



Escuela Superior Politécnica del Litoral
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción



“Diseño de un Caldero Piro-tubular para
el Secado de la Madera Usando Aserrín
Como Combustible”

TESIS DE GRADO

Previo a la Obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentada por:
ALEX VICENTE / DONOSO CONTRERAS



Guayaquil - Ecuador

Año - 2001

AGRADECIMIENTO

A Dios sobre todas las cosas que ha sido la luz que me ha guiado en el transcurso de mi vida académica y a todas esas personas que con su ayuda desinteresada contribuyeron para la realización del presente proyecto, especialmente al Ing. Manuel Helguero, por su invaluable colaboración.

DEDICATORIA

A mis padres y hermanas
por su constante aliento y
ayuda.

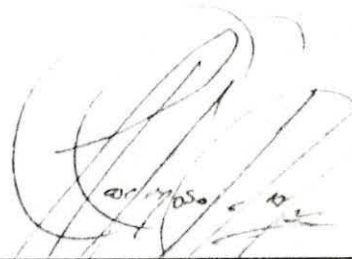
Y a mis amigos que
fueron también un gran
apoyo.



DECLARACION 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 be 'Alex Vicente Donoso Contreras', written over a horizontal line.

Alex Vicente Donoso Contreras

TRIBUNAL DE GRADUACION



Ing. Omar Serrano

Delegado del Decano

de la FIMCP



Ing. Manuel Helguero

Director de Tesis



Ing. Ernesto Martínez

Vocal

RESUMEN

La imperiosa necesidad de aprovechar al máximo los recursos con los que se dispone y de buscar la utilización de sus residuos como fuentes aprovechables de energía es uno de los principales motivos que se busca cubrir en el presente proyecto. En el se plantea el diseño térmico de un sistema de calefacción de agua usando viruta de madera o aserrín como solución a dos problemas presentados en una fábrica de muebles de lujo como son el requerimiento energético del sistema de secado de la madera y la eliminación de la molestia causada por la acumulación de los residuos obtenidos del proceso de manufactura y forma dado a la materia prima que es la viruta de madera o el aserrín.

En primera instancia se abarcan los problemas de la empresa y el alcance que se busca con este proyecto. Posteriormente se da un puesto a los conocimientos básicos para el secado de la madera, especificando además las características de la instalación con la finalidad de conocer las fases en las que se incursiona al secar la madera y de las propiedades que debe tener la misma para un apropiado aprovechamiento en el campo de la producción de muebles.

La parte esencial del proyecto comienza con el análisis de la viruta de la madera como combustible y la ventaja de los gases que se desprenden de su combustión, los que junto a los requerimientos térmicos y características de la carga en la instalación se constituyen en las herramientas esenciales para el diseño. Este se lo orienta como un caldero pirotubular o de tubos de humo que dispondrá de un mecanismo interno

alimentación del combustible proveniente de una tolva de almacenaje que dosificará el mismo en el transportador hacia el calentador de agua.

Cada uno de los elementos constitutivos del sistema de calefacción está descritos en el capítulo 5 donde se enfoca el diseño térmico propiamente dicho de este sistema y de los cálculos necesarios para cada una de las características y dimensiones de sus elementos.

El diseño de un mecanismo de alimentación y transporte de la viruta de madera pretende dar un enfoque innovador, y desde el punto de vista de la seguridad evitar riesgos como consecuencia de una alimentación manual de combustible . Hay que recalcar que la viruta de la madera comprenderá 70 % aserrín y la diferencia pedazos de madera hasta de 1 cm.

Finalmente como un aspecto colateral del diseño se destina un capítulo para el análisis de costos del sistema de calefacción, el mecanismo de alimentación y transportación con el objeto de completar las fases requeridas para un buen diseño y de esta forma poder contar con un nivel de la factibilidad de realizar el presente proyecto.

INDICE GENERAL

Página

RESUMEN

INDICE GENERAL

INDICE DE FIGURAS

INDICE DE TABLAS

INDICE DE ABREVIATURAS

I. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Análisis del problema.....	2
1.2. Alcance del proyecto.....	6
II. EL SECADO DE LA MADERA.....	8
2.1. Generalidades.....	8
2.2. Estructura de la madera.....	9
2.2.1. Humedad de la madera.....	12
2.2.2. Agua libre.....	16
2.2.3. Agua vinculada.....	16
2.2.4. Punto de Saturación de las fibras.....	17
2.3. Las fases de secado.....	20
2.3.1. La calefacción.....	21
2.3.2. El secado.....	26
2.3.3. El enfriamiento.....	29
2.3.4. El acondicionamiento.....	31

III. LA INSTALACIÓN DE SECADO.....	36
3.1. Características generales.....	36
3.2. Descripción de los equipos de secado.....	40
3.2.1. Los ductos de aspiración y expulsión de aire.....	42
3.2.2. Los ventiladores.....	43
3.2.3. Los intercambiadores de calor.....	44
3.3. Requerimiento de calor para el sistema de secado.....	47
3.3.1. El agua de alimentación	47
3.3.2. Calor sensible para el agua.....	49
IV. ANALISIS DE LA COMBUSTION DEL ASERRIN	80
4.1. Poder calorífico del aserrín.....	80
4.2. Combustión del aserrín.....	81
4.2.1. Requerimiento de aire necesario para la combustión	87
4.2.2. Productos de la combustión.....	88
4.2.3. Temperatura adiabática de la llama.....	90
4.3. Determinación de la cantidad necesaria de combustible	104
4.4. Masa de los humos de la combustión.....	105
4.5. Determinación de la temperatura de los gases.....	105
V. EL SISTEMA DE CALEFACCION DE AGUA.....	111
5.1. Consideraciones para el diseño.....	111
5.2. Distribución del calor en el sistema.....	113
5.3. La cámara de combustión.....	115
5.3.1. Generalidades.....	115

5.3.2. Análisis térmico.....	121
5.3.3. Volumen de la cámara.....	122
5.3.4. Dimensionamiento y ubicación.....	132
5.4. El sistema de alimentación de aire.....	133
5.4.1. Selección de los ventiladores.....	135
5.5. La Cámara de convección.....	137
5.5.1 Generalidades.....	137
5.5.2 Diseño térmico.....	138
5.5.3 Determinación del número de tubos.....	144
5.5.4 Ubicación de los tubos	151
5.6. La chimenea.....	162
5.6.1.Cálculo del tiro	164
5.6.2. Ubicación y dimensionamiento de los ductos.....	166
VI. LA TOLVA DE ALMACENAMIENTO DEL ASERRIN.....	168
6.1 Generalidades.....	168
6.2 Dimensionamiento	172
6.3 Diseño del mecanismo interno de alimentación	174
6.4 Diseño del mecanismo de transportación del combustible.....	178
VII. ANALISIS DE FACTIBILIDAD.....	183
7.1 Costos.....	183
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
APENDICES	
BIBLIOGRAFÍA	

INDICE DE FIGURAS

Página

Figura 2.1 Fases de un ciclo de secado.....	22
Figura 2.2 Relación del contenido de humedad en equilibrio de la madera a la temperatura y humedad relativa de la atmósfera ambiente.....	30
Figura 3.1 Intercambiadores típicos de una estufa de secado.....	46
Figura 3.2 Constitución de la pared.....	62
Figura 3.3 Constitución del tumbado.....	71
Figura 3.4 Constitución del piso.....	75
Figura 3.5 Esquema de la convección en la pared de la instalación.....	77
Figura 5.1 Constitución de la pared del caldero.....	121
Figura 5.2 Dimensiones características de la cámara de combustión.....	133
Figura 5.3 Resistencias térmicas al flujo de calor.....	142
Figuraa 6.1 Esquema para hallar la potencia del motor.....	175

INDICE DE TABLAS

	Página
Tabla.# 1 . Producción de residuos de madera en una semana	5
Tabla.# 2 Humedad final media de acuerdo al tipo de uso.....	14
Tabla.# 3 Programa para igualar y acondicionar una carga de madera.....	33
Tabla.# 4 Composición química y Poder calorífico de algunas maderas.....	82
Tabla.# 5 Comparación de los análisis para madera seca y húmeda.....	86
Tabla.# 6 Productos de la combustión.....	91
Tabla.# 7 Elementos constituyentes del combustible.....	95
Tabla.# 8 Cálculo de la temperatura adiabática sin exceso de aire.....	97
Tabla.# 9 Cálculo de la temperatura adiabática con el 20% de exceso de aire.....	98
Tabla.# 10 Cálculo de la temperatura adiabática con el 40% de exceso de aire.....	99
Tabla.# 11 Cálculo de la temperatura adiabática con el 60% de exceso de aire.....	100
Tabla.# 12 Cálculo de la temperatura adiabática con el 80% de exceso de aire.....	101
Tabla.# 13 Cálculo de la temperatura adiabática con el 100% de exceso de aire.....	102
Tabla.# 14 Temperatura adiabática para determinado exceso de aire.....	103
Tabla.# 15 Datos requeridos para el diseño del caldero.....	104
Tabla.# 16 Masa de productos de la combustión.....	106
Tabla.# 17 Temperatura de los gases de combustión.....	110
Tabla.# 18 Coeficientes de combustión	131
Tabla.# 19 Flujo másico de aire.....	136
Tabla.# 20 Temperatura de salida de los gases.....	143
Tabla.# 21 Cálculo del coeficiente de convección de los gases.....	149

Tabla.# 22 Dimensionamiento del haz de tubos.....155

Tabla.# 23 Cálculo del flujo de calor en la pared del tubo161

Tabla.# 24 Dimensiones de la Chimenea.....166

Tabla.# 25 Datos requeridos para el diseño de la tolva.....173

Tabla.# 26 Costos de construcción del caldero.....186

Tabla.# 27 Costos del caldero FOB y C+F.....187

INDICE DE ABREVIATURA

Atm	: atmósfera
Btu	: unidad térmica británica
Btu / lbm °F	: unidad térmica británica por libra masa por grado fahrenheit
Btu / lbm agua	: unidad térmica británica por libra masa
ft ² / hr	: pié cuadrado por hora
ft / s	: pié por segundo
F	: grado fahrenheit
Ft	: pie
Kg / m ³	: kilogramo por metro cúbico
Lt	: litro
Lbm	: libra masa
m ³	: metro cúbico
hp	: house power

SIMBOLOGÍA

V_a	: cantidad total de humedad a retirar	(lts)
V_m	: Volúmen total de madera	(m^3)
P_s	: Peso específico de la madera	(Kg / m^3)
H_o	: Humedad inicial de la madera	(%)
H_f	: Humedad final de la madera	(%)
W_o	: peso de la muestra al momento de la prueba	
W_f	: peso de la muestra secada en el horno	
Q_m	: Calor sensible para la madera	(Btu)
m_m	: Masa de madera a secar	(lbm)
C_{p_m}	: Calor específico de la madera	(Btu / lbm $^{\circ}F$)
T_d	: Temperatura de secado	($^{\circ}F$)
T_o	: Temperatura inicial de la madera	($^{\circ}F$)
Q_w	: Calor sensible para el agua	(Btu)
H_o	: Humedad inicial de la madera	(lbm de agua/lbm madera)
C_{p_w}	: Capacidad calorífica del agua	(Btu / lbm $^{\circ}F$)
T_{B_h}	: Temperatura de bulbo húmedo	($^{\circ}F$)
T_o	: Temperatura ambiente	($^{\circ}F$)
Q_v	: Calor para vaporizar el contenido de humedad de la madera	(Btu)
h_{fgw}	: entalpía de vaporización	(Btu / lbm agua)
H_f	: Humedad final de la madera	(lbm agua / lbm madera)
Q''_s	: Calor perdido a través de la superficie	s (Btu / hr ft^2).
U	: Coeficiente global de transferencia de calor	(Btu / hr m^2 $^{\circ}F$)
T_c	: Temperatura de la cámara de secado	($^{\circ}F$)
T_{amb}	: Temperatura del medio ambiente	($^{\circ}F$)

l_i : Espesor de pared i (ft)

k_i : Coeficiente de conductividad térmica de la pared i (Btu / ft hr °F)

$h_{e,i}$: Coeficiente convectivo de transferencia de calor desde la cámara hacia la superficie interior (Btu / hr ft² °F)

h_{e-amb} : Coeficiente convectivo de transferencia de calor desde la superficie exterior hacia el medio ambiente (Btu / hr ft² °F)

T_i : Temperatura de la superficie interior (°F)

N_{Nu} : Número de Nusselt

K_{aire} : Conductividad térmica del aire (Btu / hr ft °F)

L : Longitud de la pared (ft)

Re : Número de Reynolds

Pr : Número de Prandtl

V : Velocidad del aire (ft / s)

ν : Viscosidad cinemática (ft² / hr)

Gr : Número de Grashoff

g : aceleración de gravedad 9.8 m/s² (30.44 ft/s²)

β : Coeficiente de expansión térmica (1/°R)

Δt : Diferencia de temperatura entre pared superficial y medio ambiente

L : Longitud de la pared

ν : viscosidad cinemática (ft²/s)

M_c : Masa de combustible

$c_{p,c}$: calor específico del combustible

t_c : Temperatura inicial del combustible

M_a : Masa de aire

$C_{p,a}$: calor específico del aire

t_a : Temperatura inicial aire

M_p : Masa de los productos

$c_{p,p}$: Calor específico de los productos de la combustión

t_p : Temperatura final de los productos de la combustión

PC : Poder calorífico inferior del combustible.

m_c : kilogramos de combustible quemados por segundo

V_h : el volumen de humos producidos a la temperatura del hogar por kilogramo de combustible.

A_c : sección media del laboratorio,

l_f : longitud de la llama,

v_f : la velocidad de la llama

G_c : es la velocidad de oxidación del carbón por unidad de área

K : es una constante

P : presión local del gas

$m_{ox,o}$: es la fracción de masa del oxígeno en el gas inmediatamente adyacente a la superficie del carbón.

E : es la energía de activación

R : es la constante universal de los gases

T : es la temperatura absoluta de la superficie del carbón

S_p : superficie de la parrilla en ft^2

C_c : coeficiente de combustión en $lb/h\ ft^2$

E_{ff} : eficiencia de la caldera usualmente 60%

H_p : es la pérdida de carga al paso del aire por la capa de aserrín en $mm\ H_2O$

R : superficie de parrilla en m^2

μ : la viscosidad cinemática del agua evaluada a temperatura media ($lbm/ft\ h$)

μ_w : la viscosidad cinemática del agua evaluada a temperatura de la pared del tubo

$Q_{G\ rad}$: es el calor suministrado por la radiación de los gases de combustión

$Q_{G\ conv}$: es el calor suministrado por convección de los gases de combustión

$Q_{a\ conv}$: es el calor recibido por convección hacia el agua

Q_T : es el calor total que se transfiere

p : la presión parcial gas en la mezcla (atm)

s : el espesor de la mezcla, en este caso el diámetro del tubo (m)

CAPITULO 1



1. INTRODUCCION

Los múltiples usos de la madera, además de la belleza en el diseño y formas que puede darse a la misma están vinculados con varios factores que contribuyen a su acabado final. Entre estos factores además del tipo y calidad de la materia prima se considera la preparación que se le da previo al proceso de manufactura. En el talado, la madera contiene una elevada cantidad de agua que impide absolutamente la elaboración y conservación de la misma. La excesiva cantidad de agua , es decir la humedad inicial de la madera debe ser eliminada mediante un proceso de secado y llevada a valores que permitan el uso comercial del material. De esta forma el secado de la madera se convierte en una parte esencial y de relevante importancia en el campo de la producción de muebles y de diferentes elementos decorativos pues dependiendo de cuan eficientemente se la realice será mejor el acabado de los productos y mayor su valor comercial.

La forma en que se realice el secado es otro factor importante desde el punto de vista económico y de minimización de tiempo pudiendo variar entre la forma natural que consiste en secar la madera al ambiente o la artificial. Sin embargo es

necesario tener en cuenta que la madera es un elemento que tiende a adquirir la humedad del medio en que se encuentra siendo esta una propiedad perjudicial si es ubicada en un ambiente demasiado húmedo, además hay que considerar que el proceso de secado debe ser realizado de modo tal de no dañar la madera y evitar alteraciones del material después de la elaboración, condiciones que hacen necesaria el control de las variables ambientales que rigen el secado y de realizarlo preferentemente en un medio artificial conseguido con el equipamiento adecuado de una instalación, y dotada de un acertado sistema de generación energética que satisfaga cada uno de los requerimientos del secado.

Una instalación satisfactoria refleja un alto sentido de responsabilidad: la selección o diseño de cada uno de sus accesorios inadecuados o descompensados entre sí, ocasionaría problemas que, a la postre, afectarían el resultado de la calidad del producto.

1.1 Análisis del problema

En nuestro país existen diversos artesanos en la manufactura de muebles y diferentes artículos decorativos de madera, habiendo los que preparan la materia prima ya sea secándola mediante alternativas naturales o adquiriéndola ya preparada. De similar forma existen instalaciones más industrializadas dotadas de una infraestructura completa donde se dispone del sistema de secado como también de la mecanización necesaria para la transformación de la madera.

El problema se presenta en una fábrica de muebles de lujo que usa dos tipos primordiales de madera como materia prima el cedro rojo y el roble.

Inicialmente esta empresa tenía una demanda local, con una instalación que adquiría la mayor parte de la madera ya seca. Con el aumento de la demanda ya no solo local surgieron nuevas expectativas para los dueños de la fábrica en cuanto a la producción y a la materia prima. Teniéndose:

- Ampliar las actuales instalaciones de la fábrica
- Deshacerse de los residuos obtenidos de la manufactura de muebles

Con la ampliación de la infraestructura, se dotó a la instalación de un completo sistema de secado, la cuál permitía adquirir la madera en estado húmedo y adecuarla en la misma instalación, evitando de esta forma adquirir madera seca que por sus propiedades pueda humedecerse nuevamente. Sin embargo la necesidad de deshacerse de los remanentes de la transformación de la madera y así cubrir la otra expectativa de los dueños, involucraba ver una nueva ubicación para los desechos sólidos, en la tabla #1 se detalla la cantidad de viruta de madera o aserrín obtenido de los diferentes procesos a la que es sometida la madera durante y antes de su conformado como son el cabeceado de trozas, cepillado, moldurado y el maquinado, datos obtenidos en el muestreo de una semana. Los residuos obtenidos de la madera son debido primordialmente a la producción de muebles de lujo, así como también de

anaqueles, vitrinas ,cómodas y un sin número de artículos de madera, que en promedio significa alrededor del 30 a 50% de la materia prima. Este gran desperdicio significaba una pérdida de capital, lo que sugería buscar una utilización a todos estos remanentes , es así que considerando las muy buenas propiedades combustibles de la madera, se analizó su aprovechamiento como fuente energética para la instalación de secado donde el requerimiento de calor para ser suministrado a la madera y poder extraer la humedad en ella contenida lo hacía necesario.



RESIDUOS DE LA PRODUCCIÓN DE MUEBLES	
DÍAS DE LA SEMANA	CANTIDAD DE RESIDUOS (KG)
Lunes	600
Martes	750
Miércoles	820
Jueves	635
Viernes	460
TOTAL DE RESIDUOS	3265

Tabla # 1.: Producción de residuos de madera en una semana

1.2. Alcance del proyecto

La recuperación del calor de los productos de desperdicio o gases resultantes de diferentes procesos industriales, es con frecuencia una necesidad, sobre todo si es considerado desde el punto de vista económico, ambiental y de espacio. En este caso los residuos en las diferentes formas a la que se reduce constituyen un porcentaje alto de la madera original y desde el punto de vista energético un buen combustible. Hay que considerar además de las ventajas que significa para la fábrica el aprovechamiento de sus recursos, con el diseño del sistema de calefacción se cubren dos principales asuntos de interés, teniendo la visión de extender su uso hacia sistemas de secado con similares características, además de poder ser usada en la industria de pulpa y papel, así como madera contrachapada, en aserraderos y en algunos astilleros, donde se obtienen grandes cantidades de combustible de costo prácticamente nulo y donde la inversión inicial sería la de diseño y construcción.

Con este proyecto además, se asienta las pautas del diseño para la construcción de un caldero que permita evitar la adquisición de uno en el extranjero, hay que tener en consideración además el costo de este equipo que en relación con la inversión en una construcción local, es mucho más elevado con las consecuencias que acarrea la importación, como lo es la pérdida de divisas, que muy bien pueden ser aprovechadas con la contratación de mano de obra para la construcción del diseño, costos de transportación y flete.

Además de trámites legales que a más de un costo monetario, significa un costo en virtud del tiempo empleado para la adquisición del equipo. De esta forma con el presente proyecto se busca dar una alternativa de solución a la empresa, con una visión encaminada a su uso en áreas donde los requerimientos de calor y la disponibilidad de desechos aún aprovechables son afines.

CAPITULO 2

2. EL SECADO DE LA MADERA

2.1. Generalidades

El secado de la madera se refiere generalmente a la separación o extracción deliberada de un líquido de un sólido, por la evaporación que se consigue mediante la adición del calor latente de vaporización. Durante el talado de la madera la cantidad de agua contenida en esta es de una magnitud muy elevada que impide absolutamente la elaboración y la conservación de la misma. Esta humedad, que con frecuencia se la conoce con el nombre de savia, es necesaria para la vida y el crecimiento del árbol, pues transporta el alimento a la parte viva del árbol. La excesiva cantidad de agua que contiene inicialmente los troncos de madera es conocida como *humedad inicial* de la madera, la cual mediante el proceso de secado se reduce hasta una cantidad aceptable que a más de mejorar sus características permite su uso comercial y se conoce como *humedad final*.

En este proceso es de enorme importancia el mecanismo de suministración de calor hacia la madera, para conseguir la evaporación del exceso de agua, dado que sus propiedades pueden ser alteradas por un errado medio de transmisión de calor. Es necesario además, considerar la característica higroscópica de la madera que es la de adquirir o ceder humedad al medio circundante en la cuál se encuentra, motivo por el cuál es recomendable lograr valores de humedad final cercanos a los valores de la humedad ambiente en el que será utilizada ya que podría humedecerse nuevamente luego del proceso de secado.

2.2. Estructura de la madera

La madera, como todos los materiales orgánicos, presenta una estructura extremadamente compleja y heterogénea, variable y con características en el ámbito microscópico muy diferentes de un punto a otro. Por ser producto de organismos vivientes, la madera no puede ser considerada un elemento unívocamente determinado o con propiedades siempre bien definidas y constantes.

Los tejidos celulares que la componen son de diferente naturaleza, consistencia y calidad, pero sobretodo variable dependiendo de la especie a la que pertenezca, la mayoría de los árboles sometidos al mercado de la producción de muebles pertenece a la especie de las frondosas.

En estas el material está compuesto por el tejido de soporte, constituido por células orientadas en la dirección del eje principal del árbol, llamadas *fibras*, que dotan de la resistencia mecánica al tronco. Las moléculas de celulosa en la pared de la célula están dispuestas en cadenas largas, llamadas cristaloides o micelas.

Estos se agrupan juntos en grandes filamentos que están dispuestos en forma de espiral para formar la pared de la célula y tienen la forma de hilo de manera que su dirección longitudinal es casi paralela al eje longitudinal de las células, esta constitución permite que el agua que se alberga en la pared de la célula ocasione que las células se agranden transversalmente, pero prácticamente casi nada longitudinalmente.

En cuanto a la distribución de la humedad dentro del árbol esta se da con la conducción de la savia, que es realizada a través de los vasos, que son un sistema de células tubulares dispuestas una después de otra, cuyo diámetro varía sensiblemente según la especie, teniendo así que en las coníferas en cambio la función de soporte y conducción de la savia son realizadas por un tipo único de células, llamadas *traqueales* donde paralelamente a ellas se desarrollan los canales resinosos axiales.

Tanto en las coníferas como las frondosas, el material de reserva necesario para la vida del árbol, está contenido en células particulares llamadas parenquimáticas, orientadas, la mayor parte, en sentido vertical mientras que en la dirección horizontal

son más numerosas y forman una especie de rayos que van desde la parte central hacia el exterior.

Es interesante conocer que la formación de las células de la madera se producen dependiendo de la ubicación geográfica y siguiendo un ritmo acorde con la época climática del año. En lugares templados, se desarrolla en una forma discontinua, donde la formación de las células es reducido en la etapa inicial de verano. Este fenómeno conduce a la formación de anillos de crecimiento concéntricos en el tronco del árbol y que son claramente visibles y diferenciables entre cada año, esta característica permite conocer la edad del árbol con referencia en los anillos concéntricos formados en su tronco.

Los árboles de las zonas tropicales no sufren la interrupción del crecimiento debido a las bajas temperaturas invernales, por lo que el crecimiento es continuo y no existe en ellos la delimitación de anillos de crecimiento.

En el interior de las células de la parte central del tronco y a una cierta edad del árbol, se depositan sustancias particulares que contribuyen a darle una mayor resistencia a las alteraciones de dicha zona y son conocidas como *duramen*, mientras que la parte de la periferia se llama albura. Químicamente visto, los dos elementos más comunes producidos por los distintos tipos de células son la celulosa que es un polisacárido con funciones de soporte, y la lignina. Además existen un grupo de componentes



que son conocidos como elementos de extracción debido a que las raíces del árbol lo extraen del terreno circundante y son en su mayor parte elementos químicos que dan color , característica al material y constituyen además su alimento. Entre estos elementos está : agua, ácidos, grasas, aceites, sales minerales, fenoles, tanino, pigmentos y carbohidratos.

2.2.1. Humedad de la madera

Como se indico anteriormente la madera recién talada contiene una notable cantidad de agua yacente en el interior de los canales bajo forma de savia o retenida en el interior de las células, la misma que varía considerablemente inclusive entre diferentes muestras taladas en una misma región o zona forestal. Esto se debe principalmente a que la madera absorbe humedad más rápidamente en sus extremos que en sus costados ,fenómeno ocasionado por la orientación de las líneas medulares de la madera que se extienden en ángulo recto a esta y ayudan a la conducción de la humedad hacia la parte interior del árbol con una consecuente absorción mayor en las caras tangenciales que en las radiales. La cantidad de humedad que debe tener un pedazo de madera, esta determinado por el uso al cuál está destinado, en la tabla # 2 se indica la humedad recomendada para diversos trabajos a realizar en madera, teniendo una humedad de aproximadamente el 20% como el límite mínimo para poder realizar trabajos con un buen acabado superficial.

Es muy importante también la forma en que se extraerá esa humedad pues dependiendo del tipo de secado se conseguirá contenidos de humedad más bajos, con un secado natural se puede conseguir una humedad del 14 al 15 % , lo que significa un impedimento de poder disponer de madera para determinadas aplicaciones, donde la humedad final esta mucho más abajo de estos límites. En aplicaciones bajo este rango de humedad el secado artificial adquiere un mayor valor pues como esta indicado en la tabla la humedad final que tendrá la madera puede llegar de 5 a 6 %.

La humedad de la madera comúnmente se expresa como un porcentaje de la madera perfectamente seca, así una madera con un 100% de humedad contiene una cantidad de agua equivalente a la mitad de su peso. Para cuantificar la humedad de la madera, esta se expresa en por ciento de la madera perfectamente seca, así una madera con un 100% de humedad contiene una cantidad de agua equivalente a la mitad de su peso. Para un cálculo indicativo de la humedad total a secar de una carga de madera, se puede considerar la siguiente ecuación:

$$V_a = V_m * P_s * \frac{(H_o - H_f)}{100} \quad (\text{ec. 2.1})$$

donde :

V_a : cantidad total de humedad a retirar (lts)

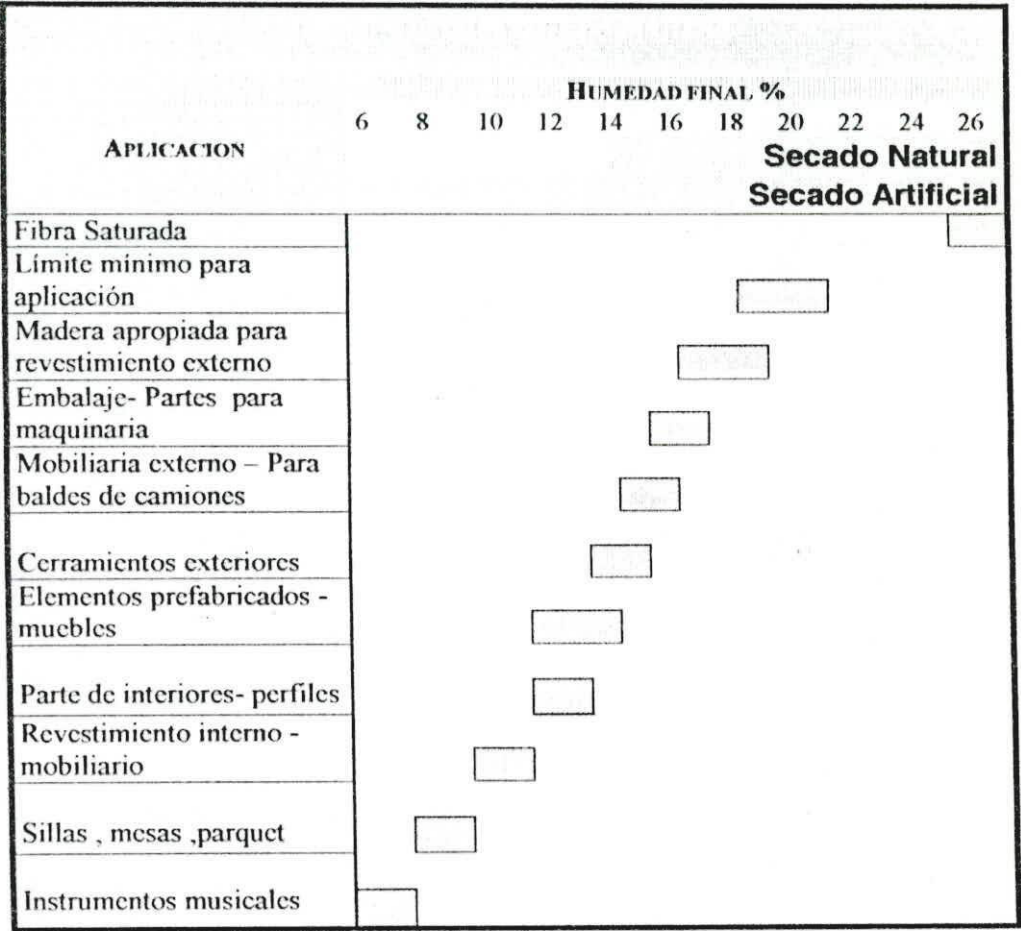


Tabla # 2.: Humedad final media de la madera de acuerdo al tipo de uso

- V_m : Volúmen total de madera (m^3)
 P_s : Peso específico de la madera (Kg / m^3)
 H_o : Humedad inicial de la madera (%)
 H_f : Humedad final de la madera (%)

La ecuación (2.1) sugiere el conocimiento de la humedad inicial de la madera, así como características del peso específico de la misma. En cuanto a la humedad inicial, su valor debe ser obtenido por métodos empíricos, ya sea tomando una muestra para someterla a una prueba en horno o a través de medidores eléctricos que cuantifican el contenido de humedad existente en un tablón de madera.

Medición de la humedad a través de horno. _ Para determinar el porcentaje inicial de agua en un horno se debe inicialmente pesar la muestra de la madera que será secada para posteriormente someterla a una temperatura de aproximadamente $100^{\circ}C$ hasta que se obtenga un peso constante, al llegar a este punto la muestra será nuevamente pesada, de esta forma se consigue determinar el contenido de humedad inicial existente en la madera como un por ciento de su peso seco al horno. La ecuación que cuantifica el contenido de humedad inicial , a través de esta experimentación es:

$$H_o = \left(\frac{W_o - W_f}{W_f} \right) 100 \quad (\text{ec. 2.2})$$

donde

W_o : peso de la muestra al momento de la prueba

W_f : peso de la muestra secada en el horno

Medición de la humedad a través de medidores eléctricos. En la práctica el medidor eléctrico es más usado, por cuanto el tiempo empleado para someter la muestra en un horno, dificulta la toma de mediciones rápidas que se hacen necesarias a diferentes intervalos durante las fases de secado. Este medidor basa su funcionamiento en la poca resistencia que brinda la madera al paso de la corriente en presencia de un aumento en la cantidad de humedad, consiguiéndose con este lecturas instantáneas de la humedad presente.

2.2.2. Agua libre

Dentro de la madera la humedad existe en diversas formas, una parte de esta se encuentra en las cavidades celulares bajo la forma de savia que circula por el árbol para nutrirlo y es denominada agua libre pues en el ámbito microscópico se encuentra muy superficialmente sobre la célula que le sirve como receptáculo para esta agua constituyendo el 25 a 30% de la humedad inicial contenida en la madera. Esta humedad es fácilmente eliminada por su característica ubicación en la célula de la madera.

2.2.3. Agua vinculada

Además del agua libre que hay en la cavidad celular, la madera verde contiene un porcentaje de humedad en la pared celular conocida como agua límite o vinculada.

Esta humedad rodea partículas y filamentos llenando aberturas muy diminutas existentes entre los intersticios de la estructura de la madera en donde es retenida, en una relación mucho más estrecha que el agua libre, tanto en las moléculas de la celulosa como también en las finas aberturas que existen entre ellas por la fuerza de capilaridad. Debido a la magnitud de las fuerzas físicas que retienen el agua límite, es mucho más difícil separarla de la madera, e inclusive su proceso de eliminación de la célula solamente comienza después que el agua libre haya sido completamente eliminada de la madera.

2.2.4. Punto de saturación de las fibras

Durante el proceso de secado, cuando ya se ha eliminado el agua libre y su contenido en las paredes celulares es cien por cien agua vinculada, se llega a un punto en que esta agua límite comienza a fluir, conociéndose esta etapa como *punto de saturación de las fibras* debido a que ellas se encuentran saturadas por la humedad vinculada. Así se puede comprender que por arriba de este punto la mayor parte de la humedad es agua libre, y los cambios en el contenido de humedad no tienen efecto sobre la resistencia de la madera ni sus dimensiones a diferencia de los efectos que se presentan debajo de este punto.

Efectos colaterales que se dan con el cambio del contenido de la humedad debido principalmente al vacío que deja el agua límite entre las partículas finas que constituyen la pared celular matriz produciendo un cambio dimensional en la madera. Este vacío permite que las partículas se junten más unas con otras ocasionando una contracción. Si la madera se humedece nuevamente, el agua que entra a la pared celular separa las partículas de celulosa y la madera se dilatará nuevamente, pero hay que considerar que estos fenómenos de contracción y ensanchamiento no son iguales en todas las direcciones, debido a la estructura que tiene la madera.

El fenómeno de la contracción a su vez desarrolla una condición de esfuerzos que si se suman a un desigual secado conlleva al torcimiento del tablón, por esto es deseable controlar el secado buscando un equilibrio tanto en la superficie superior como inferior de la tabla, para evitar que el punto de saturación sea alcanzado en distintos momentos causando que una parte de la tabla tenga las dimensiones originales mientras la otra ya bajo su punto de saturación comience a contraerse.

El punto de saturación puede ser considerado como el límite crítico en donde la mayoría de las características finales del producto dependen de su uniforme o dispareja aparición en la superficie e interior de la madera, pues la contracción y la consecuente formación de esfuerzos ocasionan otros efectos como :

Endurecimiento superficial. Este efecto es consecuencia de las tensiones producidas en la superficie cuando los esfuerzos exceden un límite proporcional, mientras que en el corazón de la madera se está alcanzando el punto de saturación, que da paso a la contracción en el interior. En estas circunstancias existirá una resistencia de la parte exterior que bajo la condición de tensión en que se encuentra trata de impedir la contracción del corazón quien a su vez buscará comprimir a la superficie externa.

