

"DISEÑO DE UN SECADOR DE MADERA POR ENFRIAMIENTO
Y DESHUMIDIFICACION DEL AIRE"

DIRECTOR DE TESIS

A U T O R



ING. EDUARDO DONOSO



FERNANDO SOLANO

Solano
15/12/2017

68
70

17
674.38
5684

**ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL**
Departamento de Ingeniería Mecánica

**“DISEÑO DE UN SECADOR DE MADERA POR
ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION DEL AIRE”**

Tesis de Grado
Previa a la Obtención del Título de
INGENIERO MECANICO

PRESENTADA POR:

D-3352

Fernando R. Solano Núñez

Guayaquil - Ecuador

1979

ESPOL-CIB
INVENTARIO FÍSICO

10 SEP 2019

POR



ESPOL-CIB
INVENTARIO FÍSICO

06 SEP 2018

POR

Solano

23/11/2015



D-3352

CIB

DECLARACION EXPRESA:

DECLARO QUE: Hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis son de mi exclusiva responsabilidad y que el patrimonio intelectual de la misma corresponde a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL.

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).

AGRADECIMIENTO

A la ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL

AL ING. EDUARDO DONOSO, por
su acertada dirección y
colaboración para la rea
lización de este trabajo.

A los PROFESORES DEL DEPARTA
MENTO DE ING. MECANICA.

DEDICATORIA

A MIS PADRES:

MANUEL H. SOLANO CASTRO
EMILIANA NUNEZ DE SOLANO

A mis Hermanos:

GABRIEL SOLANO NUNEZ
CARMITA SOLANO DE CHAVEZ
ING. MANUEL SOLANO NUNEZ
ECON. RAMIRO SOLANO NUNEZ

A mi Esposa:

DOLORES CABRERA DE SOLANO

A mi Hijo:

FERNANDO RAUL

NOMENCLATURA

- A = Superficie de la pared
- Aa = Area en m^2 que ocupa la planta y pertenece a la misma como espacio de almacenaje.
- A1 = Cantidad de agua en Kg/m^3 que hay que sacar de la madera.
- At = Areas de vias de transporte m^2 .
- Ca = Amortización en sucres por $1 m^3$.
- Ci = Costos de interés en sucres por m^3 .
- Cs = Costos en sucres por m^3 , causados por el interés y la amortización del sitio que pertenece a la planta.
- Cis = Costos para impuestos y seguros
- Cmv = Costos de manejo y vigilancia en sucres por m^3 .
- Cmr = Costos de mantenimiento y reparación en sucres por m^3 .
- Cec = Costos de energía de calor en sucres por m^3 .
- Cc = Costos del capital invertido en la madera en sucres por m^3 .
- Cp = Pérdida de valor en sucres por m^3 .
- D = Diámetro exterior
- di = Diámetro interior
- de = Espesor del tubo
- Fa = Factor de amortización anual en %
- fi = Factor de interés
- ft = Factor de interés y amortización de las vias de transporte.
- Fis = Factor de impuestos y seguros
- Fmr = Factor de mantenimiento y reparación en %.
- H% = Contenido de Humedad en porcentajes
- h1 = Coeficiente de convección exterior
- h2 = Coeficiente de convección interior
- hf = Entalpía final

- h_i = Entalpía inicial
 I_t = Inventario
 i = Interés en por ciento que cobran los bancos para créditos.
 I = Valor total de inversiones de que debe calcular el interés.
 K = Conductividad de los materiales
 M_{a1} = Maderas, en m que se seca anualmente
 m = Tiempo de almacenaje en meses
 M_a = Masa de agua a desalojar
 M_r = Caudal másico del refrigerante
 M_v = Caudal volumétrico
 M_{vt} = Caudal volumétrico térmico
 M_{vr} = Caudal volumétrico real
 N_v = Rendimiento volumétrico
 N_m = Eficiencia mecánica
 N_i = Eficiencia indicada
 N_u = Nussel
 N_c = Desniveles
 P_{tc} = Potencia teórica del compresor
 P_r = Prand
 P_h = Peso de la madera a un contenido de humedad
 P_s = Peso seco de la madera
 P_v = Precio de vapor en sucres por Kg.
 P_{ma} = Precio para un m^3 de madera aserrada
 P_p = Pérdidas de vapor en por ciento
 Q_f = Calor absorbido por el aire
 Q = Calor transmitido
 Re = Reynolds
 r_o = Radio exterior
 r_i = Radio interior
 Sh = Sueldo para manejo y vigilancia en sucres por hora

- Tc = Temperatura de condensación
- Tm = Temperatura media
- Tmv = Tiempo en horas necesario para manejar y vigilar el secado de una partida de madera
- t = Temperatura
- V = Velocidad m/seg.
- V1 = Volumen específico
- V2 = Volumen de madera en m³ con que se carga la secadora
- Vv = Vapor necesario para sacar 1 Kg. de agua
- V = Velocidad lineal
- va = Precio por m³ de vía de transporte
- W = Cantidad de aire para evaporar un Kg. de agua
- X = Espesor
- Y = Humedad Kg de agua/Kg de aire seco
- w = Velocidad angular
- ua = Viscosidad del aire
- a = Conductividad del aire

CONTENIDO

	Pág.
CAPITULO I. INTRODUCCION	
1.1. Justificación	1
1.2. Factibilidad	3
CAPITULO II. EL SECADO	
2.1. Descripción del Sistema General del Secado	5
2.2. Métodos y técnicas del Secado	10
2.2.1. Secado al aire libre	10
2.2.2. El presecado	11
2.2.3. Secado por alta frecuencia	12
2.2.4. Secado de madera en hornos con calefacción de vapor	12
2.2.5. Secado por enfriamiento y deshumidificación del aire	14
2.3. Defectos del secado y formas de evitarlos	14
2.3.1. Esfuerzo de la madera	15
2.3.2. Endurecimiento superficial	16
2.3.3. Agrietamientos	16
2.3.4. Colapso	18
2.3.5. Apanalado	18
2.4. Proceso del secado por enfriamiento y deshumidificación del aire.	20
CAPITULO III. CALCULO DE LA CAMARA DEL SECADO.	
3.1. Cálculo de la Cámara del secado	25
3.1.1. Determinación de la humedad de la madera	25
3.1.2. Dimensionamiento de la Cámara.	29

	Pág.
3.2. Cálculo de la carga frigorífica de la cámara del secado.	30
3.3. Cálculo de la cantidad de aire para el secado	42
3.4. Cálculo del sistema de distribución del aire.	43
CAPITULO IV. EQUIPO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION	
4.1. Selección del Refrigerante	56
4.1.1. Refrigerantes Inorgánicos	57
4.1.2. Refrigerantes Halocarburos.	58
4.1.3. Determinación de la Temperatura de evaporación.	62
4.1.4. Determinación de la temperatura de condensación.	63
4.1.5. Determinación del Ciclo - termodinámico.	63
4.1.6. Determinación de las características del refrigerante.	68
4.1.7. Determinación del caudal masico del refrigerante	69
4.2. Cálculo y selección de compresores, condensadores, evaporadores y válvulas de expansión.	70
4.2.1. Cálculo del compresor	70
4.2.2. Cálculo del evaporador	77
4.2.3. Cálculo del condensador y selección de equipos	99
4.3. Cálculo y selección de la tubería refrigerante	116

	Pág.
4.4. Selección del Ventilador	121
4.5. Selección del Equipo Adicional	126
CAPITULO V. CONTROL DEL SISTEMA	
5.1. Determinación del sistema de control automático para el ambiente acondicionado.	127
5.2. Determinación del sistema de control automático para el equipo de enfriamiento y deshumidificación.	129
5.3. Selección de los dispositivos de control.	133
CAPITULO VI. ECONOMIA	
6.1. Análisis económico y comparativo con otro secador de madera.	137
CAPITULO VII.	
7.1. Conclusiones y Recomendaciones	144
APENDICES	146
TABLAS	166
GRAFICOS	171
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	175

JUSTIFICACION

La madera se distingue de otros materiales por la necesidad de ser sometida, a un tratamiento de secado antes de ser usada. Conocido es que la madera recién aserrada tiene un contenido de humedad que oscila entre el 40% y el 100%, esto dependiendo del tipo de madera; para su utilización es conveniente secarla y disminuir dicho contenido hasta 11% o 13%.

Los troncos de árbol que son cortados en el aserradero aún en estado verde no se pueden emplear inmediatamente por cuanto todavía contienen demasiada cantidad de agua. De ahí que se debe secar la madera hasta dejarla con un contenido determinado de humedad, que corresponda al equilibrio con humedad del ambiente donde se empleará.

El secado además de lo arriba expuesto es una medida de protección de la madera, ya que eliminan los hongos, la que necesita un mínimo de 18% de contenido de humedad en la madera para poder desarrollarse, tiene ventajas para el transporte ya que se aliviana el material.

Por lo que es evidente de secar la madera antes de proceder a trabajarla y es indispensable que dicho secado sea rápido, económico y sin inconvenientes.

El secado natural además de no permitir el logro de bajos y uniformes porcentajes de humedad, provoca graves daños a la madera tales como alteraciones de color, rayaduras, torsiones, polvillo verde, etc.

Los sistemas de secado artificiales actualmente conocidos, basados en el uso de temperaturas elevadas, a permitido superar en parte los límites propios del secado natural, pero tiene una desventaja al usar altas temperaturas, tales como; las rajaduras, descoloramientos, colapsos, y otros defectos, etc.

Razones por las que se ha pensado en el secado por enfriamiento y deshumidificación que presenta las siguientes ventajas:

1. Posibilidad de tratar al mismo tiempo diferentes clases de madera de diferentes espesores.
2. Conservación de la porosidad y colores naturales de la madera.
3. Resistencia óptima de las condiciones ambientales a que la mdera será sometida posteriormente.
4. Disminución considerable de las contracciones lineales y otros defectos.
5. Eliminación de la costosa mano de obra de mantenimiento

to.

6. Simplificación del control de la calidad de la madera en comparación con el sistema de secado convencional - (calor).

FACTIBILIDAD

Teniendo en cuenta las diferentes clases de maderas que existen en nuestro medio con diferentes contenidos de humedad, era necesario pensar en diferentes clases de secado. Razón por la que se ha estudiado este proyecto, ya que presenta voluntad para variar las condiciones ambientales para obtener muestras con diferentes contenidos de humedad y de mejor calidad.

El funcionamiento automático del sistema o el equipo mismo nos presenta la exclusión de personal especializado y de mano de obra calificada tanto para operación y mantenimiento del equipo.

Este proceso nos va a permitir una reducción del costo de producción de un cuatro a seis por ciento comparando con los procesos de secado ya existentes, es decir nos va a aumentar la productividad.

Por las ventajas anteriormente indicadas creemos que este equipo va a tener una gran demanda en el mercado nacional satisfaciendo así todas las necesidades de las pequeñas

industrias, las mismas que en los últimos años ha tenido un gran desarrollo debido a la facilidad otorgada por el gobierno para su desenvolvimiento.

CAPITULO 2

EL SECADO

2.1. DESCRIPCION DEL SISTEMA GENERAL DEL SECADO

Es difícil formular una definición del secado, que la diferencie estrictamente de la evaporación.

El término secado, usualmente infiere la eliminación relativa de pequeñas cantidades de agua de un sólido; y, el término evaporación está limitado a la eliminación de cantidades relativamente grandes de agua de soluciones.

En el proceso de secado la mayor atención se presta al producto sólido en la mayor parte de los casos, el secado implica la eliminación del agua a temperaturas menores de su punto de ebullición, mientras que la evaporación significa la eliminación del agua a su punto de ebullición.

Otra distinción, es que en la evaporación el agua se elimina del material que lo contiene practicamente como vapor de agua pura. En el secado, el agua se elimina normalmente por circulación de aire u otros gases sobre el material a secar con el objeto de que transporte el vapor de agua.

La madera, tal como existe en el árbol vivo, contiene una cantidad considerable de humedad, esta humedad frecuentemente se llama "Sabia" que es necesaria para la vida y el crecimiento del árbol, es la conductora de los alimentos para la planta

obtenida del suelo por medio de las raíces.

La humedad se pierde en el árbol por transporación y continua mente es repuesta del suelo. Es normal que la madera de un árbol verde sea muy húmeda.

Cuando un árbol se corta y se convierte en madera aserrada, la madera inmediatamente empieza a perder su humedad.

Este proceso de disminución de humedad es probable que sea muy casual e imprescindible, a menos que se le controle de alguna madera (un aspecto importante del proceso de elabora ción de la madera aserrada es controlar y generalmente acele rar el secado de la madera verde para someterse a tratamien to industrial).

Para comprender completamente el proceso para secar la made ra aserrada, requiere el conocimiento de las formas en las cuales la humedad existe en la madera y los mecanismos por los cuales estos pierden su humedad.

Algo del agua que se encuentra en la madera verde, está con tenida en las cavidades celulares, esta agua generalmente es llamada agua libre.

La célula simplemente sirve como un receptor o receptácul o para esta agua en forma parecida como una taza, una cubeta, puede servir como un recipiente.

Además del agua libre, la madera contiene agua en la pared celular. Esta agua rodea las partículas muy diminutas que existe entre estos componentes de la pared celular. El agua que es retenida en la pared celular se la conoce como agua límite, esta agua es retenida por la madera en una relación mucho mas estrecha que el agua libre. Otra agua límite es retenida en las finas aberturas que existen en la pared celular entre las moléculas de la celulosa, por medio de las fuerzas de capilaridad. El agua límite es muy importante al hacer cualquier consideración sobre la utilización de la madera.

Debido a la magnitud de las fuerzas físicas que retienen el agua límite es mucho mas difícil separar a la madera de su agua límite que separar de su agua libre, razón por la cual, el agua libre, siempre deja a la madera antes de que lo haga el agua límite.

La condición que existe en una célula, cuando su cavidad no contiene agua libre y su pared está saturada con agua límite; se conoce como punto de saturación de la fibra, los cambios en el contenido de humedad en la madera arriba del punto de saturación de la fibra, no tiene efecto sobre su resistencia.

Sin embargo existe una relación directa entre el contenido de humedad y la resistencia abajo del punto de saturación de la fibra. Arriba de este punto los cambios en el conteni

do de humedad, no afecta las dimensiones del trozo de madera. Abajo del punto de saturación de la fibra un cambio en las dimensiones.

La mayoría de las propiedades físicas y mecánicas de la madera están influenciados por el agua límite, mientras que el agua libre no tiene efecto importante sobre la propiedad de la madera.

El secado de la madera incluye dos operaciones básicas: El movimiento de la humedad a la superficie de la madera y la evaporación de la superficie. La evaporación es la conversión de un líquido a vapor, se presenta en las superficies del líquido, cuando las moléculas del líquido con movimiento mas rápido se sobrepone a la atracción cohesiva de las otras moléculas y se escapan a la atmósfera.

El agua contenida en un recipiente abierto o en una superficie abierta, se evaporará, hasta que el recipiente o la superficie están secos o hasta que se presenta una presión parcial de vapor, debido a la presencia del vapor de agua, lo que es igual a la presión del vapor saturado del agua. Como la superficie exterior de una pieza de madera, y si el aire encima de la superficie exterior está circulando y no se le permite que se le estanque, la condición de un vapor saturado no ocurrirá, así continúe la evaporación hasta que el agua se ha ido.

Para cualquier combinación dada de condiciones atmosféricas dentro de la variación comunmente encontrada en el secado de la madera aserrada, cierta cantidad de agua será contenida - en cavidades tan pequeñas, que su reducida presión de vapor de la atmósfera, será igual o menor que la presión relativa del vapor de la atmósfera. Esta agua no se evaporará - mientras que las condiciones atmosféricas no cambien.

Si el contenido de humedad que representa, el agua de la madera, que están en las aberturas tan pequeñas y que tienen una presión de vapor menor que la presión relativa del vapor de la atmósfera circulante, se la conoce como contenido de humedad que una pieza de madera asumirá, cuando permanece en una atmósfera con una temperatura dada.

El contenido de humedad en equilibrio varía con la temperatura y humedad relativa.

Cuando la madera verde se empieza a secar las fibras de las superficies rápidamente alcanza el contenido de humedad en equilibrio. Puesto que, el interior de la madera está aún con un elevado contenido de humedad; existe un gradiente de humedad entre el interior y el exterior de la madera. La humedad aflora a la superficie desde el interior húmedo y entonces se evapora. La velocidad a la cual se seca una pieza de madera depende principalmente de la velocidad de difusión de la humedad desde el interior hasta el exterior de la pieza.

El agua se puede difundir a través de la madera, tanto en forma de vapor como en forma de líquido. Normalmente se mueve a través de las finas aberturas de la pared de la célula del lado húmedo. Entonces el agua puede moverse a través de la cavidad de la célula como vapor, condensarse en la pared de la célula como un líquido, evaporarse en el lado seco de otra cavidad de células y así sucesivamente. A temperaturas más bajas, la difusión del líquido a través de las finas aberturas de las paredes celulares es más importante; mientras que, a temperaturas elevadas es más importante la difusión del vapor a través de las puntuaciones y otras aberturas grandes.

2.2. METODOS Y TECNICAS DEL SECADO

Los métodos de secado son:

- Secado al aire libre
- Peseado
- Secado por alta frecuencia
- Secado en hornos con calefacción de vapor
- Secado por enfriamiento y deshumidificación de aire

2.2.1. Secado al aire libre. - El secado al aire se realiza, recoplando la madera al aire libre, de tal manera que queda expuesta a una atmósfera secante. El contenido de humedad que asume la madera aserrada, en una fibra que está secando al aire, depende del contenido de humedad en equilibrio de la atmósfera. Esto puede variar de una parte a otra del país.

No es posible controlar la temperatura, la humedad relativa y la circulación del aire en el secado al aire, aunque es posible ejercer cierto control sobre la velocidad del secado y la incidencia de los defectos del secado.

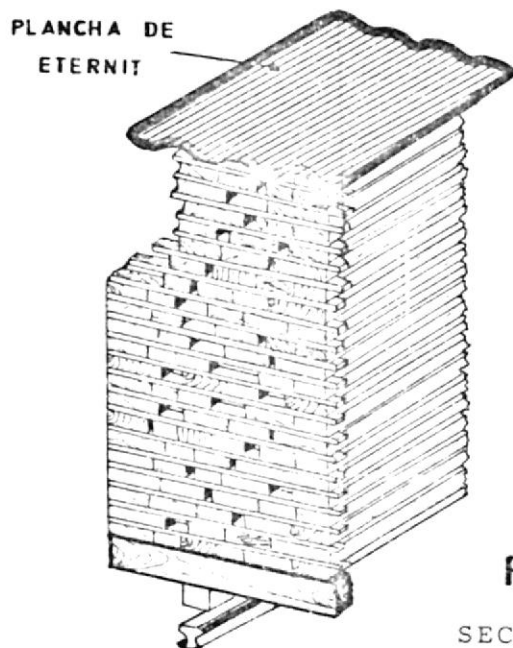


FIGURA 2-1
SECADO AL AIRE LIBRE

Entre los métodos del secado artificial podemos enumerar los siguientes:

- 2.2.2. El Presecado.- Que consiste en calentar aire en una estufa y hacerlo circular a través de la madera apilada. Como se notará, en este caso no se consigue un control de la humedad del aire, siendo inestable o muy grande la gradiente existente, entre la humedad de la madera y la capacidad de absorción del aire. Por consiguiente, este es un método ineficaz que

puede causar desperfectos en la madera por la deshidratación brusca de las capas exteriores de la madera.

2.2.3. Secado por alta frecuencia.- Este método se aparta fundamentalmente de los sistemas clásicos de secado. La variación consiste en que la temperatura requerida para la deshidratación de la madera se produce en el seno mismo de ésta, mediante la circulación de corrientes alternas de alta frecuencia. Para conseguir esto, se carga la madera aserrada entre electrodos y mientras mayor es la humedad de ésta, mayor es su calentamiento. Como en el núcleo de la madera cuenta con mayor humedad que la periferia, por lo tanto la emigración del agua se realiza de adentro hacia afuera, evitándose de esta manera el peligro de hinchazón o ensachamiento de la madera, este secado es bueno y uniforme. Además los períodos del secado se cortan enormemente.

En definitiva, este proceso es eficiente, presentándose sólo el inconveniente del alto costo de operación, pues, es necesario contar con grandes cantidades de energía eléctrica.

2.2.4. Secado de Madera en hornos con calefacción de vapor.- Los hornos secadores de vapor son los más comunes, facilitan el control de temperaturas del aire y de la humedad relativa. Este tipo de secador es mostrado en la figura 2-2 y consiste en una cámara hermética, dentro de la cual se obtienen las condiciones óptimas para el secado de la madera, mediante la in

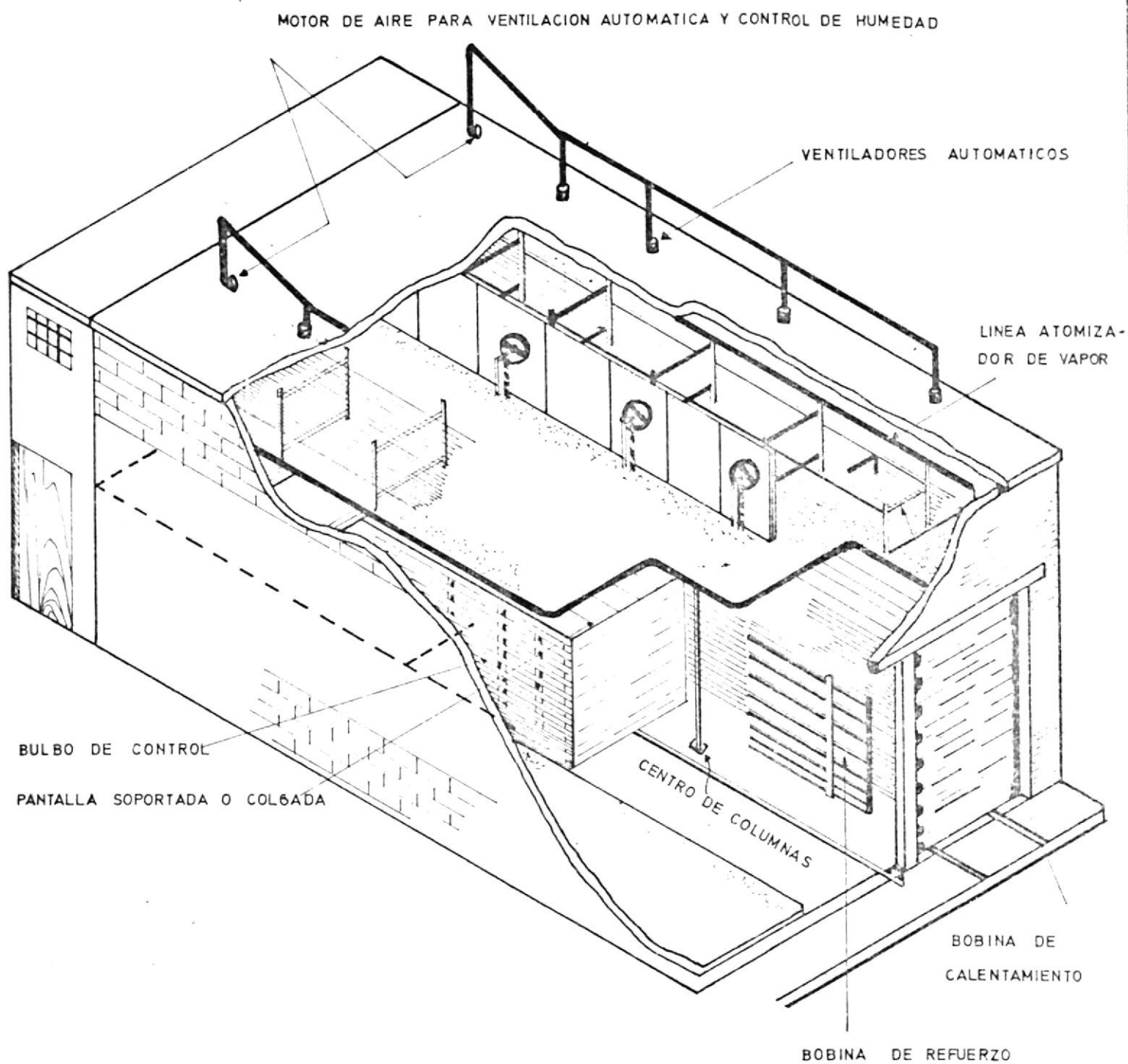


FIGURA 2-2

SECADOR CON CALEFACCION DE VAPOR

yección de vapor, inyección de aire fresco y calentamiento del medio ambiente. Además se consigue una circulación forzada del aire gracias a ventiladores, con los canales se obtiene la velocidad óptima para obtener un buen secado.

2.2.5. Secado de madera por enfriamiento y deshumidificación del aire.- Las cámaras secadoras por enfriamiento y deshumidificación es una nueva técnica para el secado de madera y esta consiste en ejercer un control de temperaturas y humedad dentro de la cámara y lo consiguiendo inyectando aire a baja temperatura y humedad relativa; además, existe una circulación de aire, gracias a ventiladores centrífugos que ejercen dos funciones: el de inyector y absorber el aire, inyectado a la cámara, es decir, existe una recirculación del aire.

Más adelante se hace un estudio más detallado de este método de secado.

2.3. DEFECTOS DEL SECADO Y FORMAS DE EVITARLOS

Al hacerse un secado sin control de humedad relativa, velocidad del secado, temperatura del aire, distribución o circulación del aire, se va a producir una serie de defectos de los cuales mencionaremos:

- Esfuerzos
- Endurecimiento Superficial

- Agríetamientos
- Colapso
- Apanado

2.3.1. Esfuerzo de la Madera. - A medida que progresa el secado de una pieza de madera, frecuentemente se desarrolla una condición de esfuerzos, como resultado del secado desigual y la contracción desigual correspondiente.

La superficie de arriba de la tabla pierde su humedad más rápidamente que la superficie inferior.

Cuando el contenido de humedad de la superficie de arriba de la tabla se vuelve menor que el punto de saturación de la fibra, la madera de esa superficie empieza a contraerse puesto que la madera de la parte inferior de la tabla está aún arriba del punto de saturación de la fibra, retiene su dimensión original, entonces la tabla se tiende para acomodarse a las nuevas dimensiones de la pieza. Como en el caso de la pieza de madera delgada secándose en una cara, las dos superficies externas tratan de contraerse cuando el contenido de humedad llega más abajo del punto de saturación de la fibra.

Puesto que la madera del centro de la tabla no ha alcanzado el punto de saturación de la fibra, este retiene su dimensión original, y trata de que las capas exteriores se contraigan. Bajo estas circunstancias aparecen esfuerzos en la madera que son mostrados en la figura 2-3.

Una madera que ha estado sujeta a estos esfuerzos se expone a una atmósfera condicionada de temperatura y humedad relativamente alta por ciertos tiempos, los esfuerzos que ocasionan se alivian y esta condición se elimina.

2.3.2. *Endurecimiento Superficial.*- Si una pieza de madera verde se coloca en una atmósfera buscando un secado rápido, se producirá una condición de tensión en las capas exteriores de la madera, tal como se describió anteriormente.

A medida que la madera continua secándose el contenido de humedad que existe en el centro del ejemplar de madera, se reduce abajo del punto de saturación de la fibra y el corazón empieza a contraerse. La parte exterior que ha adquirido una condición de tensión no se contraerá y tenderá a evitar la contracción del corazón. De acuerdo con esto, a medida que avanza el secado, el exterior recibe esfuerzos de compresión y el corazón recibe esfuerzos de tensión. La madera que está en estas condiciones, a pesar del contenido de humedad uniforme se dice que se ha endurecido superficialmente.

