Toquilla. Ecuador. Consultado 14 feb. 2008. Disponible en www.catgen.com/tesoros/ES/100001625.html
32. STEENBOCK, W. 2006. Carqueja: Un remedio vegetal desde las planicies brasileñas. Bolivia: Center for International Forestry Research.

33. TADEMEX. 2007. Manual Técnico: Parte 4 – Efectos Térmicos. México.
Consultado 19 oct. 08. Disponible en
<http://www.tademex.com.mx/manualtec.html>

34. TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION, TEMA.
1999. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 8th
Edition. Estados Unidos de América. 302 p.