Agrietamiento. Este fenómeno es ocasionado en el momento que la diferencia de esfuerzos entre el exterior y la parte interna exceden la resistencia de la madera en tensión perpendicular al hilo, principalmente porque los rayos de la madera constituyen líneas de menor resistencia, lo cual implica agrietamientos si se someten a esfuerzos.

Colapso. Así se denomina cuando se tiene una contracción anormal de la madera, ocasionada por los esfuerzos internos. Mientras la contracción normal es el resultado de la pérdida de agua de la pared celular, el colapso resulta de la pérdida de agua de la cavidad celular es decir a contenidos de humedad por arriba del punto de saturación de las fibras, principalmente por escasez de aire en la cavidad celular que alivia los esfuerzos generados y en deficiencia de esta ocasiona que el agua allí ubicada se adhiera fuertemente a la pared celular. Bajo estas circunstancias en el momento de eliminarse humedad por arriba del punto de saturación se inducirá un notable esfuerzo

en la pared, que ocasiona un acercamiento entre ellas si el esfuerzo excede a la resistencia de compresión. Si se ha obtenido un colapso no tan severo este se puede eliminar a las condiciones normales por medio de un tratamiento con vapor a temperaturas superiores a los 180°F.

Apanalado. Este fenómeno es un defecto severo en la estructura interna de la madera que comúnmente radica en los rayos de esta. Es causado por varias circunstancias pero principalmente por los defectos localizados en la superficie o en los extremos y que se extienden más profundamente en la madera como el resultado de los esfuerzos internos de tensión.

2.3. Las Fases de secado

El proceso de secado de la madera obedece a cuatro etapas determinantes: calefacción, secado, enfriamiento y acondicionamiento, en la figura 2.1. se representa un esquema de estas fases que deben ser controladas a fin de proporcionarle ciertas características y evitar los problemas anteriores en la etapa de transición que sufre la madera en el límite de su punto de saturación. Las características que se consiguen mediante un secado controlado de la madera son variadas y entre las ventajas que se obtienen se puede citar:

1. Mejorar las propiedades mecánicas, pues la mayoría de las propiedades de resistencia mejoran a medida que se reduce el contenido de humedad.

2. Conseguir una esterilización de la madera que evita que aparezcan organismos que ocasionan pudrición y mancha ya que estos no viven en madera con un contenido de humedad abajo del 20 % y peor aún soportar temperaturas superiores a los 49°C.
3. Adecuar a la madera para procesos posteriores, como el engomado que exige humedad muy por abajo del punto de saturación. De igual forma las maderas que deben ser tratadas con preservantes , tienen que estar secas para conseguir la penetración apropiada de los mismos.
4. Si se ha de transportar la madera, el secado reducirá su peso y por ende el costo del embarque.

2.3.1. La calefaccion

La calefacción es la primera etapa del ciclo de secado y, en esta se lleva a la madera de su temperatura inicial a la pre-establecida por la fase sucesiva del secado. El aumento de temperatura debe ser gradual por unidad de tiempo y no en función de la capacidad de producción de calor de la fuente energética, con la finalidad de evitar las tensiones en la madera por diferencias de temperatura entre la temperatura interna y la externa. Este aumento de calor puede ser conseguido a través de uno de los tres métodos de transferencia de calor :

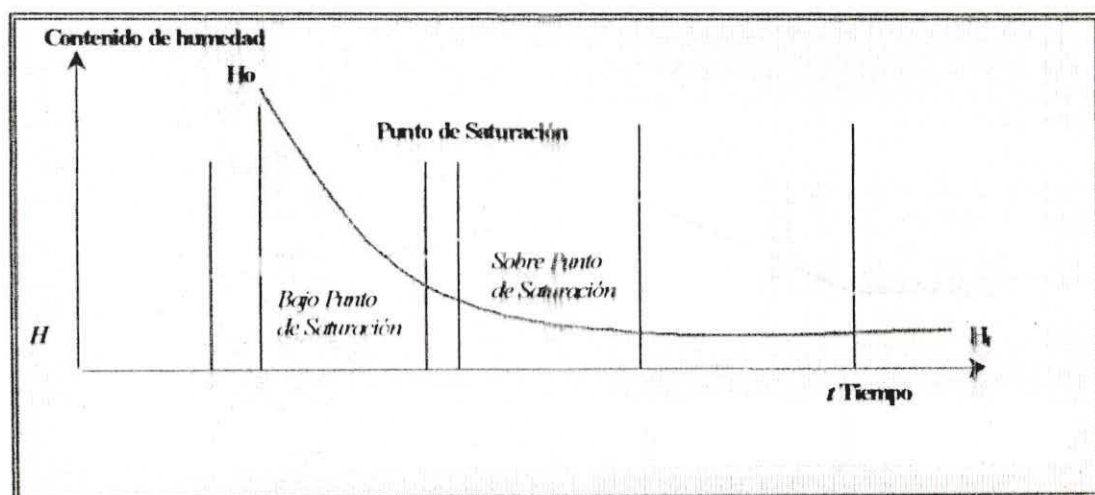


Figura 2.1 Fases de un ciclo de secado tradicional

conducción : donde la transferencia de calor se consigue poniendo en contacto superficial a dos cuerpos sólidos, que en este caso serían la madera y un cuerpo a una temperatura mucho más elevada y constante que de un flujo de calor a la madera lo suficiente para poder realizar el proceso de calentamiento.

convección : aquí la transferencia de calor es por el contacto de un cuerpo sólido (la madera) con un fluido a una temperatura superior para que esté en capacidad de ceder calor.

radiación : Esta forma de calentamiento a diferencia de los anteriores no involucra la presencia de un medio material y menos un contacto directo entre los dos cuerpos, o entre el cuerpo y un fluido, pues la transferencia de calor está en función de la diferencia de temperaturas que es llamada radiación térmica, existente entre el elemento calefactor y el calentado.

La transferencia de calor puede también obtenerse por combinación de los diferentes tipos de transferencia citados anteriormente pero existen condiciones para aplicar alguno de estos tipos y que son exigidas primordialmente por la calidad del producto final y por los parámetros ambientales a los que debe secarse. La madera es un producto que requiere calentarse a temperaturas inferiores a 100°C, dependiendo esta temperatura de la especie del árbol, así como del grueso del tablón, en el apéndice sección A se indica los programas de secado para diferentes especies de madera y las

temperaturas apropiadas para cada especie sugeridos por la U.S. Forest service, apéndice sección A, pues hay que considerar que una temperatura muy elevada puede ocasionar alteraciones posteriores en su estructura además que la transferencia de masa, a través del agua evaporada, debe realizarse bajo el rango de temperatura ya indicado.

De los tres tipos de transferencia de calor indicados en la conducción y la radiación, la temperatura a la cuál debe llegar la superficie saturada para que pueda producirse la evaporación, se aproxima a la del punto de ebullición del agua a los 100°C , motivo por el cuál no es muy recomendable calentar el producto mediante uno de estos mecanismos de transferencia de calor y se escoge la convección, en donde la temperatura de evaporación será inferior a la de ebullición del agua y cercana a la temperatura de bulbo húmedo del ambiente del aire que será el elemento calor-transportador.

El calentamiento depende también de factores como las condiciones iniciales en las que se encuentra el producto, pues si este es muy húmedo es recomendable realizarlo en lo posible muy lento, mientras que la madera pre-seca por tener un contenido más bajo de humedad puede soportar calentamiento más veloces, generalmente se consigue mediante vapor o aire caliente, donde el método más usado es el segundo a través de un flujo de aire circulando exteriormente a intercambiadores de calor o radiadores en cuyo interior fluye agua a una temperatura de aproximadamente 95°C ,

llevando la energía que será cedida al aire y que a su vez pasará a la madera para conseguir :

1. Evaporar la humedad. La evaporación se efectúa a una velocidad mucho más rápida, cuando la temperatura es elevada, en comparación que cuando es baja.
2. Elevar la temperatura del aire frío y seco que entra en la instalación de secado.
3. Conseguir la circulación de aire a través de la carga,

En esta fase así como en la siguiente que es el secado, las propiedades del aire que entra en contacto directo con la madera son importantes pues este desempeña las funciones de conducir el calor del sistema de calefacción a la madera y absorber la humedad por ella expulsada, por la capacidad de incorporar humedad en forma de vapor de agua hasta un límite máximo que aumenta con la temperatura, en la cuál el aire estará totalmente saturado de agua.

Aquí la humedad que tiene el aire es importante para la duración del secado y la calidad final de la madera, esta humedad será un indicador de cuanta humedad puede incorporar el aire por cada libra de aire seco hasta alcanzar el estado de saturación, y mientras más baja sea esa humedad mayor será la capacidad de extraer agua.

2.3.2. El secado

Esta fase es la principal del proceso, fase en la que se realizan dos operaciones básicas : el movimiento de la humedad a la superficie de la madera y la evaporación desde dicha superficie. Normalmente la humedad se mueve a través de las cavidades celulares en forma de vapor, mientras que en las finas aberturas de la pared celular el movimiento de la humedad es en forma líquida teniéndose un movimiento desde el interior de la madera, inicialmente por la difusión del vapor a través de las cavidades hasta llegar a las paredes de la célula donde las fuerzas de absorción y capilaridad son tan fuertes que el vapor se condensa y comienza a movilizarse a través de esta en forma líquida hasta llegar a la próxima cavidad, para evaporarse en el lado seco de la nueva cavidad celular y así sucesivamente.

A temperaturas más bajas, la difusión del líquido a través de las finas paredes celulares es más importante, mientras que a temperaturas más elevadas lo es el vapor a través de las cavidades celulares. En la evaporación se dará la transformación de la humedad desde el estado líquida al de vapor, debido a que las moléculas del líquido con movimiento más rápido se sobreponen a la fuerza cohesiva de las otras moléculas y se escapan al medio ambiente. Así por ejemplo la atmósfera posee en su composición un porcentaje de aire seco así como de vapor de agua, lo que ocasiona una presión total debida a la presión del vapor de agua así como al aire seco.

Si se ubica un recipiente con agua abierto a la atmósfera, se tendrá una evaporación de esta agua hasta que el recipiente quede vacío o hasta que se presente una presión de vapor de agua en la atmósfera debido a la presencia del agua, la cuál es igual a la presión del vapor saturado del agua. Como en el secado se tiene una circulación de aire, esta impide que el agua de la superficie se estanque y se llegue a una condición de vapor saturado, con lo que se consigue que la evaporación se produzca hasta que el agua se haya ido.

En la fase del secado se distinguen dos períodos, uno por encima del punto de saturación y otra por debajo de él, en el primero se extraerá el agua contenida en las cavidades de la célula, donde se tiene una reducida presión de vapor que será igual o menor a la de la atmósfera, esto origina que esta agua no se evapore hasta que las condiciones atmosféricas no cambien, es decir que la presión relativa del vapor de la atmósfera no se reduce y la temperatura permanezca constante.

Al contenido de humedad que representa el agua de la madera, que está en las aberturas pequeñas y que tiene una presión de vapor menor que la atmósfera circundante, se llama contenido de humedad en equilibrio. Este contenido de humedad en equilibrio será la cantidad de humedad que una pieza de madera asumirá cuando permanece en una atmósfera con una presión relativa de vapor dada o una humedad relativa y temperatura dada, pues el contenido en equilibrio varía con estos dos factores así como también de si la humedad está siendo absorbida o expulsada.



Como ya se indicó previamente el valor de la humedad del aire determina que cantidad de agua puede ser evaporada de la madera, de esta forma si la atmósfera tiene casi tanta humedad como la que puede retener, podrá tomar más humedad en forma relativamente lenta y el secado se realizará lentamente, pero si por el contrario la atmósfera contiene un pequeño porcentaje de la humedad que puede retener, está tomará humedad adicional muy rápidamente y el secado en una atmósfera de tal naturaleza se efectuará rápidamente.

Si el secado de la madera fuese enteramente un problema de la evaporación sería conveniente mantener una humedad relativa tan baja como sea posible, pues así se lograría una mayor transferencia de la masa de agua desde la madera hacia el aire, pero una difusión muy rápida de la humedad de la madera desde el interior hacia la superficie causaría serios defectos en la madera, por lo que la velocidad del secado debe ser controlado por la humedad relativa de la atmósfera secante que a su vez determinará el contenido de humedad en equilibrio en la madera.

En la figura 2.2 se muestra la relación del contenido de humedad en equilibrio de la madera a la temperatura y humedad relativa de la atmósfera ambiente. En la gráfica se puede obtener por ejemplo que para un valor de temperatura de 70°F y una humedad relativa en el ambiente de 70% se puede obtener un contenido de humedad en equilibrio en la madera de aproximadamente un 13 %, esto indica que si se tiene madera húmeda y se la seca en un ambiente con las características de temperatura y

humedad indicadas, al final del secado la humedad mínima que se obtendría en la madera sería del 13% de su propio peso seco, por lo que la madera no secará totalmente. Esta gráfica permite un entendimiento del comportamiento de la relación de la humedad con el ambiente durante el proceso de secado además de indicar los límites de humedad que se pueden conseguir a determinadas condiciones de la atmósfera ambiente.

2.3.3. EL ENFRIAMIENTO

La fase de enfriamiento comienza cuando la carga se aproxima al contenido de humedad deseado y consiste en producir un descenso gradual de la temperatura de la madera, con la finalidad de someterla a un proceso de uniformidad o igualamiento en el cual se busca controlar que las condiciones del medio se encuentren en equilibrio con la humedad final de la madera. Los propósitos de este período son los siguientes :

- 1.- Lograr una uniformidad aproximada del contenido de humedad tanto en el exterior como del interior de la madera.
- 2.- Lograr una uniformidad aproximada del contenido de humedad entre las piezas que hay dentro del recinto de secado.
- 3.- Preparar el material para el tratamiento de acondicionamiento.

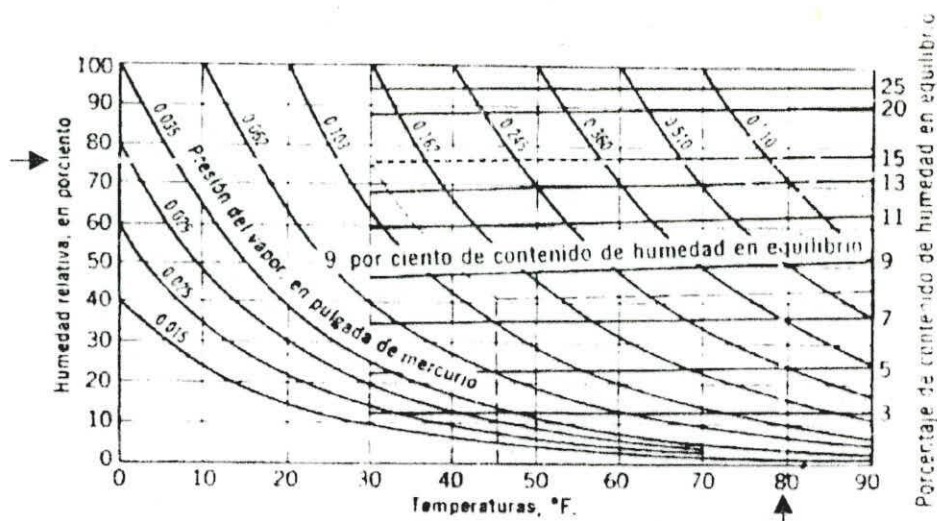


FIGURA 146. Relación del contenido de humedad en equilibrio de la madera a la temperatura y humedad relativa de la atmósfera ambiente. (U. S. Forest Service).

Figura 2.2 Relación del contenido de humedad en equilibrio de la madera a la temperatura y humedad relativa de la atmósfera ambiente

Para determinar el inicio de la fase de enfriamiento se debe realizar un muestreo de la carga de madera que se está secando, a fin de determinar aproximadamente la muestra más seca y la más húmeda de toda la carga. Con estas muestras y con un valor de contenido de humedad final promedio deseado se procede a secar la muestra más seca hasta un 2% menos que el contenido final de humedad promedio requerido y monitorear su comportamiento, tan pronto como la muestra más seca alcance este valor de humedad especificado, se establece en la cámara de secado una condición de contenido de humedad en equilibrio igual a ese valor. Esta condición es el inicio de la fase de igualamiento y se extiende aproximadamente hasta que la muestra más húmeda alcance el contenido final promedio deseado, que finaliza la fase de enfriamiento para dar paso al acondicionamiento.

2.3.4. El acondicionamiento

Esta fase permite mejorar el resultado final del producto, debido a que luego del secado queda entre las superficies y el corazón de las tablas, diferencia de humedad, que es mayor cuanto más gruesas sean las tablas y cuanto más veloz ha sido el secado. Esta diferencia de humedad es de fundamental importancia durante el secado, ya que garantiza un fluir constante de la humedad del corazón hacia la superficie, pero finalizado aquél, puede resultar demasiado pronunciada para la utilización final de la madera con las consecuencias indicadas anteriormente. En la fase de acondicionamiento se crea un clima más húmedo que en la fase precedente y una disminución de la temperatura.

Este acondicionamiento se lo consigue vía la vaporización logrando que las superficies reciban humedad mientras en el interior de las tablas sigue el propio proceso de secado, con el resultado de una reducción de la diferencia de humedad entre los diferentes estratos, y los consecuentes esfuerzos térmicos.

El final del acondicionamiento se da cuando los valores del contenido de humedad en equilibrio alcanzados son de 2 a 3% arriba del contenido de humedad final promedio deseado, de esta forma se evita los problemas en la madera. El acondicionamiento debe ser controlado y seguir un procedimiento general para igualar y acondicionar madera a cualquier contenido final de humedad promedio deseado, en la tabla # 3, se indican ciertas recomendaciones dadas por la U.S. Forest Services para esta fase del secado, donde se enfoca tanto el tratamiento de igualamiento como el de acondicionamiento.

Según esta información se escoge una humedad final promedio, dependiendo de la especie a secar, y acorde a esta se procede a trabajar con todos los valores de la fila correspondientes. Así con una humedad final promedio deseada de 7%, la muestra seca que indicará el inicio de la fase de enfriamiento deberá alcanzar un contenido de humedad del 5%, mientras que la muestra húmeda tendrá que llegar a una humedad del 7 % para finalizar la fase de igualación. La fase de acondicionamiento, dependiendo de si se trata de una madera suave o dura, deberá tener un contenido de humedad de equilibrio 9-10 o 10-11 respectivamente.

PROGRAMA DE ACONDICIONAMIENTO E IGUALAMIENTO					
CONTENIDO DE HUMEDAD PROMEDIO FINAL DESEADO	CONTENIDO DE HUMEDAD AL CUÁL SE DEBE SACAR LA MESTRA %	EQUILIBRIO DEL CONTENIDO DE HUMEDAD AL CUÁL LA CARGA SE DEBE IGUALAR, %	CONTENIDO DE HUMEDAD DESEADA DE LA MUESTRA MÁS HÚMEDA AL FINAL DE LA IGUALACIÓN, %	CONTENIDO DE HUMEDAD DE EQUILIBRIO, VALORES PARA ACONDICIONAR EL TRATAMIENTO, %	
				Maderas Suaves	Madera Duras
5	3	3	5	7-8	8-9
6	4	4	6	8-9	9-10
7	5	5	7	9-10	10-11
8	6	6	8	10-11	11-12
9	7	7	9	11-12	12-13
10	8	8	10	12-13	13-14
11	9	9	11	13-14	14-15

Tabla. # 3 Programa para igualar y acondicionar una carga de madera.

Las prácticas estadísticas para el control de la calidad de la madera pueden considerarse también con muy buenos resultados, sin embargo el comienzo y final de las fases de igualamiento y acondicionamiento variarán con la teoría precedente, pues al adoptar un proceso estadístico la carga se debe secar hasta que el promedio de humedad de las muestras más húmedas y las más secas, coincidan con el contenido final de humedad deseado, siendo este valor alcanzado el inicio de la fase de enfriamiento, entonces esta fase durará hasta que las maderas más húmedas y las más secas caigan dentro de este rango final del contenido de humedad deseado mientras que el acondicionamiento se da hasta que la madera esté libre del endurecimiento superficial.

Para cuantificar la humedad de la madera, esta se expresa en por ciento de la madera perfectamente seca, así una madera con un 100% de humedad contiene una cantidad de agua equivalente a la mitad de su peso. Para un cálculo indicativo de la humedad total a secar de una carga de madera, se puede considerar la siguiente ecuación:

$$V_a = V_m * P_s * \frac{(H_o - H_f)}{100}$$

donde :

V_a : cantidad total de humedad a quitar (lts)

V_m : Volúmen total de madera (m^3)

P_s : Peso específico de la madera (Kg / m^3)

H_o : Humedad inicial de la madera (%)

H_f : Humedad final de la madera (%)

El uso de esta ecuación sugiere el conocimiento de la humedad inicial de la madera, así como características del peso específico de la misma, la misma que puede ser obtenido por métodos empíricos, ya sea tomando una muestra para someterla a una prueba en horno o a través de medidores eléctricos del contenido de humedad.

CAPITULO 3

3. LA INSTALACION DE SECADO

3.1. Características generales

El equipamiento de la instalación y el conocimiento de cada uno de los elementos de los cuáles está compuesto es un factor necesario, que permitirá seleccionar y/o dimensionar los equipos complementarios que formarán entre todos un solo conjunto. Con base en el proceso de secado descrito anteriormente y con una noción clara de las fases en las cuáles se incurren durante el mismo, se puede comprender la función de cada uno de estos elementos constitutivos de la instalación, los que permiten controlar las condiciones del ambiente artificial del secador, siendo las dos principales la temperatura y la humedad relativa. Existen clasificaciones establecidas para un secador artificial de madera, las que depende principalmente del método de carga y la forma en la cuál se realiza la circulación del aire dentro de la cámara.

Así las hay del *tipo progresivas*, donde la madera es ubicada en carros, que son alimentados al secador por un extremo, pasan a través del secador y se descargan por el otro, una vez que ha finalizado el período de secado, pudiendo tenerse en cualquier instante dado, madera en diferentes estados sucesivos del secado. El otro tipo de secador es el del *tipo de compartimentos*, donde la madera aserrada se introduce en ella hasta llenarla completamente, que a diferencia de la anterior las cargas de madera poseen una relativa uniformidad en su estado durante el secado.

En cuanto a la clasificación surgida por la forma de circulación del aire dentro de la cámara, se tiene *el secador de circulación natural*, donde el movimiento del aire se debe exclusiva y únicamente a propiedades naturales de este, siendo la diferencia de densidades del aire dentro de la instalación la que permite una circulación espontánea del mismo, pues al estar caliente, su densidad menor lo obliga a elevarse sobre el aire de menor temperatura, que tendrá mayor peso y en consecuencia a ubicarse en el fondo de la instalación.

El *secador de circulación forzada*, es el otro tipo de secador que a diferencia del anterior, usa elementos alternos capaces de dar un movimiento al aire, esto se consigue por medio de ventiladores que aspiran el aire del medio ambiente, para forzarlo luego a circular a través de la carga de madera, y succionarlo posteriormente para devolverlo a la atmósfera. En el momento de seleccionar el tipo de instalación de secado se puede hacer combinaciones entre las clasificaciones establecidas, que

dependerán del criterio y experiencia del ingeniero diseñador, así como de las necesidades del cliente. Para la instalación del presente proyecto se escogió una combinación entre las características del secadero por compartimento y el secador con circulación forzada de aire, hay que acotar que con este tipo de circulación se consigue un mayor control sobre las condiciones internas de la cámara de secado, puesto que se puede regular la masa de aire que entra, y así acelerar en forma óptima el secado de la madera .

La infraestructura con la que contará la cámara de secado, debe cumplir ciertos requisitos que dotan de las condiciones apropiadas para el secado de este producto, así se debe considerar que :

- 1.- La cámara de secado debe ser físicamente tan fuerte como para soportar las cargas de madera y el equipo de calentamiento y circulación, sin que haya fallas mecánicas.
- 2.- La construcción debe ser tal que no se desintegre por la acción de los microorganismos deteriorantes, ni por la corrosión.
- 3.- El aislamiento debe ser suficiente para evitar las pérdidas de calor que traerían como resultado costos excesivos y fallas en la operación.

4.- La construcción debe ser a prueba de fuego.

Sobre la base de estas exigencias la cámara de secado se construye con cimientos y pisos de concreto con una capa lo suficientemente gruesa para soportar la construcción del secador y las cargas de madera que se han de secar.

Las paredes deben soportar el techo y tener suficiente poder aislante, para asegurar una mínima pérdida de calor a través de ellas, generalmente son de un espesor de 6 pulgadas de grueso o también revestidas en ambos lado. La propiedad aislante es obtenida con el uso de lana de vidrio que es ubicada entre las paredes, construidas con ladrillo recocido, puesto que el ladrillo crudo se deteriora.

En cuanto al techo de la cámara de secado es construido de concreto reforzado que es muy fuerte y duradero, pero con la desventaja de proporcionar muy poco aislamiento, cabe recalcar que las consecuencias de la pérdida de calor a través del techo son mucho más serías que las que se puede presentar a través de las paredes. Si un techo tiene un mal aislamiento el aire dentro de la cámara cercano al techo puede enfriarse y comenzar a condensarse hasta el punto de gotear sobre las tablas de las capas superiores que están excesivamente húmedas durante las primeras fases del secado, este aumento de humedad ocasiona una desigualdad en el secado que alteraría la estructura interna y externa de la madera que se encuentra en esas capas, por lo tanto se requiere de un aislamiento suplementario a fin de evitar excesivas pérdidas de calor

y una consecuente condensación. Para mejorar el aislamiento del techo, se ubica bajo este una especie de cielo raso, separado por un espacio hueco el cuál se puede ventilar para eliminar la humedad que se condensa en el techo o que se cuela a través de él.

Las puertas de entrada del producto además de ser aislantes deben tener un peso ligero, un ajuste perfecto y que sean ubicadas de tal forma que sea fácil abrir y cerrar, por este motivo son construidas en aluminio y con aislamiento interno al igual que el techo y las paredes, y montadas sobre un riel colocado en la cámara de secado arriba de la abertura de la puerta. También se ubica una puerta de inspección con el fin de proporcionar acceso al interior de la instalación durante la operación.

Es recomendable cubrir tanto las paredes como las puertas metálicas con una pintura adecuada, dado que la atmósfera en el interior de la cámara es favorable para la corrosión y para el deterioro de algunas clases de mortero, esta pintura generalmente es de asfalto, y es colocada en las paredes y en el cielo en el momento de construcción de la cámara, y debe ser repuesta con regularidad.

3.2. Descripción de los equipos de secado

Como se indicó en capítulos precedentes, cada una de las fases de secado por la cuál atraviesa la madera para la obtención de una buena deshumedificación, hace necesario de diferentes equipos que proporcionen al aire movimiento.

Permitiendo su circulación en el interior de la cámara, además de los equipos que proporcionen el calor necesario para elevar su temperatura y aumentar su capacidad de humedecerse con el agua proveniente de la madera, para lo cuál cada equipo de la instalación cumplirá una función específica de las citadas a continuación :

- Suministrar de aire a la cámara de secado.
- Elevar la temperatura del aire para dotarle de las propiedades más idóneas para el secado.
- Circulación del aire a través de la carga de madera.
- Succión y descarga del aire saturado hacia el exterior de la cámara.

Además es necesario tener un control de la temperatura a cada instante del proceso de secado de tal forma que se pueda corregir parámetros incorrectos de funcionamiento que conlleve a un deficiente secado. Esto es logrado con sensores-lectores de temperatura que miden tanto la temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo, para cuantificar la primera se puede hacer uso de un termómetro común que mide la temperatura del ambiente, mientras que para la medición de la temperatura de bulbo húmedo, el termómetro esta cubierto con un lienzo que es permanentemente humedecido, de esta forma cuando el agua se evapora del lienzo ocasiona el fenómeno psicrométrico del enfriamiento evaporativo que disminuye la temperatura en el termómetro. La diferencia entre las dos lecturas es conocida como depresión del bulbo húmedo que conjuntamente con la temperatura de bulbo seco permiten medir la

humedad relativa del aire.

Los elementos sensibles a la temperatura son situados dentro de la cámara de secado y colocados de tal manera que la temperatura medida sea indicadora de las condiciones existentes en la cámara, se debe considerar que la temperatura varía de una parte a otra, por lo cuál se determina la parte o zona de mayor temperatura puesto que es en estos puntos donde se corre el riesgo de que se produzcan daños a la madera y de igual forma los de más baja temperatura, debido a que es en estos puntos donde la madera quedará con un contenido de humedad excesivo.

3.2.1. Los ductos de aspiración y expulsión de aire

El aire necesario para el secado es alimentado a través de ventilas o ventanillas localizadas sobre el techo del secador, y cubiertas por una malla metálica que cumple la función de filtro, para retener las partículas en suspensión que pueda contener el aire. Estas ventilas cubren los ductos de admisión y expulsión y son accionadas por un mecanismo de articulación que las abre en el momento de la succión o descarga y las cierra una vez cumplida su función, pues se encuentran conectadas con los termómetros de bulbo húmedo y bulbo seco. Además de cumplir las funciones anteriormente indicadas, las ventanillas permiten realizar purgas para los diferentes cambios de aire que se hacen necesarios al presentarse un ambiente muy saturado dentro de la instalación.

Generalmente se busca dar una cierta separación entre dichas ventanillas de tal forma que el aire saturado no sea nuevamente re-circulado.

3.2.2. Los ventiladores

Para el efecto de la succión y descarga del aire requerido para el secado se hace uso de tres ventiladores axiales, que crean una diferencia de presión entre ambos lados de la pila de madera. Estos son ubicados en una estructura firmemente sujeta al techo y que le permiten estar en contacto directo con los ductos y que a la vez divide la cámara de secado en dos partes creando un tumbado falso sobre la carga de madera y un piso bajo los ventiladores, de esta forma el flujo de aire se conduce inicialmente por esta pre-cámara hacia el sistema de calefacción del aire y posteriormente a través de este hacia la madera.

En el tipo de secador por compartimentos, que es el del presente proyecto, la circulación del aire se la realiza transversalmente sobre el producto que debe encontrarse preferiblemente perpendicular a la circulación del flujo de aire, consiguiéndose de esta forma una deshumedificación más uniforme del tablón de madera a lo largo de su ancho que si fuese realizado a través de su longitud, a menudo el uso de deflectores a lo largo del recorrido de la pre-cámara proporciona una mayor uniformidad.

La razón de la circulación del aire suministrado por los ventiladores es evaluado, por medio de la razón de movimiento de aire a través de las pilas de madera o también considerando las purgas de aire cuando este ya se encuentra saturado en el interior. Generalmente es preferible evaluar este cociente en base a los cambios de aire realizados, para lo cual se parte del volumen total de la cámara, además de la velocidad de circulación más apropiada, este valor en base a la práctica y considerando el tipo de producto que se seca se ha establecido en un rango de 2 a 4 m/s para un proceso operando bajo condiciones de circulación forzada de aire.

3.2.3. Los intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor o serpentines usados en una instalación de secado de madera son superficies radiadoras en cuyo interior fluye agua caliente o vapor, como es el caso del presente proyecto, elevando la temperatura del aire cuando pasa por el exterior de estos y entra en contacto con la superficie caliente de los serpentines. Además del uso de este tipo de serpentines se puede hacer uso de unidades calefactoras que se ubican en la parte externa de la instalación junto con los ventiladores. En estas unidades los gases productos de la combustión, se encargan de suministrar directamente el calor al aire, para lo cual al aire se lo puede hacer circular a través o por fuera de tubos, mientras sean los gases quienes cedan calor, ya sea hacia al exterior o interior del tubo dependiendo de cuál de los sistemas anteriormente mencionados ha sido escogido.

Aparentemente podría pensarse que las unidades calefactoras permite un ahorro en la inversión, al no usar un calo-portador que sea quien suministre la energía requerida por el aire para el secado, pero este costo realmente puede significar una economía en corto plazo, debido a la dificultad de mantener un relativo control en la cantidad energía térmica transferida al aire, desventaja que recae directamente en la calidad de la madera, siendo el costo a largo plazo el de un material con coartaduras , o con un excesivo o deficiente secado, razón que encamina el uso de las unidades calefactoras, hacia el secado de madera en industrias donde la exigencia de una buena calidad de la materia prima no es tan un factor primordial.

Un factor que es importante considerar es una significativa variación de la temperatura del agua, dentro de los serpentines, que se debe a la forma o diseño del intercambiador o por la presencia de burbujas de aire dentro de las tubo, en la figura 3.1 puede verse la configuración y distribución que pueden tener estos serpentines.

La sección corresponde a la cabecera de alimentación mientras que la , a la parte concerniente a la descarga. Generalmente los lados de alimentación y drenaje para el fluido caloportador son hechos de hierro colado, mientras que los tubos que los unen son más flexibles permitiendo de esta forma variación en su expansión y a la vez dotados de pequeñas aletas a lo largo de toda su extensión que aumentan el área de transferencia de calor y por ende mejorándola. El problema de un decrecimiento progresivo de la variación de la temperatura se presenta generalmente en los

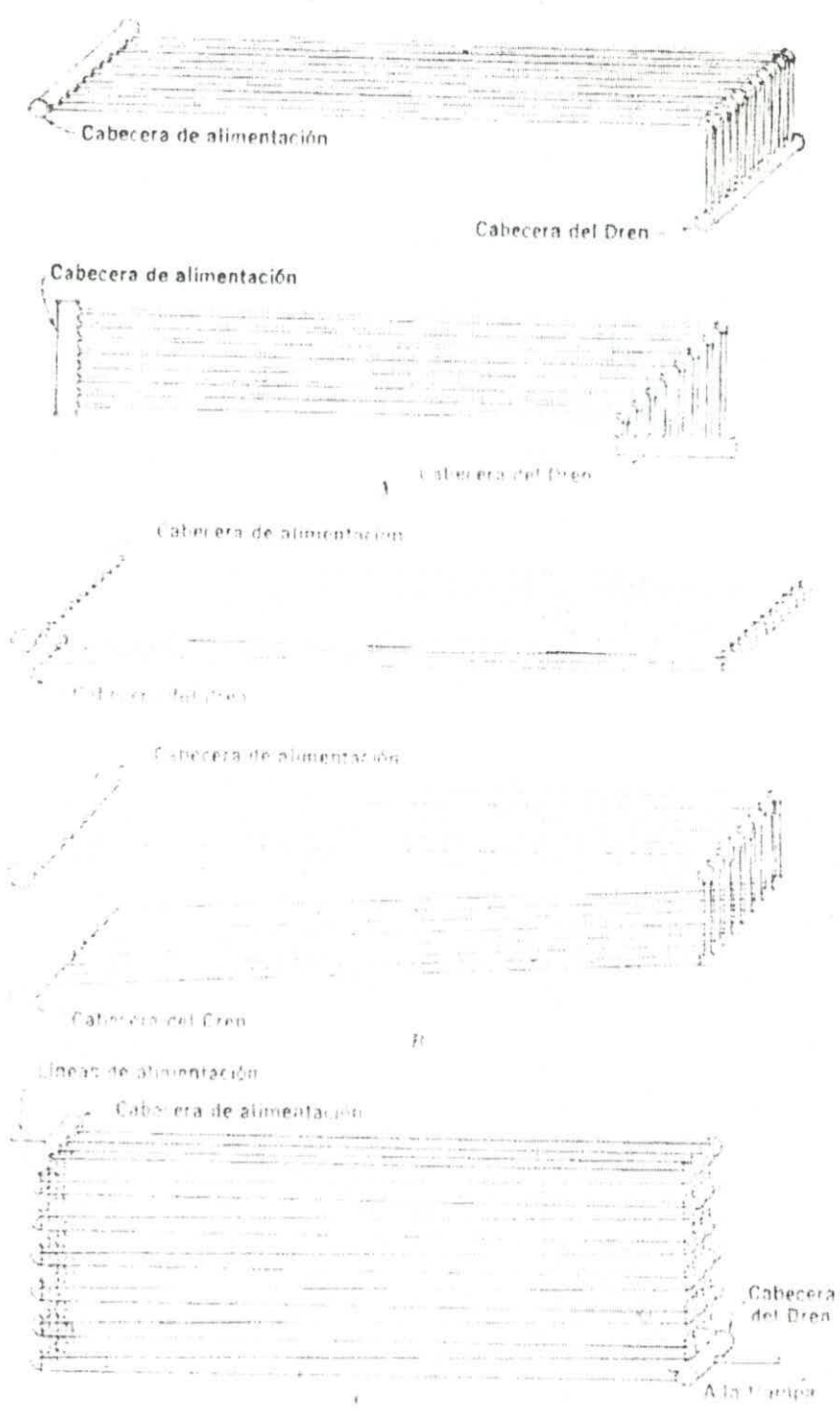


Figura. 3.1.: Intercambiadores de calor típicos de una estufa de secado

serpentines de tipo colector, indicado en la fig. 3.1 a ,con un solo sentido para la circulación del agua caliente. Este problema se soluciona con un serpentín de retorno que cambie el sentido de circulación al agua, tal como en la parte b. En cuanto a las burbujas de aire que pueden formarse, es necesario ubicar purgas en varios puntos del intercambiador entre la alimentación y el drenaje, para así evacuar el aire previo a empezar el proceso de secado. Los serpentines verticales con colector múltiple curvo de retorno, se usan frecuentemente como serpentines recalentadores entre las cargas de madera en los secadores donde se tiene un mecanismo de circulación forzada de aire de vía doble.