2.3.3. *Agrietamientos.*- Cuando la parte exterior de una pieza de madera se seca bajo el punto de saturación de la fibra, mientras el corazón está aún arriba, la parte exterior recibe esfuerzos de tensión mientras que el corazón restringe su contracción. Si los esfuerzos creados exceden a la resistencia de la madera en tensión perpendicular al hilo,

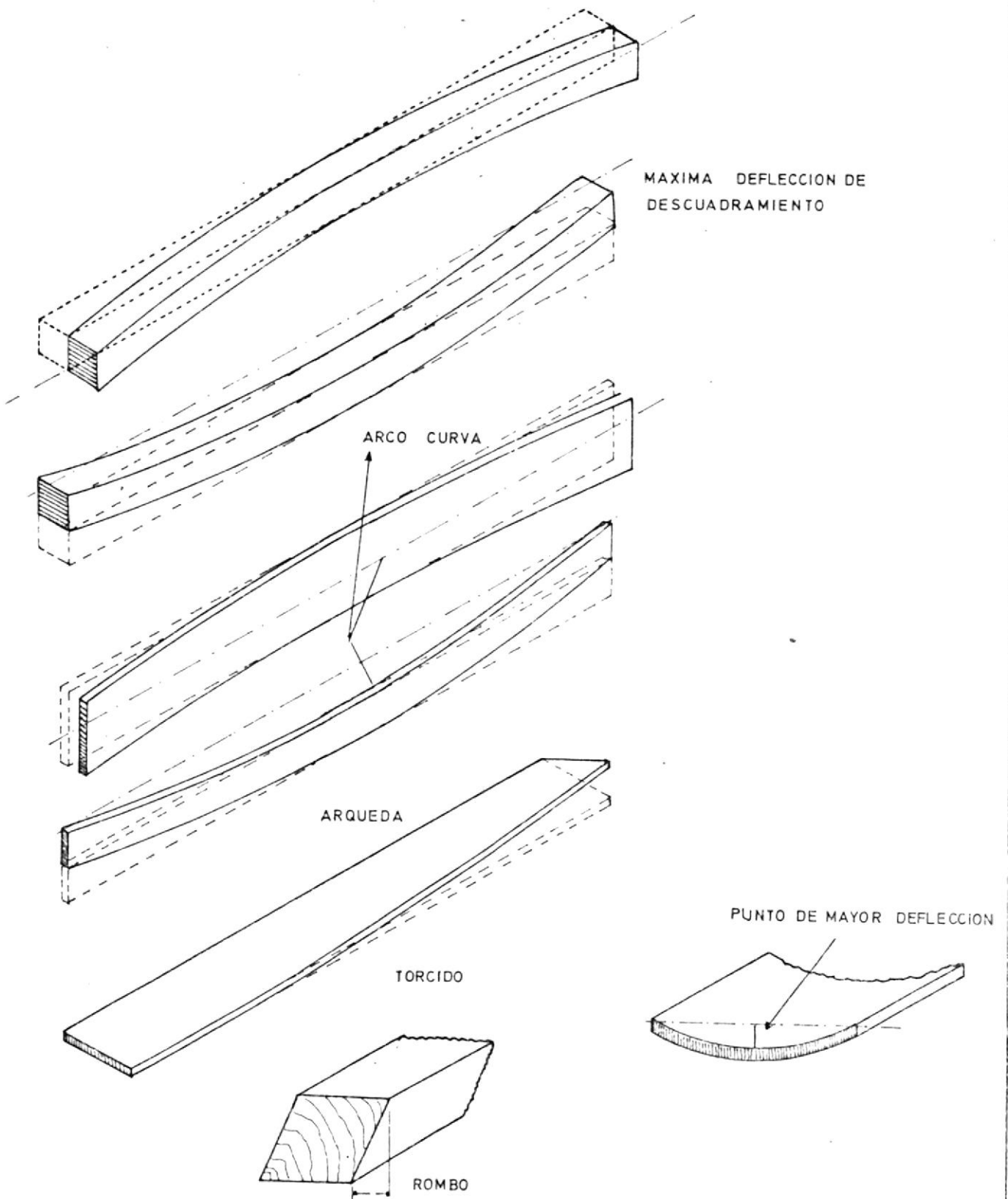


FIGURA 2-3
ESFUERZOS EN LA MADERA

habrá fallas en forma de grietas o rajaduras en las caras y en los extremos de corteplano de la madera aserrada tal como se ve en la figura 2-4.

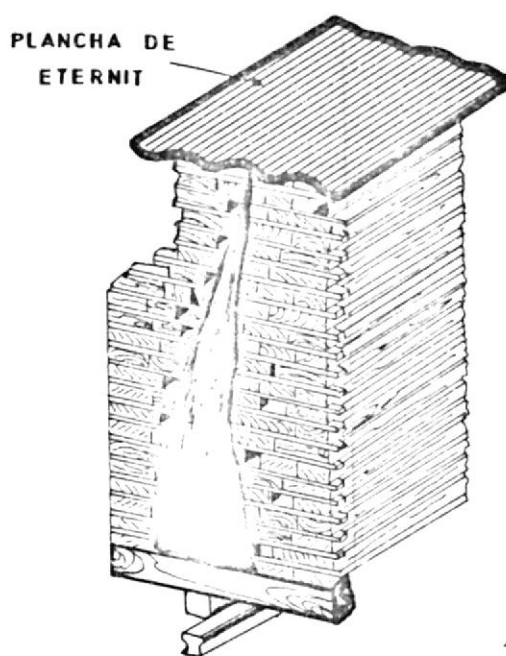


FIGURA 2-4

AGRIETAMIENTOS

2.3.4. Colapso.- Es una contracción anormal de la madera, ocasionada por esfuerzos internos, mientras que 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; el colapso, se presenta a contenidos de humedad arriba del punto de saturación de la fibra, es decir, que el colapso se produce solamente cuando las cavidades celulares se han llenado completamente con agua y no contienen aire.

2.3.5. Apanalado.- Estos son defectos internos de la madera y pueden ser ocasionados por los siguientes factores:

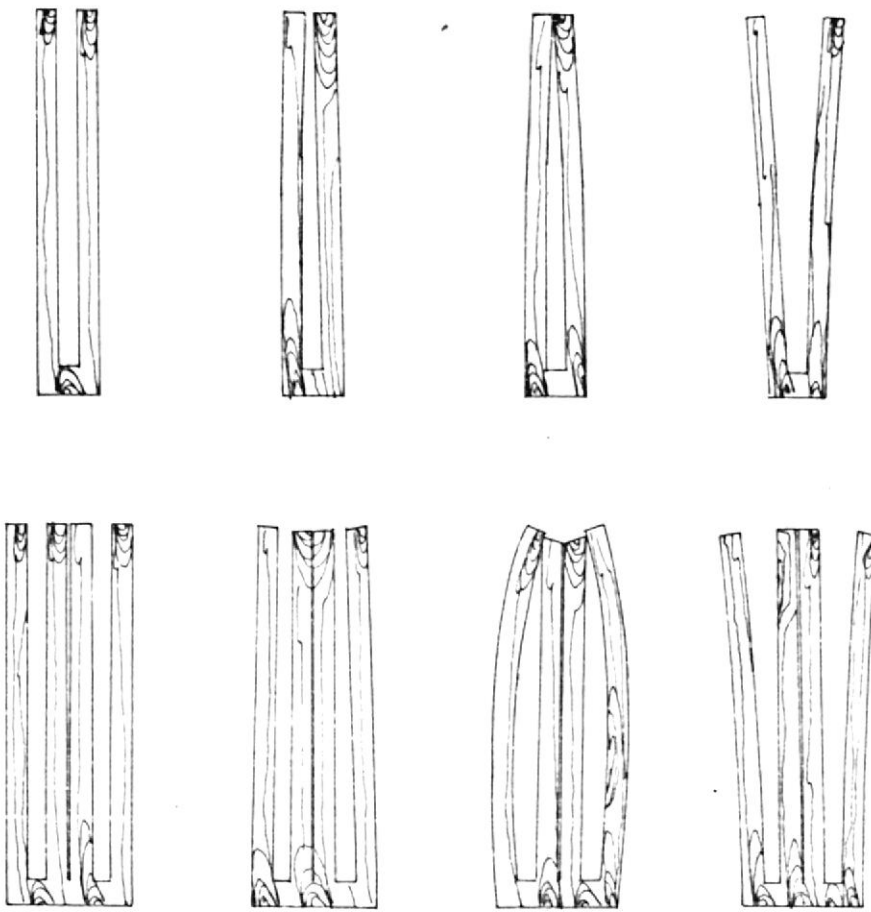


FIGURA 2-5

DEFECTO DEL SECADO APANALADO

1. Los esfuerzos internos de tensión en el material con el en durecimiento superficial severamente marcado que se está secando a altas temperaturas, puede exceder a la máxima re sistencia tensil perpendicular al grano de la madera.
2. El material con endurecimiento superficial marcado.
3. El colapso de células localizadas, puede ocasionar una se- paración de las fibras de la madera en algunas área.
4. Los defectos de la superficie o de los extremos pueden ex- tenderse mas profundamente en la madera, como un resultado de los esfuerzos internos de tensión.

Diremos pues, que, para evitar casi todos los desperfectos que se pueden ocasionar en el secado, es indispensable iniciar y proseguir dicho secado a temperaturas no muy elevadas.

2.4. PROCESO DE SECADO POR MEDIO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION DEL AIRE

En la mayor parte de los problemas prácticos de secado, la humedad (o líquidos a separar) suele ser vapor de agua; y, el gas empleado para el secado, suele ser el aire.

En todas nuestras consideraciones nos limitaremos a este caso. En el secado por contacto directo el calor necesario para la evaporación del agua lo suministra el aire.

Como la madera es un material higroscópico puede retener cierta cantidad de agua cuya presión de vapor es menor que la del agua libre a la misma temperatura. A esta cantidad de agua presente se la denomina humedad ligada.

La humedad no ligada es el agua en exceso en que la madera - puede retener como humedad ligada. La humedad no ligada ejerce una presión de vapor igual a la del agua libre a la misma temperatura.

El contenido en humedad de un sólido, suele expresarse sobre base seca o base húmeda. Nosotros lo expresamos sobre la base seca.

Para la madera, existe una relación definida entre la presión

de vapor de la humedad ligada y el contenido de humedad y la temperatura de éste. Prácticamente, el contenido de humedad ligada es una función de la humedad relativa.

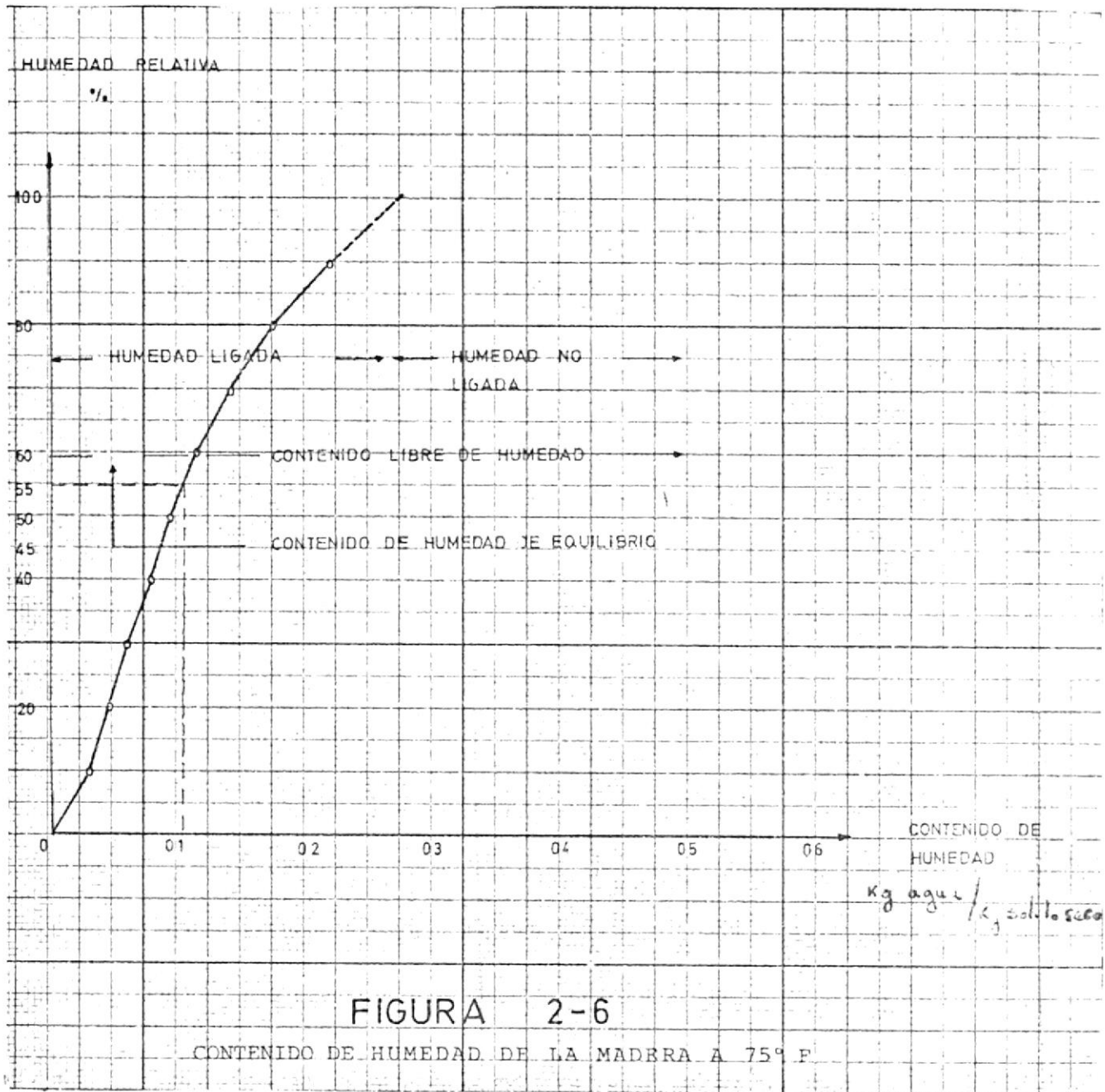
En la figura 2-6 (Ref. 16) se ilustra el contenido de humedad de la madera a 75°F y a diferentes humedades relativas.

La madera puede retener humedad ligada hasta cerca del 30% de su peso seco; la humedad que excede esta cantidad es no ligada.

Cuando la madera húmeda se pone en contacto durante tiempo suficiente con aire de temperatura y humedad determinada y constante se alcanzarán las condiciones de equilibrio entre el aire y la madera húmeda.

El vapor de agua que acompaña al aire, ejerce una presión de vapor determinada; se alcanzan las condiciones de equilibrio, cuando la presión parcial del agua que acompaña a la madera húmeda, es igual a la presión del vapor del agua en el aire.

Se denomina humedad de equilibrio de la madera, a la humedad alcanzada por ésta en equilibrio con el aire en las condiciones dadas, y es el límite a que puede llevarse el contenido de humedad de una sustancia por contacto con aire de humedad y temperatura determinada. Si la humedad de la madera es mayor que la de equilibrio, la madera se secará hasta alcanzar la humedad de equilibrio, mientras que si



su humedad es menor que la de equilibrio, absorberá agua del aire, hasta que alcanza las condiciones de equilibrio.

Para condiciones dadas del aire, la humedad de equilibrio es función de la naturaleza del cuerpo, del estado de su superficie y de la temperatura.

En la figura 2-7 (Ref. 15) se dan las curvas de equilibrio re presentando la humedad relativa del aire frente a la tempera tura del aire.

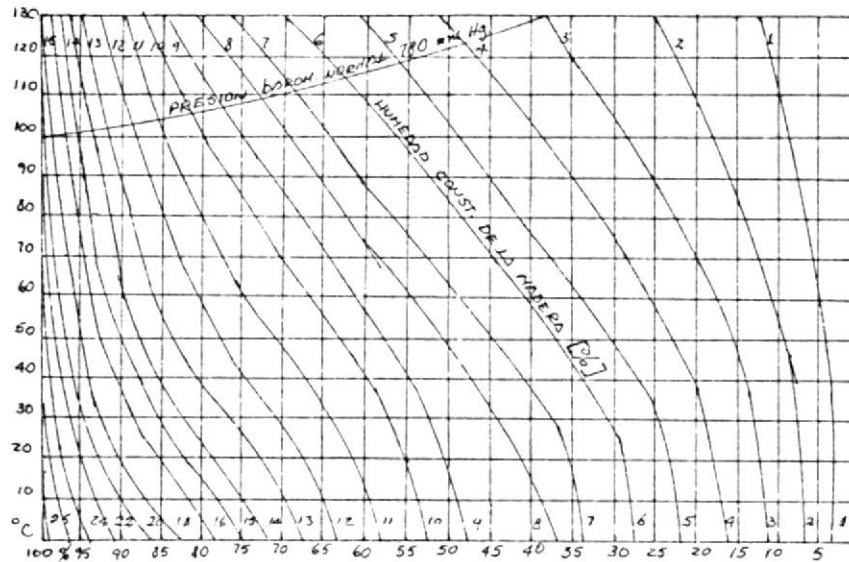


FIGURA 2-7
CURVAS DE EQUILIBRIO DE LA MADERA

La madera como materia higroscópica, varía su contenido de humedad en función de la temperatura y de la humedad, ambiente del lugar donde se encuentra.

Esto significa que de acuerdo con lo que se va a construir y donde se va a colocar hay que secarla.

En este proceso de secado el aire antes de entrar al secadero se calienta de A hasta B; y, pasa después sobre el sólido húmedo con lo que se enfría a la vez que se humidifica. Donde se admite que no hay pérdidas de calor al exterior, las

CAPITULO 3

CALCULO DE LA CAMARA DE SECADO

3.1. CALCULO DE LA CAMARA DE SECADO

3.1.1. *Determinación de la Humedad de la madera.*- Asumiremos que la madera entra al secador con un 60% de humedad.

Para la determinación de la cantidad de agua que se tiene que desalojar se escogió 8 clases de madera, de las cuales se sacaron 16 probetas, siendo 2 de cada clase de madera, 8 probetas se pusieron a secar en un secador de aire caliente de propiedad de la FACULTAD DE INGENIERIA QUIMICA, y las probetas restantes (8) se las metió en un recipiente con agua para que coja una determinada humedad.

Después se tomaron las humedades y pesos de cada probeta, utilizando un medidor de humedad de propiedad de la Compañía CREART, y se tomaron los siguientes datos:

ENSAYO 1	HUMEDAD	PESO	VOLUMEN DE LA MADERA
F. Sánchez	20%	3 Onzas	131.86 cm ³
Blanco	21%	4 onzas	302.63 cm ³
Colorado	16%	6 onzas	200.84 cm ³
Roble	20%	6 onzas	337.92 cm ³
Figueroa	20%	5 onzas	236.38 cm ³
Laurel	13.5%	4 onzas	211.39 cm ³
Chanuy	22-23-60%	8 onzas	347.48 cm ³

ENSAYO 1	HUMEDAD	PESO	VOLUMEN DE LA MADERA
Mangle	65%	27 onzas	771.47 cm ³
ENSAYO 2			
F. Sanchez	60%	3 onzas	149.08 cm ³
Blanco	70%	7 onzas	295.87 cm ³
Colorado	50%	9 1/2 onzas	337.44 cm ³
Roble	60%	7 onzas	365.31 cm ³
Figueroa	40%	5 onzas	219.58 cm ³
Laurel	50%	5 onzas	230.87 cm ³

El contenido de humedad se expresa en porcentajes de peso seco.

Para calcular la cantidad de agua a desalojar se utilizaron las siguientes fórmulas:

$$H\% = \frac{P_h - P_s}{P_s} 100 \quad \text{Ref. 15}$$

$$P_s = \frac{100 P_h}{H\% + 100}$$

$$P_h = P_s \frac{(H\% + 100)}{100}$$

H% = Contenido de humedad en porcentajes

P_h = Peso de la madera a un contenido de humedad

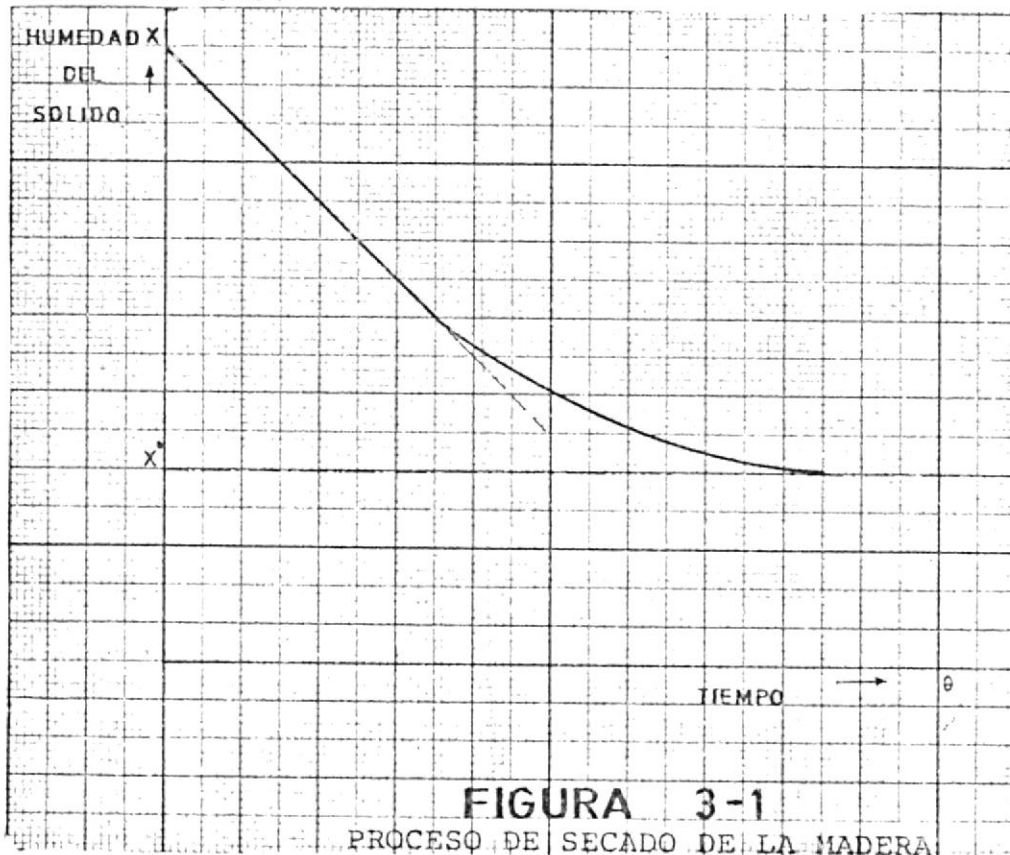
P_s = Peso seco de la madera

Para calcular la cantidad de agua a desalojar, se realizarán los cálculos con los diferentes tipos de madera, las cuales se expresan en el apéndice B.

Para nuestro análisis, sacamos un promedio entre todas las cantidades de agua, antes calculados, que es la siguiente:

$$236.63 \text{ kg/m}^3$$

En las experiencias de secado, al representar la humedad del sólido frente al tiempo, operando en condiciones constantes de secado y circulando el aire sobre el objeto a secar se obtienen curvas del tipo indicado en la Fig. 3-1 (Ref. 2), en la que puede observarse que al principio de humedad del sólido disminuye linealmente con el tiempo de secado (porción recta de la representación), o lo que es lo mismo, durante este período la velocidad es constante hasta que la humedad del sólido alcanza un valor de equilibrio con el aire en las condiciones de operación, es decir cuando la humedad libre es cero.



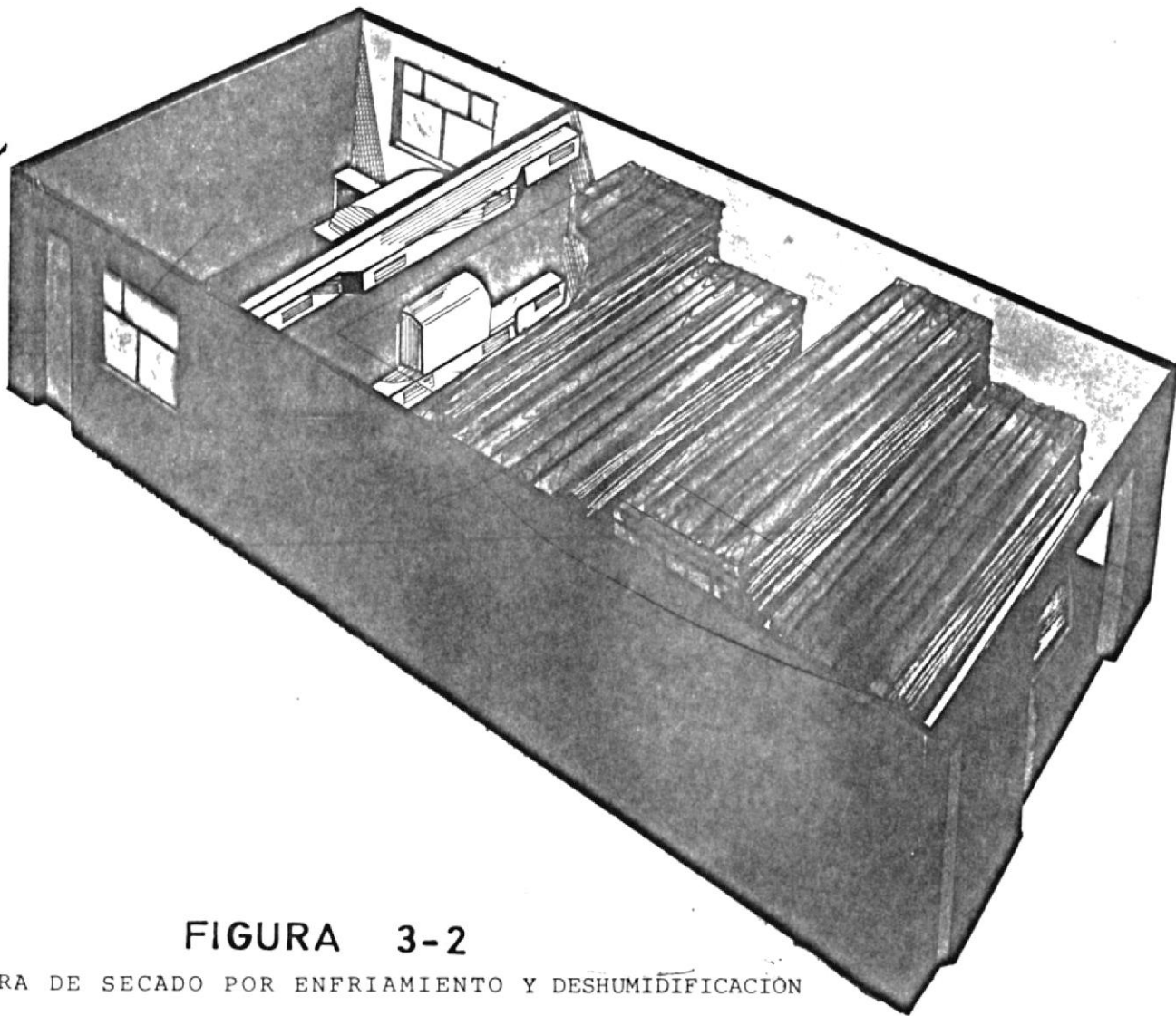


FIGURA 3-2

CAMARA DE SECADO POR ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACIÓN

3.1.2. Dimensionamiento de la Cámara. - Es evidente la necesidad de

secar la madera, antes de proceder a trabajarla y es indispensable pensar que dicho secado sea rápido, económico y sin inconvenientes.