3.3 Requerimiento de calor para el sistema de secado

La energía necesaria para secar la madera y por ende ha ser generada en la caldera será dependiente tanto de las condiciones iniciales previas al proceso, así como de las que se presenten posteriormente a este, teniendo inicialmente que preparar el ambiente de la cámara a la temperatura apropiada, acorde al tipo de madera a ser secada. Para esto se debe calentar toda la infraestructura interna de la instalación, y luego evaluar la energía que se suministrará a la madera para deshumedecerla, de igual forma se debe prever el calor destinado a suplir las pérdidas por la transferencia a través de las paredes del secador, puertas, techo o las producidas de igual forma por los cambios de aire.

3.3.1. El agua de alimentación

Como se mencionó anteriormente una instalación para el secado de madera puede funcionar con agua, vapor o unidades calefactoras para poder calentar el aire, modernamente se tiene preferencia por el agua a temperaturas cercanas al punto de ebullición, pero evitando llegar a este para así no tener presencia de vapor, así la temperatura del agua es elevada hasta aproximadamente 80°C.

El uso del agua como caloportador se debe a consideraciones hechas tanto para el diseño de la instalación como para el funcionamiento de esta, así puede mencionarse conveniencias debido al uso de la misma:

- Minimiza costos de instalación, dado que el sistema para el ciclo del agua dentro del proceso de secado no requiere de tuberías adicionales como es el caso de vapor, en donde la necesidad de recircular el condensado hacia el caldero obliga el uso de sistemas de recolección y transporte para el mismo.
- De igual forma los costos por dispositivos auxiliares como trampas de vapor y tuberías para vapor no son contemplados dado que son innecesarios.
- En cuanto al diseño del caldero dada que las presiones a manejar son bajas se invertirá menos en su construcción, por el uso de materiales menos onerosos que los destinados a trabajos con presiones mayores.

Para la alimentación de agua fría al caldero hay que prever un tanque de expansión abierto y provisto de un alimentador de agua con flotador y de rebosadero, que se instalará lejos del sistema de calefacción y a cierta altura que evite que se produzca una ebullición en la misma. El caudal será evaluado partiendo de un balance energético entre la energía a ser suministrada y los requerimientos térmicos de la instalación donde se consideran las pérdidas que puedan presentarse.

3.3.2. Calor sensible para el agua

El conocimiento de la cantidad de calor a suministrarle al agua para elevar su temperatura, sin llegar a un cambio de estado, es una de las primeras pautas para poder más adelante entrar en el proceso de diseño del generador de calor. Para cuantificar este valor se debe considerar cada componente de la instalación que recibe calor y lo pierde por alguno de los mecanismos de transferencia de calor existente. A continuación se hace un desglose del requerimiento de calor que tiene la instalación, considerando tanto la infraestructura como la carga de madera.

- Calor sensible para elevar la carga de madera desde la temperatura ambiente a la de secado.
- Calor sensible para el contenido de humedad dentro de la madera elevando su temperatura hasta la temperatura de bulbo húmedo.

- Calor latente de vaporización del contenido de humedad deseado, y así conseguir la saturación evaporativa del aire.
- Calor que se transfiere al ambiente en forma de pérdidas, a través de las paredes o por cambios de aire en las ventanillas de admisión y descarga.

La cantidad de calor total determinado por la sumatoria de cada requerimiento individual de calor será un indicador para evaluar cuanto combustible y que caudal de agua circulará en el sistema.

El proceso de análisis de la cantidad de calor requerido por la madera para conseguir su deshumedificación, se lo realizará considerando inicialmente el calentamiento de la madera desde 27°C ($80,6^{\circ}\text{F}$) hasta la temperatura de secado, luego el calentamiento del contenido de humedad desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de saturación adiabática para finalmente proceder a la evaporación de este contenido de humedad a la temperatura de bulbo húmedo.

Para proceder al calentamiento de la madera hasta la temperatura de secado es indispensable cuantificar este valor, tanto para la especie del roble como para la del cedro rojo. En el apéndice sección A se dan referencias acerca de los programas de secado para diversas clases de madera, indicando las especificaciones de temperatura y humedad relativa para varias etapas del proceso de secado, desde el principio hasta el fin.

Tratándose de cedro rojo y roble las temperaturas máximas a alcanzar según su respectiva secuela son de 82,22°C (180°F) para ambas, de esta forma este será el valor de temperatura máxima limitante en la cámara de secado.

Cálculo de la capacidad de carga de la cámara de secado

Para realizar el estibaje de la madera dentro de la cámara se deben considerar ciertas normas de ubicación para conseguir un eficiente secado evitando cortocircuitos de aire entre las pilas de madera.

- 1. Para tablas de espesor $t > 40$ mm se debe guardar una separación lateral del orden de 30% al 40% de su espesor.
- 2. La altura de las pilas deberá ser de hasta 1500 mm, y separadas entre pilas encimadas por maderas de 80 a 100 mm de espesor.
- 3. Las pilas de madera deben contener de 4 a 5 columnas de tablones.

Las características de cada tablón son :

Dimensión (mm)	3500 x 300 x 50
Volumen (m³)	0,0525
Peso Específico (kg/m³) <i>Roble</i>	650
<i>Cedro Rojo</i>	340

Con estas características y considerando las dimensiones de la cámara de secado, y cada tablón se tiene:

Separación lateral :

$$\frac{40 \times 50}{100} = 20mm$$

La altura de la cámara de secado es de 5000 mm, la altura de cada pila con el listón de separación da un valor de 1600 mm de esta forma se tiene :

$$\frac{5000}{1600} = 3pilas$$

El ancho de la cámara es de 6800 mm siendo el espacio aconsejable para el secado de 4400 mm , siendo el ancho de cada pila de :

$$(350 \times 4) + (20 \times 3) = 1460mm$$

$$\frac{4400}{1460} = 3pilas$$

El largo de la cámara tiene un valor de 7000 mm teniéndose :

$$\frac{7000}{3000} = 2pilas$$

El número total de pilas que entrarán en el secador será :

$$3 \times 3 \times 2 = 18 \text{ pilas}$$

Cada pila contiene 80 tablones de esta forma el número total de tablones es :

$$80 \times 18 = 1440 \text{ tablones}$$

El peso contenido por la carga llena del secador será :

Para el cedro rojo

$$m = \rho \times V$$

$$= 340 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.045 \text{m}^3$$

$$= 15.3 \frac{\text{kg}}{\text{tablón}}$$

$$m_{\text{total}} = 15.3 \frac{\text{kg}}{\text{tablón}} \times 1440 \text{ tablones}$$

$$= 22032 \text{ kg}$$

Para el roble

$$m = \rho \times V$$

$$= 650 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.045 \text{m}^3$$

$$= 29.25 \frac{\text{kg}}{\text{tablón}}$$

$$m_{\text{total}} = 29.25 \frac{\text{kg}}{\text{tablón}} \times 1440 \text{ tablones}$$

$$= 42120 \text{ kg}$$

Observando los resultados se puede predecir que cuando el secador funcione con roble como carga de trabajo, requerirá mayor energía térmica, dada la mayor masa que este posee y por ende la mayor cantidad de contenido de agua por unidad de masa que requerirá ser vaporizada.

Cálculo del calor sensible para la madera

Considerando la masa del roble como la máxima carga a la cuál funcionará la cámara de secado se tendrá que la cantidad de calor requerido para elevar su temperatura hasta 180°F será determinado por la siguiente ecuación :

$$Q_m = m_m C p_m (T_d - T_o) \quad (\text{ec. 3.1})$$

siendo

Q_m : Calor sensible para la madera (Btu)

m_m : Masa de madera a secar (lbm)

$C p_m$: Calor específico de la madera (Btu / lbm °F)

T_d : Temperatura de secado (°F)

T_o : Temperatura inicial de la madera (°F)

Luego,

m_m : 92664 lbm (42120 kg)

$C p_m$: 0.57 Btu / lbm °F

$$T_d : 180\text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_o : 80.6\text{ }^{\circ}\text{F}$$

El calor sensible para la madera será :

$$\begin{aligned} Q_m &= (92664)(0.57)(180-80.6) \\ &= 5'250156.9 \text{ Btu} \end{aligned}$$

Calor sensible para el agua

Durante el proceso de calentamiento, el agua recibe calor sensible hasta alcanzar la temperatura previa al inicio de la saturación adiabática del aire. Esta temperatura depende de las propiedades que tenga el aire atmosférico al entrar a la cámara de secado y es cercana a la temperatura de bulbo húmedo, se la determina basados en la diferencia entre la temperatura de bulbo seco y la depresión existente por la humedad relativa que tenga el ambiente a la cuál llega. Previo al inicio del proceso de secado el aire atmosférico que entra en el secador tiene una temperatura de 80,6°F y una humedad relativa del 75%, al atravesar los intercambiadores de calor o serpentines se produce un calentamiento del aire y una disminución en su humedad relativa. En la práctica para el secado de la madera una humedad tan baja como la que se obtendría sería conveniente si el secado de la madera fuera enteramente un problema de evaporación, pero como ya se indicó el secado incluye no solo la evaporación de la superficie sino también la difusión de la humedad desde el interior hacia la superficie, es por este motivo que se requiere mantener las humedades relativas lo

suficientemente alta para evitar las rajaduras en la superficie de la tabla durante las primeras etapas del secado de la madera verde. Es así que mientras el aire es calentado, se le suministra una humedad adicional con agua a una temperatura alrededor de 203°F, teniéndose finalmente una temperatura de 180°F y 50% de humedad relativa. Para las condiciones obtenidas la depresión es de 28°F por lo que la temperatura de bulbo húmedo será 152°F. El calor requerido será determinado por la ecuación :

$$Q_w = H_o m_m C p_w (T_{Bh} - T_o) \quad (\text{ec.3.2})$$

donde ;

Q_w : Calor sensible para el agua (Btu)

H_o : Humedad inicial de la madera (lbm de agua/lbm madera)

Cp_w : Capacidad calorífica del agua (Btu / lbm °F)

T_{Bh} : Temperatura de bulbo húmedo (°F)

T_o : Temperatura ambiente (°F)

Luego,

H_o : 0.7 lbm agua/ lbm madera

Cp_w : 1 Btu / lbm °F

T_{Bh} : 152°F

El calor sensible para el agua será :

$$Q_w = (0.7)(92664)(152 - 80.6)$$

$$= 4'631346.72 \text{ Btu}$$

Cálculo del calor latente para el contenido de humedad de la madera

El proceso de vaporización de la humedad de la madera empezará a la temperatura de bulbo húmedo determinada previamente, el cálculo de este requerimiento de calor obedecerá la siguiente ecuación :

$$Q_v = m_m h_{fgw} (H_o - H_f) \quad (\text{ec. 3.3})$$

donde ;

Q_v : Calor para vaporizar el contenido de humedad de la madera (Btu)

h_{fgw} : entalpía de vaporización (Btu / lbm agua)

H_f : Humedad final de la madera (lbm agua / lbm madera)

El valor de la entalpía de vaporización se la cuantifica a la temperatura de bulbo húmedo y tiene un valor de 1007.0 Btu / lbm agua. En cuanto a la humedad final de la madera hay que considerar que la condición higroscópica de la madera ocasionará en la madera un estado de humedad en equilibrio con la humedad del ambiente, teniéndose dada las condiciones de nuestro medio, 80.6°F y 75% de humedad relativa un valor de 14% según la figura 2.2. Entonces el calor latente para la vaporización de la humedad de la madera será :



$$Q_v = (92664) (1007) (0.7 - 0.14)$$

$$= 52'255082.88 \text{ Btu}$$

Las condiciones para determinar el tiempo de secado dada la velocidad de este depende de varios factores como temperatura, humedad relativa, circulación de aire, especie a la que pertenece la madera, contenido inicial de humedad, los mismos que serán determinantes para la calidad final obtenida. Según H.L. Henderson y la U.S. Forest Products Laboratory sugieren tiempos apropiados para realizar el secado tanto en aire como en las secadoras, estos valores se indican en el apéndice sección A. Basados en estos datos empíricos para el roble y para el cedro se recomienda 20 a 30 días y 10 a 15 días respectivamente. Considerando 30 días de funcionamiento continuo máximo de la cámara de secado, se evalúa el suministro de energía para este tiempo teniéndose de esta forma :

$$30 \text{ días} \times 24 \frac{\text{horas}}{\text{día}} = 720 \text{ horas}$$

El calor requerido para la carga de madera será :

$$Q_{\text{Secado}} = Q_m + Q_w + Q_v$$

$$= 5'250156.9 + 4'631346.72 + 52'255082.88$$

$$= 62'136586.5 \text{ Btu}$$

Luego,

$$\dot{Q} = \frac{Q_{\text{Secado}}}{t}$$

$$= \frac{62'136586.5}{720}$$

$$= 86300.81 \frac{Btu}{h}$$

Cálculo 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 laterales y trasera
- Pérdida a través del tumbado
- Pérdida de calor a través del piso
- Pérdida de calor a través de las puertas de entrada del producto

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

$$Q''_s = U(T_c - T_{amb}) \quad (\text{ec. 3.4})$$

donde ,

Q''_s : Calor perdido a través de la superficie s (Btu / hr ft²).

U : Coeficiente global de transferencia de calor (Btu / hr m² °F)

T_c : Temperatura de la cámara de secado (°F)

T_{amb} : Temperatura del medio ambiente (°F)

Luego la determinación del coeficiente global de transferencia de calor se lo halla considerando las resistencias al paso de calor que presentan el fluido y las superficies por las que atraviesa, así :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{c-i}} + \sum_{i=1}^e \frac{l_i}{k_i} + \frac{1}{h_{e-amb}}} \quad (\text{ec. 3.4 a})$$

donde,

l_i : Espesor de pared i (ft)

k_i : Coeficiente de conductividad térmica de la pared i (Btu / ft hr °F)

h_{c-i} : Coeficiente convectivo de transferencia de calor desde la cámara hacia la superficie interior (Btu / hr ft² °F)

h_{e-amb} : Coeficiente convectivo de transferencia de calor desde la superficie exterior hacia el medio ambiente (Btu / hr ft² °F)

Luego la ecuación que permite analizar el flujo de calor desde el ambiente de la cámara hacia la superficie s es :

$$Q_s = h_{c-i} (T_c - T_i) \quad (\text{ec.3.5})$$

donde

T_i : Temperatura de la superficie interior (°F)

Luego la ecuación que permite analizar el flujo de calor desde la superficie exterior hacia el ambiente es :

$$Q''_s = h_{e-amb} (T_e - T_{amb}) \quad (\text{ec. 3.6})$$

Para el cálculo de la pérdida de calor por las paredes se esquematiza en la figura 3.4 la constitución de la pared y las características. Para determinar el valor del coeficiente convectivo del aire dentro de la cámara de secado se debe considerar la velocidad del aire caliente dentro de la cámara. Esta velocidad debe variar en un rango de 2 a 5 m/s (6.56 a 16.4 ft/s), asegurando moderado secado de la madera que evite una rápida deshumedificación con severas consecuencias.

El coeficiente convectivo para el interior de la cámara será :

$$h_{e-i} = \frac{N_{Nu} k_{aire}}{L} \quad (\text{ec.3.7})$$

donde,

N_{Nu} : Número de Nusselt

K_{aire} : Conductividad térmica del aire (Btu / hr ft °F)

L : Longitud de la pared (ft)

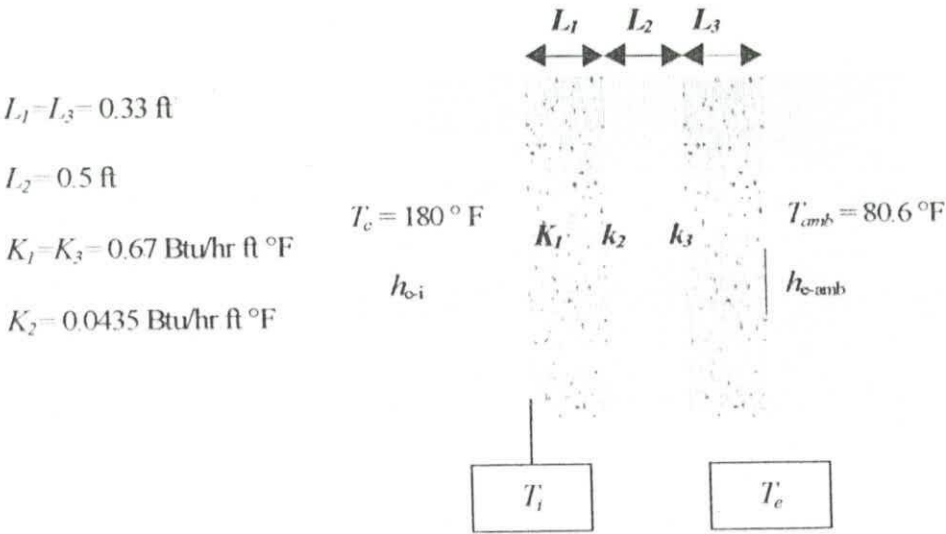


Figura 3.2.: Constitución de la pared

El valor del número de Nusselt para convección forzada dentro de la cámara se evalúa por la siguiente ecuación :

$$N_{Nu} = 0.664(Re)^{1/2}(Pr)^{1/4} \quad (Re < 410^5 \text{ y } Pr \geq 0.6) \quad (\text{ec. 3.7 a})$$

$$N_{Nu} = 0.036(Re)^{0.8}(Pr)^{1/4} \quad (Re \geq 410^5) \quad (\text{ec.3.7 b})$$

donde,

Re : Número de Reynolds

Pr : Número de Prandtl

Siendo,

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad (\text{ec.3.7 c})$$

donde ,

V : Velocidad del aire (ft / s)

ν : Viscosidad cinemática (ft² / hr)

El cálculo de cada uno de estos parámetros se lo realiza evaluando las propiedades térmicas del aire a la temperatura filmica T_m . Para evaluar esta temperatura se realiza una primera estimación de la temperatura de la pared interior de la cámara T_i .

$$T_i = 150^\circ\text{F}$$

$$T_m = \frac{180 + 150}{2}$$

$$= 165^\circ\text{F}$$

A esta temperatura las propiedades termodinámicas del aire son :

$$\nu \text{ (ft}^2 \text{ / hr)} : 0.785$$

$$k \text{ (Btu / hr ft } ^\circ\text{F)} : 0.01712$$

$$Pr : 0.698$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.7 c tenemos :

$$Re = \frac{(9.84)(21.32)(3600)}{0.785}$$

$$= 9.62 \cdot 10^5$$

Dado que el valor de $Re > 4 \cdot 10^5$, el cálculo del número de Nusselt es según la ecuación 3.7 b.

$$N_{Nu} = 0.036 (9.62 \cdot 10^5)^{0.8} (0.698)^{1/3}$$

$$= 1953.41$$

Entonces el valor del coeficiente de convección h_{c-i} será :

$$h_{c-i} = \frac{(1953.41)(0.01712)}{21.32}$$

$$= 1.56 \text{ Btu / hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Para determinar el otro valor del coeficiente convectivo h_{e-amb} se debe considerar que la convección en la parte exterior de la cámara, es convección libre. Bajo este principio las correlaciones que nos permiten determinar su valor varían en comparación con la convección forzada que se da dentro de la cámara. Teniéndose

$$h_{e-amb} = 0.19 \left(T_e - T_{amb} \right)^{1/3}; Gr \ Pr > 10^9 \quad (ec. 3.8)$$

donde ,

Gr : Número de Grassoiff

Este número se lo evalúa bajo la siguiente ecuación :

$$Gr = \frac{g\beta(T_e - T_{amb})L^3}{\nu^2} \quad (ec. 3.8 a)$$

Donde,

g : aceleración de gravedad 9.8 m/s^2 (30.44 ft/s^2)

β : Coeficiente de expansión térmica ($1/^\circ\text{R}$)

ΔT : Diferencia de temperatura entre pared superficial y medio ambiente

L : Longitud de la pared

ν : viscosidad cinemática (ft^2/s)

Así asumiendo una temperatura exterior $T_e = 120^\circ\text{F}$, la temperatura filmica da

$$T_m = \frac{120 + 80.6}{2}$$

$$= 100.3^\circ\text{F}$$

Las propiedades del aire medidas a 100.3°F

$$\nu : 0.6482 \text{ ft}^2/\text{s}$$

$$Pr : 0.706$$

El valor de β para el aire es el recíproco de la temperatura absoluta así

$$T_{\text{abs}} = 80.6 + 460$$

$$= 540.6^\circ\text{R}$$

$$\beta = \frac{1}{T_{\text{abs}}}$$

$$= \frac{1}{540.6}$$

$$= 1.85 \cdot 10^{-3} \text{ }^\circ\text{R}^{-1}$$

El número de Grashof, ec. (3.8 a) da

$$Gr = \frac{(30.44)(1.85 \cdot 10^{-3})(120 - 80.6)(21.32)^3(3600)^2}{0.6482^2}$$

$$Gr = 1.46 \cdot 10^9$$

Así obtenemos

$$Gr \ Pr = 1.031 \cdot 10^9$$

El cálculo precedente permite hacer uso de la ecuación 3.8 , de esta forma asumiendo que la temperatura de la pared exterior es $T_e = 120^\circ\text{F}$ se tiene,

$$\begin{aligned} h &= 0.19 (120 - 80.6)^{1/3} \\ &= 0.65 \text{ Btu / hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{\frac{1}{1.54} + \frac{0.33}{0.67} + \frac{0.5}{0.0436} + \frac{0.33}{0.67} + \frac{1}{0.65}} \\ U &= 0.068 \text{ Btu / hr ft } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Ahora igualando las ecuaciones 3.4 y 3.6 tenemos

$$T_e = \frac{U(T_c - T_i)}{h_{e-amb}} + T_{amb} \quad (\text{ ec. 3.9 })$$

Y se determina un nuevo valor para la temperatura de la pared exterior T_e

$$T_e = 90.99 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Comparando este valor con el inicialmente asumido que era 120 °F, vemos que hay una notable variación, ahora se asume un valor de 96 °F. El valor del coeficiente de convección es ahora

$$\begin{aligned} h_{e-amb} &= 0.19(96 - 80.6)^{1/3} \\ &= 0.473 \text{ Btu / hr ft}^2 \text{ }^{\circ}\text{F} \end{aligned}$$

El nuevo valor del coeficiente global de transferencia de calor es

$$U = 0.063 \text{ Btu / hr ft}^2 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.9 se tiene

$$T_e = 97 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Este resultado permite comparar con el anterior y aceptarlo. Ahora se determina el valor de la temperatura de la pared interior en la ecuación 3.5.

$$T_i = 175.9^{\circ}\text{F}$$

Para hallar el nuevo valor de $h_{c,i}$ se tiene

$$T_m = \frac{180 + 175.9}{2}$$

$$= 177.95^\circ\text{F}$$

Las propiedades termodinámicas del aire a esta temperatura son

$$v : 0.8 \text{ ft}^2 / \text{h}$$

$$Pr : 0.697$$

$$k : 0.0174 \text{ Btu} / \text{hr ft } ^\circ\text{F}$$

El valor de Re es

$$Re = \frac{(9.84)(21.32)(3600)}{0.8}$$

$$= 9.44 \cdot 10^5$$

Reemplazando en 3.7 a se tiene

$$Nu = 0.036 (9.44 \cdot 10^5)^{0.8} (0.697)^{1/3}$$

$$= 1923.2$$

el valor de $h_{c,i}$ es

$$h_{c,i} = 1.56 \text{ Btu} / \text{hr ft}^2 ^\circ\text{F}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1.56} + \frac{0.33}{0.67} + \frac{0.5}{0.0436} + \frac{0.33}{0.67} + \frac{1}{0.472}}$$

$$U = 0.0657 \text{ Btu / hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

El área total de las paredes laterales y la trasera es $A_{\text{pared}} = 1086 \text{ ft}^2$, siendo el flujo de calor a través de las paredes, Ec. (3.4) da

$$Q''_{\text{pared}} = 0.0657 (180 - 80.6)$$

$$= 6.53 \text{ Btu / hr ft}^2$$

$$Q_{\text{pared}} = Q''_{\text{pared}} A_{\text{pared}}$$

$$= (6.53) (1086)$$

$$= 7091 \text{ Btu / hr}$$

El cálculo para determinar las pérdidas a través del tumbado se lo determina de forma similar, siguiendo el esquema de construcción del tumbado figura 3.4.

Tomando $T_i = 175.9^\circ\text{F}$. Para este valor de T_i y el dado valor de $T_c = 180^\circ\text{F}$, las propiedades termodinámicas medidas a la temperatura filmica $T_m = 177.95^\circ\text{F}$ ya se determinaron previamente obteniéndose un $h_{c,i} = 1.56 \text{ Btu / hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$. De similar forma usando la temperatura estimada al determinar las pérdidas en las paredes, $T_e = 120^\circ\text{F}$ el valor de $h_{c,amb} = 0.65 \text{ Btu / hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$.

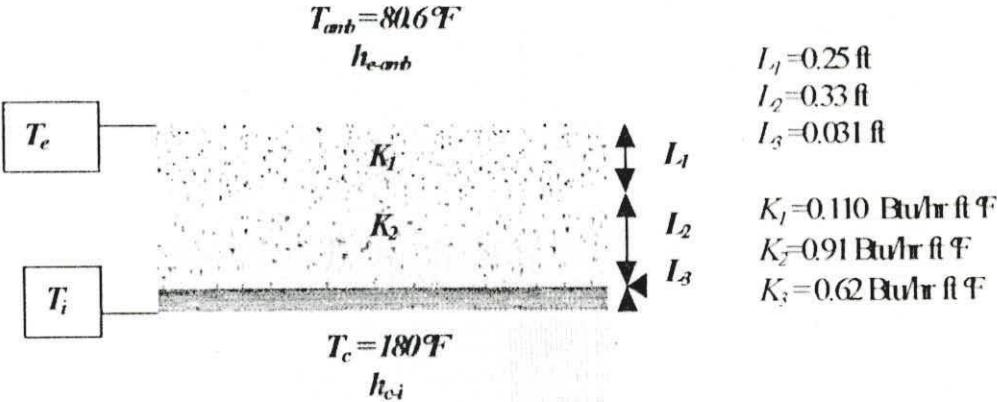


Figura 3.3.: Constitución del Tumbado

El valor de U da

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1.56} + \frac{0.25}{0.11} + \frac{0.33}{0.91} + \frac{0.031}{0.62} + \frac{1}{0.65}}$$

$$= 0.205 \text{ Btu / hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Con los valores determinados el nuevo valor de T_e , ec. 3.9 da

$$T_e = \frac{(0.205)(180 - 80.6)}{0.65} + 80.6$$

$$= 111.94 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Repitiendo ahora con un $T_e = 113^\circ\text{F}$, se obtiene

$$h_{e-amb} = 0.19 (113 - 80.6)^{1/3}$$

$$= 0.605 \text{ Btu / hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$U = 0.2 \text{ Btu / hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_e = 113.45 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Este valor de T_e difiere poco del valor estimado por lo tanto se acepta, y se procede a comprobar T_i , ec. (3.5).

$$T_i = 167.25 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Tomando $T_i = 166^\circ\text{F}$. Para este valor se evalúan las propiedades del aire.

$$\nu: 0.79$$

$$k: 0.0172$$

$$Pr: 0.698$$

$$\begin{aligned} Nu &= 0.036 (9.44 \cdot 10^5)^{0.8} (0.698)^{1/3} \\ &= 1924.12 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{c-i} &= \frac{(1924.12)(0.0172)}{20.172} \\ &= 1.64 \text{ Btu / hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

El nuevo valor de U es

$$U = 0.23 \text{ Btu / hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Siendo ahora T_i

$$T_i = 166^\circ\text{F}$$

El área total del tumbado es $A_{\text{tumb}} = 430.12 \text{ ft}^2$, siendo el flujo de calor a través de las paredes, Ec. (3.4) da

$$Q''_{\text{tumb}} = 0.23(180 - 80.6)$$

$$= 22.86 \text{ Btu / hr ft}^2$$

$$Q_{tumb} = Q''_{tumb} A_{tumb}$$

$$= (22.86) (430.12)$$

$$= 9832 \text{ Btu / hr}$$

Las pérdidas de calor a través del piso se calculan según el esquema de la figura 3.5. Para el aire dentro de la cámara el valor de $h_{c-i} = 1.56$ para una temperatura de piso interior $T_i = 175.9$, previamente calculado. Para este valor y conociendo las características del piso el coeficiente global de transferencia de calor U da

$$= 0.31 \text{ Btu / hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

El área total del piso es $A_{piso} = 430 \text{ ft}^2$, siendo el flujo de calor a través de las paredes, ec. (3.4) da :

$$Q''_{piso} = 0.31 (180 - 80.6)$$

$$= 30.814 \text{ Btu / hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1.56} + \frac{0.03}{0.62} + \frac{0.083}{0.0435} + \frac{0.5}{0.91}}$$

$$Q_{piso} = Q''_{piso} A_{piso}$$

$$= (30.814) (430)$$

$$= 13250 \text{ Btu / hr}$$

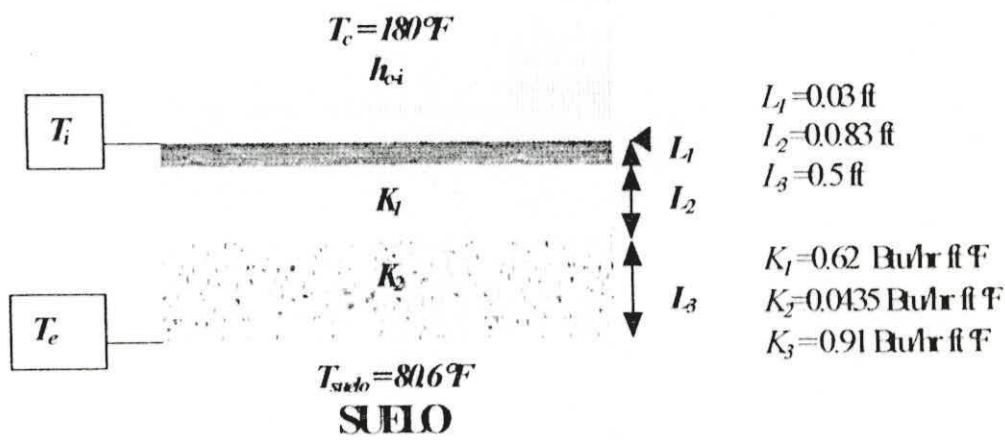


Figura 3.4 .: Constitución del piso

Las pérdidas a través de las puertas se determinan bajo el procedimiento seguido anteriormente así, $T_i = 175.9^\circ\text{F}$ asumida da un valor de $h_{e-i} = 1.56 \text{ Btu} / \text{hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$. Mientras para la parte exterior $T_e = 96^\circ\text{F}$ y un valor de $h_{e-amb} = 0.473 \text{ Btu} / \text{hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$. Para este valor y conociendo las características de las puertas el coeficiente global de transferencia de calor U da

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1.56} + \frac{0.0065}{132} + \frac{0.33}{0.0435} + \frac{0.0065}{132} + \frac{1}{0.472}}$$

$$= 0.097 \text{ Btu} / \text{hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_e = 101.02^\circ\text{F}$$

Realizando otra iteración con $T_e = 103^\circ\text{F}$ (asumido) se tiene

$$h_{e-amb} = 0.19 (103 - 80.6)^{1/3}$$

$$= 0.535 \text{ Btu} / \text{hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

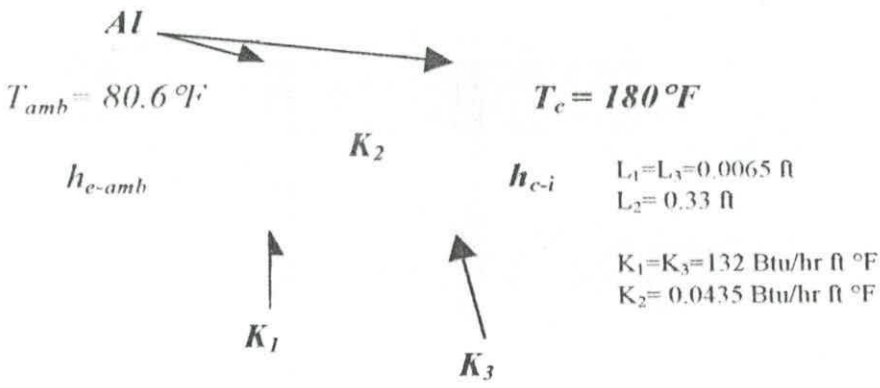


Figura 3.5.: Esquema de la convección en la pared de la instalación

$$U = 0.0966 \text{ Btu / hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_e = 104.18^\circ\text{F}$$

Este valor es aceptado .Ahora chequeando T_i .

$$T_i = 173.82^\circ\text{F}$$

El área total de las puertas es $A_{puertas} = 236.6 \text{ ft}^2$,siendo el flujo de calor a través de las paredes, Ec. (3.4) da

$$Q''_{Puertas} = 0.097(180 - 80.6)$$

$$= 9.64 \text{ Btu / hr ft}^2$$

$$Q_{Puertas} = Q''_{Puertas} A_{Puertas}$$

$$= (9.64) (236.6)$$

$$= 2281.25 \text{ Btu / hr}$$

El calor total perdido a través de cada una de las superficies es

$$Q_{perdido} = Q_{pared} + Q_{tumb} + Q_{piso} + Q_{puertas}$$

$$= 7091 + 9832 + 13250 + 2281.25$$

$$= 32454.25 \text{ Btu / hr}$$

A estas perdidas se le aumenta un 60% por cambios de aire y radiación se tiene

$$\begin{aligned} Q_{\text{total perdido}} &= 1.6 Q_{\text{perdido}} \\ &= 51926.8 \text{ Btu / hr} \end{aligned}$$

El requerimiento térmico de la cámara de secado, considerando el calor para el secado de la madera y el que se debe reponer por las perdidas suscitadas, es un dato básico para el diseño del caldero.

$$\begin{aligned} Q_{\text{TOTAL}} &= Q_{\text{Secado}} + Q_{\text{total perdido}} \\ &= 86300.81 + 51926.8 \\ &= 138227.61 \text{ Btu / hr} \end{aligned}$$

Con un factor de seguridad para el diseño de 1.2 se tiene:

$$Q_{\text{TOTAL}} = 170000 \text{ Btu / hr}$$

CAPITULO 4

4. ANALISIS DEL ASERRIN COMO COMBUSTIBLE

4.1. Poder calorífico del aserrín

La madera usada directamente o carbonizada, fue hasta 100 años la principal fuente de calor utilizada por el hombre, pero al incrementarse la demanda térmica, por el extraordinario progreso industrial y la consiguiente elevación del nivel de vida, cedió su lugar a combustibles de mayor potencia calorífica. En las maderas el calor de combustión no varía significativamente y puede fijarse como promedio aproximado en 4500 kcal/kg, teniéndose en las maderas resinosas o muy compactas valores que pueden llegar a 5000 kcal/kg. Para hacer una estimación de la potencia calorífica de la madera tal como se recibe, puede resolverse la siguiente ecuación :

$$Potencia\ Calorífica = 14600C + 62000\left(H - \frac{O}{8}\right) + 4050S \quad (ec. 4.1)$$

La madera verde recién cortada contiene de 30 a 50 % de humedad, que puede llegar al 70 % en caso de transporte por flotación. La influencia de la intemperie reducen el poder calorífico como consecuencia de oxidaciones lentas desarrolladas por hongos.