Los sistemas de secado artificiales debidamente conocidos, basados en el uso de temperaturas más bien elevadas, aún permitiendo superar en partes los límites propios del secado natural acentúan a causa de las altas temperaturas (50 - 70°C), inconvenientes, tales como las rajaduras, torciones, co-lapsos, descoloramientos, etc., privando además a la madera de los comportamientos activos tales como la resina, sales, granos, pigmentos, etc., con el fin de evitar los defectos antes mencionados nosotros tomaremos una temperatura de diseño de 25° C (Ref. 15).

Para encontrar la humedad del aire emplearemos la curva de equilibrio de la Fig. 2-7 como conocemos la temperatura del aire y la humedad final de la madera tenemos que

$$W = 55\%$$

La gama de secadores de madera existente en el medio tienen una capacidad de 12, 25, 50 y 75 m³ de madera a secar. Teniendo en cuenta estas capacidades se seleccionará una cámara con una capacidad de 50 m³, considerando que es una buena capacidad de secado y puede salir económico.

La madera será puesta a secar en láminas alternadas de una al-

tura de 3 metros y dejando un espacio libre de 1.50 m^3 a lo largo de los conductos, se coloca de esta manera para que exista una buena circulación de aire seco y pueda hacerse un secado uniforme, además la densidad de carga será de 0.12 m^3 de madera por metro cúbico de secadero, la madera se apila con bastones de separación de unos $30 \times 30 \text{ mm}$.

Tomando en consideración lo antes dicho, tenemos que la cámara tendrá las siguientes dimensiones:

Largo	13 m.
Ancho	8 m.
Alto	4 m.

3.2. CALCULO DE LA CARGA FRIGORIFICA DE LA CAMARA DE SECADO

Consideraciones generales.- El cálculo de la carga frigorífica es esencial para la determinación de todo el sistema, pues, un cálculo impreciso de la carga se traduce en un error del costo de instalaciones y del costo de explotación; lastimosamente el cálculo de la carga no es sencillo, ya que algunas de las fuentes de calor son difíciles de predecir y evaluar.

Como condiciones exteriores de diseño, hemos adaptado los siguientes valores promedio para Guayaquil: (Ref. 6).

- Temperatura exterior 32.2° C
- Humedad relativa 60%

Además de tratarse de un anteproyecto, hemos adaptado ciertas condiciones (22) de diseño de ingeniería civil, en la cons

titución de paredes, pisos y tumbados. Estos valores sin ser los mas óptimos y exactos son tolerables. El aporte calorífico que se evalúa es: Aporte externo.

APORTES EXTERNOS

Aportes caloríficos por las paredes.- Es un aporte calorífico dado a la cámara por las condiciones climáticas y es de gran importancia, pues, la intensidad de calor que fluye a través de las paredes, depende de la posición geográfica de las mismas, con respecto al sol; así consideraremos el calor que pasa por cada una de las paredes de la cámara en las condiciones mas extremas.

Aunque no corresponde hacer un análisis exhaustivo, acerca de las técnicas de construcción de la cámara, es necesario proporcionar recomendaciones en la construcción de la cámara, que deben ser tomadas como base, para obtener un diseño técnicamente conveniente para nuestras necesidades.

Se tratará de que la construcción resulte lo mas económico posible; y, planificar el edificio de la forma que se proteja y asegure el aislamiento de la cámara, además se debe considerar los siguientes factores:

- La infiltración de agua o humedad a través del piso y paredes.
- La infiltración de humedad a través de las paredes reduce la eficiencia del aislamiento, y es una de las cuales cau-

sas de su destrucción y nos trae consecuentes problemas en nuestro secado.

El piso de la bodega deberá estar diseñado para soportar las cargas estáticas y dinámicas que estarán expuestas debido a la madera y equipo de mantención.

El piso a más de la correspondiente losa de concreto, constará de cargas de material aislante y el respectivo recubrimiento con material asfáltico, para evitar la humedad y ganancia de frío.

En la recubierta se utilizará planchas de asbesto cemento en forma de U invertida recubriendo la losa.

El aislamiento de toda instalación es de vital importancia y representa algunas veces de un 30 a un 40% del resto de la instalación, por lo que es necesario hacer un estudio cuidadoso con el objeto de:

- Impedir un intercambio térmico con el ambiente exterior y por consiguiente seleccionar equipos de mayor capacidad, aunque la ganancia de calor de ciertos momentos nos va a ayudar en el secado, ya que es un calor sensible.
- Evitar un costo de explotación elevado.

En nuestro medio existen diferentes tipos de aislamientos, pero el que más ventajas presenta es Poliestireno expandido, más comunmente conocido como Plumavit o Plumafoón, que tiene las siguientes características: Ref. 30

DENSIDAD	CONDUCT.	PERMEABILIDAD	COMBUST.	RESIST. COMPRES.
Kg/cm	Kcol h mic	al vapor	inflamable	Kg/cm
13/16	0.033	3 - 1%		1.0/20

En cada una de las paredes se señalan la constitución de la misma con sus respectivas especies.

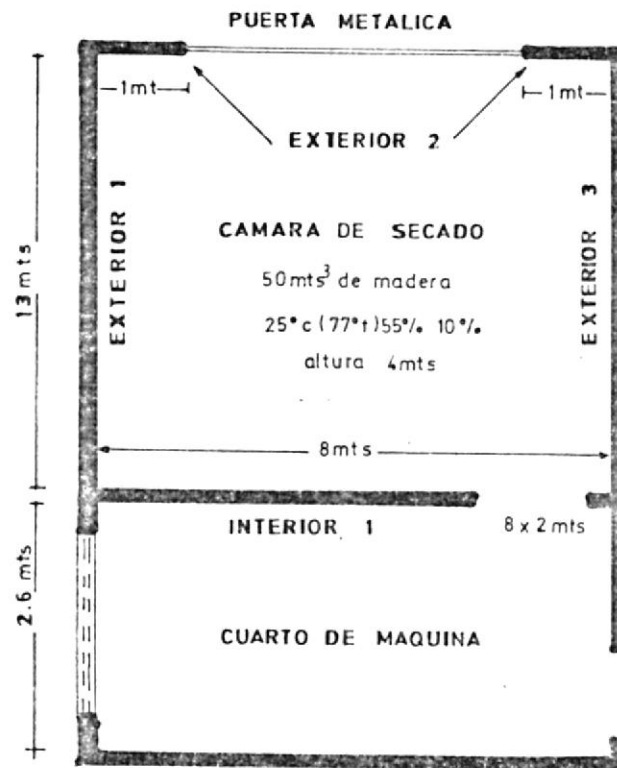


FIGURA 3-3

3.2A. Aporte calorífico por la pared exterior N^o 1.

La configuración de esta pared es la siguiente:

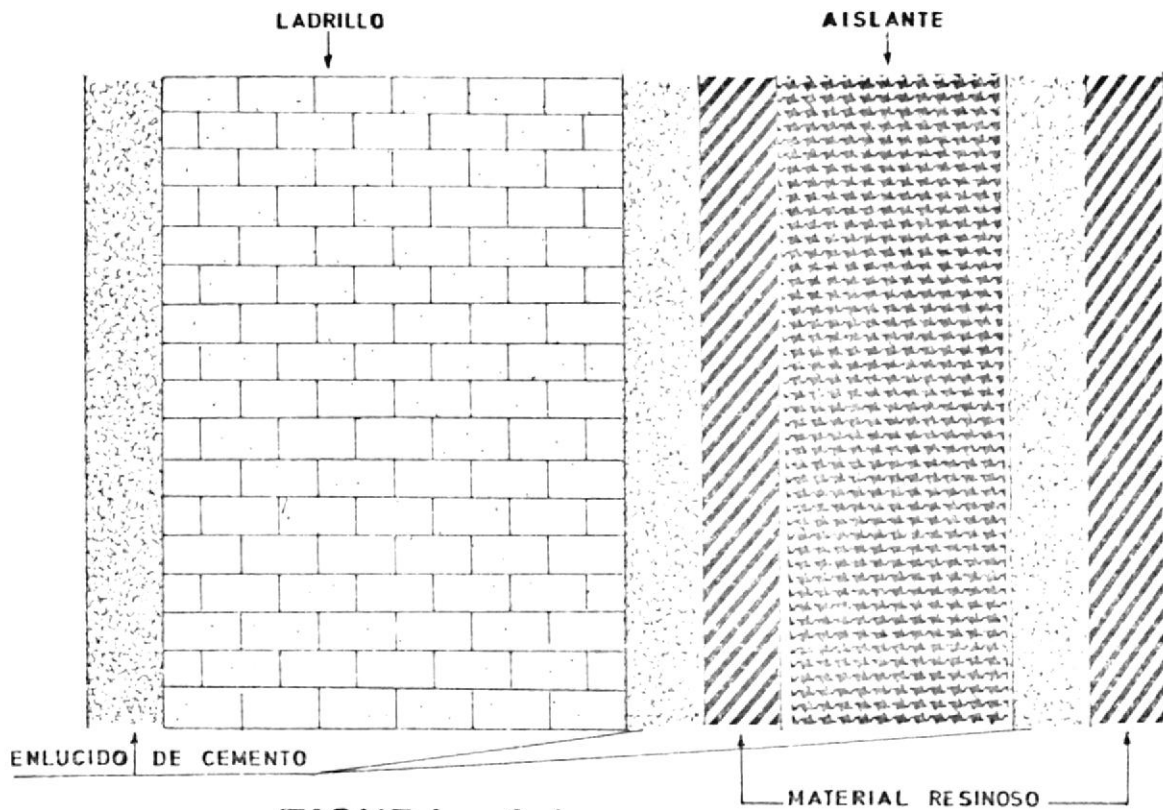


FIGURA 3-4

1. Capa de cemento	0.02 m.	$K = 0.8 \text{ Kcal}$
2. Pared de ladrillo	0.18 "	$K = 0.4 \text{ "}$
3. Capa de cemento	0.02 "	$K = 0.8 \text{ "}$
4. Material Resinoso	0.000127 "	$K = 0.288^* \text{ Kcal}$
5. Capa de Mat. Aislante		$K = 0.033 \text{ "}$
6. Capa de cemento	0.02 "	$K = 0.8 \text{ "}$
7. Material Resino	0.000127 "	$K = 0.288^* \text{ "}$

* Dado por Plasligama según norma ASTM C 1 77

El espesor del aislamiento no lo especificamos con anterioridad, ya que primero debemos calcular el espesor recomendable, a fin de que las pérdidas no excedan de 10 Kcal/m³, para obtener un espesor económico y una pérdida calorífica tolerable. (Ref. 28).

El espesor del aislante lo determinamos por tanto empleando:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{X}{K} + \frac{1}{h_2}} \quad \text{Kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

donde:

U = Coeficiente global de transferencia de calor de cada pared en Kcal/h/m² °C

h₁ = Coeficiente de convención exterior Kcal/hm² °C.

h₂ = Coeficiente de convención interior Kcal/hm² °C

X = Espesor de materia

K = Conductividad de los materiales Kcal/hm² °C

Haremos varios intentos con diferentes espesores con lo que comensaremos con: 0.04 m. y de acuerdo a la configuración de la pared tenemos:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{X_1}{K_1} + \frac{X_2}{K_2} + \frac{X_3}{K_3} + \frac{X_4}{K_4} + \frac{X_5}{K_5} + \frac{X_6}{K_6} + \frac{X_7}{K_7} + \frac{1}{h_2}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0.02}{0.8} + \frac{0.18}{0.4} + \frac{0.02}{0.8} + \frac{0.000127}{0.288} + \frac{0.04}{0.033} + \frac{0.02}{0.8} + \frac{0.000127}{0.288} + \frac{1}{10}}$$

$$U = 0.52969 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Este valor lo multiplicaremos por la diferencia de temperatura exterior (t_1) y la temperatura interior (t_2).

$$t_1 = 32.2^\circ\text{C} \quad t_2 = 25^\circ\text{C}$$

$$U \Delta t = 0.52969 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \times (32.2 - 25)^\circ\text{C}$$

$$U \Delta t = 3.8137 \text{ Kcal/hm}^2$$

Este valor se encuentra dentro de los límites permitidos por lo cual determinamos el espesor de aislamiento recomendable para la pared N° 1 siendo 0.04 m = 4 cm.

Habiendo encontrado este valor, podemos ahora determinar el calor transmitido a través de esta pared.

$$Q = U A \Delta T \times 24 \text{ horas de funcionamiento}$$

Q = Calor transmitido en Kcal/día

U = Coeficiente global de transferencia de calor de la pared
Kcal/hm² °C

Δt = Diferencia de temperaturas °C

A = Superficie de la pared m²

$$Q = 0.52969 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 52 \text{ m} \times (32.2 - 25)^\circ\text{C} \times 24 \text{ K/día}$$

$$Q = 4759.58 \text{ Kcal/día}$$

3.2B. Aporte calorífico por la pared N° 2.- La configuración de esta pared es similar a la pared exterior N° 1 y en contramos que:

$$U = 0.52969 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con un espesor de aislamiento de 0.04 m. y encontraremos el calor transmitido de la pared:

$$Q = UA \Delta t \times 24$$

$$Q = 0.52969 \times 8 \times (32.2 - 25) \times 24$$

$$Q = 732.243 \text{ Kcal/día}$$

3.2C. Aporte calorífico por la puerta de hierro.- La configuración es la siguiente:

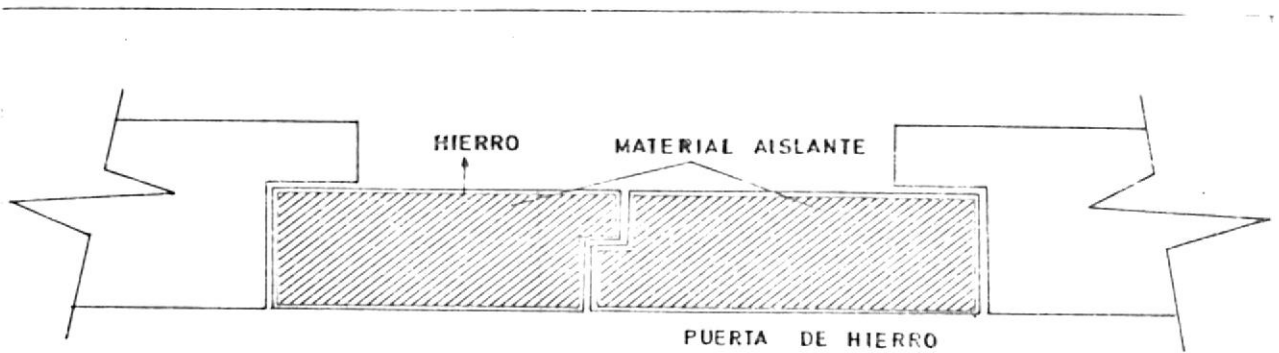


FIGURA 3-5

Los espesores y coeficiente de coeficiente de conductividad.

Hierro	0.00079 m (1/32")	K = 47.68 Kcal/hm ² °C
Material Aislante		K = 0.033 "
Hierro	0.00079 m (1/32")	K = 47.68 "

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{X}{K} + \frac{1}{h_2}} \text{ Kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Probamos con un espesor de aislamiento de 5 cm.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0.05}{0.033} + \frac{1}{10}}$$

$$U = 0.6005 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C/m}$$

$$t_1 = 32.2^\circ\text{C} \quad t_2 = 25$$

$$U\Delta t = 0.6005 \times (32.2 - 25)$$

$$U\Delta t = 4.3236 \text{ Kcal/hm}^2$$

Este valor se encuentra dentro de los límites permitidos, por lo que determinamos el espesor de aislamiento recomendable para la puerta siendo 0.05 m. = 5 cm.

Encontrado el valor de U determinamos el calor transmitido por la puerta.

$$Q = U A \Delta t \times 24$$

Q = Calor transmitido en Kcal/día

U = Coeficiente global de transferencia de calor Kcal/hm² °C

A = Superficie de la puerta en m²

Δt = Diferencia de temperatura °C

$$Q = 0.6005 \times 24 (32.2 - 25) \times 24$$

$$Q = 2490.3936 \text{ Kcal/día}$$

3.2D. Aporte calorífico Pared N° 3. Espesor de la capa de aislamiento, 4 cm.

$$Q = 4759.58 \text{ Kcal/día}$$

3.2E. Aporte calorífico Pared interior N° 1.- Esta pared se encuentra en contacto con el cuarto de máquina a una tem

peratura de 27°C, siguiendo el procedimiento anterior, encontramos un coeficiente global de transferencia de calor de:

$$U = 0.78 \text{ Kcal/hm}^\circ\text{C}$$

con un espesor de aislamiento de, 0.02 m. = 2 cm y encontraremos el flujo térmico unitario es igual a:

$$U\Delta t = 0.78 \text{ Kcal/hm}^\circ\text{C} \times (27^\circ - 25)^\circ\text{C}$$

$$U\Delta t = 1.56 \text{ Kcal/hm}^2$$

Este valor está dentro de los límites permitidos, por lo cual determinamos el espesor de aislamiento recomendable para la pared interior N° 1 siendo de 0.02 m = 2 cm.

Encontramos el calor transmitido a través de esta pared.

$$Q = UA \ t \times 24$$

$$Q = 0.78 \times 32 \times (27 - 25) \ 24$$

$$Q = 1198.08 \text{ Kcal/día}$$

3.2F. Aporte calorífico por la cubierta. La cubierta de la cámara está conformada así:

La temperatura exterior efecto de cálculo es de 37°C, los espesores y los coeficientes de conductividad son los siguientes:

Concreto 0.010 m K = 1.75 Kcal/m² h°C

Material Resinoso 0.000127 m. K = 0.288

Material Aislante K = 0.033

Calculamos el coeficiente global de transferencia con un aislamiento de 5 cm.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{X_1}{K_1} + \frac{X_2}{K_2} + \frac{X_3}{K_3} + \frac{1}{h_2}}$$

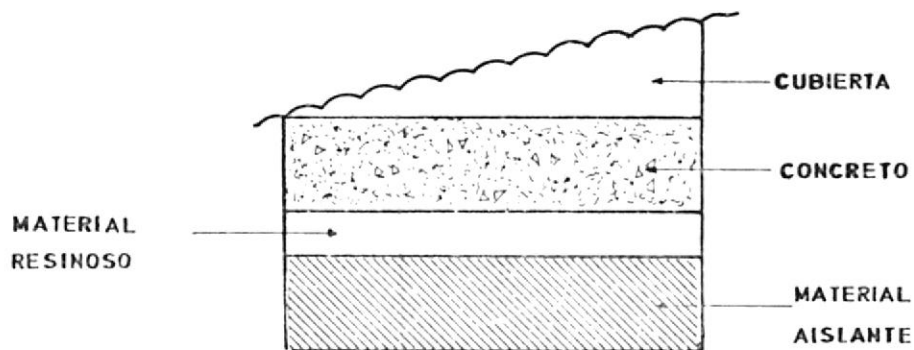


FIGURA 3-6

$$U = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0.10}{1.75} + \frac{0.000127}{0.288} + \frac{1}{10} + \frac{0.05}{0.033}}$$

$$U = 0.58049 \text{ Kcal/hm}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Este valor se lo multiplica por Δt

$$t_1 = 37^\circ\text{C} \qquad t_2 = 25^\circ\text{C}$$

$$U\Delta t = 0.58049 (37 - 25)$$

$$U\Delta t = 6.96588 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ } 10 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Este valor se encuentra dentro de los límites permitidos, por lo que encontramos el calor transmitido por la cubierta.

$$Q = U\Delta t \times 24$$

$$Q = 0.58049 \times 104 \times (37 - 25) \times 24$$

$$Q = 17386.83 \text{ Kcal/día}$$

3.2G. Aporte calorífico por el piso.- La temperatura exterior para efecto de cálculo es de 15°C, y la constitución de la plataforma de la cámara es la siguiente:

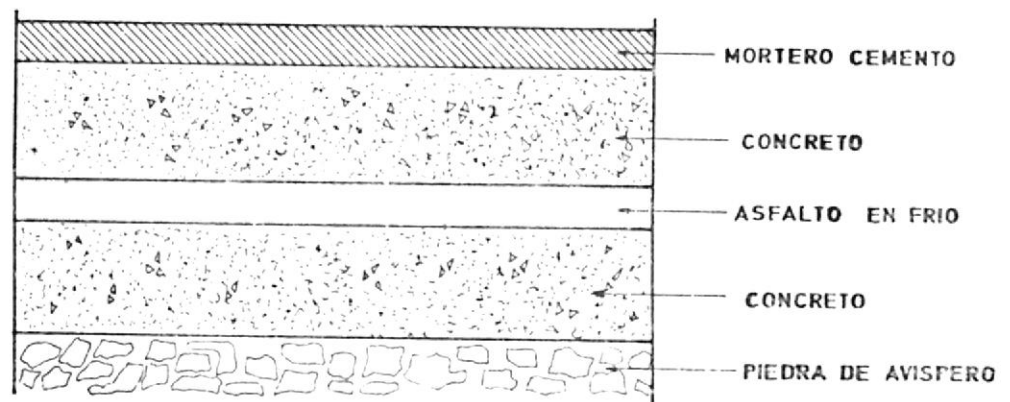


FIGURA 3-7

Mortero Cemento	0.02 m.	K 0.8 Kcal/hm°C
Concreto	0.10 m.	K 1.75 "
Asfalto en frío	0.01 m.	K 0.64 "
Concreto	0.15 m.	K 1.75 "

$$U = \frac{1}{\frac{1}{0.0098} + \frac{0.02}{0.8} + \frac{0.10}{1.75} + \frac{0.01}{0.64} + \frac{0.15}{1.75} + \frac{1}{10}}$$

$$U \Delta t = 0.00978 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$U \Delta t = 0.00978 (15 - 25)$$

$$U = 0.0978 \text{ 10 Kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = VA \Delta t \times 24$$

$$Q = 0.00978 \times 104 (15 - 25) 24$$

$$Q = -244.10 \text{ Kcal/día}$$

El signo (-) significa que en vez de tener una ganancia de calor sensible, tenemos una pérdida de calor.

3.3. CALCULO DE LA CANTIDAD DE AIRE PARA EL SECADO

Para el cálculo de la cantidad de aire se utiliza la carta psicrométrica y como base los siguientes datos:

- La madera entra con una humedad del 60% y sale con 10%
- Condiciones del aire que entra a la cámara 25°C - 55%
- Madera a secar 50 m³
- Dimensiones de los tableros 6.5 x 0.025 m.
- El equipo operando 24 horas diarias

Además se puede admitir que en este proceso no hay pérdidas de calor al exterior, es decir, se lo puede considerar como un proceso adiabático* y como nos podemos dar cuenta en el cálculo de la cámara frigorífica va existir una ganancia de calor que para nuestro caso esto va a acelerar el secado, ya que se trata de calor sensible, por lo que no tomaremos en cuenta para nuestro cálculo.

La División Internacional Ramón Vizcaíno, Compañía Española constructora de secadores de madera recomienda que el secado debe ser lento y uniforme y la merma del 1% aproximadamente para que la madera no se deforme y apenas se apriete y no

* Ref. 14

pierda calor; por lo que se va a diseñar un equipo de una capacidad de 62.5 litros/hora.

$$M_a = 62.5 \text{ Kg/hora}$$

M_a = Masa de agua a desalojar

Cantidad de aire necesario para evaporar un kilogramo de agua.

$$W_2 = \frac{1}{Y_2 - Y_1}$$

Donde:

$$Y_1, Y_2 = \text{Humedad en } \frac{\text{Kg de agua}}{\text{Kg de aire seco}}$$

$$W_2 = \frac{1}{0.0135 - 0.011} = \frac{400 \text{ Kg de aire}}{\text{Kg de agua}}$$

Cantidad total necesaria de aire

$$62.5 \text{ Kg de agua/hora} \times \frac{400 \text{ Kg de aire}}{\text{Kg de agua}} = 25000 \text{ Kg de aire/hora}$$

Volumen específico del aire que se dispone:

$$0.83 \text{ m}^3/\text{Kg de aire}$$

Entonces el volumen de aire es:

$$25000 \text{ Kg de aire/hora} \times 0.83 \text{ m}^3/\text{Kg de aire} = 20750 \text{ m}^3/\text{hora.}$$

3.4. CALCULO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION DEL AIRE

En el primer período de secado la superficie de la madera, está totalmente cubierta por una capa de líquido y la evaporación dependerá solamente de la velocidad de difusión del

Si la radiación y la conducción a través del sólido son despreciables, W_c (evaporización por unidad de superficie) es proporcional a $G \cdot 0.8$, (siendo G la velocidad máxima del aire), para flujo paralelo a la superficie y a $G \cdot 0.37$ cuando el flujo es perpendicular, de acuerdo con las ecuaciones.

En realidad siempre hay transmisión de calor por radiación y conducción a la superficie mojada, y la temperatura de la superficie, sea, un poco mayor que la temperatura húmeda del aire.

Si asumimos que el calor llega exclusivamente por convección a la superficie húmeda, las condiciones que intervienen son prácticamente las mismas que las de la temperatura húmeda del aire; y se deducen del diagrama psicrométrico, es decir, la temperatura de la superficie de la madera permanece constante en un valor sensiblemente igual a la temperatura húmeda del aire.

La resistencia de difusión a través del sólido para la superficie de secado es despreciable, de modo que la velocidad de difusión a través de la madera es igual a la velocidad de secado.

Durante este período la superficie mojada se comporta como una superficie de agua libre.

vapor o de la intensidad de peso de calor a través de la capa límite del aire.

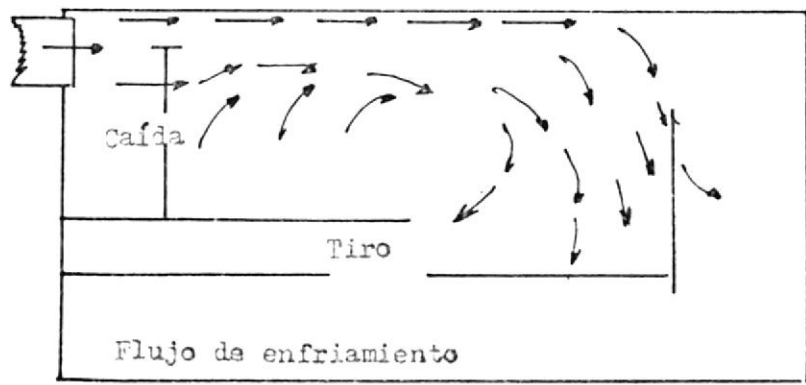
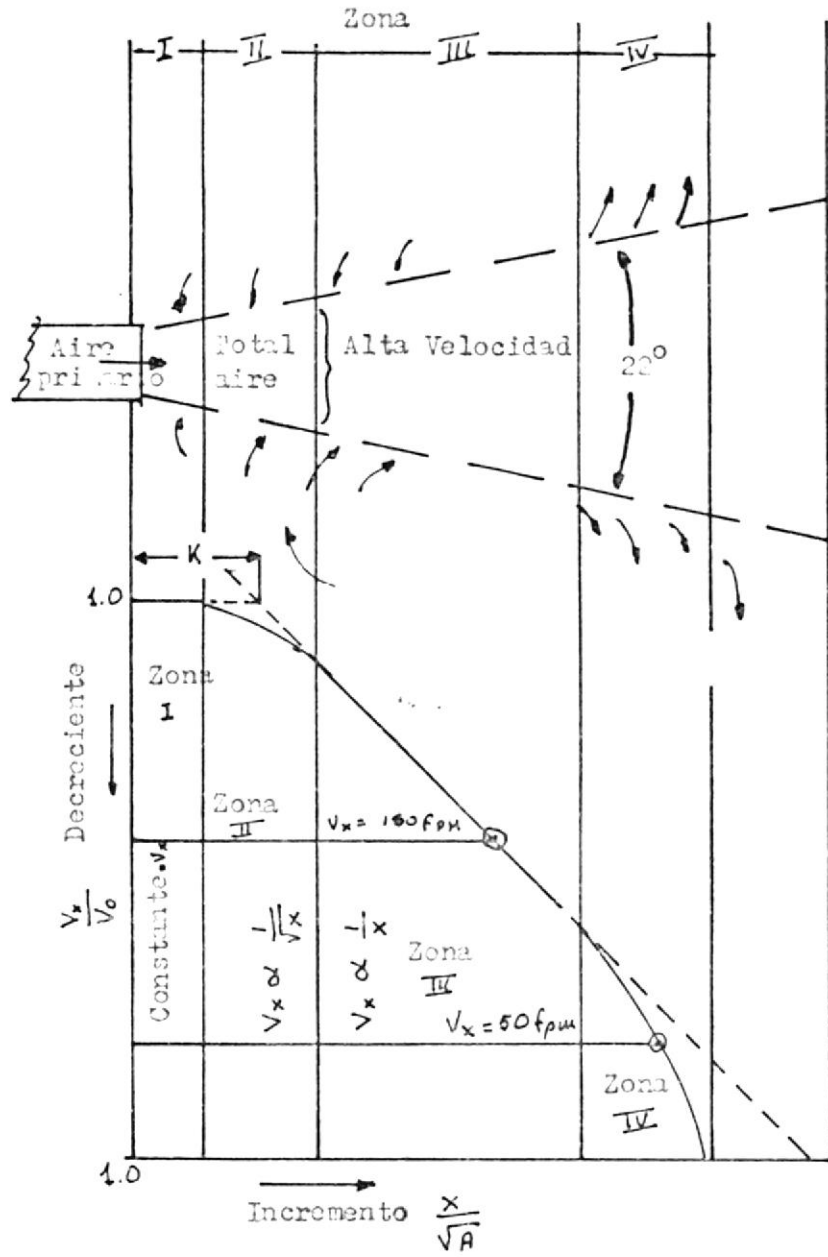


figura 3-8

$$h_c = 0.0175 G^{0.8} \text{ Kcal/hm}^\circ\text{C}$$

$$h_c = G^{0.37} \text{ Kcal/hm}^\circ\text{C}$$

* Ref. 23

Si la radiación y la conducción son significativas, el efecto de la velocidad del gas puede ser poco importante.

Para nuestro caso la velocidad del aire, se la puede calcular empleando el diagrama de Shepherd*. * Ref. 19.

Del diagrama de Shepherd se deduce que para aire a 25°C y 55% de humedad relativa, la velocidad de secado es:

$$W_1 = 0.4 \text{ Kg/mh}$$

Vamos a diseñar un equipo capaz de tener una velocidad de secado de:

$$W = 50 \text{ litros/hora} = 50 \text{ Kg/hora}$$

entonces por cada m^2 es $W_2 = 0.63 \text{ Kg/hora m}^2$, ahora podemos calcular el factor necesario para encontrar la velocidad del aire empleando el diagrama de Shepherd y la ecuación

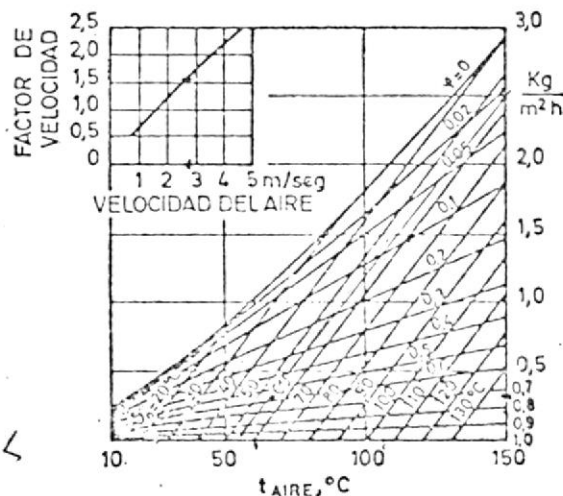


DIAGRAMA DE SHEPHERD

$$W_1 \times F = W_2$$

$$F = \frac{W_2}{W_1}$$

$$F = \frac{0.63}{0.4} = 1.58$$

Por consiguiente, la velocidad del aire, aplicando el diagrama será:

$$V = 2.8 \text{ m/seg.}$$

Selección de Bocas de Impulsión.- Una corriente de aire descargada desde una apertura libre tiene 4 zonas de expansión y la línea central de corriente, en cualquier zona es relativa a la velocidad inicial como se lo indica en la fig. 3-8.

La zona tercera es la más importante ya que es la que concierne a la distribución del aire dentro de la cámara y la relación entre la velocidad inicial y la línea central de corriente está dada por la ecuación.

$$V_x = V_0 A_0^{1/2} K \quad \text{Ref. 23}$$

$$V_x = K Q_0 / A_0^{1/2} X$$

Donde:

V_0 = Velocidad inicial

V_x = Velocidad de la línea central a una distancia X

X = Distancia

A_0 = Area a la cual la velocidad inicial fue medida

K = Constante de proporcionalidad

K VARIA 6 para aperturas libres

K VARIA 5 rejillas

* K VARIA 1 difusores

Q_0 = cantidad de aire

Los pocos principios básicos de las distribuciones del aire del cuarto son mostrados en la figura 3-9 (Ref. 23), por los

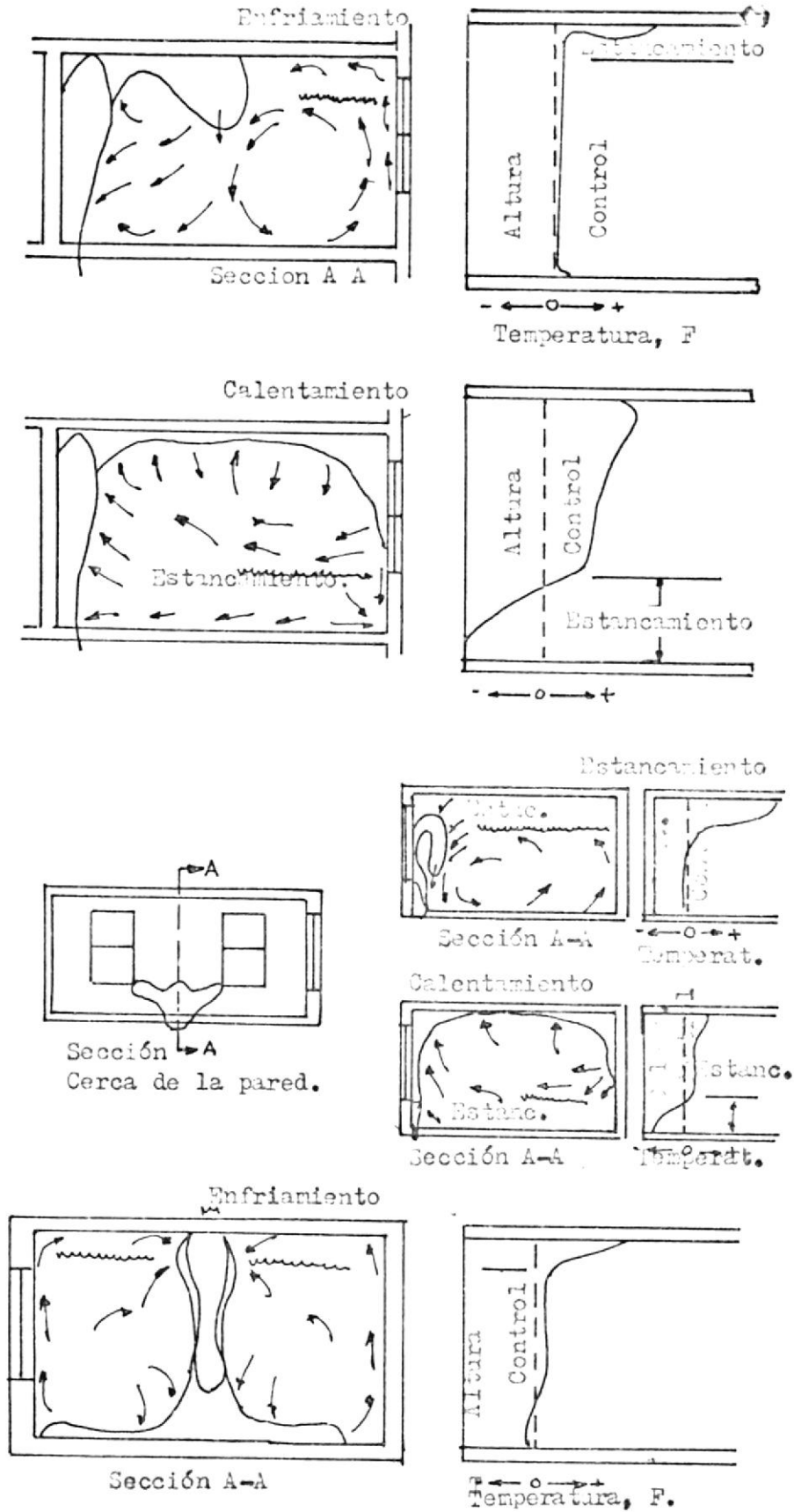


figura 3-9

patrones del movimiento del aire en la cámara y los promedios degradantes de temperatura.

La alta velocidad del aire inicial o primario (mancha oscura) y del aire total (mancha clara), representa los momentos de la región alta del movimiento del aire del cuarto.

Proyectando aire primario y aire total sobre superficies calientes o frías, tiende a prevenir la formación de corriente de zonas extensas que es perjudicial y posee las más grandes gradientes de temperatura.

Para nuestra selección usamos el gráfico F₁ y F₂ de la referencia 23, además lo siguiente:

Velocidad del aire en la tercera zona = 2.8 m/seg.

Cantidad de aire total = 20750 m³/hora

Alcance 11.05 m.

N_c = 65 máximo

La intercepción del alcance y la línea de tercera zona en la figura F (Ref. 1) determinamos el máximo número de rejillas y la deflección obteniendo:

116 m³/mm por C/rejilla y 0° de deflección

Por lo siguiente obtenemos tres rejillas de area igual a 0.1393 m².

Usando el gráfico F-2 de la Ref. 23 encontramos que la velocidad de salida es 13.208 m/seg. y una presión de velocidad de 10.785 mm. W.G. y una presión total de 12.268 mm. W.G.

Diseño de Ductos. - La ecuación básica para el aire fluyendo en un ducto es la ecuación de la continuidad.

$$Q = Av$$

Donde:

Q = Cantidad de flujo de aire ($m^3/seg.$)

A = Area transversal del ducto (m^2)

v = Velocidad ($m/seg.$)

El aire fluye en ductos por la diferencia en presión creada por el ventilador. La presión del ventilador tiene que ser suficiente para sobrepasar la resistencia en el ducto e impedir la deseada velocidad al aire que fluye a lo largo del ducto.

Por Bernoulli:
$$P = P_s + P_v = \frac{\rho}{2} v^2 + P$$

Donde:

P = presión total, milímetros W.G.

P_s = presión estática, milímetros W.G.

P_v = presión de velocidad, milímetros W.G.

Como la presión estática es debida únicamente a la fricción, habremos de aquí en adelante de fricción.

Existe 3 métodos para el diseño de ductos:

1. El método de la velocidad

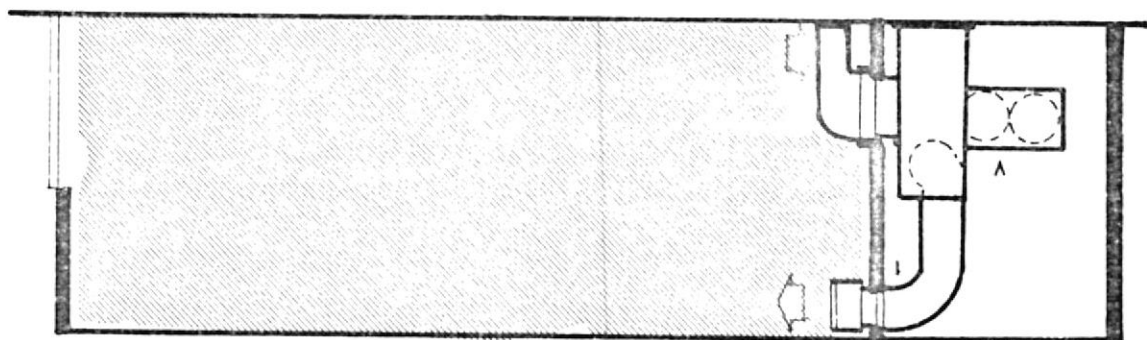
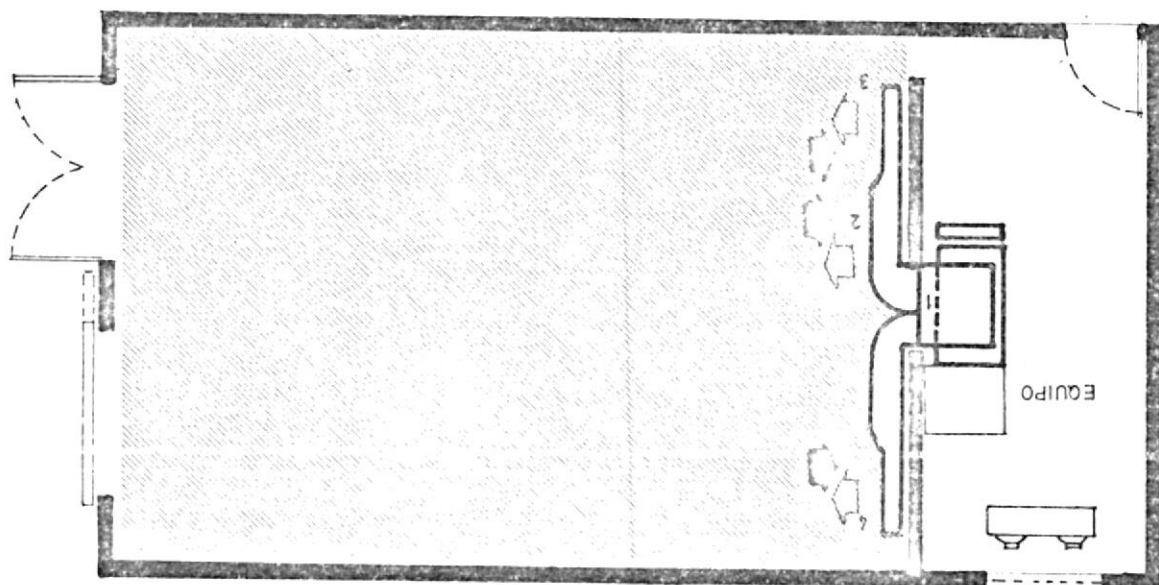
2. El método de igual fricción.

3. El método de reganancia estática

De estos tres métodos solo se explican los dos últimos, que

DISTRIBUCION DE DUCTOS DE DESCARGA

FIGURA 3 - 10



son los más usados y seguros.

Método de igual fricción.- Consiste en diseñar las diferentes secciones de ductos manteniendo constante las pérdidas debido a la fricción.

Lo primero que se hace es estableciendo el factor de fricción y seleccionando la velocidad de diseño en el ducto principal cerca del aparato considerando los niveles de ruido, estos factores de fricción se los obtiene de la tabla 7 y la velocidad se la selecciona de la tabla 7 de la referencia 1, usando la ecuación de la continuidad sacamos el área.

Método de Reganancia estática.- El principio básico de este método es considerar que el incremento en presión estática (Reganancia debida a la reducción de velocidad) en cada brazo o terminal de aire sobrepone las pérdidas por fricción en las siguientes secciones del ducto. La presión estática será la misma antes de cada terminal y en cada brazo.

Los Ductos de descarga de aire irán distribuidos tal como indica la Fig. 3-10 (Ref. 22) para el dimensionamiento de ellos emplearé el método de Reganancia estática.

El método de cálculo de igual fricción se lo empleará para el cálculo de ductos de retorno y tomamos una velocidad de 13 m/seg. (Ref. 1). Empleando las cartas y gráficas de Carrier - procedemos hacer nuestro cálculo de Ductos y obtenemos una pérdida constante de 0.25 de mm. W.G. por metro de longitud

CUADRO DE DISEÑO DE DUCTOS POR REGANANCIA ESTÁTICA

Sección Ducto	ITEM	Diámetro del ducto mm.	m ³ /min.	m/seg. Vu velocidad entrada	mm. W.G. presión velocidad	Velocidad salida	Presión de velocidad	Presión estática 30.4 m.	Longitud ducto m.
V - 1	DUCTO	658		17.99	19.8			13.20	1.47
	CODO	658		17.99	19.8				
1 - 2	CODO	658 x 533	115.2	17.99	19.8	17.27	18.54		
	DUCTO	533		17.27	18.54			17.27	1.72
2 - 3	REDUCC	533 x 381		17.27	18.54	16.76	17.27		
	DUCTO	381		16.76	17.27		25.4	2.75	
1 - 4	CODO	658 x 381		17.99	19.8	16.76	17.27		
	DUCTO	381		16.76	6.09			25.4	1.72

CUADRO DE DISEÑO DE DUCTOS POR REGANANCIA ESTÁTICA (Continuación)

Pérdida de P. Accesorios	Pérdida estática del ITEM	Reganancia Estática del ITEM	Reganancia Sección	Acumulación estática de presión	Ductos Rectangulares mm.
	0.762				
6.35 x 19.8	5.08		5.84	5.84	762 x 508
-19.05 x 1.27	1.01	1.01	0	0	457 x 508
-19.05 x 1.27	2.28	0.939	1.346	7.18	381 x 330
-19.05 x 1.27	1.42	0.939	0.508		381 x 330

equivalente a un ducto de 750 mm. de diámetro.

Calculamos el área de las demás secciones empleando la tabla 13 (Carrier) que está dada en porcentajes de control.

TRAMO 4-1	33.3% m ³ /seg.	41% Area conducto original
TRAMO 1-2	66.6%	72.5% Area conducto original
TRAMO 2-3	33.3%	41% Area conducto original

Ahora el ducto original es

$$\frac{5.76}{13} = 0.44 \text{ m}^2$$

Entonces tenemos:

	AREA DEL DUCTO	DIMENSIONES
TRAMO 4-1	0.18 m ²	300 x 650
TRAMO 1-2	0.29 m ²	350 x 400
TRAMO 2-3	0.18 m ²	300 x 650

Las tres rejillas de retorno tendrán un área igual a 0.21 m².

CAPITULO 4

EQUIPO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION DEL AIRE

4.1. SELECCION DEL REFRIGERANTE

Antes de considerar las de los refrigerantes, definiremos brevemente que es un refrigerante.

Existen dos tipos de refrigerante: los primarios y los secundarios.

Los refrigerantes primarios son sustancias químicas que absorben calor al evaporarse a baja temperatura y lo cede al congelarse a alta temperatura y presión.

Los refrigerantes secundarios que incluyen: el agua, las salmueras y los anticongelantes, estos refrigerantes transportan calor, desde un punto lejano, al evaporador del sistema de refrigeración.

Los refrigerantes más utilizados en el acondicionamiento del aire y cámaras frigoríficas han sido clasificados por la "American Society of Refrigerating Engineers" de la siguiente forma:

1. Hidrocarburo
2. Compuesto inorgánico
3. Sustancias orgánicas no saturadas
4. Hidrocarburos alogenados (halocarburos)
5. Mezclas Aecotropicos

De la clasificación anterior haremos un pequeño estudio so-

bre los: Refrigerantes Inorgánicos y halocarburos, ya que dentro de esta clasificación se encuentran los refrigerantes que son aptos para ciclos de compresión mecánica.

4.1.1. Los Refrigerantes Inorgánicos.- Los refrigerantes mas usados antiguamente (1930) fueron casi exclusivamente compuestos inorgánicos.

En sistemas de compresión de vapor se usaron el bióxido de carbono, el amoniaco y el bióxido de azufre, siendo el de mayor importancia el amoníaco.

El amoníaco desde un punto de vista termodinámico es un refrigerante excelente.

Su punto de ebullición es de -33.0°C a 14.696 psia. permite presiones de evaporación positivas en la mayoría de aplicaciones de refrigeración, su punto de congelación es bajo de -76.9°C , mientras su temperatura crítica es de 131.67°C .

Su característica sobresaliente es su elevado calor latente de vaporización, tiene excelentes características de transferencias de calor.

En presencia del agua, el amoníaco ataca fuertemente al cobre y sus aleaciones; como en cualquier sistema de refrigeración puede haber algo de agua con el amoníaco no se usan materiales de cobre sino materiales férreos, también es inmisible o insoluble en aceites, minerales, lubricantes, sin embargo es soluble en el agua.

La desventaja del amoníaco es que es fuertemente irritante e intolerable aún en pequeñas concentraciones, es ligeramente tóxico. Con una concentración de 16 y 25% de volumen en aire arde debilmente.

4.1.2. Los Refrigerantes Halocarburos.- La ASHRAE ha identificado 42 compuestos halocarbureados como refrigerantes de las que solo consideramos los refrigerantes 11, 12 y 22.

Estos se conducen sintéticamente y se desarrollarán como la Familia Freon.

La característica sobresaliente de la Familia Freon es su atoxicidad, su no inflamabilidad, el no ser irritantes y no ser peligrosos.

Refrigerante 11.- Es el tricloromonofluorometano CCl_3F ; es un líquido claro, incoloro, con un punto de ebullición relativamente alto de 28.59°C a 14.696 psia, tiene una temperatura de congelación de -110.03°C y una temperatura crítica de 231.27°C .

Su principal uso es un sistema de temperatura relativamente alta, que emplean compresores centrífugos.

Refrigerante 12.- Es el diclorodifluorometano CCl_2F_2 , fue el primer freón desarrollado y el de mayor uso. Es un líquido claro e incoloro con un punto de ebullición de (-12.6F a 14.69) -297.4°C a 14.694 psia, que permite por tanto, presiones positivas de evaporación. Tienen una temperatura crítica relativamente alta 110.88°C y también una temperatura de congelación

relativamente alta de -156.26°C .

Refrigerante 22.- Es el monoclorodifluorometano CMCLF_2 hierve a -40.37°C a 14.696 psia. Es muy usado en refrigeración a baja temperatura. El refrigerante 22 tiene mayor calor de evaporización que el refrigerante 12 y su vapor es también mas denso.

Es semimiscible con aceite, siendo bien miscible a temperatura ambiente, pero relativamente inmisible a temperaturas por debajo de -47.68°C .

Para hacer una buena selección del refrigerante ideal debería tener como mínimo las siguientes características:

- a. Presiones de evaporación positivas.- Estos impiden la infiltración de aire atmosférico dentro del sistema durante el trabajo.
- b. Presiones de Condensación moderadamente bajos.- Estas características permiten el uso de equipo y tuberías ligeras en el lado de la alta presión del sistema.
- c. Temperatura crítica relativamente alta.- Esta debe ser bastante alta comparada con la temperatura de condensación normales para impedir exigencias indebidas de presión.
- d. Baja temperatura de congelación.- La temperatura de congelación debe ser lo suficiente baja para que el refrigerante no pueda solidificarse durante el trabajo normal.
- e. Costo bajo del refrigerante.

6. Alto calor latente de vaporización. - Esto significa un alto efecto refrigerante por lbm de refrigerante circulando. Inactividad y estabilidad. - El refrigerante debe ser inerte a reacciones con los materiales del sistema. No debe ser corrosivo en la presencia de agua, estable en su constitución química.
7. Alta resistencia dieléctrica del vapor. - Esta característica es muy importante en unidades de compresión hermética-mente selladas, donde el vapor refrigerante puede estar en contacto con los arrolamientos del motor.
8. Buenas características de transferencia de calor. - Esta incluye en la densidad, calor específico, conductividad térmica y viscosidad. Altos coeficientes de transferencia de calor reducen la superficie requerida en los combinados.
9. Solubilidad satisfactoria en aceite. - El aceite conducido a otras partes por el refrigerante puede disminuir la transferencia de calor en el evaporador y en el condensador. Las características presión temperatura de la solución aceite refrigerante puede diferir de los del refrigerante puro. La lubricación del compresor puede ser afectada.
10. Baja solubilidad en agua. Los efectos principales que afectan la humedad en un sistema de refrigeración son la corrosión y la congelación de los dispositivos de expansión.
11. No toxicidad. - El refrigerante no debe ser venenoso para el ser humano.

- m. No irritabilidad.- El vapor no deberá irritar ojos, nariz, pulmones o piel.
- n. No inflamabilidad.- El vapor no deberá arder ni sufrir combustión o ninguna concentración con el aire atmosférico.
- o. Detención fácil de fugas.

Razón por la que hacemos un cuadro comparativo para una mejor apreciación de las características del refrigerante a escoger.

T A B L A *

PROPIEDADES	AMONIACO (NM3)	F12	F22	F11
<i>Criterios Termodinámicos.</i>				
T. ebullición Normal	- 33.35°C	- 29.8°C	-40.80°C	
T. Crítica	132.4°C	112.0°C	96.0°C	
Tasa Compresión	4.746.0	4.0711	6.99	
PROPIEDADES DE SEGURIDAD				
Toxicidad	Muy tóxico	No tóxico		No tóxico
Inflamabilidad	Poco inflamable	No inflamable		No inflamable
PROPIEDADES				
Acción sobre alimentos	Fuerte	Casi nula	Casi nula	
CRITERIOS TERMICOS				
Acción sobre metales	Ataca al cobre	Ataca al magnesio		
Acción sobre aceites	No miscible con el aceite.	Completamente miscible con el aceite.		Parcialmente miscible dependiendo de condiciones de presión y temperatura de trabajo ligero.
Térmico	Muy grande			
Altitud a las fugas	Ligera			

*Ref. 28

Detección	Fácil (olor)	Difícil		
Criterios Económicos				
Precio				
Disponibilidades	Grande	Frande	Poca	Poca

- Para una temperatura de condensación de 40°C y para una temperatura de 7°C para un ciclo standard sin considerar recalentamiento y subenfriamiento.

De acuerdo al análisis de la tabla de propiedades de los refrigerantes, seleccionamos al R-12 como el refrigerante a utilizar en nuestra instalación por las siguientes ventajas:

1. Bajo costo
2. Gran disponibilidad en el mercado
3. Criterios termodinámicos aceptables para nuestras condiciones.
4. Buenos criterios de seguridad.

4.1.3. Determinación de la temperatura de evaporación. Para poder determinar la temperatura de evaporación tenemos que considerar:

- Temperatura de salida del aire
- Temperatura de rocío

Si el aire húmedo se enfría por debajo de su punto de rocío, habrá condensación de la humedad.

Para nuestro caso tomaremos como temperatura de evaporación 11°C .