En la tabla # 4 se presenta un compendio del calor de combustión de diversos tipos de madera y sus composiciones. Si se consiguiera mantener la humedad final en los residuos de madera, como la obtenida posterior al secado artificial, que es inferior a la del medio ambiente, sería térmicamente beneficioso, ya que la variación en la potencia calorífica de la madera secada artificialmente podría considerarse en el rango de 4100 a 4200 kcal/kg. después de salir de la cámara de secado.

La composición aproximada de la madera es 49 % de carbono, 6% de hidrógeno , 44% de oxígeno, 1% de cenizas con un bajo contenido de nitrógeno, esta composición corresponde aproximadamente a $C_6H_{10}O_4$. Con la ecuación 4.1 y los valores de la tabla # 4, el poder calorífico alto del roble es 7467.4 Btu / lbm.

4.2. Combustión del aserrín

En todo combustible existen tres elementos capaces de oxidarse, carbono, hidrógeno y azufre, cuya combinación durante la combustión culmina con la generación de calor, acompañada de otros productos que dependiendo de su contenido pueden denominarla completa, cuando la combinación primaria del carbono con el oxígeno, el óxido de carbono (CO), se combina de nuevo con el

oxígeno a mayor o menor temperatura para dar como producto anhídrido carbónico (CO_2), e incompleta, cuando el C se combina con el O_2 formando CO .

Especies	C %	H %	N %	O %	Cenizas	Calor de Combustión (kcal/kg)
Roble	50,16	6,02	0,09	43,36	0,37	4620
Fresno	49,18	6,27	0,07	43,91	0,57	4700
Olmo	48,99	6,20	0,06	44,25	0,50	4720
Haya	49,06	6,11	0,09	44,17	0,57	4760
Abedul	48,88	6,06	0,10	44,67	0,29	4755
Abeto	50,36	5,92	0,05	43,99	0,28	5030
Pino	50,31	6,20	0,04	43,08	0,37	5095
Valor Promedio	49,56	6,11	0,07	43,83	0,42	4800

Tabla # 4.: Composición química y poder calorífico de algunas maderas

El aire teórico es la mínima cantidad de aire que se requiere proporcionar para quemar totalmente 1 Lbm de combustible, esta cantidad de aire se lo calcula del análisis último del combustible, sin embargo en la práctica debido a que no hay una mezcla perfecta del aire con el combustible y por la falta del tiempo para que se realice una combustión perfecta, es necesario suministrar aire en exceso además teórico, que permita completar la combustión.

La combustión de la madera se efectúa en una serie de tres etapas consecutivas :

1. Secado preliminar
2. Destilación y combustión de sus materiales volátiles (más del 80% de sus componentes combustibles).
3. Combustión del carbón fijo residual.

Como todo los volátiles y una gran parte del carbón fijo son quemados encima del lecho del combustible, prácticamente todo el aire para el proceso es suministrado sobre la capa del combustible, como aire secundario turbulento. Una cantidad mínima pero suficiente de aire primario es inyectada a través de la capa de combustible .

La volatilidad indica la parte de combustible que debe quemarse después de la destilación y la parte que se debe quemar como coke residual sobre la parrilla. Los combustible muy volátiles requieren amplio volumen de hogar para obtener una

mezcla correcta de aire comburente y una combustión eficaz y fumívora; pero desde este punto de vista puede afirmarse que no existe una diferencia muy apreciable entre las distintas maderas. El factor humedad sin embargo influye en la volatilidad. Según experimentos realizados en el Instituto de Máquinas de la Facultad de Ingeniería de Montevideo se logró determinar valores de la volatilidad para madera con características extremas de humedad, estos resultados se muestran en la tabla # 5 donde se puede verificar que mientras menos humedad contenga la madera, se podrá obtener mayor porcentaje de materia volátil que escape hacia la zona de convección del caldero, con un cierto porcentaje de cenizas que es reducido a residuos. Por el contrario a mayor humedad el porcentaje de materia volátil será menor y por ende menor transferencia de calor a través de los productos de la combustión que se suma a la pérdida de calor que se tiene en el proceso de vaporización de la humedad.

Lo esencial de este análisis, es que en uno u otro caso que representan puntos extremos, el volátil (incluso humedad) está entre 80 y 90 % del total lo que confirma que no cabe un distingo importante desde este punto de vista entre los distintos tipos de maderas, que deben encararse pues como combustibles esencialmente volátiles. Hay que mencionar que la combinación de estas características o sea peso específico, volatilidad y humedad constituye una base teórica de la distinción entre madera dura y madera suave, es decir madera que forma brasa duradera y madera que arde rápidamente.

En el proceso de la combustión del aserrín es importante considerar que la absorción de calor es de 540 cal/g por la evaporación de la humedad y 100 cal/g por la destilación hasta 250°C.

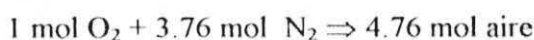
Los vapores destilados, mezclados con aire en proporción adecuada, se inflaman a 600 °C. aproximadamente, mientras el carbón fijo arde exactamente como coke. En esto tiene gran importancia el tamaño de las piezas de madera ya que un tronco de madera puede arder lentamente durante horas en una chimenea hogareña de fuego abierto mientras que el aserrín arde instantáneamente, en forma casi explosiva. Esto sucede por la escasa conductividad térmica de la madera, que le permite arder en su periferia mientras el núcleo se conserva frío. Es así que cuando se requieran grandes liberaciones de calor, comparables con las usuales en los hogares de fuel-oil y carbón mineral convendrá quemar la madera en trozos pequeños aserrín o polvo.

Madera Seca		Madera Húmedad	
Humedad	8.3 %	Humedad	50 %
Materia Volátil	68.8 %	Materia Volátil	40 %
Carbono fijo	21.3 %	Carbono fijo	10 %
Cenizas	1.6 %		

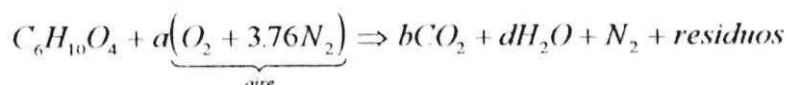
Tabla # 5 .: Comparación de los análisis para madera seca y húmeda

4.2.1 Requerimiento de aire necesario para la combustión

Para determinar la cantidad de aire requerida para una completa combustión es menester el conocimiento de la composición química del combustible, en la tabla # 5 se indica el análisis último y el inmediato realizado a diferentes tipos de madera. El oxígeno necesario para la combustión es provisto por el aire atmosférico, donde para los efectos de cálculo se puede considerar que el aire está compuesto de la siguiente forma :

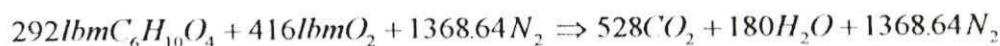
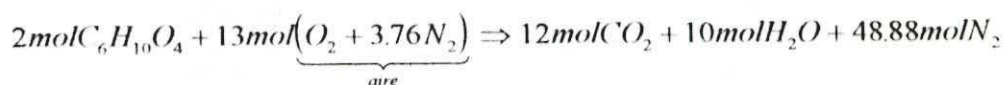
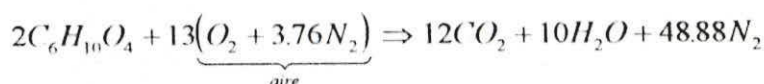


La ecuación de la combustión de la madera es como sigue :



El cálculo del aire teórico sugiere una perfecta combustión sin la presencia de residuos de esta forma, para su cálculo se hace un balance en la ecuación y se obvia la existencia de residuos así se tiene :

$$a = 13/2 \quad b = 6 \quad d = 5$$



Dividiendo cada reactivo y reactante de la ecuación para 292lbm $C_6H_{10}O_4$ se

$$\begin{aligned} \text{obtendrá } \frac{m_{O_2}}{m_{\text{combustible}}} &= \frac{416 \text{ lbm } O_2}{292 \text{ lbm } C_6H_{10}O_4} \\ &= 1.425 \frac{\text{lbm } O_2}{\text{lbm } C_6H_{10}O_4} \end{aligned}$$

Para obtener la cantidad de aire teórico necesario se puede considerar a este como una mezcla de gases compuesta de 20,91% de O en volumen y 79.09% de N. En peso el aire contiene 23,15% de O y 76,85% de N, así se tiene :

$$\begin{aligned} \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{combustible}}} &= 1.425 \frac{\text{lbm } O_2}{\text{lbm } C_6H_{10}O_4} \times \frac{1 \text{ lbm Aire}}{0.2315 \text{ lbm } O_2} \\ &= 6.16 \frac{\text{lbm Aire}}{\text{lbm } C_6H_{10}O_4} \end{aligned}$$



Debido a varios factores ya indicados, la combustión requiere de cierto porcentaje de aire de exceso para alcanzar una combustión lo más eficiente posible.

4.2.2. Productos de la combustión

Luego de determinar la cantidad de aire requerido para la combustión es necesario tener presente los productos que se van a obtener como consecuencia de la reacción de los diferentes elementos combustibles y comburentes. Si todo el combustible se quemase sin dejar cenizas, el peso de los humos producidos por 1 lbm. de combustible sería evidentemente de 1 lbm. más el peso de aire

empleado en la combustión, mientras que el volumen sería considerando las propiedades de los humos determinados a las condiciones de temperatura de los gases al salir de la cámara de combustión. Un factor importante de destacar en el resultado de la combustión es la cantidad exacta de aire a emplear, pues la falta de aire, o bien la defectuosa mezcla de este con el combustible, aunque el primero esté en exceso, es determinante para obtener una combustión perfecta o no. Esta diferencia se da, en cuanto la combustión imperfecta involucra en los humos producidos la aparición de gases combustibles, siendo de estos el más importante el monóxido de carbono CO, que se forma en lugar del dióxido de carbono CO₂.

Para un combustible sólido los principales productos de una combustión perfecta, y los que se considerarán para el diseño del caldero son el CO₂, el nitrógeno N₂, el oxígeno O₂, además del vapor de agua H₂O que se puede formar. El cálculo de elementos constituyentes de los productos de la combustión en peso por libra de combustible se puede determinar acorde al balance estequiométrico realizado previamente.

Debe considerarse que por cada 20% en exceso de aire se tendrá un incremento en la cantidad de O₂ y N₂ de la siguiente forma :

$$1.2154 \times 0.2315 = 0.2814 \text{ lbm O}_2$$

$$1.2154 \times 0.7685 = 0.9340 \text{ lbm N}_2$$

Es necesario tener en cuenta que la cantidad de oxígeno que se obtenga como producto de la combustión dependerá, necesariamente del exceso de aire que se suministre al proceso. El contenido de CO_2 de los humos caracteriza la bondad de la combustión. El aumento de la proporción de CO_2 , en los humos indica mejora del proceso de la combustión y la reducción de este un empeoramiento.

4.2.3 Temperatura adiabática de la llama

Esta temperatura es la máxima que se puede conseguir quemando un combustible de composición específica, que se alcanza cuando el proceso de combustión es a presión constante con temperatura aire del medio ambiente y en un recipiente aislado térmicamente. En los hornos u hogares destinados para realizar el proceso de combustión nunca se alcanzan las temperaturas ideales de llama, porque se radia calor mientras tiene lugar la combustión.

Un fenómeno importante que se da durante la combustión es la disociación o descomposición de CO_2 (en CO y O) y la de H_2O (en H_2 y O) que se desarrolla a mayor velocidad que la formación de CO_2 y H_2O . La teoría cinética de los gases demuestra que esta disociación se produce cuando dos moléculas chocan con velocidad muy elevada. Como la velocidad media de las moléculas crece más rápidamente que la temperatura, la velocidad de disociación también crece con mayor rapidez que la temperatura. Sin embargo para propósitos de cálculo se asume que no se da la disociación y se utilizan las eficiencias

PRODUCTOS DE LA COMBUSTION						
Componentes	Peso / lbm combustible	Peso de Productos con exceso de aire				
		20%	40%	60%	80%	100%
CO ₂	1.839	1.839	1.839	1.839	1.839	1.839
O ₂	-----	0.281	0.563	0.844	1.126	1.407
N ₂	4.74	5.688	6.608	7.584	8.532	9.48
H ₂ O	0.616	0.616	0.616	0.616	0.616	0.616

Tabla # 6.: Productos de la Combustión

pirométricas con valores de 90 a 95% para determinar el valor más aproximado a la temperatura adiabática de la llama.

Cálculo de la Temperatura adiabática de llama

Para el cálculo de esta llama se realizan las siguientes asunciones durante la combustión del aserrín :

- La combustión es completa
- No existen pérdidas por radiación
- No se da la disociación del CO_2 ni del H_2O
- Los gases inertes no forman parte en la reacción

Bajo estas asunciones la elevación teórica en la temperatura se la determina por un balance de energía :

$$E_{in} = E_{out}$$

$$M_c \, cp_c \, t_c + PC \, M_c + M_a \, cp_a \, t_a = M_p \, cp_p \, t_p \quad (\text{ ec. 4.2 })$$

donde

M_c : Masa de combustible

cp_c : calor específico del combustible

t_c : Temperatura inicial del combustible

M_a : Masa de aire

Cp_a : calor específico del aire

t_a : Temperatura inicial aire

M_p : Masa de los productos

cp_p : Calor específico de los productos de la combustión

t_p : Temperatura final de los productos de la combustión

PC : Poder calorífico inferior del combustible.

Esta expresión considera la variación notable que tiene el calor específico desde la temperatura inicial hasta la de temperatura adiabática.

El valor de M_c es igual a la suma de los elementos constituyentes del combustible ($m_{c1} + m_{c2} + m_{c3} + \dots$) y M_p la suma de los constituyentes de los productos de la combustión ($m_{p1} + m_{p2} + m_{p3} + \dots$). Los valores de t_p y el de cp_p son desconocidos y para determinarlos se utilizará un método de prueba y error.

El valor del calor específico para cada elemento y producto de la combustión es evaluado a presión constante y para un rango de temperatura de t_1 a t_2 . Teniéndose

Para el C en un rango de temperatura de 273°K hasta 1373°K

$$Cp_t = 2.673 + 0.002617 t - 116900 / t^2 \quad (\text{ec. 4.6})$$

Donde

Cp_t : Calor específico en $\text{cal} / ^\circ\text{K gr-mol}$

t : Temperatura en $^\circ\text{K}$

Para los siguientes gases diatómicos y para los productos de la combustión el valor del calor específico de cada uno de ellos está dado en Btu / °F lbm y la temperatura en °F, teniéndose las siguientes expresiones según Holborn y Henning

Para el O₂

$$Cp_{0,t} = 0.2154 + 0.0000095 t \quad (\text{ec.4.7})$$

Para el H₂

$$Cp_{0,t} = 3.29 + 0.000266 t \quad (\text{ec. 4.8})$$

Para el N₂

$$Cp_{0,t} = 0.2343 + 0.0000105 t \quad (\text{ec.4.9})$$

Para el CO₂

$$Cp_{t_1,t_2} = 0.1991 + 436.5 \times 10^{-7} (t_2 + t_1) - 7.8 \times 10^{-9} [(t_2 + t_1)^2 - t_2 t_1] + 5.5 \times 10^{-11} (t_2 + t_1)[(t_2 + t_1)^2 - 2 t_2 t_1] \quad (\text{ec. 4.10})$$

Para el vapor de agua

$$Cp_{t_1,t_2} = 0.4541 + 16 \times 10^{-7} (t_2 + t_1) + 942 \times 10^{-11} [(t_2 + t_1)^2 - t_2 t_1] \quad (\text{ec. 4.11})$$

En la tabla # 7 se indican datos de los elementos constituyentes del combustible y sus propiedades evaluados a una $t_1 = 80.6$ °F y de los productos de la combustión, respectivamente, necesarios para el cálculo de la temperatura adiabática,

considerándose varios valores para el exceso de aire a fin de cuantificar su influencia en la temperatura final.

Con los valores de las tablas # 5 y # 6 y la Ec. 4.2 se procede a evaluar los valores posibles de la temperatura adiabática de llama que decrecerá conforme se incremente el contenido de aire de exceso de la combustión. En las tablas # 8 a 13 se muestra los valores determinados mediante prueba y error, indicando de similar forma el valor de convergencia de la temperatura adiabática. Los valores obtenidos bajo las condiciones planteadas inicialmente, deben ser puestos a consideración bajo un nuevo enfoque, dado que al no tener en cuenta la disociación en el cálculo precedente se puede aplicar un factor de corrección o llamadas eficiencias pirométricas que los

Elementos Constituyentes del Combustible				
Componente	Porcentaje	Peso/ lbm combustible	$Cp_{0,t}$ (Btu / °F lbm)	$MCp_{0,t}$ (Btu / °F)
C	50.16	0.5016	1.013	0.5081
H ₂	6.02	0.0602	3.311	0.1993
O ₂	43.3	3.108*	0.216	0.6713
N ₂	0.09	7.5841*	0.235	1.7822
TOTAL				3.1609

Estos valores ya incluyen el 60 % de aire en exceso*

Tabla # 7.: Elementos constituyentes del combustible

ingenieros usan en este tipo de cálculos evitando lo laborioso que podría tornarse el análisis al incurrir en un cálculo con la disociación . Los valores de esta eficiencia se sitúa generalmente entre 85% y 92 %.

Con el uso de esta eficiencia el valor de la temperatura adiabática disminuye aún más, indicándose en la tabla # 14 los valores recalculados para la temperatura adiabática correspondiente a determinado contenido de aire en la combustión y a una eficiencia pirométrica del 90 %.

TEMPERATURA ADIABATICA SIN EXCESO DE AIRE												
T asumida (F)		Cpt1-2 (Btu / lbm F)				MCpt1-2 (Btu / F)				MCpt1-2 Total (Btu / F)	T hallada (F)	
		CO2	O2	H2O	N2	CO2	O2	H2O	N2			
80.6	0.2026	0.2231		0.4545	0.2351	0.3726		0.28	1.4198	2.0724	3744.42	
200	0.2075	0.2344		0.4551	0.2364	0.3816		0.2803	1.4276	2.0895	3713.77	
400	0.2153	0.2534		0.4567	0.2385	0.3959		0.2813	1.4403	2.1175	3664.67	
600	0.2226	0.2724		0.4591	0.2406	0.4094		0.2828	1.453	2.1452	3617.35	
800	0.2293	0.2914		0.4622	0.2427	0.4217		0.2847	1.4657	2.1721	3572.55	
1000	0.2355	0.3104		0.4661	0.2448	0.4331		0.2871	1.4783	2.1985	3529.65	
1200	0.2412	0.3294		0.4707	0.2469	0.4436		0.29	1.491	2.2246	3488.24	
1400	0.2464	0.3484		0.4761	0.249	0.4531		0.2933	1.5037	2.2501	3448.7	
1600	0.2512	0.3674		0.4822	0.2511	0.462		0.297	1.5164	2.2754	3410.36	
1800	0.2556	0.3864		0.4891	0.2532	0.47		0.3013	1.5291	2.3004	3373.3	
2000	0.2596	0.4054		0.4967	0.2553	0.4774		0.306	1.5418	2.3252	3337.32	
2200	0.2632	0.4244		0.5051	0.2574	0.484		0.3111	1.5544	2.3495	3302.8	
2400	0.2665	0.4434		0.5142	0.2595	0.4901		0.3167	1.5671	2.3739	3268.85	
2600	0.2695	0.4624		0.5241	0.2616	0.4956		0.3228	1.5798	2.3982	3235.73	
2800	0.2722	0.4814		0.5347	0.2637	0.5006		0.3294	1.5925	2.4225	3203.27	
3000	0.2747	0.5004		0.5461	0.2658	0.5052		0.3364	1.6052	2.4468	3171.46	
3100	0.2758	0.5099		0.5521	0.2669	0.5072		0.3401	1.6118	2.4591	3155.6	
3120	0.2761	0.5118		0.5533	0.2671	0.5077		0.3408	1.613	2.4615	3152.52	
3140	0.2763	0.5137		0.5546	0.2673	0.5081		0.3416	1.6142	2.4639	3149.45	
3145	0.2763	0.5142		0.5549	0.2673	0.5081		0.3418	1.6142	2.4641	3149.19	
3146	0.2763	0.5143		0.5549	0.2673	0.5081		0.3418	1.6142	2.4644	3148.81	
3147	0.2764	0.5144		0.555	0.2673	0.5083		0.3419	1.6142	2.465	3148.04	
3148	0.2764	0.5145		0.5551	0.2674	0.5083		0.3419	1.6148	2.465	3148.04	
3149	0.2764	0.5146		0.5551	0.2674	0.5083		0.3419	1.6148	2.465	3148.04	

Tabla # 8.: Cálculo de la Temperatura adiabática sin exceso de aire

TEMPERATURA ADIATICA CON 20% EXCESO DE AIRE												
T asumida (F)	Cp _{t1-2} (Btu / lbm F)				MC _{p1-2} (Btu / F)				MC _{p1-2} Total (Btu / F)	T hallada (F)		
	CO ₂	O ₂	H ₂ O	N ₂	CO ₂	O ₂	H ₂ O	N ₂				
80.6	0.2026	0.2162	0.4545	0.2351	0.3726	0.0608	0.28	1.6394	2.3528	3298.17		
200	0.2075	0.2173	0.4551	0.2364	0.3816	0.0611	0.2803	1.4276	2.1506	3608.26		
400	0.2153	0.2192	0.4567	0.2385	0.3959	0.0616	0.2813	1.4403	2.1791	3561.07		
600	0.2226	0.2211	0.4591	0.2406	0.4094	0.0621	0.2828	1.453	2.2073	3515.58		
800	0.2293	0.223	0.4622	0.2427	0.4217	0.0627	0.2847	1.4657	2.2348	3472.32		
1000	0.2355	0.2249	0.4661	0.2448	0.4331	0.0632	0.2871	1.4783	2.2617	3431.02		
1200	0.2412	0.2268	0.4707	0.2469	0.4436	0.0637	0.29	1.491	2.2883	3391.13		
1400	0.2464	0.2287	0.4761	0.249	0.4531	0.0643	0.2933	1.5037	2.3144	3352.89		
1600	0.2512	0.2306	0.4822	0.2511	0.462	0.0648	0.297	1.5164	2.3402	3315.93		
1800	0.2556	0.2325	0.4891	0.2532	0.47	0.0653	0.3013	1.5291	2.3657	3280.18		
2000	0.2596	0.2344	0.4967	0.2553	0.4774	0.0659	0.306	1.5418	2.3911	3245.34		
2200	0.2632	0.2363	0.5051	0.2574	0.484	0.0664	0.3111	1.5544	2.4159	3212.02		
2400	0.2665	0.2382	0.5142	0.2595	0.4901	0.0669	0.3167	1.5671	2.4408	3179.26		
2600	0.2695	0.2401	0.5241	0.2616	0.4956	0.0675	0.3228	1.5798	2.4657	3147.15		
2800	0.2722	0.242	0.5347	0.2637	0.5006	0.068	0.3294	1.5925	2.4905	3115.81		
2810	0.2747	0.2439	0.5461	0.2658	0.5052	0.0685	0.3364	1.6052	2.5153	3085.09		
2820	0.2749	0.2441	0.5473	0.266	0.5055	0.0686	0.3371	1.6064	2.5176	2834.26		
2830	0.2752	0.2443	0.5485	0.2662	0.5061	0.0686	0.3379	1.6076	2.5202	2833		
2831	0.2754	0.2445	0.5497	0.2664	0.5065	0.0687	0.3386	1.6088	2.5226	2831.5		
2832	0.2755	0.2446	0.5503	0.2665	0.5066	0.0687	0.339	1.6094	2.5237	2831.5		
2833	0.2755	0.2446	0.5504	0.2665	0.5066	0.0687	0.339	1.6094	2.5237	2831.5		
2834	0.2755	0.2446	0.5504	0.2666	0.5066	0.0687	0.339	1.61	2.5243	2831.5		
2835	0.2755	0.2446	0.5505	0.2666	0.5066	0.0687	0.3391	1.61	2.5244	2831.5		
2836	0.2756	0.2446	0.5506	0.2666	0.5068	0.0687	0.3392	1.61	2.5247	2831.5		

Tabla # 9.: Cálculo de la Temperatura adiabática con 20% de exceso de

TEMPERATURA ADIABÁTICA CON 40% EXCESO DE AIRE													
T asumida (F)	Cp1-2 (Btu / lbm F)				MCp1-2 (Btu / F)				MCp1-2 Total (Btu / F)	T hallada (F)			
	CO2	O2	H2O	N2	CO2	O2	H2O	N2					
80.6	0.2026	0.2162	0.4545	0.2351	0.3726	0.1217	0.28	1.8589	2.6332	2946.96			
200	0.2075	0.2173	0.4551	0.2364	0.3816	0.1223	0.2803	1.8692	2.6534	2924.52			
400	0.2153	0.2192	0.4567	0.2385	0.3959	0.1234	0.2813	1.8858	2.6864	2888.6			
600	0.2226	0.2211	0.4591	0.2406	0.4094	0.1245	0.2828	1.9024	2.7191	2853.86			
800	0.2293	0.223	0.4622	0.2427	0.4217	0.1255	0.2847	1.919	2.7509	2820.87			
1000	0.2355	0.2249	0.4661	0.2448	0.4331	0.1266	0.2871	1.9356	2.7824	2788.93			
1200	0.2412	0.2268	0.4707	0.2469	0.4436	0.1277	0.29	1.9522	2.8135	2758.11			
1400	0.2464	0.2287	0.4761	0.249	0.4531	0.1288	0.2933	1.9688	2.844	2728.53			
1600	0.2512	0.2306	0.4822	0.2511	0.462	0.1298	0.297	1.9854	2.8742	2699.86			
1800	0.2556	0.2325	0.4891	0.2532	0.47	0.1309	0.3013	2.0021	2.9043	2671.88			
2000	0.2596	0.2344	0.4967	0.2553	0.4774	0.132	0.306	2.0187	2.9341	2644.74			
2200	0.2632	0.2363	0.5051	0.2574	0.484	0.133	0.3111	2.0353	2.9634	2618.59			
2400	0.2665	0.2382	0.5142	0.2595	0.4901	0.1341	0.3167	2.0519	2.9928	2592.87			
2500	0.2681	0.2392	0.5191	0.2606	0.493	0.1347	0.3198	2.0606	3.0081	2579.68			
2510	0.2682	0.2392	0.5196	0.2607	0.4932	0.1347	0.3201	2.0614	3.0094	2578.56			
2520	0.2684	0.2393	0.5201	0.2608	0.4936	0.1347	0.3204	2.0621	3.0108	2577.36			
2530	0.2685	0.2394	0.5206	0.2609	0.4938	0.1348	0.3207	2.0629	3.0122	2576.17			
2540	0.2687	0.2395	0.5211	0.261	0.4941	0.1348	0.321	2.0637	3.0136	2574.97			
2550	0.2688	0.2396	0.5216	0.2611	0.4943	0.1349	0.3213	2.0645	3.015	2573.77			
2560	0.269	0.2397	0.5221	0.2612	0.4947	0.135	0.3216	2.0653	3.0166	2572.41			
2570	0.2691	0.2398	0.5226	0.2613	0.4949	0.135	0.3219	2.0661	3.0179	2571.3			
2571	0.2691	0.2398	0.5226	0.2613	0.4949	0.135	0.3219	2.0661	3.0179	2571.3			
2572	0.2691	0.2398	0.5227	0.2613	0.4949	0.135	0.322	2.0661	3.018	2571.22			
2573	0.2691	0.2398	0.5227	0.2613	0.4949	0.135	0.322	2.0661	3.018	2571.22			

Tabla # 10 .: Cálculo de la Temperatura adiabática con 40% de exceso de aire

TEMPERATURA ADIATICA CON 60% EXCESO DE AIRE													
T asumida (F)	Cpt1-12 (Btu / lbm F)				MCpt1-12 (Btu / F)					MCpt1-12 Total (Btu / F)	T hallada (F)		
	CO2	O2	H2O	N2	CO2	O2	H2O	N2					
80.6	0.2026	0.2162	0.4545	0.2351	0.3726	0.1825	0.28	2.0785	2.9136	2663.35			
200	0.2075	0.2173	0.4551	0.2364	0.3816	0.1834	0.2803	2.09	2.9353	2643.66			
400	0.2153	0.2192	0.4567	0.2385	0.3959	0.185	0.2813	2.1086	2.9708	2612.07			
600	0.2226	0.2211	0.4591	0.2406	0.4094	0.1866	0.2828	2.1271	3.0059	2581.57			
800	0.2293	0.223	0.4622	0.2427	0.4217	0.1882	0.2847	2.1457	3.0403	2552.36			
1000	0.2355	0.2249	0.4661	0.2448	0.4331	0.1898	0.2871	2.1643	3.0743	2524.13			
1200	0.2412	0.2268	0.4707	0.2469	0.4436	0.1914	0.29	2.1828	3.1078	2496.92			
1400	0.2464	0.2287	0.4761	0.249	0.4531	0.193	0.2933	2.2014	3.1408	2470.69			
1600	0.2512	0.2306	0.4822	0.2511	0.462	0.1946	0.297	2.22	3.1736	2445.15			
1800	0.2556	0.2325	0.4891	0.2532	0.47	0.1962	0.3013	2.2385	3.206	2420.44			
2000	0.2596	0.2344	0.4967	0.2553	0.4774	0.1978	0.306	2.2571	3.2383	2396.3			
2200	0.2632	0.2363	0.5051	0.2574	0.484	0.1994	0.3111	2.2757	3.2702	2372.92			
2300	0.2649	0.2373	0.5095	0.2585	0.4872	0.2003	0.3139	2.2854	3.2868	2360.94			
2320	0.2653	0.2374	0.5105	0.2587	0.4879	0.2004	0.3145	2.2872	3.29	2358.64			
2340	0.2656	0.2376	0.5114	0.2589	0.4884	0.2005	0.315	2.2889	3.2928	2356.64			
2350	0.2657	0.2377	0.5119	0.259	0.4886	0.2006	0.3153	2.2898	3.2943	2355.56			
2351	0.2658	0.2377	0.5119	0.259	0.4888	0.2006	0.3153	2.2898	3.2945	2355.42			
2352	0.2658	0.2377	0.5119	0.259	0.4888	0.2006	0.3153	2.2898	3.2945	2355.42			
2353	0.2658	0.2378	0.512	0.259	0.4888	0.2007	0.3154	2.2898	3.2947	2355.28			
2354	0.2658	0.2378	0.512	0.259	0.4888	0.2007	0.3154	2.2898	3.2947	2355.28			
2355	0.2658	0.2378	0.5121	0.259	0.4888	0.2007	0.3155	2.2898	3.2948	2355.21			
2356	0.2658	0.2378	0.5121	0.259	0.4888	0.2007	0.3155	2.2898	3.2948	2355.21			
2357	0.2659	0.2378	0.5122	0.259	0.489	0.2007	0.3155	2.2898	3.295	2355.06			
2358	0.2659	0.2378	0.5122	0.2591	0.489	0.2007	0.3155	2.2907	3.2959	2354.42			

Tabla # 11.: Cálculo de la Temperatura adiabática con 60% de exceso

TEMPERATURA ADIATICA CON 80% EXCESO DE AIRE												
T asumida (F)	Cpt1-2 (Btu / lbm F)				MCpt1-2 (Btu / F)				MCpt1-2 Total (Btu / F)	T hallada (F)		
	CO2	O2	H2O	N2	CO2	O2	H2O	N2				
80.6	0.2026	0.2162	0.4545	0.2351	0.3726	0.2434	0.28	2.2981	3.1941	2429.46		
200	0.2075	0.2173	0.4551	0.2364	0.3816	0.2447	0.2803	2.3108	3.2174	2411.86		
400	0.2153	0.2192	0.4567	0.2385	0.3959	0.2468	0.2813	2.3313	3.2553	2383.78		
600	0.2226	0.2211	0.4591	0.2406	0.4094	0.249	0.2828	2.3519	3.2931	2356.42		
800	0.2293	0.223	0.4622	0.2427	0.4217	0.2511	0.2847	2.3724	3.3299	2330.38		
1000	0.2355	0.2249	0.4661	0.2448	0.4331	0.2532	0.2871	2.3929	3.3663	2305.18		
1200	0.2412	0.2268	0.4707	0.2469	0.4436	0.2554	0.29	2.4134	3.4024	2280.72		
1400	0.2464	0.2287	0.4761	0.249	0.4531	0.2575	0.2933	2.434	3.4379	2257.17		
1600	0.2512	0.2306	0.4822	0.2511	0.462	0.2597	0.297	2.4545	3.4732	2234.23		
1800	0.2556	0.2325	0.4891	0.2532	0.47	0.2618	0.3013	2.475	3.5081	2212		
2000	0.2596	0.2344	0.4967	0.2553	0.4774	0.2639	0.306	2.4956	3.5429	2190.28		
2100	0.2615	0.2354	0.5008	0.2564	0.4809	0.2651	0.3085	2.5063	3.5608	2179.27		
2120	0.2618	0.2355	0.5016	0.2566	0.4815	0.2652	0.309	2.5083	3.564	2177.31		
2140	0.2622	0.2357	0.5025	0.2568	0.4822	0.2654	0.3095	2.5102	3.5673	2175.3		
2160	0.2625	0.2359	0.5033	0.257	0.4827	0.2656	0.31	2.5122	3.5705	2173.35		
2170	0.2627	0.236	0.5038	0.2571	0.4831	0.2657	0.3103	2.5132	3.5723	2172.25		
2171	0.2627	0.236	0.5038	0.2571	0.4831	0.2657	0.3103	2.5132	3.5723	2172.25		
2172	0.2627	0.236	0.5039	0.2571	0.4831	0.2657	0.3104	2.5132	3.5724	2172.19		
2173	0.2628	0.236	0.5039	0.2571	0.4833	0.2657	0.3104	2.5132	3.5726	2172.07		
2174	0.2628	0.2361	0.5039	0.2571	0.4833	0.2658	0.3104	2.5132	3.5727	2172.01		
2175	0.2628	0.2361	0.504	0.2571	0.4833	0.2658	0.3105	2.5132	3.5728	2171.95		

Tabla # 12. Cálculo de la Temperatura adiabática con 80% de exceso

TEMPERATURA ADIABÁTICA CON 100% EXCESO DE AIRE												
T asumida (F)	Cp11-12 (Btu / lbm F)				MCp11-12 (Btu / F)				MCp11-12 Total (Btu / F)	T hallada (F)		
	CO2	O2	H2O	N2	CO2	O2	H2O	N2				
80.6	0.2026	0.2162	0.4545	0.2351	0.3726	0.3042	0.28	2.5177	3.4745	2233.39		
200	0.2075	0.2173	0.4551	0.2364	0.3816	0.3057	0.2803	2.5316	3.4992	2217.63		
400	0.2153	0.2192	0.4567	0.2385	0.3959	0.3084	0.2813	2.5541	3.5397	2192.26		
600	0.2226	0.2211	0.4591	0.2406	0.4094	0.3111	0.2828	2.5766	3.5799	2167.64		
800	0.2293	0.223	0.4622	0.2427	0.4217	0.3138	0.2847	2.5991	3.6193	2144.04		
1000	0.2355	0.2249	0.4661	0.2448	0.4331	0.3164	0.2871	2.6216	3.6582	2121.24		
1200	0.2412	0.2268	0.4707	0.2469	0.4436	0.3191	0.29	2.6441	3.6968	2099.09		
1400	0.2464	0.2287	0.4761	0.249	0.4531	0.3218	0.2933	2.6665	3.7347	2077.79		
1600	0.2512	0.2306	0.4822	0.2511	0.462	0.3245	0.297	2.689	3.7725	2056.97		
1800	0.2556	0.2325	0.4891	0.2532	0.47	0.3271	0.3013	2.7115	3.8099	2036.78		
2000	0.2596	0.2344	0.4967	0.2553	0.4774	0.3298	0.306	2.734	3.8472	2017.03		
2010	0.2598	0.2345	0.4971	0.2554	0.4778	0.3299	0.3062	2.7351	3.849	2016.09		
2011	0.2598	0.2345	0.4971	0.2554	0.4778	0.3299	0.3062	2.7351	3.849	2016.09		
2012	0.2598	0.2345	0.4972	0.2554	0.4778	0.3299	0.3063	2.7351	3.8491	2016.04		
2013	0.2598	0.2345	0.4972	0.2554	0.4778	0.3299	0.3063	2.7351	3.8491	2016.04		
2014	0.2599	0.2345	0.4973	0.2554	0.478	0.3299	0.3063	2.7351	3.8493	2015.93		
2015	0.2599	0.2345	0.4973	0.2555	0.478	0.3299	0.3063	2.7361	3.8503	2015.41		
2016	0.2599	0.2346	0.4973	0.2555	0.478	0.3301	0.3063	2.7361	3.8505	2015.3		
2017	0.2599	0.2346	0.4974	0.2555	0.478	0.3301	0.3064	2.7361	3.8506	2015.25		
2018	0.2599	0.2346	0.4974	0.2555	0.478	0.3301	0.3064	2.7361	3.8506	2015.25		
2019	0.26	0.2346	0.4975	0.2555	0.4781	0.3301	0.3065	2.7361	3.8508	2015.15		

Tabla # 13.: Cálculo de la Temperatura adiabática con 100% de exceso de aire

TEMPERATURA ADIABÁTICA	
Exceso de Aire (%)	T (° F)
0	2833
20	2548
40	2314
60	2119
80	1955
100	1814

Tabla # 14 Temperatura adiabática para determinado exceso de aire

4.3 Determinación de la cantidad necesaria de combustible

La cantidad requerida de aserrín para el proceso de la combustión estará en función de su poder calorífico y el requerimiento energético de la instalación. Según cálculos realizados previamente, los datos requeridos para la determinación de la cantidad de aserrín son :

Datos para el diseño	
Requerimiento Energético (Btu / hr)	170000
Poder calorífico medio del aserrín (Btu / lbm)	7476.45
Densidad del aserrín (lbm / ft ³)	10

Tabla # 15 . Datos requeridos para el diseño del caldero

Con la información de la presente tabla y tomando una eficiencia del 60% que se acostumbra para el diseño de calderos de combustible de desperdicios de madera se tiene un requerimiento de 280000 Btu / hr, de esta forma la cantidad de aserrín que es necesaria suministrar como combustible es

$$280000 \frac{Btu}{hr} \times 24 \frac{hr}{dia} = 6'720000 \frac{Btu}{dia}$$

$$6'720000 \frac{Btu}{dia} \times \frac{lbm}{7476.4tu} = 898.83 \frac{lbm}{dia}$$

La cantidad de aserrín a suministrar por día es de 898.83 libras y considerando que la instalación tiene previsto un funcionamiento continuo de 30 días la cantidad total de aserrín será de 26964.85 libras de aserrín.

4.4 MASA DE LOS HUMOS DE LA COMBUSTIÓN

El flujo másico de los humos de la combustión depende como se ha indicado previamente tanto de la cantidad de combustible quemado como del exceso de aire considerado para este proceso, así para el valor determinado de aserrín de 898.83 lbm /día o 37.45 lbm / h, y en base a la tabla # 6 se obtiene un total de 407.84 lbm/h como se aprecia en detalle en la tabla # 16.

4.5 DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE LOS GASES

El proceso de combustión del aserrín al igual que otros procesos llevados a cabo dentro del caldero involucran una disminución de la energía suministrada por el combustible, lo cual se cuantifica como pérdidas que son necesarias considerar al momento de diseñar. Al introducir el aserrín en un ambiente caldeado se observan tres etapas clásicas de la combustión que involucra un consumo energético del total suministrado. Inicialmente se tiene una evaporación de la humedad existente en el combustible, en esta etapa se involucra una pérdida de calor en forma sensible y latente, posteriormente se requiere suministrar energía para el proceso de la destilación del volátil.



MASA PRODUCTOS DE LA COMBUSTION		
Componentes	Peso / lbm Combustible (60%)	Peso Total (lbm / h)
CO ₂	1.839	68.94
O ₂	0.844	31.64
N ₂	7.854	284.17
H ₂ O	0.616	23.09
		407.84

Tabla # 16.: Masa de productos de la combustión

Simultáneamente se debe considerar el calor perdido a través de las paredes aislantes de la cámara de convección de tal forma que se pueda conocer cuanto calor será el transportado por los gases de combustión hacia la zona de convección.

Para cuantificar la cantidad de calor que se pierde por la evaporación de la humedad del combustible se tiene que considerar que porcentaje de humedad existe en el combustible. Así con un requerimiento de 37,49 lb/h y un 30% de agua contenida que corresponde a 11,25 lb/h de agua se tiene :

Calor sensible

La cantidad de energía requerida para la elevación de la temperatura de la humedad del combustible hasta 212°F (100°C) es

$$Q = m c_p \Delta T$$

$$Q = (11,25)(1)(212 - 80,6)$$

$$Q = 1478,25 \text{ Btu} / h$$

Calor latente

La energía requerida para la evaporación de esa humedad es

$$Q = m L_v$$

$$\dot{Q} = (11,25)(970,3)$$

$$\dot{Q} = 10195.88 \text{ Btu} / h$$

Calor sensible

Posteriormente la cantidad de energía para la elevación de la temperatura hasta 2833 °F (temperatura adiabática) es

$$\dot{Q} = m c_p \Delta t$$

$$\dot{Q} = (11,25)(0,454)(2833 - 212)$$

$$\dot{Q} = 13386.76 \text{ Btu} / h$$

Calor para la destilación

El proceso de la destilación de la materia volátil contenida en el combustible ocurre hasta alrededor de 482 °F, estos vapores destilados mezclados con aire en proporción adecuada, se inflaman a 1112 °F aproximadamente, mientras el carbón fijo arde exactamente como el coke.

$$\dot{Q} = m L_{\text{destilacion}}$$

$$\dot{Q} = (37,49)(180,39)$$

$$\dot{Q} = 6762.82 \text{ Btu} / h$$

de esta forma se obtiene que la cantidad de calor perdido en este proceso es de 32000 lb/h (31823,71 Btu/h).

Con el valor de estas pérdidas se debe realizar un balance de energía dentro de la cámara de combustión y se determina el valor de la temperatura de los gases en base a un proceso iterativo.

$$E_{gas} = E_{comb} - E_{pérdida}$$

$$M_g c p_g t_g = PC M_c + M_a c p_a t_a - E_{pérdida}$$

$$t_g = \frac{PC M_c + M_a c p_a t_a - E_{pérdida}}{M_g c p_g}$$

Cada uno de los componentes de la ecuación y sus valores ya son conocidos y en base a estos se tiene una temperatura de los gases de 2242 °F , en la tabla # 17 se muestra en detalle los valores involucrados en la iteración, donde además se involucran las pérdidas a través de las paredes de la cámara de combustión.

T asumida (F)	Cpt1-12 (Btu / lbm F)				MCpt1-12 (Btu / F)				MCpt1-12 Total (Btu lbm/ F)	MCpt1-12 Total (Btu / F)	T hallada (F)
	CO2	O2	H2O	N2	CO2	O2	H2O	N2			
80,6	0,2026	0,2162	0,4545	0,2351	0,3726	0,1825	0,28	1,783	2,6181	98,05	2529,32
200	0,2075	0,2173	0,4551	0,2364	0,3816	0,1834	0,2803	1,7929	2,6382	98,8	2510,12
400	0,2153	0,2192	0,4567	0,2385	0,3959	0,185	0,2813	1,8088	2,671	100,03	2479,26
600	0,2226	0,2211	0,4591	0,2406	0,4094	0,1866	0,2828	1,8247	2,7035	101,25	2449,38
800	0,2293	0,223	0,4622	0,2427	0,4217	0,1882	0,2847	1,8406	2,7352	102,43	2421,17
1000	0,2355	0,2249	0,4661	0,2448	0,4331	0,1898	0,2871	1,8566	2,7666	103,61	2393,59
1200	0,2412	0,2268	0,4707	0,2469	0,4436	0,1914	0,29	1,8725	2,7975	104,77	2367,09
1400	0,2464	0,2287	0,4761	0,249	0,4531	0,193	0,2933	1,8884	2,8278	105,9	2341,83
1600	0,2512	0,2306	0,4822	0,2511	0,462	0,1946	0,297	1,9043	2,8579	107,03	2317,11
1800	0,2556	0,2325	0,4891	0,2532	0,47	0,1962	0,3013	1,9203	2,8878	108,15	2293,11
2000	0,2596	0,2344	0,4967	0,2553	0,4774	0,1978	0,306	1,9362	2,9174	109,26	2269,82
2200	0,2632	0,2363	0,5051	0,2574	0,484	0,1994	0,3111	1,9521	2,9466	110,35	2247,39
2220	0,2636	0,2365	0,506	0,2576	0,4848	0,1996	0,3117	1,9536	2,9497	110,47	2244,95
2240	0,2639	0,2367	0,5068	0,2578	0,4853	0,1998	0,3122	1,9552	2,9525	110,57	2242,92
2241	0,2639	0,2367	0,5069	0,2578	0,4853	0,1998	0,3123	1,9552	2,9526	110,57	2242,92
	0,264	0,2367	0,5069	0,2578	0,4855	0,1998	0,3123	1,9552	2,9528	110,58	
2243	0,264	0,2367	0,507	0,2579	0,4855	0,1998	0,3123	1,9559	2,9535	110,61	2242,11
2300	0,2649	0,2373	0,5095	0,2585	0,4872	0,2003	0,3139	1,9605	2,9619	110,92	2235,85
2400	0,2665	0,2382	0,5142	0,2595	0,4901	0,201	0,3167	1,968	2,9758	111,44	2225,41
2500	0,2681	0,2392	0,5191	0,2606	0,493	0,2019	0,3198	1,9764	2,9911	112,02	2213,89
2600	0,2695	0,2401	0,5241	0,2616	0,4956	0,2026	0,3228	1,984	3,005	112,54	2203,66

Tabla # 17 . Temperatura de los gases de combustión

CAPITULO 5

5. EL SISTEMA DE CALEFACCION DE AGUA

5.1 Consideraciones para el diseño

El problema básico al diseñar un caldero, consiste en disponer la superficie total de absorción de calor de una manera tal que se extraiga el calor máximo del combustible y de los productos de la combustión. De igual forma se tiene el problema económico de obtener la máxima eficiencia al costo mínimo posible, aquí se considera cada componente y cada proceso, de manera que toda la unidad forme parte de un diseño equilibrado. Con estas premisas se podría ahondar en un minucioso diseño que se alejaría del objetivo práctico del presente proyecto y aumentaría el tiempo planificado para el cumplimiento del mismo, sin embargo se debe converger en una meta teórico-práctico para la ejecución del proyecto, por lo cuál los análisis son basados en resultados experimentales de constructores del medio y de bibliografía encontrada que aseguren resultados fidedignos con eficiencias deseadas.

Para el diseño es necesario tener claro, el conocimiento de las partes constitutivas del caldero, sobre las siguientes partes se realizará los diferentes cálculos para el diseño :

- Sistema de alimentación de combustible
- Hogar o cámara de combustión
- Cámara de convección
- Suministro de aire
- Sistema de recolección de cenizas
- Ductos de salida de productos de la combustión

Cada una de estas partes son dimensionadas siguiendo un ordenamiento lógico para el diseño del caldero, que se identifica a continuación:

1. Establecer la capacidad de la caldera a diseñar
2. Calcular la cantidad de calor requerido para calentar el agua
3. Asumir una eficiencia de la caldera
4. Determinar la cantidad de combustible a usar
5. Calcular la masa de humos
6. Calcular el área de la parrilla
7. Determinar el volumen del hogar
8. Dimensionar la cámara de combustión
9. Calcular la temperatura de los gases a la salida del fogón

10. Calcular el número de tubos en la zona de convección
11. Calcular el calor transmitido por radiación
12. Calcular el calor transmitido por convección
13. Realizar un balance de calor en la caldera y determinar el calor real suministrado al agua
14. Comparar la eficiencia real con la asumida
15. En caso de una tolerancia entre las dos eficiencias mayor al 3% asumir una nueva eficiencia y repetir los cálculos.

5.2. Distribución del calor en el sistema

Al hablar de distribución de calor en el sistema, se quiere indicar la forma en que la energía se transforma dentro del caldero y se suministra hacia el agua de alimentación para lograr el calentamiento deseado. Con esto se busca el entendimiento del proceso de transferencia de calor dentro del sistema de calefacción a fin de facilitar la obtención de los diferentes criterios para el diseño del mismo.

La temperatura alcanzada en cada una de los procesos de transferencia de calor dentro del caldero parte de la temperatura máxima obtenida dentro de la cámara de combustión, la misma que es restringida por diferentes variables que disminuyen su valor teórico bajo determinadas condiciones. El valor de la temperatura teórica o adiabática permite contar con la información necesaria para

dimensionar de forma preliminar los espesores mínimos de las paredes refractarias, a fin de contar con un bosquejo sobre el cuál poder ir concatenando el diseño de cada una de las partes esenciales del caldero.

El combustible es quemado en el hogar abajo del extremo frontal del casco. Las flamas y los gases obtenidos actúan contra el fondo del cuerpo de la caldera y pasando por el altar barren las paredes refractarias en toda su extensión, para llegar al extremo posterior de la entrada a la cámara de convección donde entran en los diferentes tubos horizontales, dirigiéndose hacia la parte trasera de la caldera, y en función de los pasos que se obtengan posterior al cálculo del área de transferencia de calor retornar nuevamente a la parte frontal para dirigirse hacia los conductos de la chimenea.

La circulación del agua se la realiza a través de la cámara de convección por la parte exterior de los tubos de humo, hallándose un volumen mínimo que asegure el calentamiento de la suficiente cantidad de agua para los requerimientos del secador.

El agua caliente debe alcanzar una temperatura de 158°F en la etapa final del intercambiador de calor, determinándose el flujo de esta posteriormente en un periodo de régimen estable en el cuál se considera que el agua recirculada al caldero entra con un valor superior a los 80.6°F .

5.3 La cámara de combustión

5.3.1 Generalidades

La cámara de combustión u hogar de la caldera es el espacio localizado abajo o a un lado de la misma, en el que se quema el combustible y de donde parten los productos de esta combustión para pasar a la caldera propiamente dicha. Consta de una cámara en la que puede ser aislada y encerrada la reacción de la combustión, de tal forma que esta reacción quede sujeta, como una fuerza controlada. Un hogar convierte la energía química potencial de un combustible, en un agente dinámico, el calor.

El volumen y la forma del hogar están en función directa con la forma y tamaño de la llama, que dependen a su vez del tipo de combustible y del dispositivo para quemarlo. No solamente es indispensable un volumen suficiente para quemar el combustible que se usa en particular, sino que es preciso que haya una mezcla íntima entre el aire y los combustibles a una temperatura suficientemente alta, para lograr la combustión de todos los materiales. Una vez realizada ésta, es preciso evacuar los humos producidos y dejar entrar nuevas cantidades de combustible y comburente para obtener de un modo continuo la producción del calor. Esto exige establecer dentro de la cámara de combustión una corriente continua de gases que sean conducidos a la zona de convección y posteriormente a la atmósfera, de esta forma la construcción de los órganos y conductos que consigan este fin,

deben ser considerando las leyes por las que se rige el movimiento de los gases y en particular de los humos.

Antiguamente se acostumbraba diseñar el fogón sobre la base de requisitos volumétricos por caballo caldera. Posteriormente con la introducción del alimentador mecánico de combustible, se demostró que el volumen de la cámara de combustión no está directamente relacionado con la superficie de calefacción, de esta forma en la actualidad el volumen del hogar se determina sobre la base de la proporción de energía que se libera por hora y volumen ($\text{BTU} / \text{h} / \text{ft}^3$). Este factor se conoce como coeficiente de liberación de calor y no puede ser calculado por medios teóricos, pero se han establecido relaciones empíricas a base de estudios de instalaciones térmicas que han permitido obtener valores básicos para el diseño, considerando el tipo de combustible, la alimentación de este y la construcción de la cámara de combustión. En el apéndice sección B se indican los requisitos actuales para el diseño de hogares ¹.

La temperatura del fogón ejerce influencia, sobre la ignición del combustible, proporción de la destilación de las materias volatilizables del carbón, porcentaje del CO que se forma, y el coeficiente de absorción de calor por las superficies de calefacción. Igualmente es determinante para los requisitos del material refractario,

¹ Datos recopilados por El "Furnace Performance Factors Committee" de la ASME

inclusive la selección del tipo de pared depende, en primer lugar de la temperatura alcanzada, la cuál para propósitos de diseño conviene usar la temperatura teórica de ² combustión o temperatura adiabática. Normalmente 2200 a 2400 °F de temperatura de régimen y bajos coeficientes de liberación de calor se aconseja la pared refractaria sólida, mientras que para requerimientos mayores se utiliza muy frecuentemente la pared enfriada por agua, donde la operación continua regímenes de combustión y temperaturas altas lo amerita. Para temperaturas intermedias, es más conveniente la pared hueca enfriada por aire, o la combinación de la pared refractaria con el enfriamiento del agua, en el presente proyecto se ha considerado usar pared maciza además de una cubierta de lana de vidrio exterior a la pared refractaria.

Una vez que se ha alcanzado la temperatura de ignición, para conseguir la combustión completa se deberá disponer de un suministro rápido de oxígeno en las cantidades adecuadas. Las temperaturas de ignición, no afectan las reacciones químicas entre el carbono y el oxígeno, y por consiguiente, tienen una importancia mínima en el proceso de la combustión. Mientras que la mezcla íntima entre los gases de la volatilización y el aire, lograda por medios mecánicos, origina una rápida combustión, que generalmente es acompañada de un aumento en la temperatura independientemente de la temperatura que haya tenido el fogón.

Aproximadamente la mitad del aire necesario para la combustión, o aire primario, es introducido junto con el combustible o por abajo del lecho del combustible, el resto de aire llamado aire secundario se inyecta en la parte superior del fuego. De esta forma el aire primario controla el grado de la combustión mientras que el secundario se encarga de completarlo.

Cuanto mayor es la superficie del combustible a igualdad de volumen, la mezcla de aire y combustible se hará más efectiva. Es así la eficacia de la pulverización del combustible, que permite aumentar en más de 1000 veces la superficie de un trozo de madera, reduciéndolo a polvo muy fino para de esta forma obtener una mezcla rápida y completa con el aire comburente, con la consecuente reducción del exceso de aire, lo que traerá consigo la elevación de la temperatura del hogar y la reducción de las pérdidas por los humos. Con la madera pulverizada la temperatura adiabática o temperatura teórica de la combustión alcanza valores de 2200°C y prácticamente sin emplear aire caliente, se llega a temperaturas de 1600°C a 1800°C ; mientras que usando un combustible no pulverizado , la temperatura no pasa de 1400°C a 1600°C .

Otra ventaja del carbón pulverizado es la continuidad y fácil manejo de grandes cantidades de combustible, debido a la mecanización integral de la instalación; lo cuál trae consigo una elasticidad extraordinaria de la misma . Por último, la rapidez de puesta en marcha constituye una ventaja de gran consideración en los servicios discontinuos y puntas de consumo de las centrales.

Para la combustión de la madera el diseño de los hogares dependen del contenido de humedad existente en esta, teniéndose que el diseño de hogares para maderas húmedas será totalmente diferente que el considerado para maderas secas. Entre los hogares diseñados para quemar madera húmeda se tiene :

Hogar de Horno Holandés.- Este consiste de dos etapas, la primera donde existe un revestimiento refractario para el secado y la iniciación de la gasificación de la madera y la segunda una cámara secundaria en que se completa la combustión de los productos de la gasificación. Este dispositivo es sencillo y efectivo, dado que las paredes de material refractario y las bóvedas proporcionan el máximo obtenible de calor reflejado para secar la madera y mantener la gasificación y la ignición. El diseño de esta caldera está basado en una proporción de 35 a 40 m² de superficie de calefacción por cada m² de área de fogón. El 80 % o 90 % del aire de combustión se introduce por encima del lecho de combustible el resto atraviesa la parrilla (con una sobrepresión de 13 mm de columna de agua). La parrilla tiene un área de 0.84 a 0.93 m² de superficie y una abertura sencilla de alimentación. El volumen del fogón secundario permite una liberación de calor de 19 MBTU / h por pie³

Fogón Holandés con parrilla inclinada.- Se puede utilizar una parrilla inclinada con una pendiente de 45° , donde alimentación es superior, para quemar corteza mojada y maderas de desecho. El aire usado es precalentado y es factible quemar madera hasta con 60 o 70 % de humedad, teniendo una alimentación de madera de 97 a 172 kg/h

siempre que se utilice un combustible auxiliar. Y una dosificación de 171 a 244 kg/h pero con una humedad del 50 al 60% .

Fogón de alimentador mecánico de aspersión.- Este es un hogar donde la madera mojada puede ser inyectada en un fogón abierto por medio de un alimentador de aspersión. El combustible es inyectado hacia el centro de una caldera vertical. La humedad se evapora rápidamente y cerca de las tres cuartas partes del combustible arde en suspensión. Sus ventajas son :

1. Responde con rapidez a los cambios de carga.
2. Control mejorado de la combustión
3. Mejor disponibilidad para el servicio

Fogón de ciclón.- Este fogón se compone de un cilindro horizontal enfriado por agua, en el cuál se introduce la madera mojada, mientras este combustible se mueve del frente hacia atrás, se introduce el aire en dirección tangencial y con una presión de 85 cm de agua. Esto provoca un cilindro de acción centrífuga, en donde las partículas sólidas del combustible se mueve hacia la superficie periferal de la cámara de combustión, y en donde su movimiento es retardado por la escoria que se adhiere a las paredes.

5.3.2. Análisis térmico

Para cuantificar las pérdidas a través de las paredes se tiene que tener conocimiento del espesor de las paredes refractarias, las mismas que se diseñan en función de la temperatura de la cámara de combustión. Como se indico anteriormente la temperatura adiabática es el punto de partida para calcular este espesor, dado que es una temperatura teórica que no se alcanza, y nos permite realizar los cálculos de tal forma que se asegure las características del caldero, al trabajar a temperaturas inferiores.

En el esquema de la figura 5.2 se indica la constitución de las paredes del caldero, mientras que en la tabla 5.1 se describe las propiedades térmicas y físicas de cada uno de los elementos constitutivos de la pared.

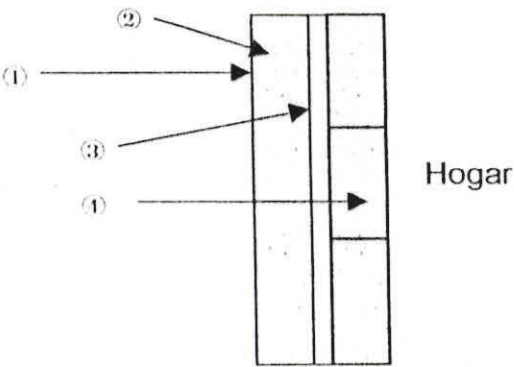


Figura 5.1.: Constitución de la pared del caldero

Numeral	①	②	③	④
Material	Plancha de acero	Lana de vidrio	Chapa de acero	Ladrillo refractario
Espesor l (pulg)	1/8		3/4	
Conductividad térmica k (W/m °C)	46	0,04	46	1,3

5.3.3. Volumen de la cámara

El volumen de la cámara de combustión debe ser analizado bajo ciertas consideraciones de diseño que permita alcanzar la mayoría de las condiciones que ya han sido planteadas previamente y que conducen al desarrollo de una combustión más eficiente. Entre las consideraciones que se deben tomar en cuenta se tiene :

- Según Bragg la profundidad de la cámara de combustión debe ser como mínimo tres veces la longitud de la llama.
- El volumen debe calcularse sobre la base de la producción de energía por hora y volumen de llama, este es el coeficiente de liberación de calor.
- La longitud de la llama es importante y esta depende de la velocidad de combustión, mientras mayor es la velocidad menor será la longitud de la llama .

La velocidad de la combustión depende a su vez del tamaño del combustible, y de la rapidez de la reacción. A menor tamaño del combustible mayor será la velocidad de combustión.

- Es recomendable que el techo de la cámara de combustión sea circular.
- Las paredes deben ser suficientemente accesibles para su limpieza, a fin de asegurarse los resultados que se desean.
- Las paredes deben soportar las temperaturas de operación y el posible contacto con la llama.

Las dimensiones de la cámara de combustión deben fijarse con la condición de que los humos tengan una velocidad tal, que permita la combustión completa del combustible al salir de la misma.

Sea m_c los kilogramos de combustible quemados por segundo y V_h el volumen de humos producidos a la temperatura del hogar por kilogramo de combustible. Si A_c es la sección media del laboratorio, l_f la longitud de la llama, y v_f la velocidad de la misma, se tiene :

$$A_c \cdot v_f = m_c \cdot V_h \quad (\text{ec. 5.1})$$

El tiempo que el combustible emplea en quemarse es :

$$\tau = \frac{l}{v_f} \text{ segundos}$$

Si se llama τ_0 al tiempo necesario para que el combustible se queme por completo se debe de tener :

$$\frac{l}{v_f} \geq \tau_0 \quad \text{o} \quad v_f \leq \frac{l}{\tau_0}$$

Si en la última desigualdad se pone, en lugar de v_f , su valor deducido de la ec. 5.1 se tiene :

$$A_c l \geq \tau_0 m_c V_h$$

$$V_c = A_c l$$

$$V_c \geq \tau_0 m_c V_h \quad (\text{ec. 5.2})$$

Donde V_c es el volúmen de la cámara de combustión

El valor de m_c se lo conoce; bastará, para calcular el volumen de la cámara de combustión V_c , conocer los valores τ_0 y V_h , estos varían con la clase de combustión y en el caso del presente proyecto con el tamaño de los granos pulverizados.

Otro método para el dimensionamiento de la cámara de combustión es el coeficiente de liberación de calor, que se relaciona con la cantidad de energía generada por hora y m^3 :

$$W = \frac{I_{in}}{V_c} \quad (\text{ec. 5.3})$$

Generalmente el combustible formado por madera triturada , necesita quemarse en un hogar adaptado a una intensidad de fuego de 10 a 12 MB/ h/ pie³ . Con combustible seco y paredes enfriadas por agua, la intensidad del fuego se puede aumentar hasta 25 MB/ h / pie³ , mientras que para paredes refractarias hasta 20 MB/ h / pie³.

El dimensionamiento de la cámara puede evaluarse utilizando cualquiera de las 2 ecuaciones 5.2 o 5.3, para el presente análisis se usarán las dos con el propósito de la verificación de los resultados. El volumen ocupado por los gases de la combustión se obtiene en base a la densidad de la mezcla cuyo valor es 0.024 lb/ft³, conociendo el flujo másico m_h 407.84 lbm/h (tabla 4.13)se tiene:

$$V_h = \frac{m_h}{\rho}$$

$$V_h = 16993.3 \text{ ft}^3/\text{h} \quad (481.56 \text{ m}^3/\text{h})$$

Para determinar el tiempo de combustión del aserrín τ_0 , se lo simula como el proceso de combustión de una partícula suspendido en una corriente de aire, la misma que tiene componentes volátiles consistentes de gases de hidrocarburos que son liberados

en forma exotérmica a diferencia de las reacciones endotérmicas involucradas en la vaporización de un combustible líquido.

Existen muchos modelos matemáticos para el estudio de la volatilización de los componentes del carbón y la consecuente producción de partículas de coke que ciertamente resultan muy complejos, sin embargo es más fácil realizar un estudio cuantitativo que es de un interés más práctico para el diseñador.

Proceso físico .- Dado que el carbón es no volátil, es necesario considerar la difusión de uno de los reactantes, el oxígeno. El cálculo de la razón de difusión se rige según la Ley de Fick.

Proceso químico-cinético.- Cuando el oxígeno alcanza la superficie de la partícula de carbón este no debe reaccionar con ella químicamente. Ciertamente no lo hará si la superficie de la partícula es demasiado baja, y la velocidad de la reacción dependerá de la temperatura y concentración local de oxígeno acorde con la ley de Arrhenius que puede escribirse aproximadamente como :

$$G_c = k p m_{ox,o} \left(\frac{E}{RT} \right) \quad (\text{ec. 5.5})$$

donde,

G_c : es la velocidad de oxidación del carbón por unidad de área

K : es una constante

P : presión local del gas

$m_{ox,o}$: es la fracción de masa del oxígeno en el gas inmediatamente adyacente a la superficie del carbón.

E : es la energía de activación

R : es la constante universal de los gases

T : es la temperatura absoluta de la superficie del carbón

La velocidad de quemado o combustión del carbón G_o , es regida por :

$$\frac{G_o r_o}{\Gamma_{ox}} = \ln \left[1 + \frac{(m_{ox,o} - m_{ox,\infty})}{\{-\Gamma_{ox} (dm_{ox} / dr_o)_o / G_o\}} \right] \quad (\text{ec. 5.6})$$

donde el valor entre llaves $\{ \}$ es la velocidad de difusión del oxígeno en la superficie, y esta es a su vez relacionado a la velocidad de transferencia total de oxígeno por :

$$G_{tot,ox} = G_o m_{ox,o} - \Gamma_{ox} \left(\frac{dm_{ox}}{dr} \right)_o \quad (\text{ec. 5.7})$$

donde el primer término del lado derecho es la contribución convectiva. Como una combinación de las fórmulas indicadas una expresión conveniente para el quemado es

$$G_o = m_{ox,o} \{ k p^{-E/RT} \}^{-1} + r_o \left(\frac{s + m_{ox,o}}{\Gamma_{ox}} \right) \quad (\text{ec. 5.8})$$

Donde $kp^{E/RT}$ puede ser considerado como la resistencia química de combustión, mientras $r_o \left(\frac{s + m_{ox,o}}{\Gamma_{ox}} \right)$ es la resistencia física de combustión. La mayor resistencia siempre domina el proceso.

En cuanto a la variación del radio de la partícula con el tiempo se tiene :

$$\frac{dr_o}{dt} = - \frac{G_o}{\rho_c} \quad (\text{ec.5.9})$$

donde el valor de ρ_c es la densidad del producto de combustión. La resolución de esta ecuación diferencial para r_o puede ser resuelto analíticamente si la temperatura de la partícula puede ser tomada como uniforme y la variación de la fracción de masa del oxígeno en el gas inmediatamente adyacente a la superficie del carbón puede ser considerada despreciable.

$$\tau_o = \frac{\rho_c}{m_{ox,o}} \left[r_{o,i} \{ kp^{E/RT_o} \}^{-1} + \frac{1}{2} \frac{r_{o,i}^2 (s + m_{ox,o})}{\Gamma_{ox}} \right] \quad (\text{ec.5.10})$$

El despeje de esta ecuación con valores apropiados de Γ_{ox} , ρ_c y $m_{ox,o}$ asumiendo que el valor de T_o es alto se llega a la conclusión ³ que :

³ Análisis tomado de "Combustión and Mass transfer" de Spalding.

$$\tau_o \approx 10^8 r_{o,i}^2 \quad (\text{ec.5.11})$$

donde el valor de τ_o esta dado en segundos y $r_{o,i}$ esta dado en metros.

Si se considera que el rango de variación del tamaño de la partícula de aserrín es menor a 1 mm alrededor de 0,1 mm a 0,2 mm se tendrá un valor de τ_o entre 0,25 s a 1 s, para propósitos de diseño el límite superior será considerado. Reemplazando valores en la ecuación 5.2 se tiene

$$V_c \geq \tau_o m_c V_h$$

$$V_c \geq (1 \text{ s})(481.56 \text{ m}^3/\text{h})(1/3600)$$

$$V_c \geq 0.54 \text{ m}^3$$

Si el diseño de la cámara se realiza según la ecuación 5.3 según el enfoque del coeficiente de liberación del calor se tiene :

$$V_c = \frac{E_m}{W}$$

$$V_c = \frac{280000(Btu / h)}{25000(Btu / hft^3)}$$

$$V_c = 11.2 \text{ ft}^3 (0.32 \text{ m}^3)$$

Dimensionamiento de la parrilla

Como área de la parrilla se considera la superficie horizontal comprendida entre las cuatro paredes que rodean a la estructura que soporta el combustible, según la ASME. También es medida en el lecho alto de la superficie de la parrilla, según el SBI o como el plano horizontal del área de la caja de fuego, medida en la parte más alta del área de la parrilla, según IBR. El método antiguo para proporcionar el área de la parrilla, era el dimensionar $1/30$ y $1/60$ de la superficie de calefacción, pero este sistema dio resultados poco satisfactorios y ha sido abandonado en general.

Según la ASRHAE se recomienda que la superficie de la parrilla no sea menor que la obtenida por la ecuación:

$$S_p = \frac{E_{out}}{C_c P C E_{ff}} \quad (\text{ec. 5.12})$$

donde,

S_p , superficie de la parrilla en ft^2

C_c , coeficiente de combustión en lb/h ft^2

E_{ff} , eficiencia de la caldera usualmente 60%

El valor del coeficiente de combustión se lo indica en la tabla 5.1, para diferentes tipos de combustibles.

Evaluando en la ecuación 5.12 se tiene :

$$S_p = \frac{280000}{10 * 7476.45 * 0.7}$$

$$S_p = 6.24 \text{ ft}^2 \text{ (0.5 m}^2 \text{)}$$

<i>Coeficientes de Combustión</i>	
<i>Combustible</i>	<i>C_c (lb/hft²)</i>
Carbón Bituminoso	9.3 – 15. 5
Madera	10 - 18
Aserrín	5 - 10
Antracita # 4	3 - 5
Antracita triturada, tamaño guisante	5 - 6
Antracita triturada, tamaño nuez	8 - 13

Tabla # 18.: Coeficientes de Combustión

5.3.3. Dimensionamiento y ubicación

El dimensionamiento de la cámara de combustión obedece a los valores determinados previamente, entre estos se debe considerar la altura de la cámara que es la distancia promedio entre la parte superior de la parrilla y el cielo del fogón, o el primer plano de entrada hacia adentro o entre los fluses de tubos. Esta altura no debe ser menor a la recomendada en la Uniform Stokers Ratings (Proporciones Uniformes para Alimentadores mecánicos) de la Asociación de Fabricantes de alimentadores mecánicos (SMA). En el código de Asignaciones del SBI, se indica una altura mínima prescrita para la cámara de combustión, adoptada en cooperación con la SMA. La altura de la cámara esta regida por la siguiente ecuación empírica :

$$h = 0.1125M_e + 15.75 \quad (\text{ec. 5.13})$$

$$h = 19.96 \text{ pulg. (50.7 cm)}$$

En la figura 5.1 se indica unas curvas de referencia para el dimensionamiento de la cámara de combustión, que permite comparar los valores hallados previamente.