4.1.4. *Determinación de la Temperatura de Condensación.*- Para poder determinar la temperatura de condensación hay que tomar en consideración ciertos factores tales como la temperatura de bulbo seco promedio de Guayaquil, que se encuentra dentro del orden de 32°C y además, si conocemos que

$$T_{\text{cand}} = 10^{\circ}\text{C} + t_{\text{aire ext}}$$

$$T_{\text{conden}} = 10^{\circ}\text{C} + 32^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{conden}} = 42^{\circ}\text{C}$$

4.1.5. *Determinación del ciclo termodinámico.*- Tenemos los siguientes ciclos de refrigeración:

- ciclo de compresión mecánica
- ciclo de absorción
- ciclo de aire
- ciclo de chorro de vapor de agua

Haremos una comparación entre los dos ciclos de mayor aplicación en nuestro país que son:

1. El ciclo de compresión mecánica
2. El ciclo de absorción

En el ciclo de refrigeración por absorción es cuando el compresor de un sistema de compresión de vapor se sustituye por el conjunto generador-absorvedor, la figura representa el diagrama del flujo del sistema tipo.

La utilización de este ciclo se justifica en el caso de que exista instalaciones de vapor en la empresa o industria donde

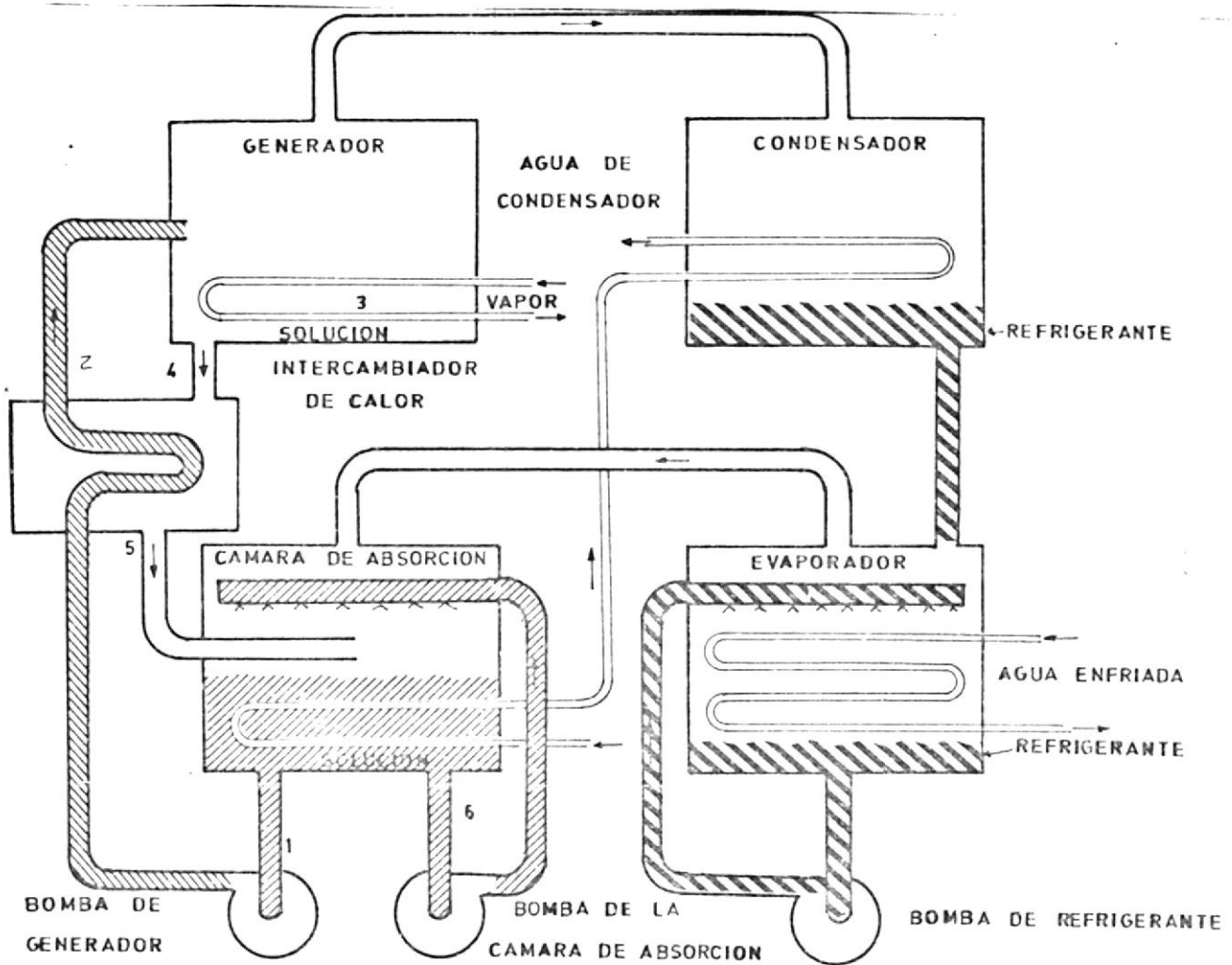


FIGURA 4-1

CICLO DE REFRIGERACION POR ABSORCION

se va adaptar este sistema, caso contrario su instalación sería sumamente costosa.

Por lo tanto dentro de nuestras necesidades, el ciclo que mas nos interesa y que nos conviene, es el ciclo de compresión mecánico.

En este ciclo encontramos 4 subdivisiones que a continuación mencionamos:

- a. Ciclo a una sola etapa
- b. Ciclos a dos etapas
- c. Ciclos a tres etapas
- d. Ciclos en cascadas

De los 4 ciclos dichos anteriormente haremos un breve estudio del ciclo de una sola etapa ya que es el que se ajusta a nuestras necesidades y características.

Ciclo de compresión mecánica a una sola etapa. - En este ciclo intervienen dos fenómenos:

1. Al evaporarse un refrigerante líquido absorbe calor, generando que hace bajar la temperatura del ambiente que lo rodea.

2. Al condensarse el vapor refrigerante cede calor, que eleva la temperatura del ambiente que lo rodea.

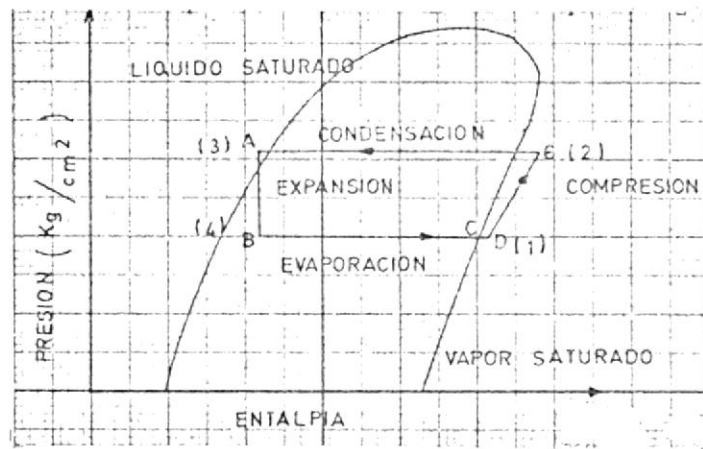
El ciclo puede ser seguido desde cualquier punto del sistema. La Fig. 4-2 es un esquema y la Fig. 4-3 es un diagrama de presión entalpía de un ciclo de compresión.

Empezando en el punto A antes del evaporador en la Fig. 4-2 y en que el refrigerante está en estado líquido. La entrada del líquido en el evaporador es controlada por un dispositivo automático de estrangulación, (válvula de expansión) que es accionado por la temperatura y por la presión.

La presión del refrigerante a través de la válvula desciende

vula de expansión, tiene lugar desde C hasta D.

El gas sobrecalentado entra en el cilindro del compresor por la tubería de aspiración. La carrera descendente del pistón hace que sea aspirado el gas de un cilindro a través de la válvula de aspiración o de entrada, gas que es comprimido en la carrera ascendente, elevando su temperatura y presión hasta el punto E. La presión conducida hace que el gas caliente fluya al condensador.



F I G U R A 4-3

DIAGRAMA DEL CICLO DE COMPRESION

La válvula de salida del compresor impide que vuelva a entrar en el cilindro, el gas comprimido.

En el condensador, el medio de condensación (aire) absorbe calor al condensar el gas caliente. El refrigerante líquido es recogido en un depósito receptor que puede estar cambiando o no con un condensador. Luego, el líquido es impulsado por la

tubería hasta la válvula de expansión A, donde vuelve a comenzar el ciclo.

4.1.6. Determinación de las características de refrigeración.

$$Q_f = m (h_f - h_i)$$

Q_f = calor absorbido por el aire

h_f = entalpía final

h_i = entalpía inicial

$$Q_f = 25000 \text{ Kg de aire/hora} \times 3 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_f = 75000 \text{ Kcal/hora}$$

Las características del ciclo serán determinado en el diagrama de Mollier para el R-12.

Temperatura de condensación a la correspondiente presión de condensación.

$$T_c = + 42^\circ\text{C}$$

$$P_c = 10.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Temperatura de salida del refrigerante en el evaporador

$$T_1 = 20^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 139.5 \text{ Kcal/Kg}$$

Temperatura de salida del refrigerante en el condensador

$$T_3 = 42^\circ\text{C}$$

$$h_3 = 110 \text{ Kcal/Kg}$$

Debido a expansiones isentálpicas tenemos:

$$h_3 = h_4 = 110 \text{ cal/Kj}$$

El volumen específico en el punto 1 es

$$V_1 = 44 \text{ dm}^3/\text{Kg}$$

CUADRO DE CARACTERISTICAS DEL CICLO

Puntos	1	2	3	4
T °C	20	52	42	11
P Kg/cm	4.75	10.5	10.5	4.75
h Kcal/Kg	139.5	143.5	110	110

4.1.7. Determinación del caudal Masico refrigerante

$$Q_f = m_r \Delta h$$

Q_f = cantidad de calor a extraerse

m_r = caudal másico del refrigerante

Δh = diferencia de entalpía entre la entrada y salida del eva
porador.

$$m_r = \frac{Q_f}{\Delta h} = \frac{Q_f}{h_1 - h_4}$$

$$m_r = \frac{75000 \text{ Kcal/hora}}{29.5 \text{ Kcal/Kg}}$$

$$m_r = 2542.37 \text{ Kg/hora}$$

CAUDAL VOLUMETRICO

Este lo determinaremos por la siguiente fórmula:

$$m_v = m_r V$$

m_v = caudal volumétrico

m_r = caudal másico del refrigerante

V = volumen específico en el punto de aspiración al compresor.

$$m_v = 2542.37 \text{ Kg/hora} \times 44 \text{ dm}^3/\text{Kg}$$

$$m_v = 111864.28 \text{ dm} / \text{Kg}$$

$$m_v = 111.86428 \text{ m}^3 / \text{hr}$$

4.2. CALCULO Y SELECCION DE COMPRESORES EVAPORADORES Y VALVULAS DE EXPANSION

4.2.1. Selección y Cálculo del Compresor.- El compresor es el primer componente que se analiza de los cuatro componentes de un sistema de compresión de vapor. Además se lo considera como el corazón del sistema.

A continuación describimos la clasificación general de los compresores frigoríficos,* y de esta división, tendremos que seleccionar el más apropiado, para nuestras necesidades.

Por recomendaciones de los constructores de compresores para caudales menores de 1500 m³/h como en nuestro caso, es recomendable utilizar compresores volumétricos a pistón alternativo.

COMPRESORES

No volumétricos: Axial

Radial (Centrífugo)

A dos rotores: Tornillo
Root

Rotativo

Volumétricos

A un rotor: A paletas múltiples
Pistón rotativo

Alternativo

* Ref. 28

El compresor alternativo consiste en un émbolo o pistón que se mueve alternativamente en un cilindro que lleva dispuesta válvulas de admisión y escape para permitir que se realice la compresión, estos compresores tienen su propia clasificación y se basa en la forma y características de construcción.

- Según el número y disposición de los cilindros
- Según el movimiento del refrigerante
- Según el diseño de carter

La selección del equipo de compresión en base a esta última clasificación se la realizará al final.

Consideraciones generales en la selección de compresores.- El volumen a desplazar y la tasa de compresión son de los criterios más importantes a considerar para efectos de selección de un compresor Sin embargo existen otros factores suplementarios como:

- Dimensión y peso
- Regularidad de funcionamiento
- Regularidad del caudal desplazado
- Generación de vibración y ruidos
- La solución del refrigerante por el aceite

Cálculo del Compresor.- Tomaremos como base los siguientes datos:

- Potencia Frigorífica 75000 Kcal/hora
- Caudal másico 2542.37 Kg/hora
- Caudal volumétrico 111.86428 m³/Hora.

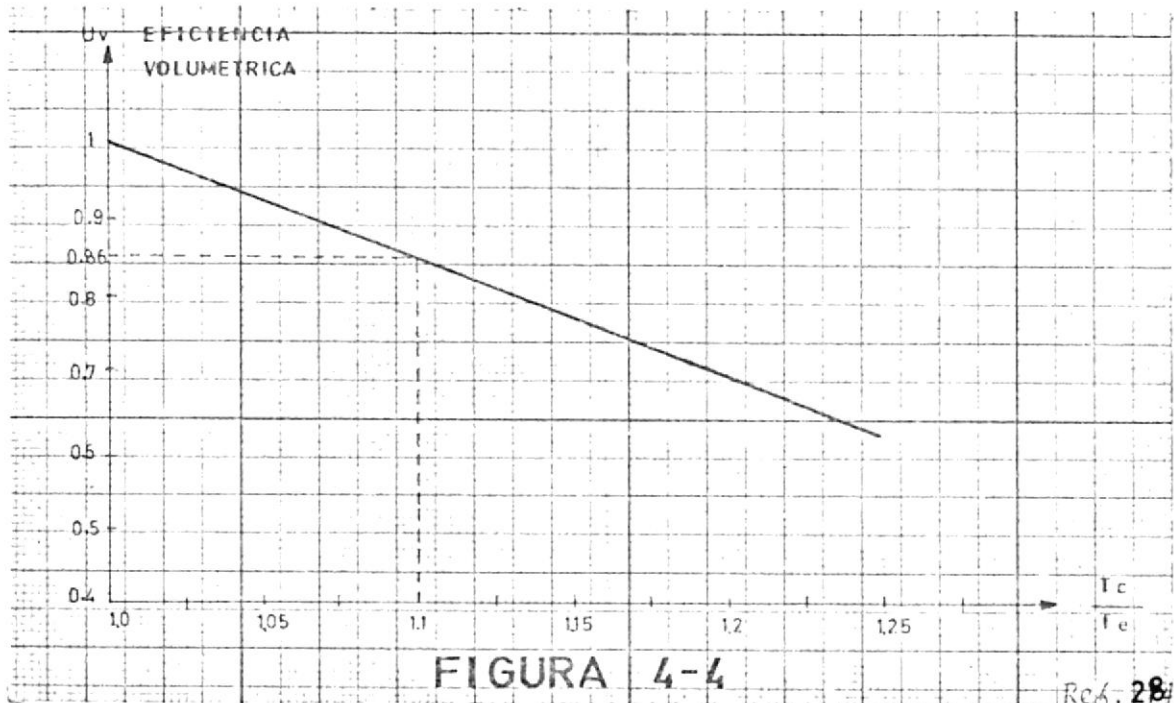
Con el caudal volumétrico real, podríamos escoger de acuerdo a los catálogos de los constructores de equipos frigoríficos; el compresor que necesitamos para nuestro sistema, pero para una mejor selección se debe determinar el caudal volumétrico teórico.

m_{vt} = caudal volumétrico teórico

m_{vr} = caudal volumétrico real

n_v = rendimiento volumétrico

El valor del rendimiento volumétrico, lo obtendremos a partir del diagrama en el cual constan como parámetros, la relación entre las temperaturas de condensación, evaporación y el rendimiento volumétrico.



$$T_c = t_c + 273 = 42 + 273 = 315^\circ\text{K}$$

$$T_e = t_e + 273 = 11 + 273 = 284^\circ\text{K}$$

$$\frac{T_c}{T_e} = \frac{315}{284} = 1.10$$

Encontramos que el rendimiento volumétrico tiene un vapor de:

$$n_v = 0.86$$

$$m_{vt} = \frac{m_v r}{m_v}$$

$$m_{vt} = \frac{111.86428}{0.86} = 130.074 \text{ m}^3/\text{hr}$$

El compresor debe ser impulsado directamente por el motor en la mayoría de los casos el motor es del tipo asíncronico.

En estas condiciones, el número de velocidades posibles es muy limitado y depende del número de polos del motor de impulsión.

Para 2 polos	$u = 2900$	rpm
" 4 "	$u = 1450$	"
" 6 "	$u = 980$	"
" 8 "	$u = 725$	"

Prácticamente la velocidad de 2900 rpm es demasiado elevada y no es nunca usada. La selección se limita a las tres siguientes: siendo las velocidades de 1450 y 980 rpm las más comunmente empleadas.

Nosotros escogemos una velocidad de rotación del cigueñal de los compresores, será de 1450 rpm.

Calcularemos, la velocidad lineal promedio de los pistones por medio de la fórmula:

$$v = \frac{2 \text{ L.N.}}{60} \text{ m/seg.}$$

En donde:

v = velocidad lineal en m/seg.

L = carrera del pistón en mm.

N = revoluciones por minuto

Para calcular L , asumiremos un valor para L que en la práctica se toma según el tipo de refrigerante.

	L/d^*	Ref. 28
Para el NH ₃	1.1 a 1.3	
Para el R12 o R22	0.8 a 1	
Para el CH ₃ C1	1	

Para nuestro caso asumiremos un $\frac{L}{d} = 0.8$

L = carrera del pistón

d = diámetro interior del cilindro

Nos figuramos un valor arbitrario de

$$d = 80 \text{ mm}$$

Como $L = 0.8 d$

$$L = 0.8 \times 80 = 64 \text{ mm}$$

y
$$v = \frac{2 LN}{60}$$

$$v = 2 \times 64 \times 1450 = 3093.33 \text{ mm/seg.}$$

Convirtiéndoles en metros

$$v = 3.09333 \text{ m/seg.}$$

Con lo que comparamos con datos prácticos que dan en referencia 28.

$$2 < v < 5$$

En donde nos damos cuenta que el valor calculado por nosotros está dentro del rango.

Ahora calcularemos el número de cilindros.

$$m_{vtu} = \frac{d^2 \pi}{4} \times L \times Z \times N$$

m_{vtu} = Caudal volumétrico teórico unitario

d = Diámetro interior del cilindro

w = Velocidad angular.

L = Carrera del pistón

Z = Número de cilindros

$$m_{vtu} = \frac{3.14 \times (80 \times 10^{-3})^2 \times 64 \times 10^{-3} \times 1450 \times 60}{4}$$

$$m_{vtu} = 27.973 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Relacionemos los caudales volumétricos y tendremos el número de cilindros.

$$Z = \frac{130.074}{27.973} = 4.649$$

Tomamos un compresor de 4 cilindros y calcularemos los verdaderos valores para seleccionar el compresor.

$$\frac{Z}{Z'} = \frac{4.649}{4} = 1.162$$

Y el nuevo valor para el diámetro es:

$$d' = 80 \times 1.162$$

$$d' = 80 \times 1.0779$$

$$d' = 86.23 \text{ mm.}$$

En igual forma

$$L' = 8 \times 86.23$$

$$L' = 68.984 \text{ mm.}$$

También

$$m'_{vtu} = \pi \frac{d^2}{4} \times L \times Z \times N$$

$$m'_{vtu} = 3.14 \times \frac{(86.23 \times 10^{-3})^2}{4} \times 68.984 \times 10^{-3} \times 1450 \times 60$$

$$m'_{vtu} = 35.03 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Por lo tanto:

$$Z = \frac{130.074}{35.03} = 3.7132$$

$$Z = 3.7132 \approx 4$$

Comprobaremos ahora la velocidad lineal si se encuentra dentro de los límites correspondientes.

$$v' = \frac{Z \times L \times N}{60}$$

$$v' = \frac{2 \times 68.984 \times 10^{-3} \times 1450}{60} = 3332.4 \text{ mm/seg.}$$

$$v' = 3.332 \text{ m/seg que es un valor aceptable}$$

CUADRO DE RESUMEN DE LAS CARACTERISTICAS DEL COMPRESOR

Compresor simple efecto

Número de Cilindros 111.86 m³/hr

Caudal volumétrico real 130.074 m³/hr

Diámetro Interior del cilindro 86.23 mm.

Carrera del Pistón 68.98 mm

Velocidad 1450 rpm

POTENCIA TEORICA DEL MOTOR DEL COMPRESOR

$$P_{tc} = \frac{m (h_2 - h_1)}{860}$$

Donde:

P_{tc} = Potencia teórica

m = Caudal Másico

h_2 = Entalpías de salida del compresor

h_1 = Entalpías de entrada del compresor

$$P_{tc} = 2542.37 \text{ Kg/hr} \frac{(143.5 - 139.5)}{860 \text{ Kcal/h} - \text{Kw}} \text{ Kcal/Kg}$$

Potencia = 11.824 Kw

P_{tc} = 15.847 HP

POTENCIAL REAL DEL MOTOR DEL COMPRESOR

$$P_{real} = \frac{1.25 \times P_{tc}}{N_m \times N_i}$$

N_m = Eficiencia mecánica* *Ref. 28

N_i = Eficiencia indicada* *Ref. 28

$$P_{real} = \frac{1.25 \times 15.857}{0.8 \times 0.86} = 28.80$$

$$P_{real} = 28.80 \text{ H.P.}$$

4.2.2. Cálculo del evaporador.- El evaporador tendrá superficie de intercambio de calor, consiste en tubos con aletas de alto rendimiento.

Los tubos del evaporador serán de cobre dispuestas en líneas con una separación de 6.5 mm. las aletas serán de aluminio.

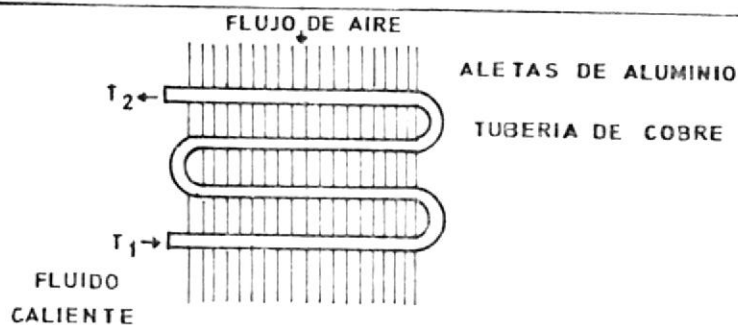


FIGURA 4-5

DISPOSICION DE LOS TUBOS DEL EVAPORADOR

CALCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCION EXTERIOR DE LAS ALETAS

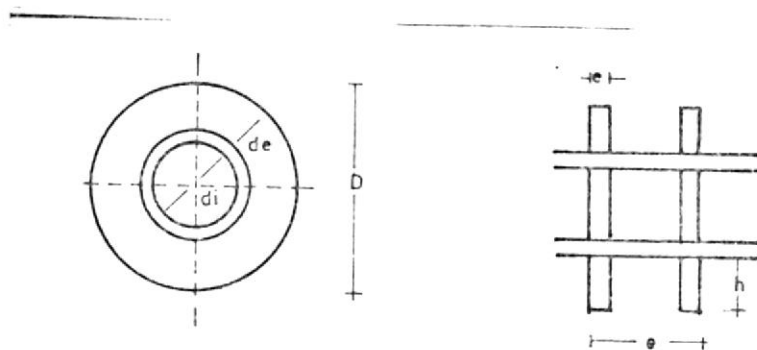


FIGURA 4-6

ALETAS DEL EVAPORADOR

$$\frac{\text{Superficie de la aleta}}{\text{Superficie del agujero}} = \gamma^*$$

$$\text{Superficie de la aleta} = \left(\frac{D^2}{4} - \frac{de^2}{4} \right)$$

$$\text{Superficie del agujero} = \frac{de^2}{4}$$

Aplicamos la relación:

* Ref. 3

$$\frac{\left(\frac{D}{4} - \frac{de}{4}\right)}{\frac{de}{4}} = 7$$

$$\frac{\frac{D}{4} - \frac{de}{4}}{\frac{de}{4}} = 7$$

$$\frac{D - de}{de} = 7$$

$$\frac{D}{de} - 1 = 7$$

$$\frac{D}{de} = 8$$

Asumimos un diámetro de 55 mm. tendremos que:

$$de^2 = \frac{D^2}{8}$$

$$de = \frac{D}{\sqrt{8}}$$

$$de = \frac{55}{\sqrt{8}} = \frac{55}{2.82} = 19.5 \text{ mm.}$$

$$de = 19.5 \text{ mm.}$$

$$de = 19.5 \text{ mm} \approx \text{es una tubería de } 3/4''$$

$$D = 55 \text{ mm.}$$

$$di = 17.05 \text{ mm.}$$

Temperatura media del aire.- De la carta psicométrica encontramos la temperatura de entrada y salida del aire.

$$t_{ea} = 18.8^\circ\text{C}$$

$$t_{sa} = 15.5^\circ\text{C}$$

$$t_{ma} = \frac{t_{ea} + t_{sa}}{2} = \frac{18.8 + 15.5^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$t_{ma} = 17.65^{\circ}\text{C}$$

Las características del aire a la temperatura media del aire son:

Densidad del aire a 17.65°C , como no existe valor para esta temperatura tenemos que interpolar dándonos un resultado de:

$$\delta_a = 1.19 \text{ Kg/m}^3 \quad \text{Ref. 27}$$

VISCOSIDAD DINAMICA

$$\mu_a = 6.12 \times 10^{-2} \text{ Kg/mh} \quad \text{Ref. 20}$$

CONDUCTIVIDAD TERMICA

$$\lambda_a = 0.00221 \text{ Kcal/hm}^{\circ}\text{C} \quad \text{Ref. 20}$$

$$\lambda_a = 2.21 \times 10^{-2} \text{ Kcal/hm}^{\circ}\text{C}$$

Conociendo todos estos valores aplicamos la fórmula:

$$Nu = C \times \left(\frac{d}{\theta}\right)^{-0.54} \times Re^u \times Pr^{0.4} \times \left(\frac{h}{\theta}\right)^{-0.14}$$

Donde:

C = Constante

Para un haz de tubos en línea 0.116

Para un haz de tubos tres bolillos o alternado 0.25

h = altura de la aleta

θ = paso de la aleta

d = diámetro exterior de los tubos

u = constante

para tubos en línea 0.72

para tubos en tres volillos 0.65

h - Calculamos de la siguiente forma:

$$h = \frac{d}{2} - \frac{de}{2} = \frac{1}{2} (D - de)$$

$$h = \frac{1}{2} (55 - 19.05)$$

$$h = 17.97 \text{ mm.}$$

θ - Lo podemos tomar arbitrariamente

$$\theta = 4 \text{ mm.}$$

$$Nu = \frac{\alpha + \theta}{\lambda_a} = \frac{V \times \theta \times \rho_a}{\lambda_a}$$

$$Re = \frac{V_c \times \theta \times \rho_a}{\mu_a}$$

$$Pr = \frac{C_p \times \mu_a}{\lambda_a}$$

Ahora determinaremos el número de aletas por metro de tubo.

$$Nb = \frac{\text{Longitud del tubo}}{\text{Paso entre aletas}} = \frac{L}{\theta}$$

$$Nb = \frac{1000}{4} = 250 \text{ aletas}$$

Calculamos la superficie interior y exterior de los tubos.