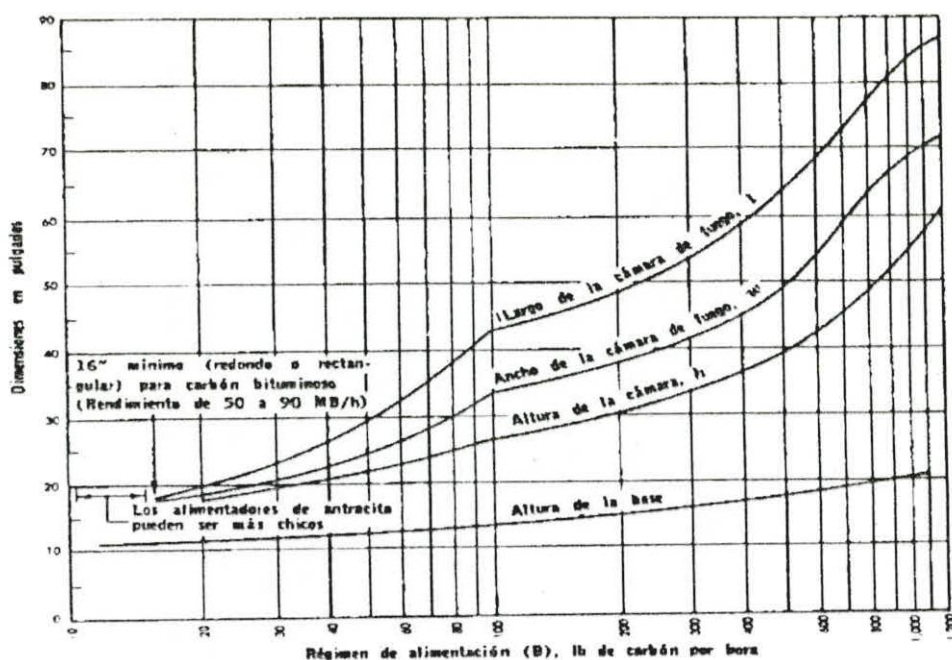


Figura 5.2. Dimensiones características de la cámara de combustión

5. 4. El sistema de alimentación de aire

La transmisión del calor de los humos a las superficies de caldeo es tanto mejor cuanto mayor sea su velocidad. El paso de humos a través de madejas de tubos o conductos estrechos, cuando la velocidad es considerable, hace aumentar mucho la pérdida de presión de los humos, debido al fuerte rozamiento con las superficies de caldeo y exige por eso mayor tiro de la chimenea. El cálculo de esta pérdida de carga de los humos tiene, por tanto, gran importancia para mejorar lo más posible la transmisión de calor.

Hasta ahora se poseen pocos datos tomados en instalaciones industriales, en las que la velocidad de los humos sea mayor de 10 m/s, además del rozamiento son causa de pérdidas de carga los cambios de dirección y cambios bruscos de velocidad además del movimiento en descenso de los humos contra su tendencia natural a elevarse.

Cuando se posee combustible pulverizado, la circulación del aire comburente a través de él es con mínimas pérdidas y esta relacionado con el espesor de la capa de combustible, que no solo garantice la combustión del aserrín sino que además se tengan la mínima depresión en el aire durante el proceso.

Una ecuación experimental que evalúa estas caídas de presión en función de la clase y tamaño de combustible, clase de parrilla, naturaleza de las escorias producidas es :

$$H_p = \left(\frac{M_c}{100R} \right) + k \quad (\text{ec. 5.14})$$

donde,

H_p , es la pérdida de carga al paso del aire por la capa de aserrín en mm H₂O

R , superficie de parrilla en m²

M_c , kilogramos de combustible quemado en el hogar por hora

K , es la depresión del aire a través del combustible en mm H₂O

La relación de M_c / R se conoce como carga específica de la parrilla y es distinta para los diversos combustibles, en el apéndice sección E se indica valores de carga específica.

Reemplazándose valores en la fórmula se tiene :

$$H_p = \left(\frac{350}{100} \right)^3 + 8$$

$$H_p = 50.87 \text{ mm H}_2\text{O}$$

5.4.1. Selección de los ventiladores

El tipo de ventilador apropiado para el suministro del aire dentro del caldero es el centrífugo, el mismo que se selecciona acorde a los valores hallados en la ecuación estequiométrica del capítulo precedente, que da el requerimiento de aire por libra de combustible suministrado, 6.16 lbm aire / lbm combustible.

Este aire se inyecta por debajo de la capa de aserrín, aire primario, mientras que el secundario se lo ubica por encima del combustible que mejora la turbulencia para una mejor difusión del oxígeno con el combustible. Para los cálculos, las propiedades del aire ambiente son evaluadas a la temperatura de 80.6°F y 50% de humedad relativa y un volumen específico de 13.9 ft³/lbm.

De esta forma se tiene :

Aire primario : $6.142 \frac{lb_{\text{aire}}}{lb_{\text{comb}}}$

Aire secundario (60%) : $3.685 \frac{lb_{\text{aire}}}{lb_{\text{comb}}}$

Aire	Masa (lbm aire)	Flujo másico (cfm)
Primario	230.26	53
Secundario	138.15	32

Tabla # 19.: Flujo másico de aire

Para determinar la potencia de los ventiladores se tiene :

$$W = Q_a \Delta P \tag{ ec.5.15 }$$

donde,

Q_a , el flujo másico de aire

ΔP , caída de presión

$$\Delta P = \rho g H_p \tag{ ec. 5.16 }$$

$$\Delta P =(1000) (9,8) (50,87 /1000) (N/m^2)$$

$$\Delta P = 498,6 \text{ N/m}^2$$

$$W =(53 / 35.28 * 60)(498.6)(\text{ W })$$

$$W = 12,48 \text{ W (0.02 hp)}$$

Considerando este valor se escoge un ventilador de 1/4 hp.

5.5. La cámara de convección

La American Boilers Manufacturers Association define a esta cámara a la zona que contiene los tubos o superficies de calefacción, superficie que al ser expuesta a la acción del medio de calefacción absorbe el calor y lo transfiere al medio que debe ser calentado. La superficie de calefacción del fogón, o dentro de sus límites, incluye paredes, piso y el cielo, las divisiones y las placas huecas o cortinas de agua. Estas superficies se miden como la suma de las áreas de proyección de los tubos y cualquier superficie metálica extendida por el lado del fuego.

5.5.1 Generalidades

El principal problema en el diseño de una caldera, consiste en obtener la relación correcta entre la caída de temperatura de los gases, la superficie de calefacción y la pérdida de tiro que proporcione la transmisión de calor más económica. Generalmente el tamaño del fogón y el de las superficies, se determina por las necesidades de la combustión correcta y por el descenso necesario de la temperatura de salida, para evitar la acumulación de escorias.

La remoción del calor contenido por los gases de la combustión, es una función de la extensión de la superficie de transmisión de calor disponible y de la caída de temperatura de los gases.

Para que se efectúe esta transmisión es necesario que la superficie de calefacción tenga una temperatura más baja que la de los gases y que haya una corriente de aire de los productos de la combustión. La cantidad de aire de exceso debe incluirse también dentro de las consideraciones relacionadas con la corriente. El diseño de la superficie de calefacción esta condicionado por la caída deseada de la temperatura y por la pérdida de tiro tolerable, y que incluye la combinación de los diámetros de los tubos, el espaciamiento entre los mismos, su longitud, el número de tubos a lo ancho y fondo, así como de las mamparas para los retornos de los gases.

En una caldera pirotubular son los gases de combustión los que circulan por cada uno de los tubos de la cámara de convección, mientras el calor contenido por éstos es absorbido gradualmente. Los ductos de paso de los gases tienen características y proporciones que difieren considerablemente. Si se diseñan para tiro natural, la resistencia al flujo debe ser reducida al mínimo.

5.5.2 Diseño térmico

El inicio del diseño de la cámara de convección obedece tanto a la temperatura de salida de los gases de combustión como a la temperatura de salida del agua. Es necesario un balance entre la energía de los gases de combustión y la transmitida al agua para elevar su temperatura.

El flujo másico de agua se obtiene :

$$M_a = \frac{E_{in}}{c_p \Delta T}$$

donde

E_{in} , requerimiento energético de la instalación (Btu / h)

C_p , calor específico del agua (Btu / lb F)

ΔT , diferencia de temperatura entre la temperatura de salida del agua del caldero y la de entrada(F)

$$M_a = \frac{(170000)}{(1)(158 - 80,6)} (lbm / h)$$

$$M_a = 2196,38 \text{ lbm/h}$$

El balance térmico para la estimación de la temperatura de salida de los gases de combustión será :

$$Q_{gas} = Q_{agua}$$

$$M_h c_{ph} (T_{in} - T_{out}) = M_a c_{pa} (T_{sal} - T_{ent})$$

$$T_{out} = \frac{M_h c_{ph} T_{in} - M_a c_{pa} (T_{sal} - T_{ent})}{M_h c_{ph}} \quad (\text{ec.5.17})$$

Hay que considerar que la evaluación de las propiedades termodinámicas de los gases de combustión varia con la temperatura lo que implica un proceso iterativo en el cuál se asume una temperatura inicial de salida para evaluar las propiedades de los gases y

luego se compara con la obtenida en la ecuación 5.17, este proceso es similar al empleado para hallar la temperatura adiabática.

$$T_{out} = \frac{(110.58)(2242) - (170000)}{M_h c_{ph}}$$

$$T_{out} = \frac{(77920,36)}{M_h c_{ph}}$$

El valor hallado de esta iteraciones es 664.45 °F y se lo indica en la tabla 5.3. Este dato conjuntamente con las propiedades del agua y de los gases son los datos iniciales para el diseño.

Para dimensionar el área de calefacción se debe considerar el sentido de los flujos que permitan un aprovechamiento eficiente del área de intercambio de calor, estos pueden realizarse en flujo paralelo o contra- flujo.

Esta visto en la práctica que el coeficiente global de transferencia de calor es mayor en contra – flujo por lo cuál se aprovechará este método en el diseño de la cámara de convección, el proceso de intercambio de calor para un sistema de esta forma obedece la siguiente ecuación :

$$Q = U_r A_c \Delta T_m$$

donde

Q, es la cantidad de calor (Btu)



U_i , es el coeficiente global de transferencia de calor (Btu / ft² h °F)

A_c , es el área de intercambio de calor (ft²)

ΔT_m , es la temperatura media logarítmica del proceso en contra flujo

siendo, (°F)

$$\Delta T_m = \frac{(T_c - t_c) - (T_f - t_f)}{\ln \left(\frac{T_c - t_c}{T_f - t_f} \right)} \quad (\text{ec. 5.18})$$

donde,

T_c , es la temperatura inicial de los gases de combustión (°F)

T_c , es la temperatura final del agua (°F)

T_f , es la temperatura final de los gases de combustión (°F)

T_f , es la temperatura inicial del agua (°F)

$$\Delta T_m = 1181.57 \text{ °F } (638.65 \text{ °C})$$

Los valores del coeficiente global de transferencia de calor y del área de intercambio de calor son variables desconocidas, que sugieren un mecanismo de asumir valores para poder converger la respuesta en datos más concretos. El valor del coeficiente global de transferencia depende de la resistencia térmica, ocasionada fuera del tubo por el agua, las paredes del propio tubo, y en el interior los gases de combustión y la

capa de suciedad que se ubica en las paredes internas del tubo. Cada una de estas resistencias sugieren coeficientes individuales de cada fluido. En la figura 5.3 se muestra un esquema de estas resistencias.

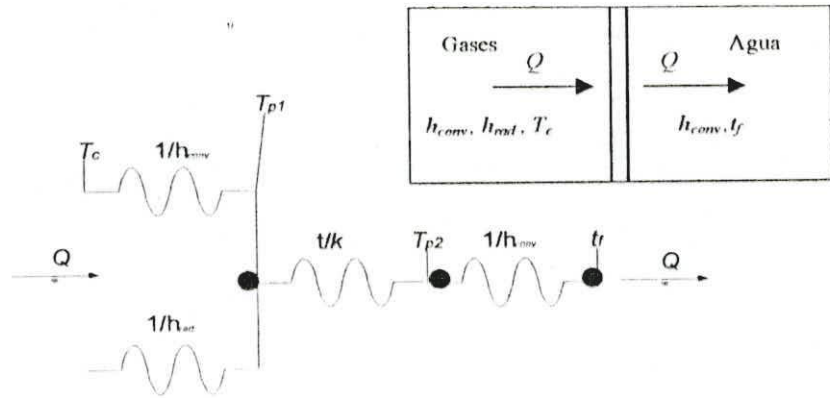


Figura 5.3.: Resistencias térmicas al flujo de calor

$$U_T = \left(\frac{1}{\frac{1}{hg_{conv} + hg_{rad}} + \frac{t}{k} + \frac{1}{ha_{conv}}} \right) \quad (ec. 5.21)$$

donde

hg_{conv} , es el coeficiente convectivo del gas (Btu / ft² h °F)

hg_{rad} , es el coeficiente radiativo del gas (Btu / ft² h °F)

t , espesor de la pared del tubo (ft)

k , conductividad térmica del tubo (Btu / ft h °F)

ha_{conv} , es el coeficiente convectivo del agua (Btu / ft² h °F)

T asumida (F)	Cp _{t1-t2} (Btu / lbm F)				MCp _{t1-t2} (Btu / F)				MCp _{t1-t2} (Btu / F)	MCp _{t2} TOTAL	T hallada (F)
	CO2	O2	H2O	N2	CO2	O2	H2O	N2			
80,6	0,2026	0,2162	0,4545	0,2351	0,3726	0,1825	0,28	1,783	2,6181	113,13	688,77
100	0,2034	0,2164	0,4546	0,2354	0,3741	0,1826	0,28	1,7853	2,622	113,3	687,73
150	0,2055	0,2168	0,4549	0,2359	0,3779	0,183	0,2802	1,7891	2,6302	113,65	685,62
200	0,2075	0,2173	0,4551	0,2364	0,3816	0,1834	0,2803	1,7929	2,6382	114	683,51
250	0,2095	0,2178	0,4555	0,2369	0,3853	0,1838	0,2806	1,7966	2,6463	114,35	681,42
300	0,2115	0,2183	0,4558	0,2375	0,3889	0,1842	0,2808	1,8012	2,6551	114,73	679,16
500	0,219	0,2202	0,4578	0,2396	0,4027	0,1858	0,282	1,8171	2,6876	116,13	670,98
600	0,2226	0,2211	0,4591	0,2406	0,4094	0,1866	0,2828	1,8247	2,7035	116,82	667,01
610	0,2229	0,2212	0,4592	0,2407	0,4099	0,1867	0,2829	1,8255	2,705	116,88	666,67
620	0,2233	0,2213	0,4594	0,2408	0,4106	0,1868	0,283	1,8262	2,7066	116,95	666,27
630	0,2236	0,2214	0,4595	0,2409	0,4112	0,1869	0,2831	1,827	2,7082	117,02	665,87
640	0,224	0,2215	0,4597	0,241	0,4119	0,1869	0,2832	1,8277	2,7097	117,09	665,47
	0,224	0,2215	0,4597	0,241	0,4119	0,1869	0,2832	1,8277	2,7097	117,09	665,47
650	0,2243	0,2216	0,4598	0,2411	0,4125	0,187	0,2832	1,8285	2,7112	117,15	665,13
660	0,2247	0,2217	0,46	0,2412	0,4132	0,1871	0,2834	1,8293	2,713	117,23	664,68
662	0,2247	0,2217	0,46	0,2413	0,4132	0,1871	0,2834	1,83	2,7137	117,26	664,51
	0,2248	0,2217	0,46	0,2413	0,4134	0,1871	0,2834	1,83	2,7139	117,27	664,45
666	0,2249	0,2217	0,46	0,2413	0,4136	0,1871	0,2834	1,83	2,7141	117,28	664,4
668	0,2249	0,2217	0,4601	0,2413	0,4136	0,1871	0,2834	1,83	2,7141	117,28	664,4
670	0,225	0,2218	0,4601	0,2413	0,4138	0,1872	0,2834	1,83	2,7144	117,29	664,34

Table # 20. Temperatura de salida de los gases

Tabla # 20. Temperatura de salida de los gases

5.5.3 Determinación del número de tubos

El área de intercambio de calor en la práctica, es el área exterior lateral de los tubos dentro de la cámara, dado que estos son el medio de conducción desde el calo-portador hasta el fluido a ser calentado, teniéndose :

$$A_c = N_T L_T \pi D_T \quad (\text{ec. 5.19})$$

Donde

N_T , es el número total de tubos

L_T , la longitud de un tubo (ft)

D_T , el diámetro de un tubo (ft)

El número de tubos es un valor que se debe asumir, generalmente un valor grande, a fin de evaluar otras propiedades del fluido dentro de los tubos como lo es el número de Reynolds, Re , que permitirá determinar si el fluido está en un régimen laminar o turbulento y es una de las variables que se involucra en diferentes correlaciones para evaluar el coeficiente global de transferencia de calor.

$$Re = \left(\frac{D_T v_f \rho_f}{\mu_f} \right)^{0.8} \quad (\text{ec. 5.20})$$

donde

v_f , es la velocidad del fluido (ft / s)

μ_f , es la viscosidad cinemática del fluido (lb/ft s)

5.5.3 Determinación del número de tubos

El área de intercambio de calor en la práctica, es el área exterior lateral de los tubos dentro de la cámara, dado que estos son el medio de conducción desde el calo-portador hasta el fluido a ser calentado, teniéndose :

$$A_e = N_T L_T \pi D_T \quad (\text{ec. 5.19})$$

Donde

N_T , es el número total de tubos

L_T , la longitud de un tubo (ft)

D_T , el diámetro de un tubo (ft)

El número de tubos es un valor que se debe asumir, generalmente un valor grande, a fin de evaluar otras propiedades del fluido dentro de los tubos como lo es el número de Reynolds, Re , que permitirá determinar si el fluido está en un régimen laminar o turbulento y es una de las variables que se involucra en diferentes correlaciones para evaluar el coeficiente global de transferencia de calor.

$$Re = \left(\frac{D_T v_f \rho_f}{\mu_f} \right)^{0.8} \quad (\text{ec. 5.20})$$

donde

v_f , es la velocidad del fluido (ft / s)

μ_f , es la viscosidad cinemática del fluido (lb/ft s)

$0,7 < Pr < 120 \quad Re > 2100 \quad L_T/D_T > 60$

donde Pr es una propiedad del fluido conocido como número de Prandlt,

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k_g} = \frac{4}{9 - \frac{5}{k_g}} \qquad (ec. 5.22)$$

Como se indicó anteriormente las diferentes propiedades se evalúan a la temperatura media del fluido $T_{m\ gas} = 1453,225\ ^\circ F$, para esta temperatura los propiedades térmicas tienen los siguientes valores.

<i>Pr</i>	0.72
K (Btu / ft h °F)	0.043
C_p (Btu / lb °F)	0.24

De igual forma para iniciar el proceso iterativo para cada cálculo las características de los tubos a usar serán ,

<i>L_T</i> (ft)	7.872
<i>D_T</i> (ft)	0.125
<i>A_{tubo}</i> (ft ²)	0.012

Con los valores indicados y las ecuaciones precedentes, se evalúa el área de transferencia de calor necesaria, buscando que el Reynolds sea $Re > 2100$ y que la velocidad de los gases dentro del tubo sea no mayor a 8 m/s.

En la tabla # 21 se indica el cálculo iterativo donde se indica que para un número de 15 tubos se consigue las condiciones de diseño indicadas.

Cálculos dentro del tubo					
N_T	M_T (lbm/h)	V_T (ft ³ /h)	v_T (ft/s)	Re	$h_{g\ conv}$ (Btu/h ft F)
1	407,84	16993,9	393,38	32964,81	26,08
3	135,95	5664,64	131,13	10988,55	10,83
5	81,57	3398,78	78,68	6593,3	7,2
7	58,27	2427,7	56,2	4709,5	5,5
9	45,32	1888,22	43,71	3662,85	4,5
11	37,08	1544,9	35,77	2997,49	3,83
13	31,38	1307,23	30,26	2535,76	3,35
15	27,19	1132,93	26,23	2198,05	2,99
17	24	999,65	23,15	1939,95	2,71
19	21,47	894,42	20,71	1735,48	2,48
21	19,43	809,24	18,74	1570,4	2,29
23	17,74	738,87	17,11	1433,8	2,13
25	16,32	679,76	15,74	1319	1,99
27	15,11	629,41	14,57	1220,95	1,87
29	14,07	586	13,57	1137,16	1,77
31	13,16	548,2	12,69	1063,41	1,68

Tabla # 21.: Cálculo del Coeficiente de convección de los gases

5.5.4 Ubicación de los tubos

La velocidad lineal y de masa cambia a través del haz de tubos es un valor no constante, ya que el ancho de la coraza y el número de tubos varía de cero en la parte superior y en el fondo, a un máximo en el centro de la coraza, considerando incluso que la dirección del flujo cambia, pudiendo ser a lo largo y en parte ángulo recto al eje mayor del haz de tubos.

Para conseguir altos coeficientes de calor, se busca crear una turbulencia en el fluido, a través de deflectores que hacen que el líquido fluya a ángulos rectos con el eje de los tubos. Esto causa una considerable turbulencia aún cuando por la coraza circule una cantidad pequeña de líquido. La distancia centro a centro entre los deflectores usualmente no es mayor que una distancia igual al diámetro interior de la coraza, o menor que una distancia igual a un quinto del diámetro interior de la coraza. Los deflectores se encuentran sujetos por un pasador atornillado en el cabezal de tubo o espejo y un cierto número de tubos que forma hombreras entre deflectores adyacentes.

El paso que debe existir en los tubos debe ser la suma del diámetro del tubo y el claro C' que queda entre ellos. En la ubicación de los tubos en la parte media, actualmente no existe una sola hilera de tubos en el centro de la coraza, sino que en su lugar existen dos hileras de tubos en ambos lados de la línea media.

El área transversal de flujo para el lado de la coraza A_s está dada por :

$$A_s = \frac{D_c C' B}{P_T 144} (ft^2) \quad (\text{ec. 5.23})$$

donde,

D_c , es el diámetro de la coraza (ft)

C' , la separación entre cada tubo (ft)

P_T , la distancia entre los centros de los tubos (ft)

$$P_T = D_T + C' \quad (\text{ec. 5.24})$$

Es necesario además con la finalidad de evaluar las propiedades del fluido en el exterior del tubo, conocer un diámetro equivalente D_e , que debe ser función de la cercanía de los tubos así como de su arreglo, siendo

$$D_e = \frac{4(P_T^2 - \pi D_T^2)}{\pi D_T} (pu\lg) \quad (\text{ec. 5.25})$$

El número de Reynolds será,

$$Re = \frac{D_e M_a}{\mu_a} \quad (\text{ec. 5.26})$$

donde,

M_a , es el flujo másico de agua (lbm /h)

μ_a , es la viscosidad cinemática del agua (lbm/ft h)

La correlación obtenida para los líquidos que fluyen sobre un banco de tubos con deflectores segmentados, de hecho esto se comprueba con experimentos, obedece la siguiente correlación de Mc Adams,

$$J_H = \left(\frac{h_a D_e}{k} \right) \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (\text{ec. 5.27})$$

En el apéndice sección F, se muestra una gráfica para valores de la correlación de Mc Adams para hidrocarburos, compuestos orgánicos, agua, soluciones acuosas y gases, cuando el banco de tubos emplea deflectores y corazas.

Siendo,

h_a , el coeficiente convectivo para el agua (Btu/ h ft² °F)

D_e , el diámetro equivalente (ft)

k , la conductividad térmica (Btu / ft h °F)

c_p , el calor específico del agua (Btu/ lbm °F)

μ , la viscosidad cinemática del agua evaluada a temperatura media(lbm/ft h)

μ_w , la viscosidad cinemática del agua evaluada a temperatura de la pared del tubo(lbm/ft h)

Para dimensionar la separación de los haces de tubos se requiere turbulencia en el área de la coraza, para esto se busca que el $Re > 10000$ y fijar ciertos valores como el diámetro de la coraza a fin de evaluar las variables que determinen el coeficiente convectivo del agua, que estará en función del caudal de la misma. Hay que tener en consideración que una vez que se ha alcanzado la temperatura de operación de la instalación de secado, esto es, que tanto la infraestructura interior, así como el producto dentro de ella se encuentren a la temperatura apropiada para el secado, la energía que será suministrada será inferior por cuanto, ya alcanzadas las condiciones adecuadas, se debe tan solo mantenerlas, lo que implica que el gradiente de temperatura del agua en el ingreso y la salida es menor. Se estima un diferencial de 18°F , y un caudal de agua dado por

$$M_a = \frac{170000}{(1)(18)}$$

$$M_a = 9444 \text{ lbm} / \text{h}$$

Fijando un diámetro de coraza de 50cm (1.64 ft) y un diámetro de tubo de $1\frac{1}{2}$ pulgada se realizan los cálculos para el resto de variables, en la tabla 5.5 se indica este proceso. Para el número de Reynolds hallado según la sección d del apéndice, se tiene un valor de $J_{II} = 120$, los datos a reemplazar en la ecuación 5.27 se evalúan a la temperatura media del agua alrededor de los tubos, excepto la viscosidad cinemática evaluada a la temperatura de la pared, así se tiene que las propiedades del agua varían desde $80,6^{\circ}\text{F}$ a 158°F de la siguiente forma,

Cálculos fuera de los tubos					
<i>C (cm)</i>	<i>Pt (ft)</i>	<i>Ai (ft2)</i>	<i>Gs (lb /h ft2)</i>	<i>De (ft)</i>	<i>Re</i>
2	0,19	0,19	49707,58	0,24	7303,23
3	0,22	0,24	39351,83	0,37	8913,48
4	0,26	0,27	34979,41	0,56	11991,72
5	0,29	0,3	31481,47	0,73	14068,9
6	0,32	0,33	28619,52	0,92	16118,74
7	0,35	0,35	26984,11	1,12	18501,5
8	0,39	0,36	26234,56	1,42	22805,68
9	0,42	0,38	24853,79	1,67	25409,14
10	0,45	0,39	24216,51	1,94	28760,35
11	0,49	0,4	23611,1	2,32	33533,98
12	0,52	0,41	23035,22	2,63	37087,62
13	0,55	0,42	22486,76	2,96	40747,36
14	0,58	0,43	21963,81	3,3	44371,33
15	0,62	0,43	21963,81	3,79	50959,8
16	0,65	0,43	21963,81	4,18	56203,69
17	0,68	0,44	21464,64	4,59	60313,86

Tabla # 22.: Dimensionamiento del haz de tubos

<i>Temperatura</i> (°F)	80,6	100	140	158
μ (lb / ft h)	1.089	2.009	2.064	2.178
K (Btu / ft h °F)	0.356	0.372	0.385	0.398
C_p (Btu / lb °F)	1	1	1	1

Sacando una media aritmética a dichos valores se tiene :

μ (lb / ft h)	1.6335
K (Btu / ft h °F)	0.389
C_p (Btu / lb °F)	1

Reemplazando los mismos en la ecuación 5.27 y despejando h_a , se obtiene

$$h_a = 37 \mu_w^{-0.14} \quad (\text{ ec. 5.28 })$$

Esta ecuación depende mucho de la temperatura de la pared T_w , que puede considerarse igual temperatura tanto en el interior del tubo como en el exterior . Haciendo un balance de energía en una sección del tubo se puede evaluar mediante prueba y error el valor de T_w .

$$E_{in} = E_{out}$$

$$Q_{G\ rad} + Q_{G\ conv} - Q_{a\ conv} = Q_T \quad (\text{ec. 5.29})$$

Donde

$Q_{G\ rad}$ es el calor suministrado por la radiación de los gases de combustión

$Q_{G\ conv}$ es el calor suministrado por convección de los gases de combustión

$Q_{a\ conv}$ es el calor recibido por convección hacia el agua

Q_T es el calor total que se transfiere

En lo que concierne al calor suministrado por radiación, no hay flamas luminosas que radien a los tubos o al refractario, las únicas fuentes primarias de radiación son los productos de la combustión los que se suponen que tienen temperatura uniforme, los gases diatómicos como el O_2 , N_2 y H_2 tienen emisividades muy bajas, tanto que pueden ser consideradas cero en el proceso de cálculo. Por otra parte H_2O , CO_2 y SO_2 tienen buenas emisividades y el CO tiene una emisividad de tipo medio. Ordinariamente el H_2O y CO_2 son los únicos constituyentes radiantes que necesitan considerarse, puesto que las cantidades de azufre en la madera y combustibles generales es despreciable.

$$Q_{CO_2} + Q_{H_2O} + h_{G\ conv} (T_G - T_w) = h_{a\ conv} (T_w - T_a) = U (T_G - T_a)$$

Para el cálculo de radiación del anhídrido carbónico y del vapor de agua se tienen los análisis de Hottel y Eckert, que han determinado experimentalmente el calor radiado

por el CO_2 y el H_2O y han medido las calorías emitidas por hora y metro cuadrado por un haz de gas dirigido sobre un termoelemento, haciendo variar su temperatura y los valores de la presión parcial por el espesor de la capa de mezcla, en base a estos estudios Schack dedujo las siguientes ecuaciones :

$$Q_{\text{CO}_2} = 3,5 \sqrt{p_{\text{CO}_2}} \cdot s \left[\left(\frac{T_G}{100} \right)^{3,5} - \left(\frac{T_W}{100} \right)^{3,5} \right] \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}} \right) \quad (\text{ec.5.30})$$

$$Q_{\text{H}_2\text{O}} = 35 p_{\text{H}_2\text{O}}^{0,8} s^{0,6} \left[\left(\frac{T_G}{100} \right)^3 - \left(\frac{T_W}{100} \right)^3 \right] \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}} \right) \quad (\text{ec.5.31})$$

siendo,

p , la presión parcial gas en la mezcla (atm)

s , el espesor de la mezcla, en este caso el diámetro del tubo (m)

Se debe considerar además la influencia en la radiación de la forma geométrica del gas.

En la sección g del apéndice se indica factores de corrección a usar con los valores de $p.s$ de las ecuaciones 5.30 y 5.31.

Los datos a reemplazar en esta ecuación son :

GAS	CO_2	H_2O
%	17	6
p (atm)	0.17	0.06

<i>T</i> (° K)	970	970
<i>f</i>	0.95	0.95
<i>S (D_r)</i> (m)	0.038	0.038

El valor de la temperatura del gas es la temperatura media entre la entrada y la salida. Reemplazando estos valores en las ecuaciones respectivas y transformando kcal/m²h a Btu/ft² h se tiene :

$$kcal/m^2h = 0.3689 Btu/ft^2h$$

$$Q_{CO2} = 792.76 - 4,2 \cdot 10^{-8} T_w^{3,5} \text{ (Btu / ft}^2\text{h)}$$

$$Q_{H2O} = 614,5 - 5,1 \cdot 10^{-7} T_w^3 \text{ (Btu / ft}^2\text{h)}$$

Para la convección en el exterior del tubo, se requiere una expresión para la viscosidad del agua en función de la temperatura de la pared *T_w* . Teniéndose :

$$\mu_w = 0.0105e^{1596/T_w} \text{ lb / fth} \tag{ec. 5.32}$$

donde

T_w , es la temperatura de pared (°K)

Realizando a través de prueba y error en el balance de energía (ec. 5.29), y usando las ecuaciones respectivas para el cálculo del calor suministrado y recibido por el gas y el

agua se obtiene una temperatura de pared de 255,7 (°F), con un flujo de calor de 3896 Btu / h ft², este cálculo se lo indica en la *tabla 5.6*. Finalmente para hallar el área de intercambio de calor requerida se necesita conocer el valor del coeficiente global de transferencia de calor (ec. 5.21), donde,

$$h_{Grad} = \left(\frac{Q_{rad}}{T_G - T_w} \right)$$

$$h_{Grad} = \left(\frac{1318.38}{1453 - 266,76} \right)$$

$$h_{Grad} = 1,11 \text{ (Btu / ft}^2 \text{ h } ^\circ\text{F)}$$

Los valores a reemplazar en ec. 5.21 son :

$h_{G \text{ rad}}$ (Btu / ft ² h °F)	1.11
$h_{G \text{ conv}}$ (Btu / ft ² h °F)	2.99
$h_{a \text{ conv}}$ (Btu / ft ² h °F)	39.9
k (Btu / ft ² h °F)	26

Flujo de calor dentro del tubo					Flujo de calor fuera de los tubos				
Tw asumida (F)	Tw (k)	Radiación			Convección			Convección	
		Q" co2 (Btu / h ft2)	Q" H2o (Btu / h ft2)	Q" rad (Btu / h ft2)	Q" conv (Btu / h ft2)	Q"total (Btu / h ft2)	μw (lb / ft h)	ho (Btu / h ft2 F)	Q" conv (Btu / h ft2)
80,6	300	773,119	600,73	1373,849	3617,7	4991,549	2,145	33,251	-2573,627
100	310,78	770,536	599,192	1369,728	3559,5	4929,228	1,783	34,122	-1979,076
150	338,56	762,772	594,709	1357,481	3409,5	4766,981	1,17	36,196	-289,568
200	366,33	753,24	589,427	1342,667	3259,5	4602,167	0,818	38,055	1598,31
250	394,11	741,72	583,28	1325	3109,5	4434,5	0,602	39,724	3654,608
260	399,67	739,157	581,942	1321,099	3079,5	4400,599	0,569	40,039	4083,978
262	400,78	738,633	581,669	1320,302	3073,5	4393,802	0,563	40,099	4170,296
264	401,89	738,106	581,395	1319,501	3067,5	4387,001	0,556	40,169	4257,914
266	403,00	737,576	581,12	1318,696	3061,5	4380,196	0,55	40,23	4344,84
266,7	403,39	737,389	581,023	1318,412	3059,4	4377,812	0,548	40,251	4375,284
266,72	403,40	737,384	581,021	1318,405	3059,34	4377,745	0,548	40,251	4376,089
266,74	403,41	737,378	581,018	1318,396	3059,28	4377,676	0,548	40,251	4376,894
266,76	403,42	737,373	581,015	1318,388	3059,22	4377,608	0,548	40,251	4377,7
266,8	403,44	737,362	581,01	1318,372	3059,1	4377,472	0,548	40,251	4379,309
266,8	403,44	737,362	581,01	1318,372	3059,1	4377,472	0,548	40,251	4379,309

Tabla # 23.: Cálculo del flujo de calor en la pared del tubo

De esta forma el valor del coeficiente global de transferencia de calor es

$$U_t = 3.71 \text{ Btu/ft}^2 \text{ h } ^\circ\text{F}$$

Evalutando el valor de A_c en :

$$Q = U_t A_c \Delta T_m$$

$$A_c = \frac{Q}{U_t \Delta T_m}$$

$$A_c = \frac{170000}{(3.71)(1181,57)}$$

$$A_c = 38.78 \text{ ft}^2$$

La verdadera longitud de los tubos será :

$$A_c = N_T \pi D_T L_T$$

$$L_T = 6,58 \text{ ft (2.0 m)}$$

5.6. La chimenea

En toda instalación donde se realice algún proceso de combustión se debe considerar la evacuación de los residuos de la combustión a través de la chimenea. Si se tapara todos los conductos desde la parrilla a la boca de la chimenea, de tal forma que estuviesen llenos de humos en reposo, y si se tapase la boca de la chimenea contra esta obraría la presión hidrostática.

$$H - (\delta_o - \delta) \quad (\text{ ec. 5.33 })$$

Siendo H la altura de la chimenea sobre el plano de la parrilla, δ_o el peso específico del aire a la temperatura ambiente y δ el de los humos a la temperatura media.