A_1 = Superficie exterior

A_2 = Superficie interior

$$A_1 = \pi D L = 3.14 \times 55 \times 1000$$

$$A_1 = 172700 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = \pi (D - de) (L = Nb \times e)$$

$$A_2 = 3.14 \times (55 - 19.05) (1000 - 250 \times 0.4)$$

$$A_2 = 99616.5 \text{ mm}^2$$

La velocidad frontal del aire la fijamos de acuerdo a experiencias de constructores de evaporadores "Carrier".

$$V_f = 3 \text{ m/seg.}$$

La velocidad del aire en la sección de paso más pequeña será:

$$V = V_f (A_1/A_2)$$

$$V = \frac{3 \times 172700}{99616.5} = 5.2 \text{ m/seg.}$$

$$V = 5.2 \text{ m/seg.}$$

Procedemos ahora a calcular el número de Regnold y Prand

$$Re = \frac{V \times \theta \times \rho_{\text{aire}}}{\mu_{\text{aire}}}$$

$$Re = \frac{5.2 \text{ m/seg.} \times 4 \times 10^{-3} \text{ mt} \times 1.19 \text{ Kg/m}^3}{6.12 \times 10^{-2} \times 1/3600 \text{ Kg/m seg.}}$$

$$Re = 1456$$

Donde

$$Pr_{\lambda} = \frac{C_{pa} \times \mu_a}{\lambda_a}$$

$$C_{pa} = 0.2397 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C} \quad \text{Ref. 5.}$$

$$Pr_{\lambda} = \frac{\text{Kg}^{\circ}\text{C}}{2.21 \times 10^{-2} \text{ Kg/m}}$$

$$Pr_{\lambda} = \frac{1.4669 \times 10^{-2}}{2.21 \times 10^{-2}} = 0.663$$

$$Nu = C \times \left(\frac{d}{\theta}\right) \times Re^u \times Pr^{0.54} \left(\frac{h}{\theta}\right)^{-0.14}$$

$$Nu = 0.116 \left(\frac{19.05}{4}\right)^{-0.54} \times (1456)^{0.72} \times 0.663^{0.4} \times \left(\frac{17.97}{4}\right)^{-0.14}$$

$$Nu = 0.116 (4.7625)^{-0.54} (1456)^{0.72} (0.663)^{0.4} (4.492)^{-0.14}$$

$$Nu = 0.116 (0.43) (189.44) (0.81)$$

$$Nu = 6.50582$$

Como:

$$Nu = \frac{\alpha_a \times \theta}{\lambda_a}$$

$$\alpha_a = \frac{Nu \lambda_a}{\theta}$$

$$\alpha_a = \frac{2.21 \times 10^{-2} \text{ Kcal/hm}^{\circ}\text{C} \times 6.50582}{4 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$\alpha_a = 3.594 \times \frac{10^3}{10^2} = 35.94 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\alpha_a = 35.94 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Que es el valor del coeficiente de convección exterior.

CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA ALETA

Como hemos considerado que el evaporador se va a construir en tubos de cobre con aletas de aluminio tenemos:

$$\text{Aluminio} = 174.33 \text{ Kcal/hm}^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Cobre} = 333.76 \text{ Kcal/hm}^{\circ}\text{C}$$

Ref. 5

Del gráfico (Fig. 2-11) del Libro de Compact Heat exchangers Kays and London) se encuentra el valor de la eficiencia de la aleta N_a pero es necesario encontrar ciertos parámetros r_o/r_i y $m (r_o - r_i)$.

Donde:

$$m = \sqrt{\frac{2 \alpha}{\lambda e}}$$

m = Parámetro, relaciona a la eficiencia de la aleta

α = Coeficiente de convección exterior

λ = Conductividad del aluminio

e = Espesor de la aleta

$$\therefore m = \sqrt{\frac{2 \times 35.94 \text{ Kcal/hm}^{\circ}\text{C}}{174.33 \text{ Kcal/hm}^{\circ}\text{C} \times 0.4 \times 10^{-3} \text{ m}}}$$

$$m = \sqrt{\frac{71.88 \text{ Kcal/hm}^2\text{C}}{69.732 \times 10^{-3} \text{ Kcal/hm}^{\circ}\text{C}}}$$

$$m = 32.106 \frac{1}{\text{m}}$$

y

$$m (r_o - r_i) = 32.106 \left(\frac{55}{2} - \frac{19.05}{2} \right) \times 10^{-3}$$

$$m (r_o - r_i) = 1154.11 \times 10^{-3} \times \frac{1}{2}$$

$$m (r_o - r_i) = 0.577$$

Encontramos el otro parámetro

$$\frac{r_o}{r_i} = \frac{55}{19.05} = 2.887$$

Vamos al gráfico y encontramos que:

$$N_a = 0.83 \quad \text{Ref. 12}$$

CALCULO DE LA SUPERFICIE DE LA ALETA Y SU EFECTIVIDAD

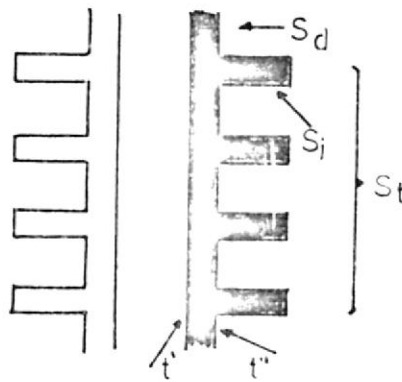
$$A_t = A_i + A_d$$

Donde:

A_t = Superficie exterior de las aletas

A_i = Superficie indirecta de intercambio térmico

A_d = Superficie directa de intercambio térmico



Donde A_i es:

$$A_i = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_e^2) N^{\circ} \text{ de aletas} \times 2$$

$$A_i = \frac{3.14}{4} (55^2 - 19.05^2) \times 250 \times 2$$

$$A_i = 392.5 (3025 - 362.90)$$

$$A_i = 1044874.2 \text{ mm}^2$$

$$A_i = 1.0448 \text{ m}^2$$

De igual manera calculemos A_d

$$A_d = \pi \times d_e \times [\text{Long. de tubos} - N d_e]$$

e = Espesor de las aletas

$$A_d = 3.14 \times 19.05 \text{ mm} \times (1.0 \text{ mt} - 250 \times 0.4)$$

$$A_d = 3.14 \times 19.05 \text{ mm} \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{mm}} [1 \text{ mt} - 250 \times 0.4 \text{ mm} \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{mm}}]$$

$$A_d = 0.05981 |1 - 0.1| m^2 = 0.0538 \text{ mt}^2$$

$$A_t = 1.0448 + 0.038$$

$$A_t = 1.0986 \text{ mt}^2$$

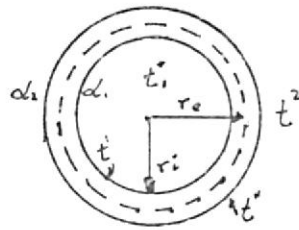
La efectividad de la superficie exterior

$$\epsilon = \frac{A_d + N_a \times A_i}{S_t} \quad \text{Ref. 7}$$

$$\epsilon = \frac{0.0538 + 0.83 \times 1.0448}{1.0986}$$

$$\epsilon = 0.857$$

Calcularemos ahora el coeficiente de convección interna (α_1)



$$r_m = \frac{r_i + r_e}{2}$$

$$Q_{ue} = \alpha_1 (t' - t_1)$$

Donde:

Q_{ui} = Cantidad de calor intercambiado entre el R12 y la superficie interior del tubo.

α_1 = Coeficiente de convección del lado del refrigerante

t_1 = Temperatura de evaporación del refrigerante

t' = Temperatura interna de la pared del tubo

Primero calcularemos ciertos parámetros que serán necesarios:

Números de tubos en el evaporador

$$N_{bt} = \frac{M_{vt}}{M_{vu}}$$

N_{bt} = Total de tubos

M_{vt} = Caudal volumétrico del refrigerante en el evaporador

M_{vu} = Caudal volumétrico del refrigerante en el tubo

$$M_{vt} = 111.86428 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$M_{vu} = V_R \times A_i$$

Donde:

A_i = Area interior de los tubos

V_R = Velocidad del refrigerante

Para temperaturas bajas Nussbam recomienda seleccionar entre 6 y 10 m/seg. y para temperaturas medias entre 4 y 6 m/seg. Seleccionaremos una velocidad de 6 m/seg.

$$d_i = 17.05 \text{ mm} = 17.05 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$M_{vu} = 6 \frac{\text{m}}{\text{seg.}} \times 3600 \frac{\text{seg}}{\text{hr.}} \times 3.14 \left(\frac{17.05 \times 10^{-3}}{4} \right)^2 \text{ m}^2$$

$$M_{vu} = 4.929 \text{ m}^3/\text{hr}$$

El número total de tubos será:

$$N_{bt} = \frac{111.86428}{4.929} = 22.6 \approx 23$$

$$N_{bt} = 23 \text{ tubos}$$

Calcularemos ahora la velocidad másica

El caudal volumétrico para los 23 tubos será:

$$M_{vu} = \frac{111.86428}{23} = 4.86 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$M_{vu} = 4.86 \text{ m}^3/\text{hr}$$

La sección unitaria de los tubos es:

$$S_u = \frac{M_{vu}}{V_R}$$

$$S_u = \frac{4.929 \text{ m}^3/\text{hr} \times 10^6 \text{ cm}^3/\text{m}^3}{6 \text{ m}/\text{seg.} \times 10^2 \text{ cm}/\text{m} \times 3600 \text{ seg}/\text{hr}}$$

$$S_u = 2.819 \text{ cm}^2$$

$$S_u = 2.2819 \times 10^{-4} \text{ mt}^2$$

El caudal de masa unitario es

$$M_{mu} = \frac{M_n}{N_{bt}}$$

$$M_{mu} = \frac{2542.37 \text{ Kg}/\text{hora}}{23 \times 3600 \text{ H}/\text{seg.}}$$

$$M_{mu} = 0.0307 \text{ Kg}/\text{seg.}$$

La sección interior del tubo es igual a

$$A_i = \frac{d_i^2}{4} \pi$$

$$A_i = 3.14 \left(\frac{17.05}{4} \right)^2$$

$$A_i = 228.20 \text{ mm}^2$$

$$A_i = 2.2820 \times 10^{-4} \text{ mt}^2$$

La velocidad másica es:

$$V_m = \frac{\text{caudal másico unitario}}{\text{sección interior del tubo}}$$

$$V_m = \frac{0.0307 \text{ Kg}/\text{seg.}}{0.00022820 \text{ m}^2}$$

$$V_m = 134.531 \text{ Kg}/\text{m}^3 \text{ seg.}$$

Cálculo del Coeficiente de convección interior de los tubos.-
 Para poder calcular el coeficiente de convección con la siguiente fórmula:

$$\alpha_i = K' \frac{V_m^{1.4}}{d_i^{0.5}} \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad \text{Ref. 7}$$

Es necesario probar que:

$$V_m > \left(\frac{B}{K'}\right)^{0.769} Q_{ui}^{0.538}$$

Q_{ui} = Flujo térmico unitario de intercambio entre el R-12 y la pared interior de los tubos

B, K' = Son constantes

Como no conocemos Q_{ui} necesitamos determinarlo y poder verificar la condición que:

$$Q_{ui} = Q_{ue}$$

Flujo térmico unitario de intercambio entre R-12 y la pared interior de los tubos.

= Flujo térmico unitario de intercambio entre la temperatura, interior de la pared y el exterior de los tubos.

Donde:

$$Q_{ui} = \alpha_i (t' - t_1)$$

$$Q_{ue} = K (t_2 - t')$$

α_i = Coeficiente de intercambio térmico interior

K = Coeficiente global de intercambio térmico

Cálculo de K

$$1. \quad Q_{ue} = \alpha_2 \times \varepsilon_2 \times A_t (t_2 - t'')$$

$$2. \quad Q_{ue} = \alpha_i \times 2 \pi \times r_1 (t_1 - t')$$

$$3. \quad Q_{ue} = \frac{2 \pi r_m \lambda (t'' - t')}{r_2 - r_i}$$

Pero la cantidad de calor transmitida por metro de tubo, considerando la superficie interior del tubo será igual a:

$$Q_{ue} = \frac{\alpha_2 \varepsilon_2 A_t}{2 \pi r_1} (t_2 - t'') = \frac{2 \pi r_m \lambda (t'' - t')}{2 \pi r_1 (r_2 - r_1)}$$

$$Q_{ue} = \frac{\alpha_2 \varepsilon_2 A_t (t_2 - t'')}{2 r_1} = \frac{2 \pi r_m \lambda (t'' - t')}{2 \pi r_1 (r_2 - r_1)}$$

Como

$$Q_{ue} = Q_{ui}$$

$$\alpha_i (t' - t_1) = \frac{\alpha_2 \varepsilon_2 A_t}{2 \pi r} (t_2 - t'') = \frac{(r_2 + r_1) \lambda (t'' - t')}{2 r' (r_2 - r_1)}$$

Si sumamos 1 y 3 tenemos:

$$Q_{ue} = \frac{t_2 - t''}{\frac{2 \pi r_1}{\alpha_2 \varepsilon_2 A_t}}$$

$$Q_{ue} = \frac{t'' - t'}{\frac{2 r_1 (r_2 - r_1)}{\lambda (r_2 + r_1)}}$$

$$Q_{ue} = \frac{2 \pi r_1}{\alpha_2 \varepsilon_2 A_t} = t_2 - t''$$

$$Q_{ue} = \frac{2 r_1 (r_2 - r_1)}{\lambda (r_2 + r_1)} = t'' - t'$$

$$Q_{ue} \frac{2 \pi r_1}{\alpha_2 \varepsilon_2 A_t} + \frac{2 r_1 (r_2 - r_1)}{\lambda (r_2 + r_1)} = t_2 - t'' + t'' - t'$$

$$Q_{ue} = \frac{t_2 - t'}{\frac{2 r_1}{\alpha_2 \varepsilon_2 A_t} + \frac{2 r_1 (r_2 - r_1)}{\lambda (r_2 + r_1)}} = K (t_2 - t')$$

$$K = \frac{1}{\frac{2 \pi r_1}{\alpha_2 \varepsilon_2 A_t} + \frac{2 r_1 (r_2 - r_1)}{\pi (r_2 + r_1)}}$$

$$K = \frac{1}{\frac{2 \times 3.14 \times 8.525 \times 10^{-3}}{35.94 \times 1.0986 \times 0.857} \times \frac{2 \times 8.525 \times 10^{-3} (9.525 - 8.525) 10^{-3}}{333.76 (9.525 + 8.525) \times 10^{-3}}}$$

$$K = \frac{1}{\frac{0.05353}{33.8375} + \frac{0.01705}{6024.36}}$$

$$K = 631.022 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} = 631 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

De las curvas de Chawla determinamos las siguientes constantes:

$$B = 0.139$$

$$K' = 0.124$$

Y aplicamos la fórmula

$$\alpha_i = K' \frac{v_m^{1.4}}{d_i^{0.5}}$$

$$\alpha_i = 0.124 \frac{(134.531)^{1.4}}{(17.05 \times 10^{-3})^{0.5}}$$

$$\alpha_i = 0.124 \frac{955.77}{0.1305}$$

$$\alpha_i = 1940.83 \text{ Walt/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Transformamos a unidades Kcal/hm² °C

$$\alpha_i = 1940.83 \frac{\text{Walt}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \times 86 = 908.164 \frac{\text{Kcal}}{\text{nm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\alpha_i = 908.164 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Determinamos la temperatura interior de la pared del tubo, para que nos de flujos térmicos unitarios, además estos flujos deben satisfacer la ecuación

$$V_m > \left(\frac{B}{K'}\right)^{0.769} Q_{ni}^{0.538}$$

Determinamos distintos valores posibles de flujos térmicos unitarios y después lo graficaremos en un plano coordenado de Q_{ui} contra t' para eso tomaremos como base primero α_i y la ecuación:

$$Q_{ui} = \alpha_i (t' - t_1)$$

$$\alpha_i = 781.021 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_1 = 11^\circ\text{C}$$

$$t' = 11^\circ\text{C}$$

$$Q_{ui} = 781.021 (11 - 11)$$

$$Q_{ui} = 0$$

$$t' = 13^\circ\text{C}$$

$$Q_{ui} = 781.021 (13 - 11)$$

$$Q_{ui} = 1562.042 \text{ Kcal/hm}^2$$

$$t' = 16^\circ\text{C}$$

$$Q_{ui} = 781.021 (16 - 11)$$

$$Q_{ui} = 3905.10 \text{ Kcal/Kcal hm}^2$$

$$t' = 20^\circ\text{C}$$

$$Q_{ui} = 781.021 (20 - 11)$$

$$Q_{ui} = 7029.189 \text{ Kcal/hm}^2$$

Tomamos ahora:

$$K = 631 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 17.15^\circ\text{C}$$

$$Q_{ue} = K (t_2 - t')$$

$$t' = 11^\circ\text{C}$$

$$Q_{ue} = 631 (17.65 - 11)$$

$$Q_{ue} = 4196.15 \text{ Kcal/hm}^2$$

$$t' = 16^\circ\text{C}$$

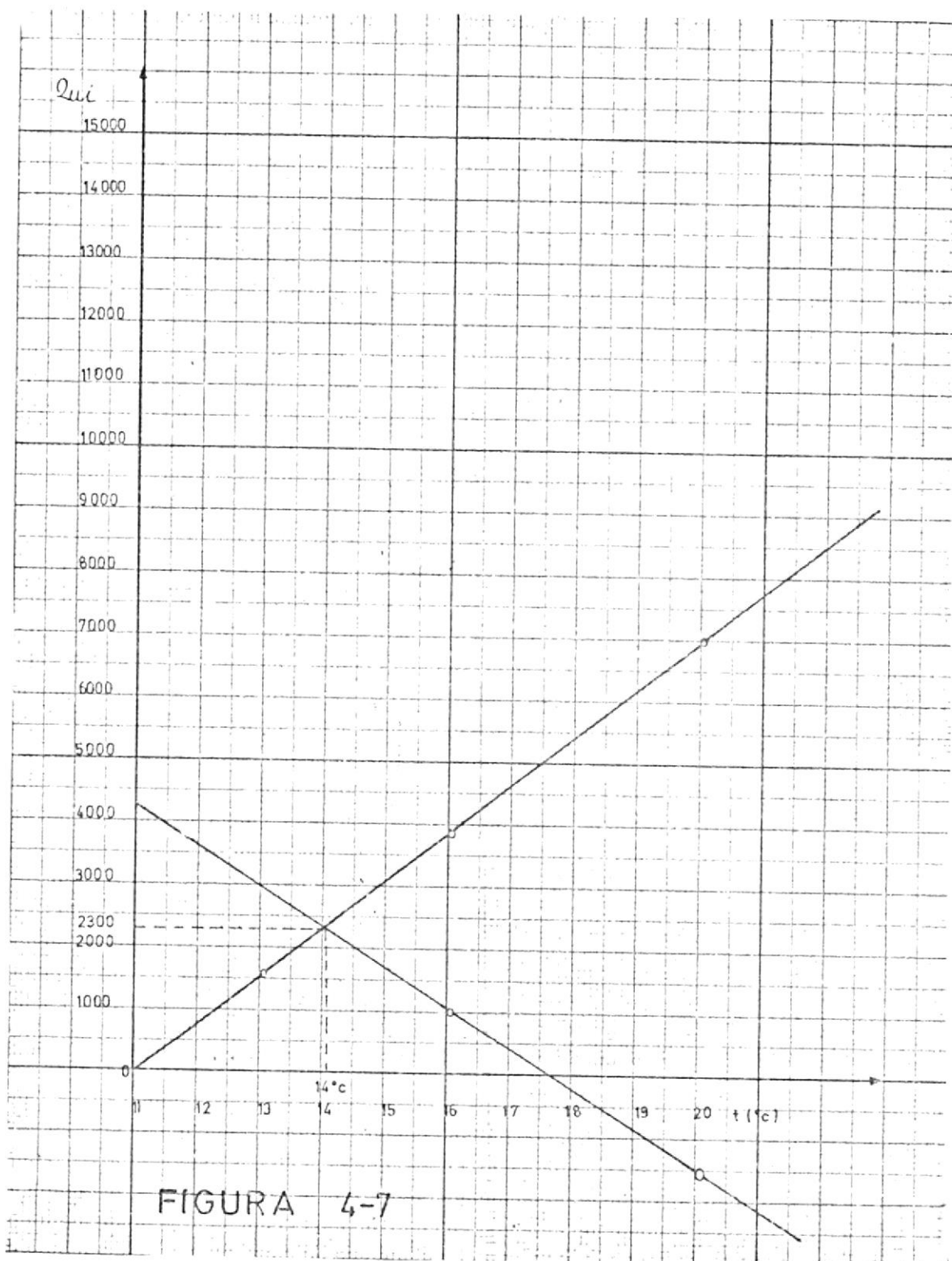
$$Q_{ue} = 631 (17.65 - 16)$$

$$Q_{ue} = 1041.15 \text{ Kcal/hm}^2$$

$$t' = 20^\circ\text{C}$$

$$Q_{ue} = 631 (17.65 - 20)$$

$$Q_{ue} = -1482.85 \text{ Kcal/hm}^2$$



El punto donde se cortan las dos curvas en la fig. 4-7, es a quel en el cual el flujo térmico unitario será el mismo para una misma temperatura interior. El punto de corte es:

$$t' = 14^{\circ}\text{C}$$

Y su flujo térmico es:

$$Q_{ui} = 2300 \text{ Kcal/hm}^2$$

Comprobaremos si este flujo térmico satisface la relación

$$V_m \left(\frac{B}{K'} \right)^{7.69} \times Q_{ui}^{0.538}$$

$$\frac{Q_{ui}}{Q_{ui}} = \frac{2300 \text{ Kcal/hm}^2 \frac{\text{Walt}}{0.86 \text{ Kcal/hr}}}{2674.41 \text{ Walt/m}^2}$$

$$B = 0.139$$

$$K' = 0.124$$

$$V_m > \left(\frac{0.139}{0.124} \right)^{7.69} \times (267.41)^{0.538}$$

$$V_m > (0.4641)^{0.769} (2674.41)^{0.538}$$

$$V_m > 1.09178 \times 69.798$$

$$V_m > 76.2050$$

Anteriormente habíamos encontrado que

$$V_m = 134.531 \text{ Kg/m}^2 \text{ seg.}$$

Entonces hemos comprobado verdadera la relación

$$V_m > \left(\frac{B}{K'} \right)^{0.769} Q_{ui}^{0.538}$$

Por lo tanto el coeficiente de convección calculado anteriormente es valedero y aceptable.

El flujo térmico externo será:

$$Q_{u2} = Q_{ui} \frac{A_i}{A_e}$$

A_i = Superficie anterior

A_e = Superficie total exterior

$A_L = \pi \cdot d_L \cdot L$

$A_L = 3.14 \times 17.05 \times 10^{-3} \times 1 = 0.05353$

$A_L = 0.05353 \text{ m}^2$

$A_f = 1.0986 \text{ m}^2$ calculada anteriormente

Entonces:

$$Q_{u2} = 2674.41 \times \frac{1.0986}{0.05353}$$

$$Q_{u2} = 130.312 \text{ Kcal/hm}^2$$

Tenemos que calcular ahora la desviación media logarítmica de temperatura entre la temperatura de evaporación del refrigerante y el aire.

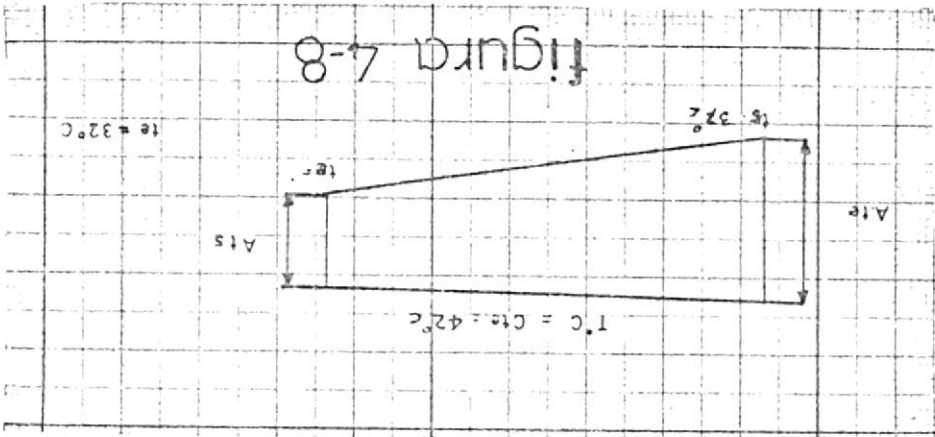


figura 4-8

Tenemos:

$$\Delta t_{me} = \frac{7.8 - 4.5}{3.3} = \frac{Rn \ 7.8/4.5}{Rn \ 1.733}$$

$$\Delta t_{me} = \frac{3.3}{0.55} = 5.999^\circ\text{C}$$

Y el coeficiente global de intercambio térmico será: $K_2 = \frac{Q_{u2}}{\Delta t_{me}} = \frac{130.312}{5.999} = 21.72 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

La superficie total de intercambio correspondiente al coeficiente global de intercambio térmico es:

$$Q_{61} = K'_2 A_t' \Delta t_{me}$$

$$Q_{61} = \text{Potencia Frigorífica}$$

$$A_t' = \text{Superficie de intercambio}$$

$$A_t' = \frac{Q_{61}}{K'_2 \Delta t_{me}}$$

$$A_t' = \frac{75000 \text{ Kcal/hr}}{21.72 \times 5.999} = 575.60 \text{ m}^2$$

$$A_t' = 575.60 \text{ m}^2$$

Cálculo de la longitud de los tubos.- Conocemos la superficie total de las aletas por metro de longitud es:

$$A_t = 1.0986 \text{ m}^2$$

Entonces tenemos la longitud total de los tubos

$$L_t = \frac{575.60}{1.0986} = 523.93 \text{ mt}$$

$$L_t = 523.93 \text{ mt}$$

Tenemos calculados 23 tubos que necesitamos, entonces la longitud unitaria será:

$$L_o = \frac{\text{Longitud de las capas}}{\# \text{ de capas}}$$

$$L_o = \frac{22.77}{10} \text{ mt}$$

$$L_o = 2.277$$

La altura (h_a) del evaporador es:

$$h_a = \# \text{ de tubos} \times \text{diámetro de aletas}$$

$$h_a = 23 \times 55 \times 10^{-3}$$

$$h_a = 1.265 \text{ mt.}$$

Ancho (A) del evaporador es

$$A = \# \text{ de capas} \times \text{diámetro de aletas}$$

$$A = 10 \times 55 \times 10^{-3} = 0.55 \text{ mt}$$

Comprobaremos si se verifica la velocidad frontal del aire.