Para el cálculo de una chimenea se dan como datos, el número máximo de lbs. Del mismo quemados por hora, la temperatura media de los humos en la chimenea, la temperatura del aire exterior. Donde las incógnitas son la altura H y la sección A_{ch} de la sección de la chimenea, fijándose como datos experimental entre ciertos límites la velocidad de salida de los humos.

Si se ubicará en el aire un tubo imaginario $A-B$ de la misma altura de la chimenea, con dicho tubo y todos los conductos de humos, formando dos vasos comunicantes llenos, el AB sería un fluido más denso que el resto de los tubos, pues aunque la densidad del aire y de los humos es, aproximadamente, la misma a 0° , estos están a temperatura mucho más alta que en aquel, este fluido dentro de AB impulsará al restante fluido para que tienda a salir por la chimenea actuando con la mencionada presión hidrostática en la boca de la chimenea.

La velocidad de salida correspondiente a la presión estática, que es la diferencia de presiones entre los humos de la parrilla y la boca de la chimenea será :

$$C = \sqrt{2gH \left(\frac{\delta_o}{\delta} - 1 \right)} \quad (\text{ec. 5.34})$$

El valor del peso específico en función de la temperatura esta expresado :

$$\delta = \frac{273\delta_1}{273 + t} \quad (\text{ec. 5.35})$$

Como el peso específico medio de los humos a 0° es aproximadamente, 1.3 y el del aire es 1.29, se puede tomar con suficiente aproximación para los tanteos un peso específico común $\delta_1 = 1.3$ a 0° y 760 mm.

Hay que considerar además el valor del flujo de gases que evacuan del caldero a por la sección de la chimenea. En función de los valores arriba determinados y fijando la sección $S = 1 \text{ m}^2$ se tiene :

$$M_G'' = \delta C S$$

$$M_G'' = 2,61 \sqrt{H \frac{\delta_o - \delta}{273 + t}} \quad (\text{ec. 5.36})$$

Donde ,

M_G'' , es el gasto de humos a través de la sección de la chimenea ($\text{kg/s} \cdot \text{m}^2$)

5.6.1. Cálculo del tiro

La circulación de los humos desde el plano de la parrilla al pie de la chimenea no se hace sin pérdidas de presión, la energía de presión que se transforma en energía cinética de salida de los humos, se conoce como el tiro real. Este tiro es la diferencia del tiro estático y las pérdidas en los conductos, siendo mayor cuanto más grande sea el tiro estático, si las pérdidas son fijas. De esta forma el volumen de humos evacuados crecerá con la altura de la chimenea y con la temperatura media de aquellos. En el dimensionamiento de la chimenea existe un dato experimental, según el cuál no conviene que el diámetro de la boca de

la chimenea exceda al 1/25 (0,04) de su altura, de lo contrario se originan fácilmente corrientes de retroceso dentro de la misma, que dificultan el tiro.

El método para el tanteo de las dimensiones de una chimenea requiere evaluar en función de H la velocidad de salida de los humos, para incluir las pérdidas en la chimenea se recurre al artificio de sustituirla por una chimenea sin pérdidas cuya relación de sección con la chimenea real se conoce por los coeficientes ϕ dados por Osann.

- a) para calderas de vapor y hornos 0.33
- b) para hornos con regeneradores 0.17
- c) para los Cowper 0.10

Con este coeficiente el flujo masico teórico de humos es

$$M_{G\text{teorico}} = \phi / M_{G\text{real}} \quad (\text{ ec. 5.37 })$$

Los datos a evaluar en las ecuaciones precedentes son :

t_o (°C)	27
t (°C)	333.33
$M_{a\text{ real}}$ (lbm/ h)	407,84

Así por prueba y error se encuentra que la altura y diámetro de la chimenea son 7 mts. y 24 cm respectivamente, valores que pueden verificarse en la tabla 5.7 donde además se encuentra el gasto, velocidad de los humos y tiro estático.

H (m)	Tiro (mm)	C(m/s)	G'' kg/s*m2	A _{ch} (m2)	D (cm)	D/H
1	0,598	4,48	2,61	0,119	38,925	0,389
2	1,196	6,336	3,691	0,084	32,704	0,164
3	1,794	7,76	4,521	0,069	29,64	0,099
4	2,392	8,96	5,22	0,059	27,409	0,069
5	2,99	10,018	5,836	0,053	25,978	0,052
6	3,588	10,974	6,393	0,048	24,722	0,041
7	4,186	11,853	6,905	0,045	23,937	0,034
8	4,784	12,671	7,382	0,042	23,125	0,029
9	5,382	13,44	7,83	0,04	22,568	0,025
10	5,98	14,167	8,254	0,038	21,996	0,022
11	6,578	14,858	8,656	0,036	21,41	0,019
12	7,176	15,519	9,041	0,034	20,807	0,017
13	7,774	16,153	9,41	0,033	20,498	0,016
14	8,372	16,763	9,766	0,032	20,185	0,014
15	8,97	17,351	10,108	0,031	19,867	0,013
16	9,568	17,92	10,44	0,03	19,544	0,012

Tabla # 24.: Dimensiones de la chimenea

5.6.2 Ubicación y dimensionamiento de los ductos

La posición de la chimenea será directamente sobre la superficie superior del caldero apoyado sobre esta y soldado sobre una platina que rigidice su base. Consiguiéndose que el flujo de humos tenga la mínimo obstrucción en su circulación y garantizando el tiro calculado.

Las dimensiones de la chimenea quedan establecidas de esta forma.

H (m)	7
A_{ch} (m ²)	0.045
D (cm)	24



CAPITULO 6

6. LA TOLVA DE ALMACENAMIENTO DEL ASERRÍN

6.1 Generalidades

El enfoque de conseguir un solo sistema para abordar el manejo y transporte tiene ventajas significativas. En primer lugar se consigue una operación continua y automática, de esta forma se reducen los costos operacionales con la perspectiva de una compensación a mediano o largo plazo de las inversiones. En segunda instancia el riesgo para un operario de alimentar manualmente el caldero se minimiza, destinando a este al control de otros aspectos colaterales en el funcionamiento del sistema, como mantener el suficiente combustible en el punto de almacenamiento, suficiente circulación de agua dentro del caldero, temperatura apropiada del agua entre otros.

El diseño de una tolva depende principalmente de la forma de alimentación del material almacenado hacia el sistema de transportación y sobretodo la característica de este material, es así que existen diversas formas como puede

darse esta alimentación ya sea por flujo de masa, por embudo o por un sistema interno de alimentación.

Depósitos por flujo de masa . _ Estos depósitos tienen algunas de las características más solicitadas para los recipientes de almacenamiento, que todos los materiales en el recipiente se desplazan cuando se retira una parte; su funcionamiento se basa en la homogeneidad del producto, evitándose que el material se canalice hacia la descarga y obteniéndose un flujo siempre que se abre la compuerta del fondo . Las principales características de este tipo de tolvas son:

- Las partículas se segregan pero se reúnen en la descarga .
- Los polvos se desairean y no fluyen cuando se descarga el sistema
- El flujo es uniforme
- La densidad del flujo es constante
- Los indicadores de nivel funcionan adecuadamente
- No quedan productos en zonas muertas donde estos podrían degradarse
- Se puede diseñar la tolva para tener un almacenamiento no segregado o para funcionar como mezcladora.

Depósitos por flujo de embudo. _ En este tipo de depósito el flujo se produce cuando fluye solo una porción del material, por lo común en un canal o un “agujero de rata” en el centro del sistema, cuando se retira cualquier cantidad de material. Un depósito

con flujo de embudo puede tener o no flujo ; pero probablemente se pueda hacer que fluya por algún medio. Entre las características de este tipo de depósito se tiene :

- Las partículas se segregan y permanecen segregadas
- La primera porción que entra es la última en salir
- Pueden permanecer productos en puntos muertos, hasta que se realice la limpieza completa del sistema
- Los productos tienden a formar puentes o arcos y, luego, a que se canalicen durante la descarga.
- El flujo es errático
- La densidad puede variar
- Los indicadores de nivel se deben ubicar en puntos clave, para que puedan funcionar adecuadamente
- Las tolvas funcionan bien con sólidos de partículas grandes y flujo libre

Depósitos con sistema interno de alimentación. _ Esta clase especial de depósitos varían de los anteriores por la forma en que se consigue la descarga del producto, ya que esta se ayuda por un mecanismo ubicado en su parte interna que remueve el producto guiándolo hacia la descarga, forzándolo de esta forma a que la atraviese. Sus características primordiales son :

- Las partículas se segregan y pueden o no reunirse en la descarga
- El flujo es uniforme

- El mecanismo de remoción interno evita la acumulación de material en zonas muertas
- Los indicadores de nivel funcionan adecuadamente
- La densidad del flujo puede variar
- La primera porción que entra es la primera en salir
- Se consigue una alimentación moderada, incluso a través de descargas de tamaño reducido, sin el riesgo de obstrucción del producto.

Otra parte indispensable en un depósito de almacenamiento son los controles de nivel de sólidos, que son necesarios para verificar la cantidad aún disponible de material y para proteger también los transportadores contra los daños producidos por el atascamiento, si se sitúan en vertederos de transferencia y descarga. Pueden activar simplemente una señal de alarma visual o auditiva o conectarse eléctricamente al sistema de transportación para poner en marcha o detener automáticamente los transportadores. Existen muchos diseños que abarcan desde dispositivos costosos con isótopos radioactivos hasta simples ventanillas laterales de inspección.

En cuanto al mecanismo de descarga, se utilizan compuertas para controlar el flujo procedente de depósitos, tolvas y equipos de procesamiento a los alimentadores o directamente a los transportadores. Estas compuertas pueden ser de deslizamiento manual simple o de precisión con sistemas neumáticos, eléctricos, hidráulicos o de accionamiento mecánico. Existen diversos estilos de compuertas de entre los que se

- El mecanismo de remoción interno evita la acumulación de material en zonas muertas
- Los indicadores de nivel funcionan adecuadamente
- La densidad del flujo puede variar
- La primera porción que entra es la primera en salir
- Se consigue una alimentación moderada, incluso a través de descargas de tamaño reducido, sin el riesgo de obstrucción del producto.

Otra parte indispensable en un depósito de almacenamiento son los controles de nivel de sólidos, que son necesarios para verificar la cantidad aún disponible de material y para proteger también los transportadores contra los daños producidos por el atascamiento, si se sitúan en vertederos de transferencia y descarga. Pueden activar simplemente una señal de alarma visual o auditiva o conectarse eléctricamente al sistema de transportación para poner en marcha o detener automáticamente los transportadores. Existen muchos diseños que abarcan desde dispositivos costosos con isótopos radioactivos hasta simples ventanillas laterales de inspección.

En cuanto al mecanismo de descarga, se utilizan compuertas para controlar el flujo procedente de depósitos, tolvas y equipos de procesamiento a los alimentadores o directamente a los transportadores. Estas compuertas pueden ser de deslizamiento manual simple o de precisión con sistemas neumáticos, eléctricos, hidráulicos o de accionamiento mecánico. Existen diversos estilos de compuertas de entre los que se

puede efectuar la selección y cuando se aplican adecuadamente permiten eliminar con frecuencia la necesidad de un alimentador más costoso.

6.2 Dimensionamiento

Para realizar el diseño del depósito de almacenamiento para el combustible se debe considerar cada una de las características de los depósitos citados, y ver cuál se adapta mejor a los requerimientos del secador, según esta necesidad la tolva deberá ser de las siguientes características :

- Alimentación libre de obstrucción
- Flujo de combustible constante hacia el transportador
- Evitar zonas muertas que incurran en pérdidas de tiempo del proceso continuo de alimentación
- Las dimensiones deben ser lo más reducidas por disponibilidad de espacio
- Se recomienda que el producto sea mezclado adquiriendo mayor homogeneidad para así obtener una combustión más óptima.

Según las expectativas de los requerimientos de diseño, la clase de depósito que satisface a estas, es el depósito con un sistema interior de alimentación, pues la forma compacta que puede dársele y sus características impiden la obstrucción del combustible en la descarga, así como la mezcla de todo el aserrín en su parte inferior. Para empezar el proceso del cálculo para dimensionar la tolva se debe partir de cuanto es el requerimiento de energía para el secado, y posteriormente estimar que cantidad

de combustible es necesario para un suministro de calor de un día entero, basándose en el poder calorífico del aserrín, la cantidad de calor útil que de este se puede obtener, y previendo realizar dos llenadas en el día.

Según cálculos realizados previamente, los datos requeridos para el diseño de la tolva son :

Datos para el diseño de la tolva	
Requerimiento Energético (Btu / hr)	280000
Poder calorífico medio del aserrín (Btu / lbm)	7476.45
Densidad del aserrín (lbm / ft ³)	10

Tabla # 25.: Datos requeridos para diseño de la Tolva

Con la información de la presente tabla, la cantidad de aserrín que es necesaria suministrar como combustible estará dada

$$280000 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \times 24 \frac{\text{hr}}{\text{día}} = 6'720000 \frac{\text{Btu}}{\text{día}}$$

$$6'720000 \frac{\text{Btu}}{\text{día}} \times \frac{\text{lbm}}{6480 \text{ Btu}} = 1037.04 \frac{\text{lbm}}{\text{día}}$$

$$1037.04 \frac{\text{lbm}}{\text{día}} \times \frac{\text{ft}^3}{10 \text{ lbm}} = 103.7 \frac{\text{ft}^3}{\text{día}} \left(2.9 \frac{\text{m}^3}{\text{día}} \right)$$

Ahora si se realizan dos llenadas en el día, es decir cada 12 horas el volumen de aserrín requerido para cada llenada será

$$103.7 \frac{ft^3}{dia} \times \frac{dia}{2llenadas} = 51.85 \frac{ft^3}{llenada} \left(1.45 \frac{m}{llenada} \right)$$

Con el volumen hallado se procede a dimensionar la tolva

$$V_{tolva} = \pi r_{tolva}^2 \times h_{tolva}$$

donde ;

V_{tolva} : Volumen de la tolva en ft^3

r_{tolva} : Radio de la tolva en ft

h_{tolva} : Altura de la tolva en ft

Ahora si se le da un radio al depósito de 2ft (60 cm) la altura de la tolva será

$$\begin{aligned} h_{tolva} &= \frac{(51.85)}{(\pi \times 2^2)} \\ &= 4.12ft (1.30 m) \end{aligned}$$

6.3 Diseño del mecanismo interno de alimentación

El mecanismo interno de alimentación tiene la función de facilitar el flujo de masa del combustible a la descarga, por el movimiento que este dispositivo tiene en el fondo del tanque donde es aconsejable su ubicación. El principio de funcionamiento se basa en arrastrar con un sistema de paletas que mantengan un movimiento rotatorio la cantidad de producto depositado en el fondo de la tolva para de esta forma direccionarlo hacia la boca de descarga. Un esquema de la forma de este mecanismo se bosqueja en la figura 6.1 donde se presentan en vista superior el fondo del depósito y la ubicación del sistema a diseñar.

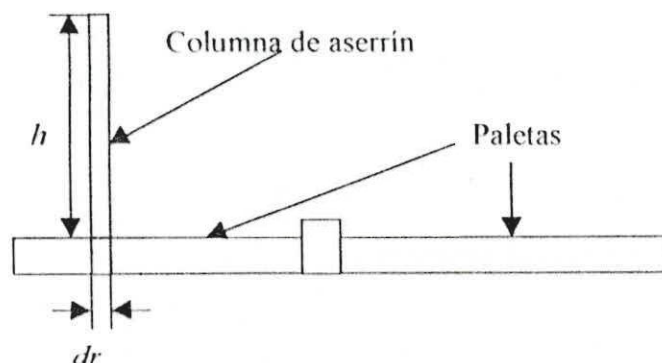


Figura 6.1.: Esquema para hallar la potencia del motor

El sistema de paletas deberá barrer toda el área del fondo de la tolva de tal forma que se eviten las zonas muertas, esto implica que la longitud de cada paleta sea la mitad del diámetro de la tolva, mientras el número de paletas a ubicar estará en función de la potencia que proporcione el motor, de esta forma a mayor número de paletas implicará mayor trabajo y por ende una mayor potencia del motor.

Para determinar la potencia del motor que es requerido usar, se procederá a realizar un análisis diferencial que permita estimar cuál es la fuerza que ejercerá cada parte de la paleta sobre la masa de aserrín. Si se toma una pequeña porción de la paleta dr y se analiza la fuerza que requerirá para mover la masa de aserrín que le corresponde, se puede ver que este diferencial de la paleta moverá el peso de la columna de aserrín encima de él, de altura h y el que se encuentra en la periferia de su recorrido circular. Así una expresión para la fuerza requerida es

$$dF_{\text{fuerza paleta}} = dP_{\text{peso aserrín}} \quad (\text{ec. 6.1})$$

$$dP_{\text{peso aserrín}} = g\rho dV \quad (\text{ec. 6.2})$$

donde

g : aceleración de gravedad $9.8 \text{ m} / \text{s}^2$

ρ : densidad del aserrín kg / m^3

dV : diferencial de volumen de aserrín

$$dV = 2\pi h dr \quad (\text{ec. 6.3})$$

Reemplazando estas expresiones en la planteada inicialmente se determina una relación para la fuerza

$$F_A = \int_0^r g\rho 2\pi h r dr \quad (\text{ec. 6.4})$$

En esta expresión se tiene que el valor de altura variará conforme descienda la cantidad de aserrín dentro de la tolva, por lo tanto por propósitos de cálculo se le dará el valor de la altura máxima, dado que en este punto el motor realiza el máximo trabajo que irá descendiendo conforme lo haga la columna de aserrín.

La potencia del motor a su vez estará en función del torque requerido para conseguir el giro de la paleta dentro del aserrín y la velocidad angular de rotación.

$$P = T\omega \quad (\text{ec. 6.5})$$

El torque requerido para el giro de la paleta esta dado por

$$T = F_A r \quad (\text{ec. 6.6})$$

A su vez la velocidad tangencial en cualquier punto de la paleta es

$$V = \omega r \quad (\text{ec. 6.7})$$

Reemplazando la ec.6.4 , ec.6.6 y ec.6.7 en ec.6.5 se tiene

$$P = \int_0^r g\rho 2\pi h\omega r^2 dr$$

Integrando se tiene la siguiente expresión para la potencia del motor

$$P = \frac{2}{3} g \rho \pi h \omega r^3 \quad (6.8)$$

Siendo

$$g : 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$\rho : 160.4 \text{ kg/m}^3 \text{ (10 lbm/ft}^3 \text{)}$$

$$h : 1.3 \text{ m (4.12 ft)}$$

$$\omega : 10 \text{ rev/min (1 rad/s)}$$

$$r : 0.6 \text{ m (2 ft)}$$

$$P = \frac{2}{3} (9.8)(160.4)(\pi)(1.3)(1.5)(0.6^3)$$

$$= 1386.68 \text{ W (1.86 hp)}$$

El motor a seleccionarse tendrá 2 hp

6.4 Diseño del mecanismo de transportación del combustible

Para seleccionar el transportador correcto se deben considerar las alternativas entre los tipos básicos existentes, para posteriormente escoger el tamaño y el modelo que sean adecuados. La capacidad requerida es un factor primordial en la selección de un transportador, al igual que la longitud del desplazamiento puesto que está limitada para ciertos tipos de transportadores además se deben tomar en cuenta las características del material tanto químicas como físicas; sobre todo la fluidez, la capacidad de abrasión, la friabilidad y el tamaño de los terrones. Entre los más usados se tiene

Transportadores de Banda . _ Este tipo de transportador se utiliza de manera casi universal. Puede recorrer distancias a velocidades de hasta 5.08 m/s y manejar hasta 4539 tm/h. También pueden funcionar en distancias cortas a velocidades suficientemente lentas para la recolección manual, con una capacidad de sólo unos cuantas toneladas por hora. Sin embargo no son aplicables normalmente a las operaciones de procesamiento, excepto en condiciones poco frecuentes. Consiste esencialmente en una banda continua que se mueve por la acción de dos rodillos, uno motriz y otro loco, ubicados por la parte interior de la banda. Esta es apropiada para la transportación de todo tipo de materiales .

Transportador de tornillo helicoidal. _ Este transportador es uno de los tipos más antiguos y versátiles. Consiste en un sistema de aspas helicoidales o seccionales, montadas en una tubería o un eje y que giran en una artesa. La potencia de transporte debe transmitirse a través del eje o la tubería y se ve limitada por el tamaño permisible de sus piezas. Las capacidades de transportación se limitan en general a aproximadamente 4.72 m³/min. Además de su capacidad de transporte los transportadores de sinfin pueden adaptarse a una gran variedad de operaciones de procesamiento y permitir la colección y distribución de materiales en forma horizontal o hacia o hacia debajo de una pendiente. Es apropiado para el transporte de materiales finos, de flujo libre, no abrasivos y granulares con algunos terrones.

El requerimiento que deberá cumplir el transportador para el presente proyecto es de suministrar 37 lbm/h de aserrín que es una cantidad ínfima si se considera cuanto transportar por segundo, para el seleccionamiento del mismo se hace uso de información de constructores de transportadores como la fábrica Martin, que de acuerdo a catálogos de selección se tiene una metodología de selección.

La potencia requerida para mover la estructura del transportador está dado por :

$$P_{transportador} = \frac{L_{trans} \omega I_d I_b}{10^6} \quad (\text{ec. 6.9})$$

donde,

L_{trans} , longitud del sin fin del transportador (ft)

ω , velocidad angular de operación (r.p.m.)

I_d , factor de diámetro del sinfin

I_b , factor de rodamiento

La potencia requerida para mover el material dentro del transportador esta dado por :

$$P_{material} = \frac{M_{mat} L_{trans} W F_f I_m F_p}{10^6} \quad (\text{ec. 6.10})$$

M_{mat} , capacidad requerida de material (ft³/ h)

W , peso del material (lb / ft³)

F_f , Factor de vuelo

F_m , factor de material

F_p , factor de arrastre del sinfín

La potencia total está expresado por :

$$P_{Tot} = \frac{(P_{trans} + P_{mat})F_o}{e} \quad (\text{ec. 6.11})$$

donde,

F_o , Factor de sobrecarga

e , es la eficiencia del motor

La capacidad de diseño es ,

$$M_d = M_{mat}C_1C_2C_3 \quad (\text{ec. 6.12})$$

Donde,

C_1 , factor de módulo

C_2 , factor de capacidad de movimiento del material

C_3 , factor de capacidad de arrastre

En el apéndice se indica cada una de las tablas con los valores necesarios para el seleccionamiento del transportador sin-fín. De acuerdo a los valores de estas tablas se tiene los siguientes datos para la evaluación en las ecuaciones precedentes.

M_{mat} (ft ³ /h)	4.3208
C_1	2
C_2	1
C_3	1
L_{trans} (ft)	5
F_d	18
F_b	1
W (lb/ft ³)	10
F_f	1
F_m	1
F_p	2

Con estos valores las potencias respectivas para mover el sin-fín y el material dentro de este son 0.00054 y 0.0021 hp , por consiguiente el valor de la potencia total considerando una eficiencia del 88% para el motor es 0.003, como no existen motores de tal capacidad se escoge un motor de ¼ de hp.

CAPITULO 7

7. ANALISIS DE FACTIBILIDAD

7.1 Costos

El paso decisivo para poder ejecutar un proyecto, es el análisis económico del mismo, verificar hasta que punto el beneficio del mismo es balanceado con el costo de la inversión, en cuanto tiempo se la recobra, en corto o largo plazo, si el flujo de caja aumenta, bueno existe una gama amplia de cuestionamientos que uno puede plantearse como método de medición de la factibilidad de un proyecto. Este análisis puede ser tan minucioso como uno desee, sin embargo la valoración de la factibilidad se la hará comparando el gasto de materiales, mano de obra, tiempo de construcción, versus el valor de adquirir el caldero en el extranjero, con la consecuente fuga de divisas, pérdida de mano de obra, tiempo de exportación, etc.

Para determinar el costo de construcción del caldero se indica en la tabla # 26 un listado de los materiales requeridos para su construcción, cantidad,

costo unitario y global, el uso al cuál se destinará cada material, como un listado de los costos directos de la construcción, así como los indirectos.

El valor del caldero si se lo consiguiera en el extranjero podría ser analizado de acuerdo a dos formas, consiguiéndolo acorde al sistema FOB que entregan el equipo en el sitio de fábrica, donde el fabricante no reconoce los rubros de transporte, desaduanización, etc. Y la forma de adquisición C + F, que es la compra del equipo que incluye Costo y Flete, y los trámites varios en la aduana, que generalmente es un 70% más del costo FOB. Los valores involucrados para estos tipos de compra se indican en la tabla # 27.

Como se pudo verificar existe una notoria diferencia de precios entre el producto importado y el manufacturado a nivel país, casi una diferencia del 300%, que fácilmente puede convertirse en capital para la pequeña industria nacional, que a su vez se direcciona a la creación de nuevas plazas de trabajo.

Si se usará otro tipo de combustible para la generación energética, como bunker o diesel (poder calorífico de 177000 Btu / a.g), la cantidad de combustible requerido para obtener 170000 Btu/h con una eficiencia del 70% sería 33 galones diarios que en un mes serían 990 galones, a un costo de \$ 0,54 se tendría \$ 534,6 mes destinados a la generación térmica, que considerando el costo de la inversión inicial sería recuperado en año y medio de operación. Analizando la factibilidad del proyecto bajo esta

perspectiva, se puede sostener con bases fundamentadas que se justifica la realización del presente proyecto.

MATERIALES									
Item	Descripción	Parte	Unidad	Cantidad	Costo	Total			
					\$	\$			
1	Tubos de caldera 1 1/2 inch.	Cámara de convección	tubo 6 mts.	6	30	180			
2	Plancha de acero ASTM A36 e= 8mm	Espejos	plancha 8 x 4 ft	1	90	90			
3	Plancha de acero ASTM A36 e= 6mm	Coraza	plancha 8 x 4 ft	1	70	70			
4	Plancha de acero ASTM A36 e= 6mm	Deflectores	plancha 8 x 4 ft	2	70	140			
5	Plancha de acero ASTM A36 e= 8mm	Cámara de combustión	plancha 8 x 4 ft	3	90	270			
6	Viga UPN 160	Estructura Caldero	viga 6 mts.	2	120	240			
7	Sacos de 50 kg. Concreto refractario CONCRAX 1700	Pared Cámara de Combustión	saco 50 kg	4	35	140			
8	Sacos de 50 kg. Concreto refractario CONCRAX 1500	Pared Cámara de Combustión	saco 50 kg	6	20	120			
9	Inconel 600 (aleación Cr, Ni, Fe(18%))	Parrilla de Cámara de Combustión	plancha 8 x 4 ft	0,5	1200	600			
10	Lana de vidrio	Aislamiento de cámaras	rollo 30 mts.	1	80	80			
11	Plancha de acero ASTM A36 e= 3mm	Cubierta de caldero	plancha 8 x 4 ft	2	35	70			
12	Ventiladores con motor de 1/4 hp	Ventilador aire primario	ventilador	1	70	70			
13	Ventiladores con motor de 1/4 hp	Ventilador aire secundario	ventilador	1	70	70			
14	Bomba de agua de presión 50 psi de 30 g.p.m.	sistema de bombeo de agua	bomba	1	400	400			
15	Plancha de acero ASTM A36 e= 3mm	chimenea	plancha 8 x 4 ft	2	35	70			
16	Plancha de acero ASTM A36 e= 3mm	espiras de sin-fin	plancha 8 x 4 ft	1	35	35			
17	tubo de 1 1/2 inch cedula 40	eje sin fin	tubo 6 mts.	1	35	35			
18	Acero de transmisión SAE 1018	eje sin fin	kg	1,5	10	15			
19	Platina 2"x 3/8" ASTM A 36	Bridas de tapa sin fin	platina de 6 mts	1	20	20			
20	Chumaceras de pared 1 1/2 inch.	chumaceras eje sin-fin	chumacera	2	20	40			
21	Motoreductor de 30 r.p.m.1/4 hp	motor de transportador	motor	1	150	150			
22	Plancha de acero ASTM A36 e= 3mm	Tolva de alimentación	plancha 8 x 4 ft	1	35	35			
23	Motoreductor de 30 r.p.m.2 hp	motor tolva	motor	1	400	400			
24	Pintura de Aluminio de alta temperatura	Cubierta de caldero	galón	1	30	30			
25	Remaches de 3/32 inch	sujección de planchas de acero	remache	100	0,1	10			
26	Válvula de seguridad 45 PSI	seguridad caldero	Válvula	1	150	150			
27	Implementos eléctricos					400			

SUB TOTAL 1

3930

MANO DE OBRA			
27	Mano de Obra durante 30 días	4 Obreros	\$ 8/ día
28	Dirección técnica	1 Ingeniero	\$ 30 /día
29	Transporte		
SUB TOTAL 2			2260
TOTAL			6190
Costo total (total x 1.5)			9285

Tabla # 26.: Costo de construcción del Caldero

Costo de caldero

<i>Precio FOB</i>	18300
iva	2196
Total FOB	20496
<i>Precio C + F</i>	31110
iva	3733,2
Total C + F	34843,2

Tabla # 27.: Costo del caldero FOB y C+F

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. A pesar de que la base del diseño se asienta sobre cálculos teóricos, se ha tratado de compaginar conclusiones de varios estudios experimentales, que han sido considerados en el análisis de cada una de las partes esenciales del caldero, esto permite una ventaja sobre un análisis completamente teórico que a pesar de ser una guía, muchas veces se aleja de la realidad que busca el diseñador en el momento de dimensionar sus equipos.
2. Se ha dotado de un volumen mayor a la cámara de combustión que permite aprovechar otro tipo de combustible residual además del aserrín, ampliando de esta forma el rango de aplicación del caldero, dado que la necesidad de un mayor tiempo requerido para la combustión, es fácilmente manejable con este sobre dimensionamiento.
3. El ahorro que se consigue con el uso de combustible residual, donde la transportación y el almacenaje no se ven involucrados, pueden aceptarse como una ventaja competitiva en esta industria a partir del año y medio, tiempo en el cuál el costo del caldero se ha pagado, y el precio de sus productos pueden ser nuevamente evaluados y hasta disminuídos en forma proporcional al ahorro conseguido con el uso de este equipo.

4. El diseño del caldero bajo la concepción con la cuál fue realizada puede ser mejorado si se busca una automatización tanto del suministro del combustible como del control de la temperatura del calo portador, que puede direccionarse como otro proyecto que mejore el actual diseño.
5. Finalmente teniendo en cuenta que el entorno en el que se desarrollan muchas actividades de producción en nuestro país, están ligadas al ingenio del empresario, y con un proceso de dolarización que ha dado fuerza económica, la reducción de los costos de producción se ha tornado una necesidad, no solo por la libre competencia o globalización que ha generado el cambio monetario a un esquema internacional, sino por que el mercado interno puede verse afectado con gastos excesivos que no tienen porque ser solventados con la calidad del producto sino más bien pueden ser fácilmente manejables con tecnología del medio.

APENDICES

- A. Programas de Secado para maderas
- B. Requisitos actuales para el diseño de hogares
- C. Carga media específica de parrilla
- D. Curva de transferencia de calor para la determinación de la correlación de J_H
- E. Coeficientes para el diseño de transportadores
- F. Planos del caldero

A. Programas de secado

Tabla 11. Programa de temperatura y humedad para el secado de madera en estufa

PROGRAMAS DE TEMPERATURA, TEMPERATURAS DE RILLO SECO, GRADOS F.

Paso No.	Contenido de humedad por ciento		Número del programa de temperatura													
	De	A	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14
1	Inicial	30	100	100	110	110	120	120	130	130	140	140	150	150	160	180
2	30	25	100	110	120	120	130	130	140	140	150	150	160	160	170	190
3	25	20	105	120	130	130	140	140	150	150	160	160	170	170	180	190
4	20	15	115	130	140	140	150	150	160	160	170	170	180	180	190	200
5	15	Final	120	130	140	140	150	150	160	160	170	170	180	180	190	200

A PROGRAMAS DE HUMEDAD, TEMPERATURAS DE RILLO SECO, GRADOS F.

Paso No.	Contenido de humedad por ciento		Número del programa de humedad													
	De	A	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8						
1	Inicial	30	3	4	5	7	10	15	20	25						
2	30	25	4	5	7	10	14	20	30	35						
3	25	20	6	8	11	15	20	30	40	50						
4	20	15	10	14	19	25	35	50	60	60						
5	15	10	20	30	35	40	50	60	60	60						
6	10	Final	50	50	50	50	50	50	50	50						

C

Paso No.	Contenido de humedad por ciento		Número del programa de humedad							
	De	A	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8
1	Inicial 40 35 30 25 20	Final 10 25 20 20 30	3	4	5	7	10	15	20	25
2			4	5	7	10	14	20	30	35
3			6	8	11	15	20	30	40	50
4			10	11	19	23	35	50	70	80
5			25	30	35	40	50	60	70	80
6			30	50	50	50	50	50	50	50

E

Paso No.	Contenido de humedad por ciento		Número del programa de humedad							
	De	A	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8
1	Inicial 60 50 40 35 30	Final 60 50 40 35 30	3	4	5	7	10	15	20	25
2			4	5	7	10	14	20	30	35
3			6	8	11	15	20	30	40	50
4			10	14	19	23	35	50	70	80
5			25	30	35	40	50	60	70	80
6			30	50	50	50	50	50	50	50

Fuente: E. S. Forest Service

D

Paso No.	Contenido de humedad por ciento		Número del programa de humedad							
	De	A	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8
1	Inicial 50 40 35 30 25	Final 30 40 35 30 25	3	4	5	7	10	15	20	25
2			4	5	7	10	11	20	30	35
3			6	8	11	15	20	30	40	50
4			10	14	19	25	35	50	70	80
5			25	30	35	40	50	60	70	80
6			30	50	50	50	50	50	50	50

F

Paso No.	Contenido de humedad por ciento		Número del programa de humedad							
	De	A	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8
1	Inicial 70 60 50 40 35	Final 70 60 40 35 30	3	4	5	7	10	15	20	25
2			4	5	7	10	11	20	30	35
3			6	8	11	15	20	30	40	50
4			10	14	19	25	35	50	70	80
5			25	30	35	40	50	60	70	80
6			30	50	50	50	50	50	50	50

Tabla 10. Índice de programas para el secado en estufa de maderas suaves *

Especies	Designación del programa						
	Madera aserrada				Propósitos especiales		
	1/4, 3/4, 4/4		3/4		Propósito	Temperatura	Humedad
	Temperatura	Humedad	Temperatura	Humedad			
"Bald cypress"	T12	E4	T11	E3	Para preservar el aceite para los arcones 4/4, 5/4, 6/4, 8/4	T7 T5	A4 A3
"Cedar, Alaska"	T12	A4	T11	A3			
"Eastern red"	T10	A4	T8	A3			
"Incense"	T12	E5	T11	E4	Firas comunes	T7 T14	A4 A6
"Northern white"	T12	B5	T11	B4			
"Port Orford"	T12	B4	T11	B3			
"Southern white"	T12	A5	T11	A4			
"Western red, light sinker"	T12	B5	T11	B4			
"Douglas fir"	T8	F5	T6	F4			
"Fir, Alpine"	T13	A4	T12	A3			
"Balsam"	T14	B5	T12	B4			
"Grand"	T14	E5	T12	E4			
"Noble"	T14	A5	T12	A4			
"Pacific silver"	T14	B5	T12	B4			
"Red (California)"	T14	E5	T12	E4			
"White"	T14	E5	T12	E4			
"Hemlock, eastern"	T13	E5	T12	E4			
"Western"	T13	C5	T12	C4			
"Larch, eastern (Lamarack)"	T12	B4	T11	B3			
"Pine, eastern white"	T12	B4	T11	B3	Para reducir la mancha café 4/4, 5/4, 6/4, 8/4	T7 T7	E6 E5
"Lodgepole"	T11	C5	T10	C4			
"Ponderosa"	T12	C5	T11	C4			
"Red"	T12	B5	T11	B4	Para reducir la mancha café 4/4, 5/4, 6/4, 8/4	T7 T7	F6 F5
"Southern yellow"	T14	B5	T12	B4			
"Sugar"	T10	E6	T8	E5			
"Western white (Idaho)"	T10	B5	T8	B4			
"Redwood light"	T6	D5	T6	D4			
"Sinker"							
"Spruce, eastern (black, red, white)"	T6	F5	T6	F4			
"Englemann"	T14	B5	T12	B4			
"Sitka"	T14	E5	T12	E4			
	T14	B5	T12	B4			

* Los programas incluidos se basan principalmente en el contenido de humedad del corazón de la madera y se han intentado para el material promedio y para todas las calidades y artículos que no tienen exigencias especiales de secado. Una modificación sería la del secado de las tablas comunes para evitar el desarrollo de nudos sueltos. En este caso el programa de temperatura debería ser T7 y las condiciones dadas en el paso 3 tanto para los programas de temperatura y humedad se deben mantener como condiciones finales hasta que se alcanza el contenido de humedad deseado. Puesto que el problema de esta clase se vuelve un tanto menor con los aumentos en grosor, se puede usar el paso 4 en vez del paso 3 en el programa de humedad para las condiciones finales, si se desea, para acelerar el secado del material R/4.