Conocemos el caudal volumétrico que es igual a:

$$\text{Densidad} = \frac{\text{Caudal másico del aire}}{\text{Caudal volumétrico del aire}}$$

$$\rho_a = \frac{M_{ma}}{M_{va}}$$

$$M_{va} = \frac{M_{ma}}{\rho_a} = \frac{2500 \text{ Kg/hr}}{1.19 \text{ Kg/m}^3}$$

$$M_{va} = 21.008 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$M_{va} = \frac{21.008 \text{ m}^3/\text{hr}}{3600 \text{ seg/hr}}$$

$$M_{va} = 5.835 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

$$M_{va} = V_f \times A_f$$

$$M_{va} = \text{Velocidad frontal} \times \text{area frontal}$$

$$V_f' = \frac{M_{va}}{A_f} = \frac{5.835 \text{ m}^3/\text{seg.}}{2.277 \times 1.265 \text{ m}^2}$$

$$V_f' = 2.025 \text{ m/seg.}$$

Con el fin de aproximarnos mas a la velocidad escogida cambiamos de arreglo a los tubos dispuestos de la manera siguiente:

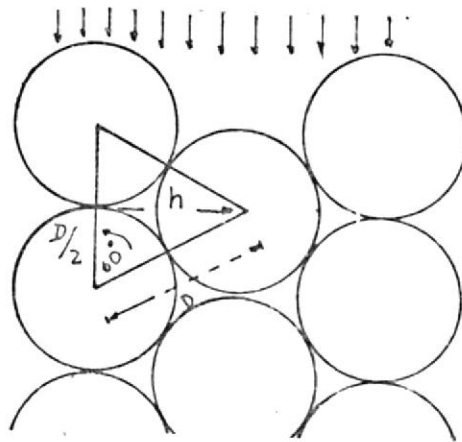
$$h_a = D \cos 30$$

$$h_a = 55 \times 0.86 = 47.3 \text{ mm}$$

$$h_a = 47.3 \text{ mm}$$

$$h_a \text{ total} = 47.3 \times 10^{-3} \text{ mt} \times 23$$

$$h_a \text{ total} = 1.08 \text{ mt}$$



ARREGLO DE LOS TUBOS

Arreglo sacado del libro de Compact Heat Exchangers.

$$V_f' = \frac{5.835}{2.019 \times 1.08} = 2.4 \text{ m /seg.}$$

$$V_f' = V_f$$

El ancho del evaporador aumenta en un vapor $D/2$

$$A_2 = 10 \times 55 \times 10^{-3}$$

$$A_2 = 550 \times 10^{-3} + 27.5 \times 10^{-3}$$

$$A_2 = 0.577 \text{ mt.}$$

DIMENSIONES DEL EVAPORADOR

Altura	$h_a \text{ total}$	108 mt
Ancho	A_2	0.577 mt
Longitud	L_0	0.277 mt

4.2.3. Cálculo del Condensador.- El condensador es un intercambio de calor cuyo objetivo es transmitir al medio ambiente el calor de los vapores de descarga del compresor.

El calor puede ser disipado por transferencia de calor sensible o por una combinación de transferencia de calor sensible y de transferencia de calor latente (transferencia de masa). El equipo se clasifica de acuerdo con los medios de disipación de calor.

Hay tres tipos de equipos de disipación del calor de uso corriente y son:

1. Condensador mediante refrigeración por aire, en el que el calor es disipado directamente al aire por transferencia de calor sensible.
2. Condensador evaporativo, en que se emplean serpentines - de rociado para disipar el calor en el aire por transferencia de calor sensible y latente.
3. Condensador mediante refrigeración por agua, en que el calor sensible es transferido al agua, aunque esta agua puede no ser provechosa, ordinariamente es conservado por un proceso de enfriamiento sensible y latente en una torre de enfriamiento. El agua es entonces recirculada al condensador.

Condensador Evaporativos.- Un condensador evaporativo se compone de un serpentín de condensación, ventilador y motor de

sistema de distribución de agua, sumidero, bomba de recirculación y carcasa. Condensa el gas refrigerante por medio de un proceso cambiado de transferencia de calor sensible y latente. El calor desprendido es disipado por agua proyectada sobre el serpentín.

La transferencia de calor latente es más eficaz como medio de disipación de calor.

La condensación evaporativa es adecuada en el margen de 150.000 - 450.000 frigorios/hora.

Condensadores Refrigerados por Agua.- Un condensador refrigerado por agua se compone de tubos de transferencia de calor, montados dentro de un envolvente de acero. El agua del condensador pasa por los tubos y el refrigerante condensado ocupa el envolvente que rodea a los tubos.

Estos condensadores son empleados por más de 3000.000 frigorios/hora y se ha elegido conjuntamente con una torre de enfriamiento de tipo mecánico.

Condensadores refrigerados por Aire.- Un condensador refrigerado por aire se compone de un serpentín, una caja o carcasa, un ventilador y un motor. Condensa el gas refrigerante, por medio de la transferencia de calor sensible al aire que pasa sobre el serpentín. La relación entre la temperatura de condensación y la temperatura del aire está indicada en la figura.

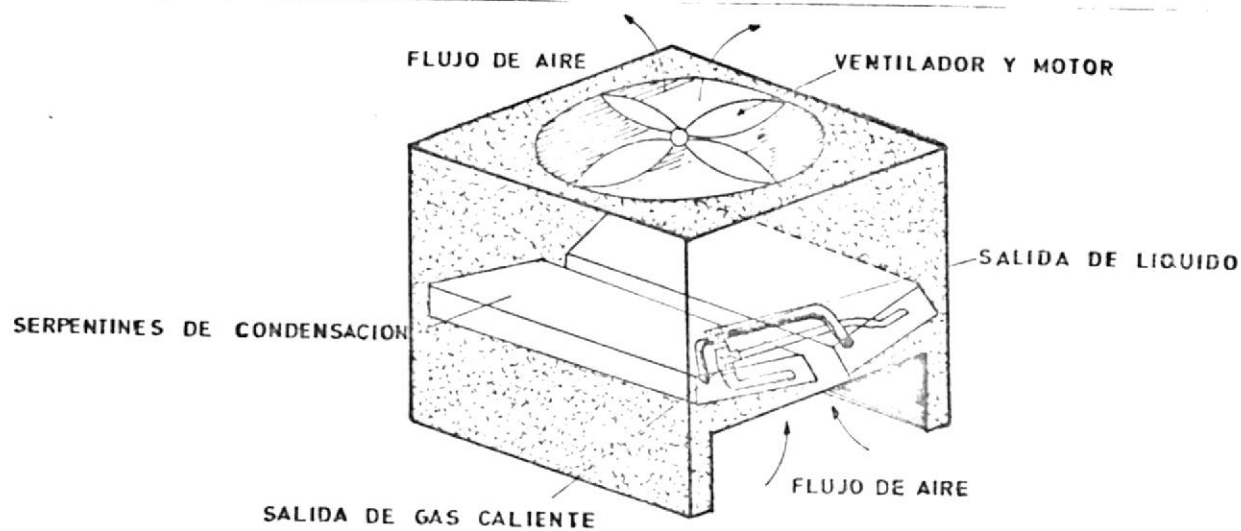


FIGURA 4-9

CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE

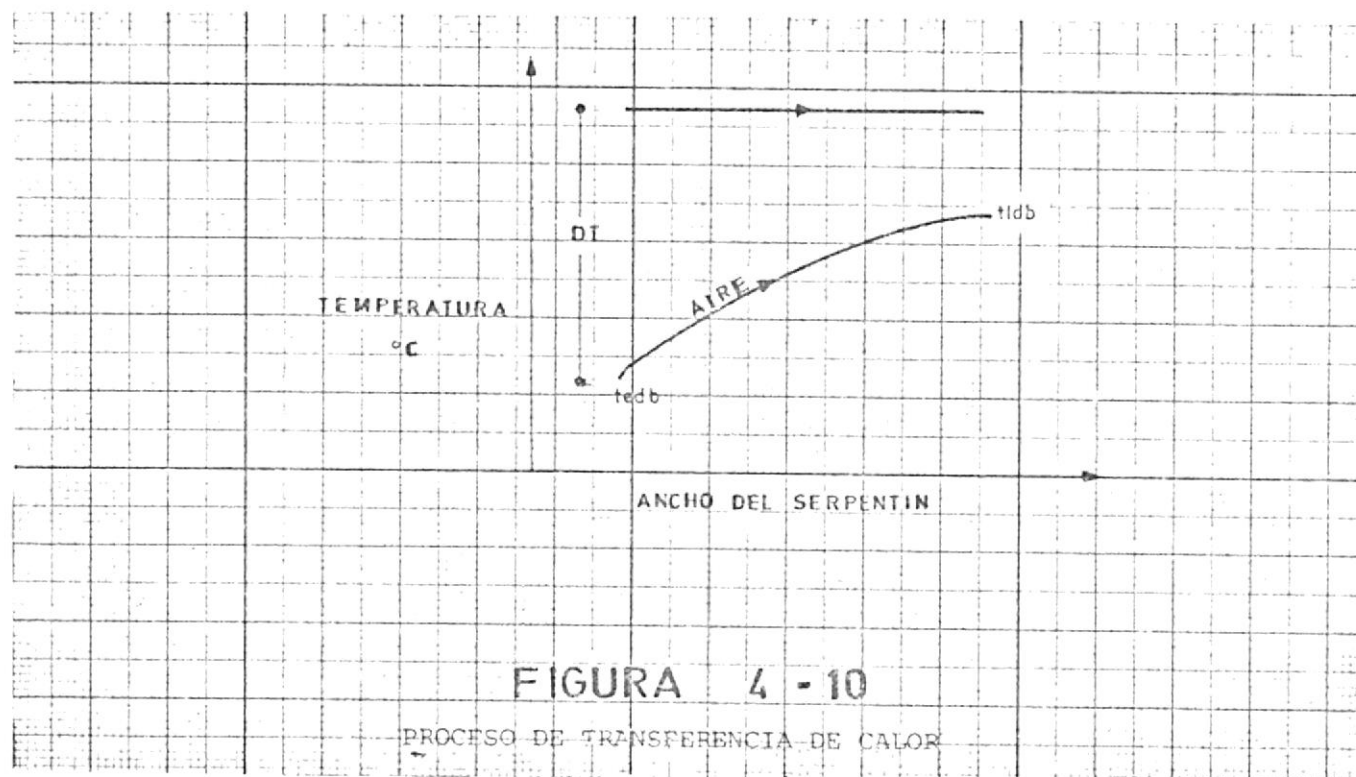


FIGURA 4-10

PROCESO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Los condensadores refrigerados por aire, se aplican por lo general a sistemas de refrigeración relativamente pequeños (menores de 250.000 frigorías/hora) ordinariamente el costo inicial de instalación determina la elección de la convención de condensadores y condensador a temperaturas ordinarias de condensación.

Con temperaturas más altas de condensación se puede obtener una economía en el costo inicial del condensador, pero hay que considerar que cuando se aumenta la temperatura elegida de condensación también aumenta la potencia absorbida del compresor. La mayor potencia necesaria para el compresor puede ser parcial o totalmente compensada por la disminución de la potencia del motor del ventilador necesaria para el condensador.

En el breve estudio hecho anteriormente nos podemos dar cuenta para nuestro caso es recomendable unos condensadores en-
frías por aire.

Cálculo del Condensador. - El calor transferido en el condensador, está dado por:

$$Q_c = MR (h_x - h_g)$$

Donde:

Q_c = calor transferido en el condensador

M_r = caudal másico del refrigerante

h_x = entalpía del refrigerante en la descarga del compresor

h_f = entalpía del refrigerante en la salida del condensador
 $Q_c = 2542.37 \text{ Kg/hora} (143.5 - 110) \text{ Kcal/Kg}$
 $Q_c = 85169.395 \text{ Kcal/hora}$
 Cálculo del caudal másico del aire a circular a través del condensador.-

Conocemos que:

$$Q_c = Ma C_p (t_2 - t_1)$$

Q_c = calor a extraerse en el condensador

Ma = caudal másico de aire

C_p = calor específico del aire a la temperatura promedio en

entre la entrada y salida del aire.

t_2 = temperatura de aire a la salida

t_1 = temperatura de aire a la entrada

Supondremos que el aire sale a 37°C , entonces las características de aire a la temperatura media son:

$$T_m = \frac{32 + 37}{2} = 34.5^\circ\text{C}$$

Entonces:

$$\text{Densidad} = (\rho_a) = 1.085 \text{ Kg/m}^3 \quad \text{Ref. 27}$$

Todos los valores que se encuentran a continuación fueron sacados de la referencia 20.

$$\text{Viscosidad} (\mu_a) = 0.0719298 \text{ Kg/mh}$$

$$\text{Conductividad térmica} (\lambda_a) = 0.0239 \text{ Kcal/hm}^\circ\text{C}$$

$$\text{Calor específico} (C_p) = 0.24 \text{ Kcal/hg}^\circ\text{K}$$

$$C_p \mu / K = 0.70$$

$$M_a = \frac{Q_c}{C_p (t_2 - t_1)}$$

$$M_a = \frac{85169.395}{0.24 (37 + 273) - (32 - 273)}$$

$$M_a = \frac{85169.395}{0.24 (310 - 275)}$$

$$M_a = 10139.21 \text{ Kg/hr}$$

Cálculo del caudal volumétrico del aire.

Conocemos:

$$\rho_a = \frac{M_a}{M_v}$$

$$\rho_a = \text{Densidad}$$

$$M_a = \text{caudal másico del aire}$$

$$M_v = \text{caudal volumétrico del aire}$$

$$M_v = \frac{M_a}{\rho_a}$$

$$M_v = \frac{10139.21 \text{ Kg/hr}}{1.085 \text{ Kg/m}^3}$$

$$M_v = 9344.89 \text{ m}^3/\text{hr}$$

El condensador tendrá superficie de intercambio de calor con sistente en tubos con aletas de alto rendimiento.

Los tubos serán de cobre con aletas de aluminio. Comunmente se necesita obtener información experimental en cada uno de los tipos particulares de disposición de aletas.

La información se tomó de la referencia 12.

Dimensiones:

A, Diámetro exterior del tubo	17.17 mm.
B, Espaciado de tubos	38.1 mm.
C, Espaciado entre filas de tubo	44.45 mm.
D, Espaciado de aletas, centro a centro	3.27 mm.
E, Espesor de aletas de aluminio	0.40 mm.
Diámetro Hidráulico, 4 rh	0.00386 mt.

Datos de áreas

A_0 , m^2 superficie exterior (m^2 area frontal) (fila)

$$A_0 = 22.86$$

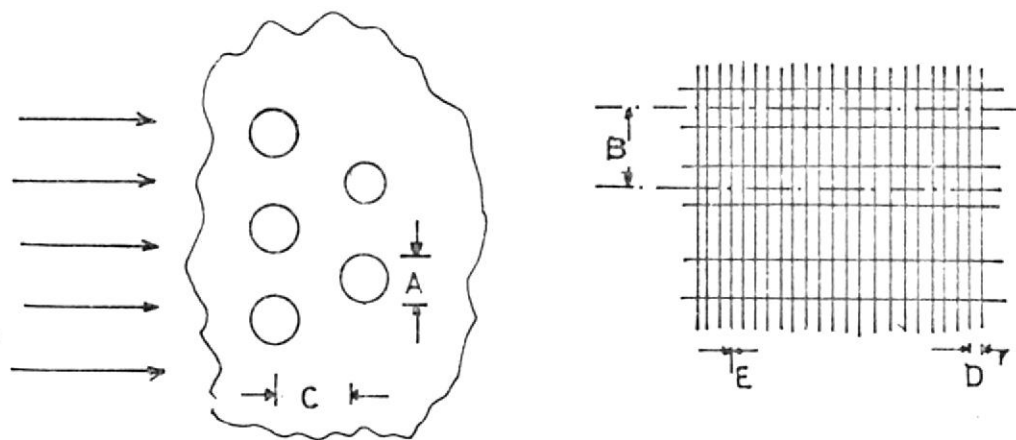


figura 4-11

A_0/m^2 superficie exterior/ m^2 superficie interior

$$A_0 = 19.31$$

A_c , área neta de flujo/ m^2 frontal

$$A_c = 0.497$$

A_f/A_0 , m^2 superficie de aleta/ m^2 superficie exterior

$$A_f/A_o = 0.905$$

Por los datos de áreas, el área neta entre las aletas es de 49.7% del área frontal, o sea para 1 m² de áreas frontal tenemos:

$$V_a = \frac{M_a}{49.7\%}$$

$$V_a = \frac{10139.12}{0.497} = 20400.8 \text{ Kg/hrm}^2$$

V_a = Velocidad másica del aire

Conocemos que:

$$4rh = 0.00368 \text{ metros}$$

Así:
$$Re = \frac{4 rh V_a}{\mu}$$

$$Re = \frac{4 \times 0.00386 \text{ mt} \times 20400.8 \text{ Kg/hrm}^2}{0.0719298 \text{ Kg/mh}}$$

$$Re = 4319.10$$

De la figura 12-15 superficie II del Libro de Ingeniería de Ambito Térmico de James L. Thselked tenemos:

$$h_{e,o} \frac{(C_p \mu/K)^{2/3}}{V_a C_p} = 0.0052$$

Siendo:

$h_{e,o}$ = Coeficiente de transferencia de calor por convección para la superficie exterior.

$$h_{e,o} = \frac{0.0052 V_a C_p}{(C_p \mu/K)^{2/3}}$$

$$h_{e,o} = \frac{0.0052 \times 20400.8 \text{ Kg/hrm}^2 \times 0.24 \text{ Kcal/K}^\circ\text{K}}{(0.70)^{2/3}}$$

$$h_{e,o} = \frac{25.460 \text{ Kcal/hrm}^2 \text{ }^\circ\text{K}}{0.788}$$

$$h_{e,o} = 32.20 \text{ Kcal/hrm } ^\circ\text{K}$$

Evaluamos ahora la eficiencia de la aleta pero primero tenemos que encontrar ciertos parámetros como

$$r_2 = \sqrt{\frac{e \times B}{\Gamma}}$$

$$r_2 = \sqrt{\frac{44.45 \times 38.1}{3.14}}$$

$$r_2 = 23.33 \text{ mm.}$$

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{23.22}{8.585} = 2.7047$$

Tenemos que encontrar

$$\eta (r_2 - r_1)$$

$$\eta = \sqrt{\frac{2 \alpha}{\lambda e}}$$

Siendo:

η = parámetro relacionado o la eficiencia de la aleta

α = coeficiente de convección exterior

λ = conductividad del aluminio

e = espesor de la aleta

$$\eta = \sqrt{\frac{2 \times 32.30 \text{ Kcal/hrm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{174.33 \text{ Kcal/hm}^\circ e \times 0.40 \times 10^{-3} \text{ mt}}}$$

$$\eta = \sqrt{\frac{64.60}{0.0697}}$$

$$\eta = 30.44$$

$$\therefore (r_2 - r_1) (\eta) = 30.44 (23 - 22 - 8.585) \times 10^{-3} = \eta(r_2 - r_1) = 0.445$$

Como hemos encontrado los parámetros necesarios para utilizar el gráfico (fig. 2-11) Referencia 12.

Tenemos que la eficiencia de la aleta es:

$$\eta_f = 0.90$$

Conocemos que:

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_{p,i}} \times \frac{A_o}{h_i} \times \frac{1 - \eta_f}{A_{p,o}/A_f + \eta_f} \times \frac{1}{h_{e,o}}} \quad \text{Ref. 16}$$

Siendo:

U_o = coeficiente global de transferencia de calor

h_i = coeficiente de calor transferencia de calor para la superficie interior.

$A_{p,i}$ = superficie interior del tubo

A_o = superficie exterior

$H_{d,i}$ = coeficiente de depósito para la superficie interior

η_f = eficiencia

$h_{e,o}$ = coeficiente de transferencia de calor por convección para la superficie exterior.

A_f = superficie de la aleta

$A_{p,o}$ = areas exterior de la superficie de un tubo

De la tabla 2.4 del Libro de Threlkend encontramos:

$$\frac{1}{h_{d,i}} = 0.0002$$

Cálculo del Coeficiente de convección para la superficie interior.- No existiendo una fórmula directa que nos lleve a encontrar el valor de este coeficiente, tenemos que recurrir a

ciertas relaciones adimensionales, las cuales una vez calculadas podemos despejar el valor del coeficiente buscado, uno de estos, es la relación:

$$N_u = 0.0264 Re^{0.8} P_r^{0.4} \quad \text{Ref. 17}$$

en donde:

N_u = Número de Nusselt

Re = Número de Reynolds

P_r = Número de Prandth

Esta relación es válida para convección forzada sobre tubos horizontales en calentamiento y enfriamiento y con flujo turbulento.

Como desconocemos los valores de Reynolds y Prandth, procedemos a evaluarlos, que luego utilizarlos en la ecuación propuesta:

Sabemos que:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

Y por definición:

$$P_r = \frac{C_p \mu}{K}$$

Donde:

K = Conductividad térmica del refrigerante

D = Diámetro interior del tubo

V = Velocidad del refrigerante

ρ = Densidad del refrigerante

μ = Viscosidad del refrigerante

C_p = Calor específico del refrigerante

Los valores correspondientes los sacamos de la referencia 27 a la temperatura de condensación.

$$\begin{aligned} \rho &= 1244.94 \text{ Kg/m}^3 \\ K &= 0.00916 \text{ Kcal/hm}^\circ\text{C} \\ \mu &= 0.235 \text{ centipoise} \quad \text{Ref. 28} \\ \nu &= 0.000236 \text{ Kg/mt Kg} \\ C_p &= 0.301 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} \\ D &= 15.17 \text{ mm} = 15.17 \times 10^{-3} \text{ mt} \end{aligned}$$

Entre los valores prácticos de las velocidades recomendamos a adoptar son:

Velocidad en la tubería de descarga del compresor

$$V = 10 \text{ a } 20 \text{ m/seg.} \quad \text{Ref. 28}$$

Para nuestro caso seleccionaremos una velocidad de:

$$V = 10 \text{ m/seg.}$$

Como conocemos ahora ya todos los valores podemos calcular el número de reynolds.

$$\begin{aligned} Re &= \frac{\rho V D}{\mu} \\ Re &= \frac{1244.94 \text{ Kg/m}^3 \times 10 \text{ m/seg.} \times 15.17 \times 10^{-3} \text{ mt}}{0.000236 \text{ Kg/m seg.}} \end{aligned}$$

$$Re = 80024$$

Debido a este valor comprobamos que se trata de flujo turbulento, combinación necesaria para aplicar la ecuación.

Por definición:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{K}$$

$$Pr = \frac{0.301 \text{ Kc 1/Kg}^\circ\text{C} \times 0.236 \times 10^{-3} \text{ Kg/m seg.} \times 3.600 \text{ seg/hr}}{0.00916 \text{ Kcal/hm}^\circ\text{C}}$$

$$Pr = 27.91$$

Por consiguiente:

$$Nu = 0.0264 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0.0204 (800240)^{0.8} (27.91)^{0.4}$$

$$Nu = 0.0264 (52792.9) (3.78)$$

$$Nu = 5278.16$$

Ademas conocemos:

$$Nu = \frac{h_i d_i}{K}$$

$$h_i = \frac{Nu \times K}{d_i}$$

Donde:

h_i = coeficiente de convección, en el interior del tubo

K = conductividad térmica

d_i = diámetro interior

Entonces:

$$h_i = \frac{5278.16 \times 0.00916 \text{ Kcal/hm}^\circ\text{C}}{15.17 \times 10^{-3}}$$

$$h_i = 3187.07 \text{ Kcal/h}^\circ\text{C m}^2$$

Procedemos ahora a encontrar el coeficiente global en transferencia de calor.

$$A_{p,o}/A_p = \frac{A_c}{A'_\delta} - 1 = 0.1049$$

$$U_o = \frac{1}{19.31 \times \frac{1}{3187.07} \times 19.31 \times 0.0002 \times \frac{0.1}{32.3 (1004)} \times \frac{1}{32.3}}$$

$$U_o = \frac{1}{0.0060 \times 0.003862 \times 0.00308 \times 0.0309}$$

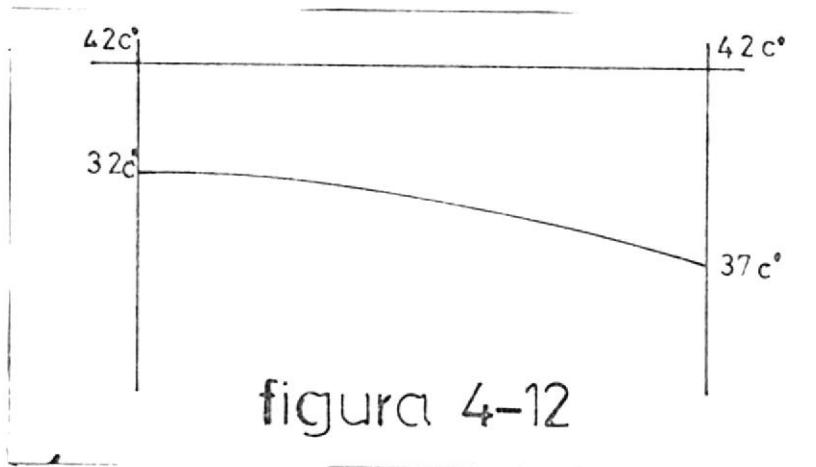
$$U_o = 2.80 \text{ Kcal/hrm } ^\circ\text{C}$$

Calculamos ahora la superficie externa total por medio de:

$$A_o = \frac{Q_c}{U_o \Delta t_m}$$

Q_c = transferencia total de calor

Δt_m = desviación media logarítmica de temperatura de condensación y la del aire.



$$\Delta t_m = \frac{(T_2 - t_1) - (T_1 - t_2)}{\ln \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2}}$$

$$\Delta t_m = \frac{(42 - 32) - (60 - 37)}{\ln \frac{(42 - 32)}{(60 - 37)}}$$

$$\Delta t_m = \frac{10 - 30}{\ln \frac{10}{37}} = \frac{-20}{-1.30}$$

$$\Delta t_m = 15.38^\circ\text{C}$$

Entonces encontramos:

$$A_0 = \frac{85169.395}{22.80 \times 15.38}$$

$$A_0 = 242.8 \text{ m}^2$$

Conocemos que el área de superficie externa es $22.86 \text{ m}^2/\text{m}^2$ de área frontal.

Así:

$$\text{Filas requeridas} = \frac{242.8}{(1 \text{ m}^2) (22.86)} = 10.62 \text{ filas}$$

Como tenemos un número de filas muy elevado, aumentamos el área frontal del serpentín ya que al comenzar el cálculo asumimos un metro cuadrado.

Asumiremos 2 filas y calculamos el área frontal del serpentín

$$A = \frac{242.8}{22.86 \times 2} = 5.31 \text{ m}^2$$

Las dimensiones del serpentín serán entonces:

2 metros de ancho

2.65 metros de largo

con 2 filas de tubos

CALCULO DE LA VELOCIDAD DE ENTRADA DEL AIRE

$$V = \frac{M_v}{A}$$

$$M_a = 10139.21 \text{ Kg/hr}$$

$$M_v = \frac{M_a}{a} = \frac{10139.21}{1.085} \frac{\text{Kg/hr}}{\text{Kg/m}^3}$$

$$M_v = 9344.99 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$V = 9344.09/5.31$$

$$V = 1759.86 \text{ mt/hr}$$

$$V = 29.3 \text{ mt/seg.}$$

Selección de equipos.- Después de examinar algunos catálogos de compresores, condensadores y evaporadores, se ha encontrado que los que más se adaptan para nuestras necesidades son los de marca TRANE, que tienen las siguientes características:

CONDENSADOR:

Marca	TRANE
Modelo	CAUA 300
Metros /mi	45363.3
No. Motores Ventiladores	4
RPM Motor Ventilador	1140
RPM Ventilador	1140
Conexión	Directo
Diámetro del Ventilador	660.4 mm
No. de Serpentes de Condensación	2
Refrigerante	12
Area total	4.74
No. de Serpentes de Sub-enfriamiento	2

COMPRESOR :

Marca	TRANE
Modelo	HCUA 300-H
Toneladas de Refrigeración	11.2 a 31.4
Voltaje	200 a 757 voltios
Trifásico	

Revoluciones	1750
Arreglo	Tipo W
Número de cilindros	6
Número de cilindros sin carga	2 a 4
Lubricación forzada	
Capacidad del Cigüeñal	13 PTS
Cargas Escalonadas	3-4-5
Refrigerante	12
Capacidad de Almacenamiento	367 libras

EVAPORADOR:

Marca TRANE	
Número de Filas	4
Serie	18
Circuitos	22
Kcal/Hr/m ²	35252
LAT	59.6/59.9
Fricción del aire	27.9 Kg/m ²

VALVULA DE EXPANSION:

Marca DANFOSS	
Modelo TEF 20-20	
Refrigerante	12
Longitud del Capilar	1.5 mt
Amplitud de Regulación de Temperatura	- 40/+11

4.3. CALCULO Y SELECCION DE LA TUBERIA REFRIGERANTE

Las tuberías principalmente que conectan nuestros sistemas de refrigeración son:

- a. La conducción de admisión entre el evaporador y el compresor.
- b. La conducción de descarga entre el compresor y el condensador.
- c. La conducción del líquido entre el condensador y la válvula de expansión.