Fuente: U. S. Forest Service.

B. Requisitos actuales para el diseño de hogares

Coeficiente de liberación en MB/h/pie ³				
Códigos de tasación				
SBI Tabla 1 (alimentación mecánica) potencia bruta	41.2 ^a			
SBI Tabla 2 (alimentación mecánica) potencia bruta	39.6 ^a			
IBR	80 ^a			
Gas natural	20-30 ^b			
Alimentadores mecánicos ¹				
Fogón de refractarios	15-30 ^a			
Fogón de enfriamiento por agua	30-45 ^a			
Alimentador por aspersión	25-35 ^b			
Alimentador para fogón de retorta sencilla	30-40 ^a			
Alimentador para fogón de retorta múltiple	30-35 ^b			
Parrilla de cadena o viajera	40-55 ^b			
Quemadores de aceite combustible				
Valores recomendados	25-30 ^b			
con diseño controlado	45 ^b			
Para calderas marinas	40-100 ^a			
Para calderas marinas	50-80 ^b			
Calderas tipo paquete	100-150			
Temperatura de fusión de las cenizas: ²				
Menores de 2 100°F	2 100-2 400°F	Mayores de 2 400°F		
Carbón pulverizado				
Paredes de refractarios, macizas	No se usan	12.5	15	
Paredes refractarias enfriadas por aire	12	15	17.5	
Con piso enfriado por agua	16	17.5	20	
Con paredes enfriadas por agua ³	17.5	22	30	
Para operación continua ⁴				Para operación demanda máxima ⁵
Paredes de refractarios, macizas				
Alimentador mecánico de parrilla de cadena o viajera	15			25
Alimentador mecánico en la parte de abajo	25			40
Quemador de carbón pulverizado	15			20
Quemador de aceite combustible	20			40
Quemador de gas	20			40
Paredes metálicas con enfriamiento por agua				
Alimentador mecánico de parrilla de cadena o viajera	30			45
Alimentador mecánico en la parte de abajo	30			45
Quemador de carbón pulverizado	25			35
Quemador de aceite combustible	30			60
Quemador de gas	30			60

¹ Los márgenes para carbón en trozo indicados, abarcan diferentes clases de carbón y tipos de paredes de fogones. Las clases de carbones pobres corresponden a los coeficientes bajos de liberación de calor, con excepción de la antracita.

² Los regímenes de combustión que exceden de 35 MB/h/pie², se aceptan únicamente bajo determinadas condiciones.

³ SBI, SBI Rating Code for Steel Boilers.

⁴ MCA, Engineering Standards, Part II.

⁵ O. de Lorenzi, Combustion Engineering.

⁶ L. S. Marks, Mechanical Engineers' Handbook.

⁷ Van Nostrand's Scientific Encyclopedia.

⁸ R. T. Kent, Kent's Mechanical Engineers' Handbook.

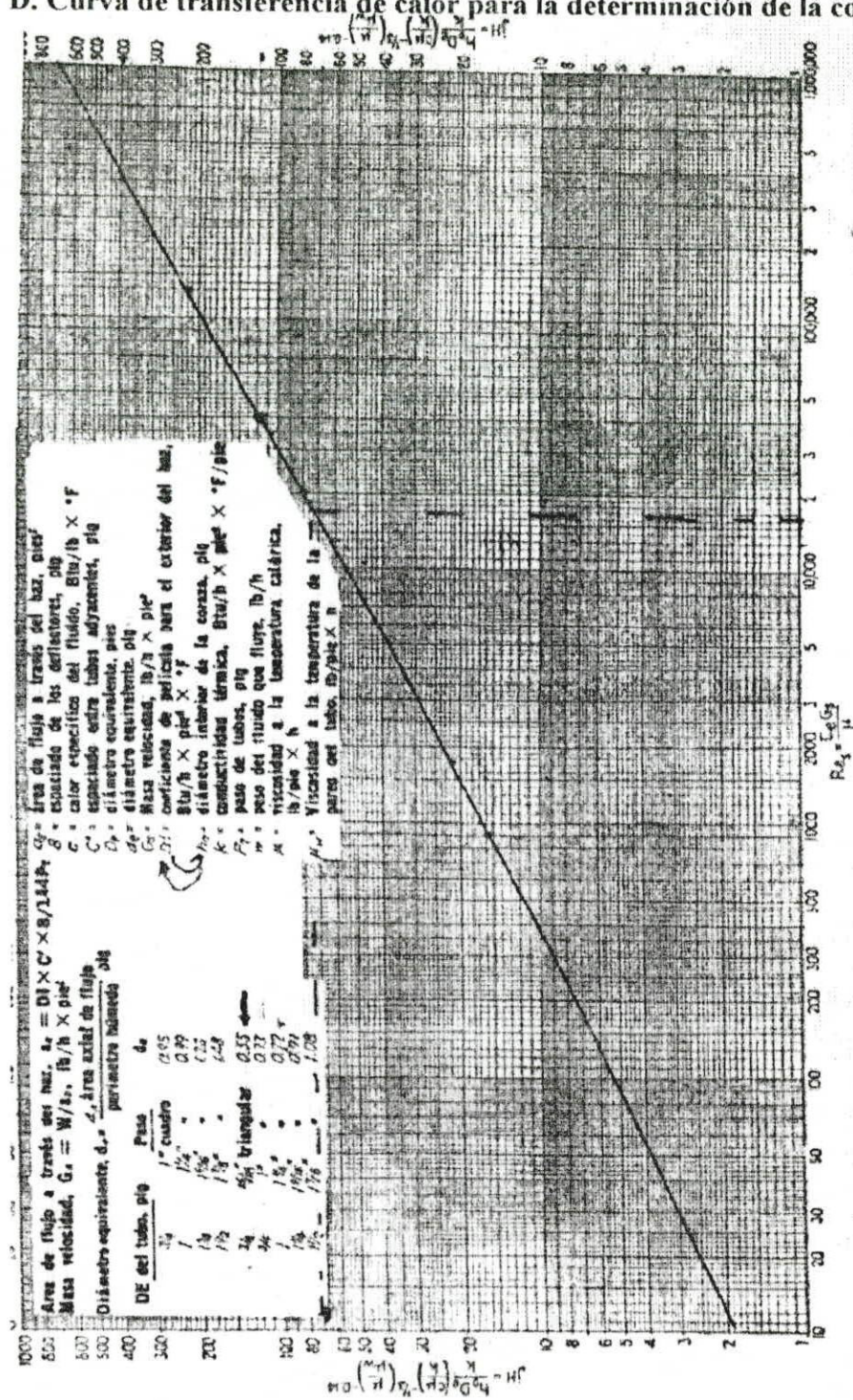
C. Carga media específica de parrilla

TABLA III
Carga media específica de parrilla $\frac{G}{R}$ para diversos combustibles (*)

COMBUSTIBLES	Poder calorífico Cal.	$\frac{G}{R}$ kg/m ² /h.	Espesor de la capa mm.	Pérdida de carga mm. de agua	Relación de R a la superficie de caldeo	Carga calórica de la parrilla 1000 cal/m ² /h
Antracita	7 800	60-70	70-80	8-15	»	400-500
Cok	7 000	75-90	130-300	»	1/30-1/50	530-630
Hullas:						
pobres en gases	6 800	70-110	90-130	»	»	500-750
ricas "	7 600	90-120	90-130	»	»	700-900
Carbón fino (hulla o cok)	5 800-6 500	140-350	150-300	Tiro forzado	1/22-1/24	850-2 100
Briquetas de lignito	4 800	120-180	100-300	8-15	1/28-1/35	580-870
Carbón moreno alemán.	2 400	170-180	200-300	»	1/18-1/28	400-900
Turba prensada	3 800	160-280	100-300	»	1/18-1/22	600-1 050

Conviene notar: 1.º Con tiro forzado puede aumentarse $\frac{G}{R}$ hasta 400 kgs/m²/h en las calderas de vapor fijas, y 450 kgs/m²/h en las locomotoras.

D. Curva de transferencia de calor para la determinación de la correlación J_H



F. Coeficientes para el diseño de transportadores

Capacity Factors	<i>Martin</i>
---------------------	---------------

TABLE 1.3

SPECIAL CONVEYOR PITCH CAPACITY FACTOR CF_1		
PITCH	DESCRIPTION	CF_1
STANDARD	PITCH = DIAMETER OF SCREW	1.00
SHORT	PITCH = 2/3 DIAMETER OF SCREW	1.50
HALE	PITCH = 1/2 DIAMETER OF SCREW	2.00
LONG	PITCH = 1 1/2 DIAMETER OF SCREW	0.67

TABLE 1.4

SPECIAL CONVEYOR FLIGHT CAPACITY FACTOR CF_2			
TYPE OF FLIGHT	CONVEYOR LOADING		
	15%	30%	45%
CUT FLIGHT	1.95	1.57	1.43
CUT & FOLDED FLIGHT	N.R.*	3.75	2.54
AIRPORT FLIGHT	1.04	1.37	1.62

* NOT RECOMMENDED

IF NONE OF THE ABOVE FLIGHT MODIFICATIONS ARE USED, $CF_2 = 1.0$

TABLE 1.5

SPECIAL CONVEYOR MIXING PADDLE CAPACITY CF_3					
STANDARD PADDLES AT 45° REVERSE PITCH	PADDLES PER PITCH				
	NONE	1	2	3	4
FACTOR CF_3	1.00	1.08	1.16	1.24	1.32

Tabla 13. Periodos de secado para madera de una pulgada

El tiempo requerido para secar al aire varía con el clima, la temporada en la cual la madera se apila y la forma en que esto se hace. El tiempo requerido para secar en estufa varía con el sistema de secado empleado, el uso para el cual se empleará la madera que se ha de secar y la calidad de la madera (grado).

Especies	Días de secado al aire para aproximada- mente 20% de humedad	Días de secado en estufa desde 20% hasta 6% de humedad	Días de secado en estufa desde verde hasta 6% de humedad
<i>Maderas duras:</i>			
"White oak"	240-300	6-12	20-30
"Red oak"	170-250	5-10	16-28
"Swamp oak"	360-400	6-11	20-50
"Birch"	150-200	5-8	11-15
"Beech"	150-200	5-8	12-15
"Maple"	150-200	5-8	11-15
"White ash"	70-110	4-7	11-15
"Red gum (heartwood)"	100-160	8-12	15-25
"Sap gum (sapwood)"	70-110	5-7	10-15
"Tupelo gum"	70-110	5-7	6-12
"Magnolia"	60-100	4-6	10-15
"Hickory"	150-200	4-12	20-40
"Elm"	80-130	4-6	10-15
"Yellow poplar"	40-70	3-6	6-10
"Basswood"	30-60	3-5	6-10
"Cherry"	150-200	5-7	10-14
"Chestnut"	85-125	4-8	8-12
"Walnut"	120-170	5-8	10-16
"Mahogany"	70-110	4-7	12-15
"Rosewood"	...	15-20	24-28
"Ebony"	...	20-30	...
"Cocobolo"	...	17-24	26-30
<i>Maderas suaves:</i>			
"Southern pine"	40-70	2-4	3-5
"Ponderosa pine"	45-90	3-5	3-6
"Northern white pine"	60-150	2-3	4-6
"Idaho white pine"	60-150	2-3	3-5
"Sugar pine"	45-90	3-5	4-10
"Douglas fir"	40-70	2-4	4-8
"Spruce"	45-90	3-5	4-7
"Cypress"	200-275	4-8	10-20
"Redwood"	60-180	3-7	10-24
"White fir"	45-90	2-4	3-5
"Western hemlock"	60-120	2-4	3-5
"Western red cedar"	50-140	4-7	10-15

Fuentes: H. L. Henderson, *The Air-Seasoning and Kiln-Drying of Wood*, and U. S. Forest Products Laboratory, Report R1200, *Properties of Wood Relating to Drying*.

Horsepower Requirements

Martin

HORIZONTAL SCREW CONVEYORS

• Consult Factory for Inclined Conveyors or Screw Feeders

The horsepower required to operate a horizontal screw conveyor is based on proper installation, in size and regular feed rate to the conveyor and other design criteria as determined in this book.

The horsepower requirement is the total of the horsepower to overcome conveyer friction (HP_f) and the horsepower to transport the material at the specified rate (HP_t) multiplied by the constant factor F₁ and divided by the total drive efficiency (E₁).

$$HP_f = \frac{LNF^2}{1000000} \quad (\text{Horsepower to rotate empty conveyor})$$

$$HP_t = \frac{CWFH}{1000000} \quad (\text{Horsepower to transport material})$$

$$\text{Total HP} = \frac{(HP_f + HP_t)F_1}{E_1}$$

The following factors determine the horsepower requirement of a screw conveyor operating under the foregoing conditions:

- L = Total length of conveyor, feet
- N = Operating speed, RPM (revolutions per minute)
- F = Conveyor diameter factor (See Table 1-12)
- F₁ = Hanger bearing factor (See Table 1-13)

- C = Capacity in cubic feet per hour
- W = Weight of material, lbs. per cubic foot
- F₂ = Friction factor (See Table 1-14)
- F₃ = Material factor (See Table 1-15)
- F₄ = Pitch factor, when equipped (See Table 1-16)
- F₅ = Overload factor (See Table 1-17)
- E₁ = Drive efficiency (See Table 1-17)

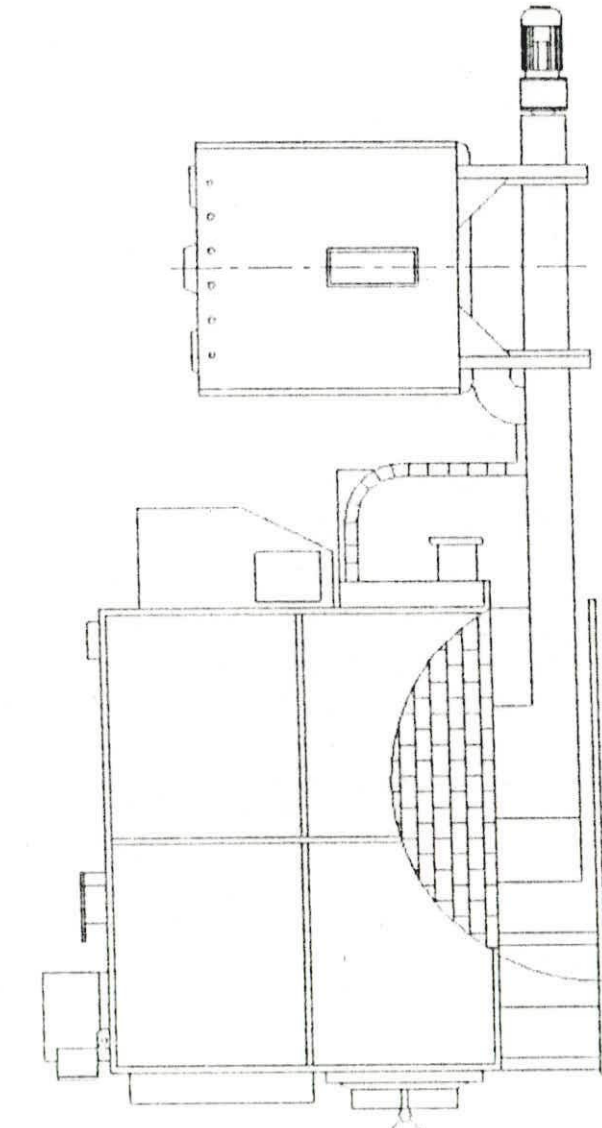
TABLE 1-12

CONVEYOR DIAMETER FACTOR F			
SCREW DIAMETER INCHES	FACTOR F	SCREW DIAMETER INCHES	FACTOR F
12	1.0	24	1.41
18	1.1	30	1.5
24	1.2	36	1.6
30	1.3	42	1.7
36	1.4	48	1.8
42	1.5	54	1.9
48	1.6	60	2.0

TABLE 1-13

HANGER BEARING FACTOR F ₁		
BEARING TYPE		HANGER BEARING FACTOR F ₁
B	BALL	1.0
L	BABBIT BRONZE	1.2
S	GRAPHITE BRONZE METAMINE OIL IMPREG BRONZE OIL IMPREG WOOD NYLON TEFLON UHMW	2.3
H	HARD IRON HARD SURFACED STELLITE	3.5 2.3
NON LUBRICATED BEARINGS OR BEARINGS NOT ADDITIONALLY LUBRICATED		

F. Planos del Caldero



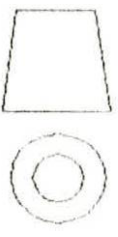
	Nombre	Fecha
Diseño	Alex. Donoso	04/02/01
Revisado	M. Figueroa	08/02/01
Aprobado	M. Figueroa	08/02/01

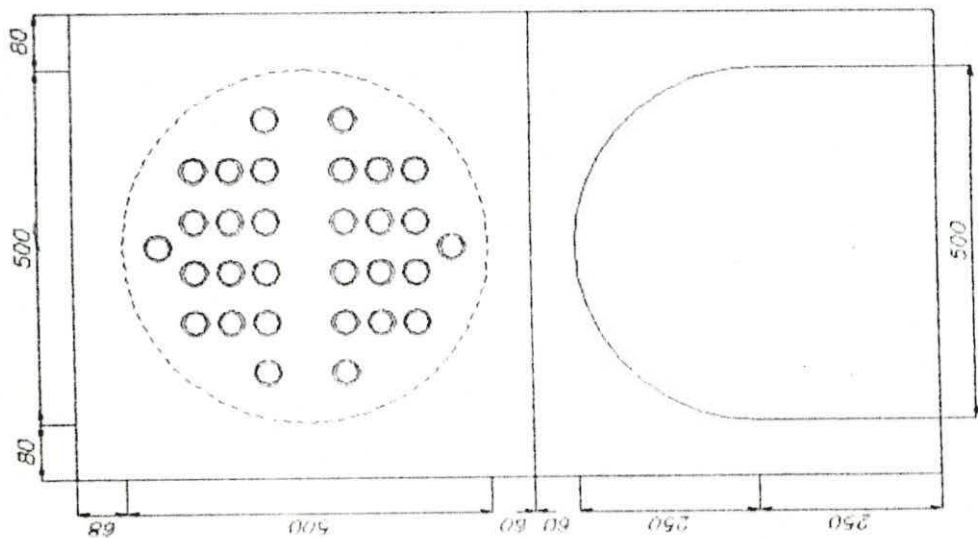
Instalacion de Secado
de madera

ESPOL

S/E
1:15

Vista de Conjunto





Nombre	Fecha
Alber Conzaco	04/02/01
Revisado: M. Velazquez	08/02/01
Aprobado: M. Velazquez	08/02/01

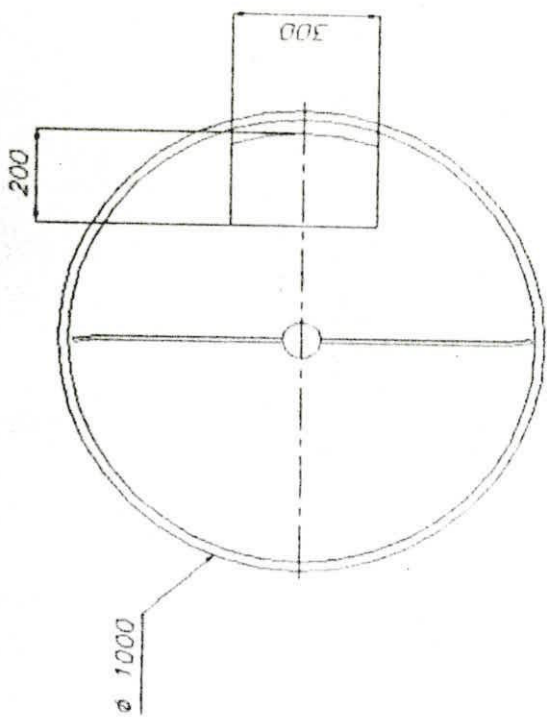
Instalacion de Secado
de madera

ESPOL

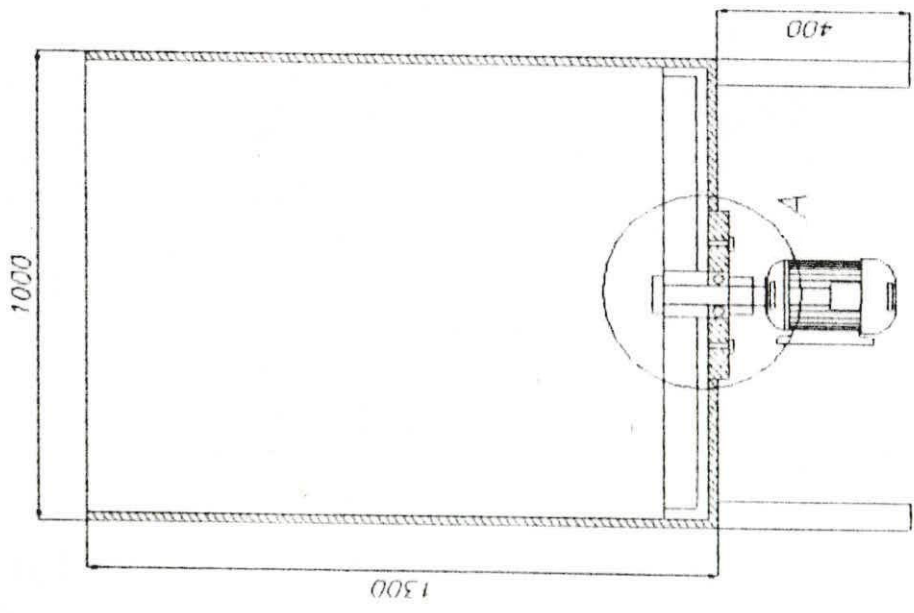
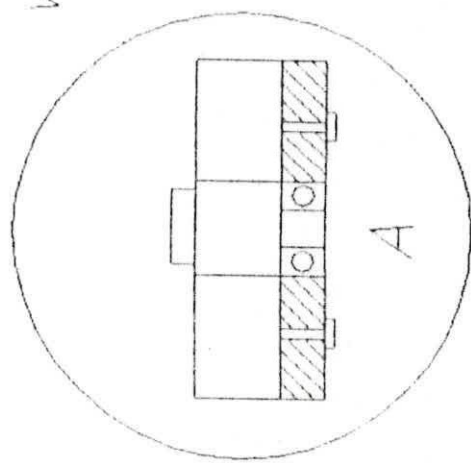
S.E.
r. 10

Vista Frontal conjunto Caldera





Vista superior



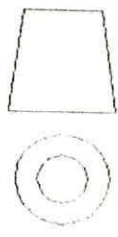
Nombre	Fecha
Obvio	Abr. Donosti 04/02/01
Revisado	M. Helguero 08/02/01
Aprobado	M. Helguero 08/02/01

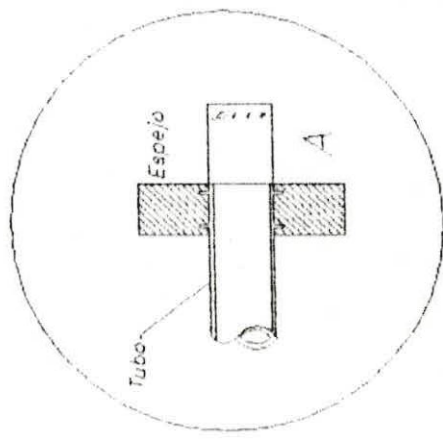
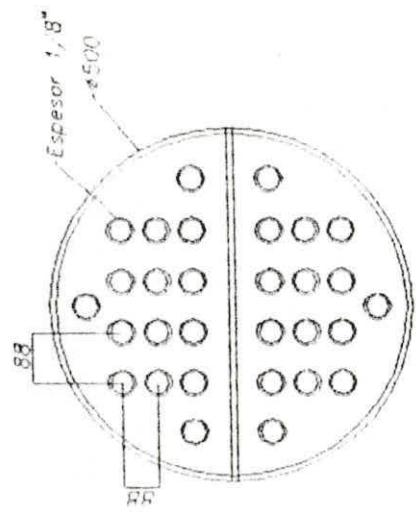
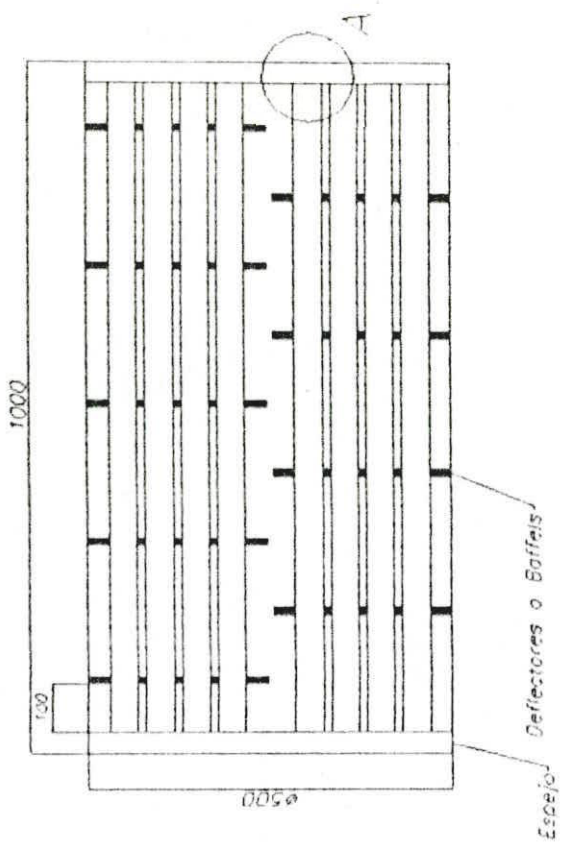
Instalacion de Secado de madera

ESPOL

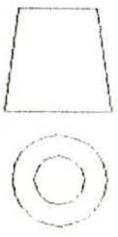
S/E
1 : 15

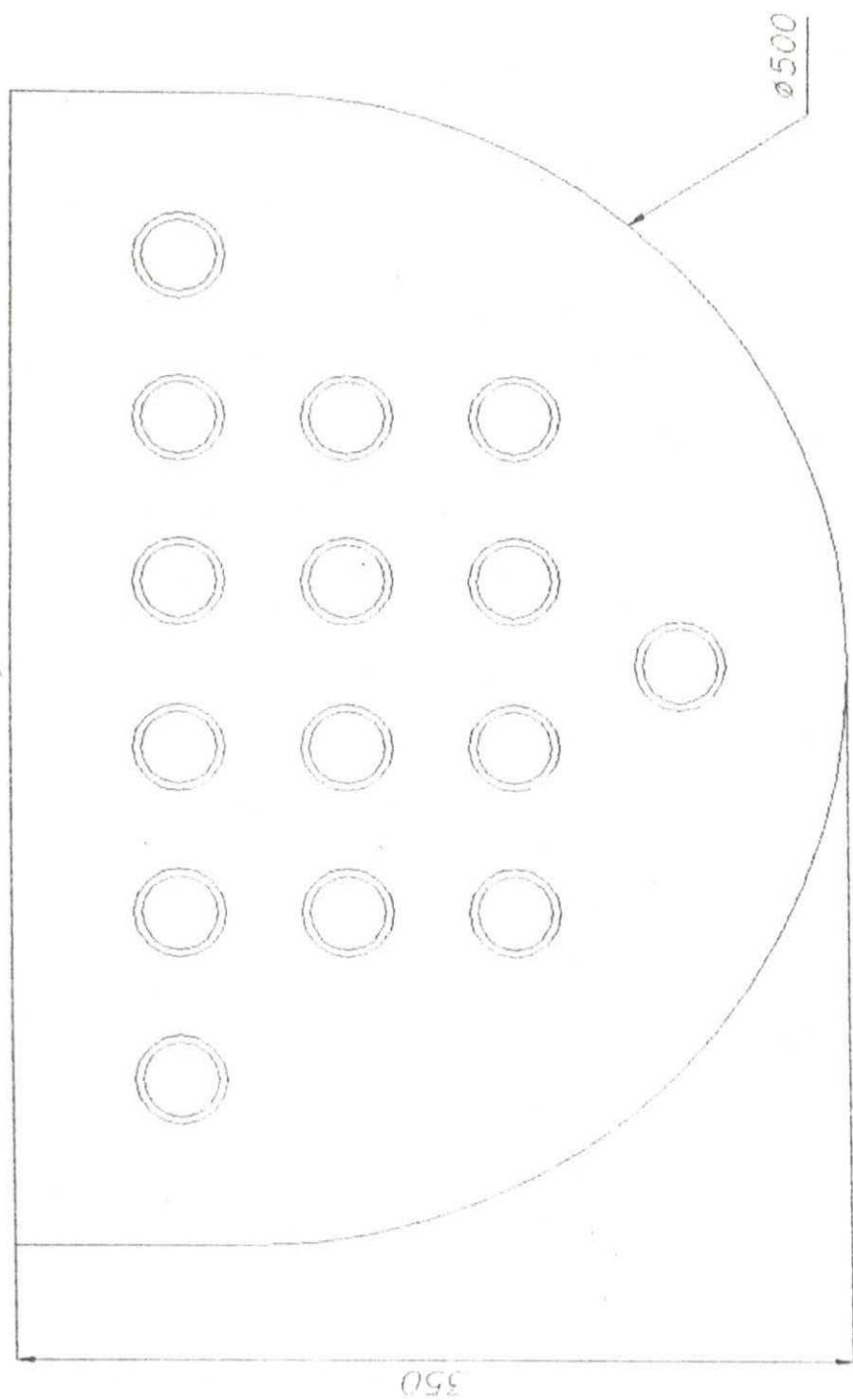
Vista de Tolva





Nombre		Fecha
A. Dorado		04/02/01
Dibujado M. Melguero		08/02/01
Aprobado M. Melguero		08/02/01
Instalacion de Secado de madera		
ESPOL		
Vista de camara de conveccion		
S/E 1:10		





Material:
Plancha de 4 mm, ASTM A36

Dibujo	Nombre	Fecha
Diseño	Alex. Gonzalez	04/02/01
Revisado	M. Melguero	08/02/01
Aprobado	M. Melguero	08/02/01

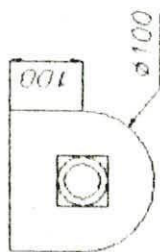
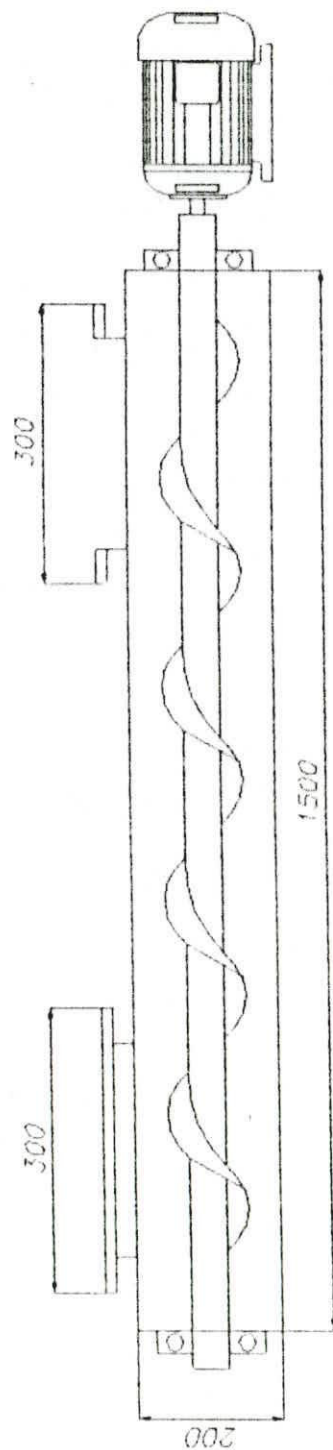
Instalacion de Secado
de madera

ESPOL

S/E
r: 3

Vista del Baffle o deflector





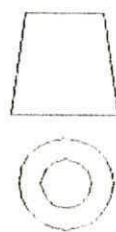
Nombre	Fecha
Dibujó: Aler Donada	04/02/01
Revisado: M. Higuera	08/02/01
Aprobado: M. Higuera	08/02/01

Instalación de Secado
de madera

ESPOL

S/E
1:10

Vista de Transportador de Aserrín



BIBLIOGRAFIA

1. F. PORGES. Prontuario de Calefacción Ventilación y Aire Acondicionado. Marcombo. 1971. España. Sexta edición.
2. NELSON C. BROWN. JAMES S. BETHEL La Industria Maderera.. Limusa. 1983. México . Primera edición.
3. SPALDING DUDLEY Combustion and Mass Transfer.. Cox & Wyman Ltd. 1979 . Gran Bretaña. Primera edición.
4. MARIÑO RAFAEL .Producción y Transmisión Industrial del Calor. Dossat. 1947 . España . Segunda Edición.
5. TRINKS W. Hornos Industriales.. Volumen I y II. URMO. 1971. España .Primera edición.

6. KERN DONALD Procesos de Transferencia de Calor .. C.E.C.S.A. 1965. México.
Primera edición.
7. JACOB MAX . Heat Transfer. Wiley . volumen II. 1965 .Cuarta edición.
8. INCROPERA FRANK P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer.. Wiley.1990.
Tercera edición.
9. Calderas Tipos, características y sus funciones. C.E.C.S.A. 1982. México. Décima edición.
10. PRATT ARTHUR D. Principles of combustion in steam boiler furnace.. Babcock & Wilcox Tercera edición
10. DAVIES CLIVE. Calculations in Furnace Technology.. Pergamon.1966. Primera edición
11. FAIRES VIRGIL Termodinámica.. UTEHA.1991. México. Segunda Edición
12. FOX & MCDDONALD. Introducción a la mecánica de fluidos.. McGraw Hill.1995. Cuarta edición.

13. MARTIN CORP. Manual de construcción.. United States. 1996. Segunda Edición

14. REXNORD CORP Power Transmission and Conveying Components.. United States. 1992.