El orden de importancia, el dimensionamiento de la conducción de admisión requiere la máxima atención, a continuación la conducción de descarga y por último la conducción del líquido.

Una instalación de tubería de refrigerante requiere las mismas consideraciones generales de proyecto que cualquier otro sistema de conducción de fluidos. Sin embargo, existen factores suplementarios que influyen de una manera crítica en el proyecto de la instalación.

Las instalaciones de tuberías de refrigerante deben ser proyectadas de modo que satisfagan los requisitos siguientes:

1. Asegurar la alimentación adecuadas de los evaporadores.
2. Dimensionar la tubería de forma que las pérdidas de cargas se reduzcan a valores aceptables.
3. Proteger a los compresores:
 - a. Evitando la acumulación del aceite lubricante en cualquier parte de la instalación.
 - b. Reduciendo al mínimo las pérdidas de aceite lubricante del compresor.
 - c. Evitando que, tanto en marcha como el compresor parado, penetre el refrigerante en fase líquida en el carter del compresor.

Conducto del líquido: Para el cálculo del diámetro aplicamos la ecuación de continuidad:

$$Q_r = \rho v A$$

Donde:

Q_r = Caudal del refrigerante 2542,37 Kg/hora.

ρ = Densidad del refrigerante en las condiciones de presión y temperatura Kg/m³

v = Velocidad del refrigerante en la tubería n/seg.

A = Area de la sección $\frac{\pi d_i^2}{4}$ m²

Como

$$Q_r = \rho v \frac{d_i^2}{4}$$

Despejando el diámetro de esta ecuación

$$d_i = \frac{4Qr}{v}$$

$$d_i = \frac{4 \times 2542,37}{1244,94 \times 0,8 \times 3,14 \times 3600}$$

$$d_i = 0,0283 \text{ mts.}$$

$$d_i = 28,3 \text{ mm.}$$

Normalizando el diámetro utilizaremos una tubería de cobre estirado sin soldadura y de aleación de cobre con la siguiente característica:

$$\text{Diámetro interior} = 28,57 \text{ mm.} \quad \text{Ref. 27}$$

Conducto de aspiración.- Siguiendo el mismo procedimiento, para el cálculo del conducto de líquido calcularemos el diámetro para el caudal respectivo de vapor al compresor.

Aplicando las mismas ecuaciones pero las propiedades a presión y temperatura del punto de aspiración tenemos:

$$d_i = 0,0783 \text{ mts.}$$

$$d_i = 78,3 \text{ mm.}$$

De igual forma:

Normalizamos el diámetro utilizando una tubería de cobre estirado sin soldadura y de aleaciones de cobre con la si

guiente característica.

$$\text{Diámetro interior} = 79,3 \text{ mm.}$$

Cálculo de la caída de presión:

a. Tubería líquida

Las pérdidas se las evalúan por medio de la siguiente ecuación.

$$\Delta P = f \times \frac{L}{d_i} \times \frac{V^2}{2g}$$

Siendo:

ΔP = Caída de presión

f = Coeficiente de rozamiento

L = Longitud de la tubería

d_i = Diámetro interior de la tubería

g = Aceleración de la gravedad 9,8 m/seg.

El coeficiente de rozamiento lo determinamos del diagrama Moody, utilizando como parámetros el número de Reynolds y la rugosidad relativa.

Conocemos que:

$$Re = \frac{VD}{\mu}$$

μ = Viscosidad cinemática del R-12.

$$Re = \frac{0,8 \text{ m/seg.} \times 1.244,94 \text{ Kg/m}^3 \times 28,3 \times 10^{-3} \text{ m}}{236 \times 10^{-6} \text{ Kg/m. seg.}}$$

$$Re = 1.19 \times 10^5$$

El valor de rugosidad relativa

$$\frac{\epsilon}{D} = 0,0053$$

Del diagrama de Moody encontramos que:

$$f = 0,031$$

Después de haber calculado el coeficiente de rozamiento podemos calcular la caída de presión que estará dada por:

$$\Delta P = f \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$\Delta P = \frac{0.031 \times 25,2 \text{ m.} \times 0,8^2 \text{ m}^2/\text{seg} \times 1244,94 \text{ Kg/m}^3}{28,3 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \times 10,8 \text{ m/seg}^2}$$

$$\Delta P = 1.018 \times 10^3 \text{ Kg/m}^2$$

$$\Delta P = 0,1018 \text{ Kg/m}^2$$

Como podemos darnos cuenta, las pérdidas por fricción es mínima por lo tanto no afecta en nada a la eficiencia del ciclo.

b. Caída de presión en la tubería de aspiración

Siguiendo el mismo procedimiento que en el caso anterior determinamos que:

$$\Delta P = 0,151 \text{ Kg/cm}^2 \text{ valor aceptable}$$

4.4. SELECCION DEL VENTILADOR

Los ventiladores se clasifican en dos grupos generales:

1. Centrífugos en que la corriente de aire se establece radialmente a través del rodete.

A su vez los ventiladores centrífugos se clasifican por la forma de los álabes o aletas, pudiendo ser estas curvadas hacia delante, curvadas hacia atrás y radiales (rectas).

2. Axiales en que la corriente de aire se establece axialmente a través del rodete. A su vez los de tipo axial se clasifican en ventiladores de hélice tubo axial y con aletas directrices.

Cuando es necesario el empleo de una conducción (tubería), en una instalación de acondicionamiento de aire se debe emplear un ventilador axial de tubo o de aletas directrices, o bien uno centrífugo pero nunca uno de hélice. Cuando no existe conducción y la resistencia a la corriente de aire es pequeña, se puede emplear un ventilador axial de hélice. Sin embargo en instalaciones sin conductos también suelen utilizarse ventiladores centrífugos en equipos compactos.

El ventilador centrífugo se utiliza en las mayorías de aplicaciones, en virtud de su amplio margen de funciona-

miento, alto rendimiento y presiones relativamente elevadas. Además, la boca de entrada de un ventilador centrífugo se puede conectar con facilidad a un aparato de gran sección transversal mientras la boca de descarga se conecta fácilmente a conductos relativamente pequeños. El flujo de aire puede variarse de modo que se adapte a los requisitos del sistema de distribución de aire mediante simples ajuste de los dispositivos de transmisión del ventilador o de control.

CARACTERISTICAS DE LOS VENTILADORES CENTRIFUGOS

Curvado hacia adelante:

1. Funciones a velocidad relativamente baja en comparación con los otros tipos, para un mismo caudal.
2. Ventilador más pequeño para un servicio dado excelente para unidades compactas de ventilador y serpentín (fan-coil).

Radial:

1. Se limpia por sí mismo
2. Se puede ser proyectado para que tenga elevada resistencia mecánica estructural a fin de obtener las altas velocidades y presiones.

Curvado hacia

1. De más rendimiento
2. La curva de potencias consumida tiene una cresta plana por lo que la potencia del motor puede ser calculada para que

cubra el margen completo del funcionamiento desde 0 hasta un caudal de aire del 100% con una sola velocidad. No se sobrecarga.

3. La curva de presión es generalmente más abrupta que la de un ventilador curvado hacia adelante. Esto origina menor variación del volumen de aire para cualquier variación de presión en el sistema, con porcentaje compatibles de descarga libre.
4. El punto de máximo rendimiento está situado a la derecha del máximo de presión incorporada.
5. Más silencioso que los otros tipos.

La disposición de transmisión del ventilador centrífugo se refiere a la posición entre el rodete de ventilador, los cojinetes, números de entradas del ventilador y polea o eje de accionamiento.

La transmisión del ventilador puede ser directa o por correa. Con excepción de unidades compactas de ventilador y motor, la transmisión directa se emplea pocas veces en aplicaciones de acondicionamiento, de aire a causa de la mayor flexibilidad que se obtiene mediante la transmisión por correa.

Las curvas características del ventilador muestran los valores de la presión, la potencia, la potencia consumi

da, y el rendimiento en función de los caudales de aire que se deseen.

Generalmente se representa un rendimiento y la presión estática en vez de la presión total. La presión estática - representa mejor la presión utilizable para vencer la resistencia. Sin embargo la presión estática es menos aplicable cuando la velocidad de salida es elevada, otra parte si el ventilador trabaja sin que tenga que vencer resistencia alguna, la presión estática es insignificante. En estos casos se utiliza el rendimiento mecánico.

El comportamiento del ventilador se puede expresar como porcentaje de las cantidades nominales o en función de - cantidades absolutas. Los factores que intervienen en la selección de un ventilador son: el caudal de aire, la presión estática, la densidad del aire cuando es diferente de la normal, el nivel de ruido aceptado en el local acondicionado según el uso a que está destinado, el espacio disponible y la naturaleza de la carga. Una vez conocidos estos factores, la elección de un ventilador para acondicionamiento de aire depende ya de factores económicos como - pueden ser el tamaño y clases de construcción con el nivel de ruido y un rendimiento aceptable.

La velocidad de salida no se puede emplear como criterio

de selección en lo que respecta a la generación de ruido. Las mejores características del ruido se obtienen con el máximo rendimiento del ventilador. Los ventiladores que funcionan a presiones estáticas altas tienen mayores caudales de aire. Así los límites admisibles en la velocidad de salida con relación al nivel del ruido dependen de la presión estática además de los niveles de ruido de ambiente.

Para seleccionar nuestro ventilador tenemos los siguientes datos:

Presión 73.91 mm W.G.
 Volumen 20750 m³/hora
 Velocidad 17.99 mts./seg.

Después de examinar algunos catálogos de ventiladores, hemos encontrado que al que más se adapta a nuestras necesidades es el ventilador Marca CARRIER, que tiene las siguientes especificaciones técnicas:

Modelo 27CD245
 Volumen 21101.58 m³/hora
 Velocidad 18.288 mts./seg.
 Presión 76.2 mm W.G.
 R.P.M. 1747
 B.H.P. 11
 Una entrada

4.5. SELECCION DE EQUIPO ADICIONAL

El aire que sale del evaporador deberá recalentarse de forma que se obtenga la temperatura y humedad elegida para el secado. El recalentamiento se lo determina por la siguiente fórmula.

$$\text{La potencia calorífica} = 0.29 \times m^3/\text{h}_{\text{sa}} (t_{\text{sa}} - t_{1\text{db}})$$

Siendo m^3/h_{sa} = Capacidad de aire impulsado

t_{sa} = Temperatura seca del aire impulsado

$t_{1\text{db}}$ = Temperatura seca a la salida

$$\text{Potencia calorífica} = 0.29 \times 20750 \text{ m}^3/\text{h} (25 - 15,5)$$

$$\text{Potencia calorífica} = 6017,5 \times 9,5 = 57.166,25$$

$$\text{Potencia calorífica} = 57.166,25 \text{ Kcal/h} = 66,4 \text{ KW.}$$

El recalentamiento se realiza al ponerse el aire en contacto con un juego de resistencias eléctricas que son comandadas por un higrostató a través de un circuito electrónico.

CAPITULO 5

CONTROL DEL SISTEMA

Los dispositivos de control automático cumplen las siguientes funciones:

a. Función de Seguridad.- Es decir, una instalación que funcionará normalmente. Sin supervigilancia neutralizar preventivamente y de manera imperativa las consecuencias de un accidente o de un incidente de marcha.

b. Función de Regulación.- Esto significa que los equipos deben:

Permanencia, la producción de frío o las necesidades reales de la explotación.

Suministrar a los aparatos de transmisión de frío, el fluído refrigerante al material térmico.

Conveniente.

Además regular el funcionamiento de estos aparatos para realizar y mantener las temperaturas, humedades relativas impuesta por los datos de explotación.

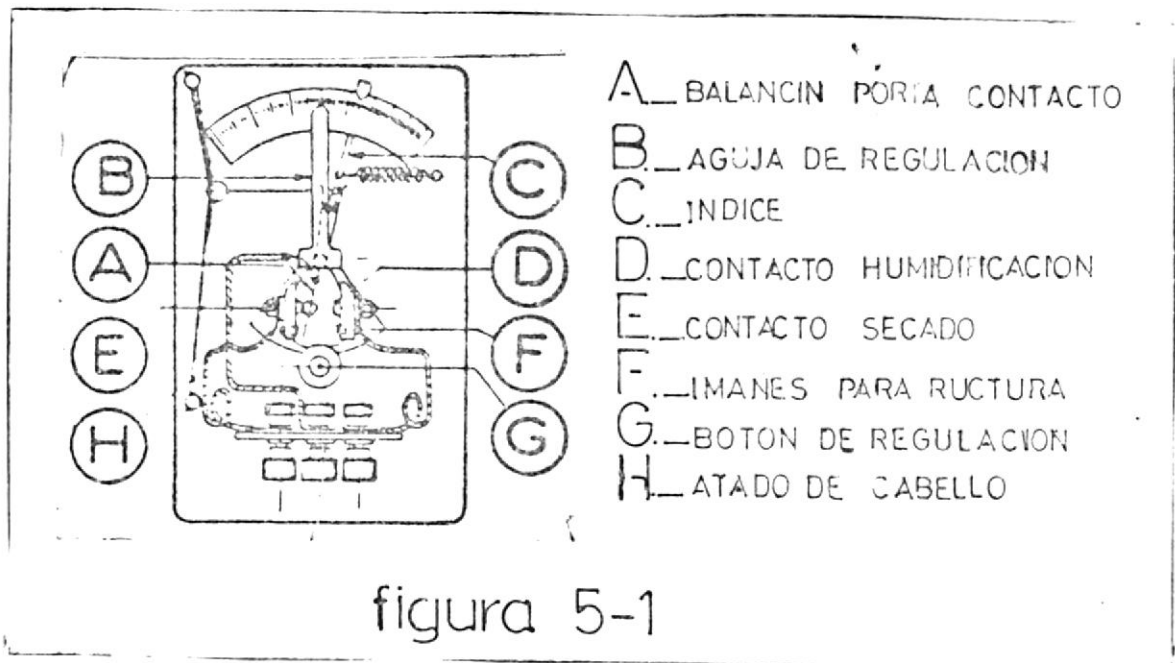
5.1. DETERMINACION DEL SISTEMA DE CONTROL AUTOMATICO PARA EL AMBIENTE ACONDICIONADO

Las variables que caracterizan particularmente el estado del medio enfriamiento al contacto del cual es puesta la madera a tratar es:

- a) Temperatura
 b) Higrometrica (Humedad relativa)

La temperatura se la controlará con un regulador termostático (CPT), que irá montado en la tubería de aspiración después del evaporador. El vulvo está situado en el aire de retorno, procedente de la cámara.

La humedad con que debe salir el aire se la controlará con un Higrostatato que generalmente está constituido por un atado de cabellos tratados especialmente, estos cabellos se alargan o se contraen en función de la humedad del aire, y el órgano de ejecución es un interruptor que actúa sobre el circuito recalentador de aire (Resistencias Eléctricas).



HIGROSTATO

5.2. DETERMINACION DEL SISTEMA DE CONTROL AUTOMATICO PARA EL EQUIPO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION

Las principales variables que caracterizan el funcionamiento del equipo son los siguientes:

- a. Temperaturas o presión de evaporación del refrigerante.
- b. Estado del fluido a la salida del evaporador.
- c. Temperatura y presión del fluido a la aspiración del compresor.
- d. Temperatura o presión de condensación.
- e. Temperatura del líquido sub-enfriado
- f. Potencia frigorífica
- g. Lubricación de los compresores, etc.

En el esquema de controles automáticos, se especifican los dispositivos que intervienen en el funcionamiento de nuestra instalación.

A continuación describimos los sistemas de control usados:

EL SECADOR (DS) montado en la tubería de líquido, sirve para absorber la humedad residual que estará siempre presente, incluso después del más cuidadoso proceso de montaje con las siguientes operaciones del secado, variado y soplado, comenzando con refrigerantes antes de llenar el sistema.

VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA (TEF) con igualación de presión externa regula la inyección del líquido en el evaporador según el recalentamiento del refrigerante, independientemente de la pérdida de carga a través del evaporador.

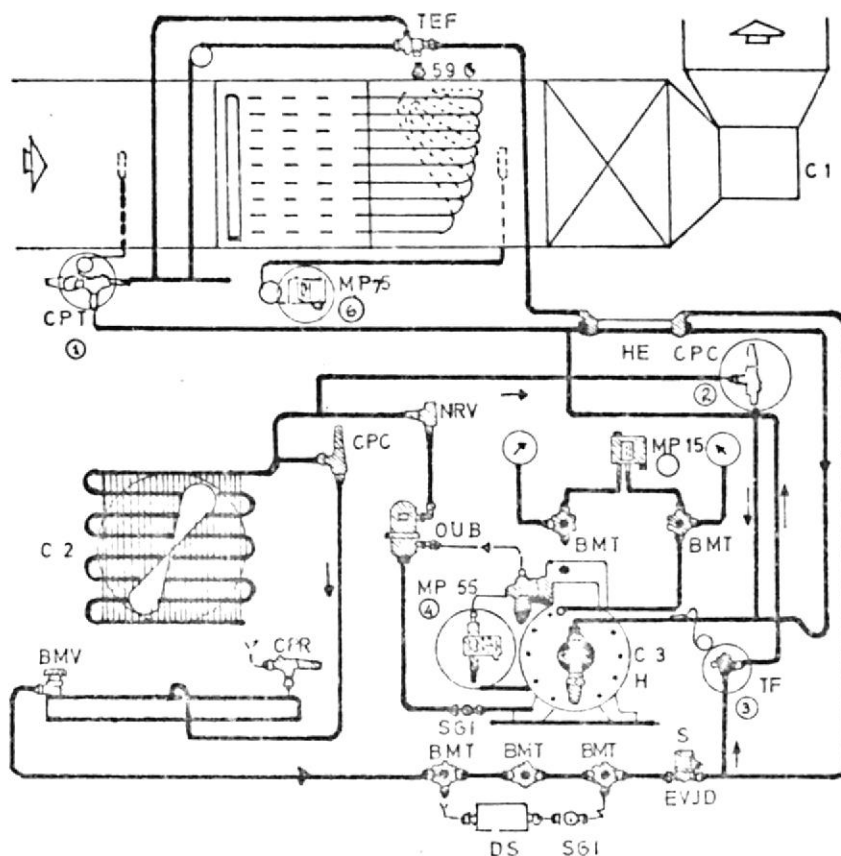


FIGURA 5-2
ESQUEMA DE CONTROLES AUTOMATICOS

EL DISTRIBUIDOR DE LIQUIDO (69G), se encarga de distribuir el líquido refrigerante de manera uniforme en las varias secciones individuales del evaporador.

EL PRESOSTATO COMBINADO DE ALTA Y BAJA PRESION (MP15), pone en marcha y para el compresor en función de la presión de aspiraciones. Además, este presostato constituye una protección contra una presión de condensación demasiado elevada, parando el compresor en caso de necesidad.

EL VISOR (SG1), sirve para indicar cuando el contenido de humedad es demasiado elevado en el refrigerante y cuando falta líquido refrigerante en la válvula termostática. En el caso de un contenido de humedad elevado el indicador cambia de color.

SEPARADOR DE ACEITE (OUB), en principio, el aceite debe permanecer en el compresor de una instalación. Fuera del sistema tiene efectos más perjudiciales que favorables, ya que merma la capacidad del evaporador y del condensador. Al mismo tiempo puede existir un riesgo de lubricación en el compresor.

INTERCAMBIADOR TERMICO (HE), presenta las siguientes ventajas:

1. El recalentamiento del gas de aspiración facilita una protección más eficaz contra los golpes de líquidos que el compresor y se opone a la formación de escarcha.
2. El sub-enfriamiento del líquido refrigerante, contrarresta la formación de vapor, que reduciría la capacidad de la válvula de expansión termostática.
3. Mejora la economía de funcionamiento, ya que las fuerzas de pérdidas tales como las gotas de líquidos no evaporadas en el gas de aspiración, quedan eliminadas.

VALVULA SOLENOIDE (EVAJD), para asegurar el cierre eficaz de la tubería de líquido, durante los períodos de parada del compresor, se intercala la válvula, ya que se puede prever que la temperatura del tubo aumentará más rápidamente que la temperatura de evaporización, haciendo que se abra la válvula de expansión termostática. La protección contra el sobre-llenado del evaporador durante los períodos de parada, se obtiene

haciendo que la válvula se solenoide se cierre al mismo tiempo que se detiene el compresor.

VALVULA DE RETENCION (NRV), durante el período de parada del compresor, esta válvula impide que el refrigerante salga del evaporador, además impide la condensación del refrigerante en el separador de aceite y en la tapa superior del compresor, en el caso de que estos elementos llegasen a enfriarse más que el condensador durante el período de parada de las instalaciones.

REGULADOR DE PRESION (CPR), esta válvula limitará la circulación al reducirse la presión de condensación, de modo que el líquido refrigerante se recogerá en el condensador y reducirá la superficie de transmisión térmica, es decir reducirá su capacidad. De este modo la presión de condensación se mantiene a un nivel deseado, incluso cuando el aire exterior es frío.

REGULADOR DE PRESION (CPC), colocando esta válvula se obtiene la seguridad de que el refrigerante líquido será suministrado a las válvulas de expansión termostática, así a la misma presión en verano que en invierno.

VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA (TF), debido a la regulación, puede producirse el efecto de que el gas de aspiración se recalienta en ciertos grados, puesto que, como resultado de esto, la temperatura de salida aumente, el riesgo de quemar el aceite en las válvulas del compresor aumenta, por es-

ta razón se monta esta válvula en derivación entre la tubería del líquido y la tubería de aspiración.

CONTROL DE PRESION DIFERENCIAL (MP55), el compresor lubricado a presión está protegido contra la falta de aceite, este detiene el funcionamiento del compresor en el caso de que la presión diferencial entre la presión del aceite, y la presión de aspiración en el carter llegase a tomar un valor reducido.

EL TERMOSTATO (MP75), vigila la temperatura de salida del aire enfriado.

5.3. SELECCION DE LOS DISPOSITIVOS DE CONTROL

- DISTRIBUIDOR DE LIQUIDO

Marca Danfoss

Modelo 69G 2007

de distribuciones 5

- REGULADOR DE CAPACIDAD

Marca Danfoss

Modelo CPC12

Disminución de Presión $P = 0.30 \text{ Kg/m}^2$

- REGULADOR DE PRESION DE CONDENSACION

Marca Danfoss

Modelo CPR15

Número de Código 34N 0112

- VALVULA SOLENOIDE

Marca Danfoss

Modelo EVSD10

Número de Código F10GG

Refrigerante R-12

Diferencia de Presión mínima para apertura 0.05 atm.

Voltaje: Si sus dos bobinas están conectadas en paralelo trabajarán con 115 voltios.

- VALVULA DE PRESION (MANOMETRO)

Marca Danfoss

Modelo BMT15

Número de Código SG0165

- VALVULA ANGULAR

Marca Danfoss

Modelo BMV15

Número de códigos 9G0163

- TERMOSTATO (CONTROL DE TEMPERATURA A LA SALIDA DEL AIRE)

Marca Danfoss

Modelo HP75

Movimiento Manual Automático/Stop

Número de Código 60L0129

Diferencial 3° a 30° C

Longitud tubo capilar 2 metros

Válvula cilíndrica a doble contacto

- PRESOSTATO DE ALTA Y BAJA PRESION

Marca Danfoss

Modelo MP15

Número de código 60-0152

Baja presión

Regulación de presión 30 cm. Hg - 7 atm.

Diferencial de regulación 0.5 a 6 atm.

Alta Presión

Regulación de presión 8 a 30 atm.

Diferencial de regulación 0.1 a 4 atm.

- SECADOR

Marca Danfoss

Modelo DS165

Número de código 23V0021'

Volumen 250 cm

Refrigerante 12

Capacidad de distribución del fluido refrigerante 21

- SECADOR DE ACEITE

Marca Danfoss

Modelo OUB 4

Número de código 40B0230

- INTERCAMBIADOR TECNICO

Modelo HE 8

Marca Danfoss

- VISOR

Modelo SG1

Marca Danfoss

Número de código 14-0029

- VALVULA DE RETENCION

Marca Danfoss

Modelo NRV

- REGULADOR DE LA TEMPERATURA DEL MEDIO A ENFRIAR

Marca Danfoss

Modelo CPT

Refrigerante 12

Amplitud de regulación de temperatura -2 a 12°C en el bulbo

- CONTROL DE PRESION DIFERENCIAL

Marca Danfoss

Modelo MP55

Diferencial de contacto 0.4 atm.

CAPITULO 6 ECONOMIA

6.1. ANALISIS ECONOMICO Y COMPARATIVO CON OTRO SECADOR DE MADERA

GENERALIDADES: En este capítulo se trata de destacar en forma muy corta - las ventajas económicas que presentan el secado por enfriamiento y deshumidificación comparándolo con otro tipo de secado técnico.

En consecuencia nuestro análisis económico se limitará al costo de instalación bajo el rubro de inversión fija, y dentro de este rubro se incluye lo siguiente:

- *Construcción civil*
- *Maquinaria*
- *Supervisión*
- *Mantenimiento*

El análisis comparativo es muy escueto, ya que por tratarse nuestro proyecto de una nueva técnica de secado.

COSTO DEL SECADO POR CALEFACCION

Suposiciones:

<i>Madera que entra en la secadora</i>	<i>50 m³</i>
<i>Anualmente se seca</i>	<i>4.800 m³</i>
<i>El secado de una partidora dura aprox.</i>	<i>67 horas</i>

1) AMORTIZACION

<i>Precio de la secadora</i>	<i>517.200 sucres</i>
------------------------------	-----------------------

Amortización anual

10 %

$$C_a = \frac{L_t \times F_a}{M_{ai}} = \frac{517.200 \times 0.10}{4.800} = 10.775 \text{ sucres/m}^3$$

2) INTERES

El interés por las inversiones: $i = 14 \% \text{ anual}$

$$C_i = \frac{i}{2} \times \frac{I}{100 \times M_{ai}} = \frac{14 \times 517.200}{2 \times 100 \times 4800} = \frac{7.54 \text{ sucres/m}^3}{}$$

3) COSTO DEL SITIO

	AREA	V.UNIT.	V.TOTAL
Area que ocupa la cámara	120 m ²	S/. 3000	S/. 360.000
Area de almacenamiento	405 m ²	" 250	" 101.250
Area de presecado	1242 m ²	" 180	" 223.560
			<u>S/. 684.810</u>

INTERES 8 %

$$C_s = \frac{\text{Costo total} \times i}{M_{ai}} = \frac{684810 \times 0.08}{4.800} = 10 \text{ sucres/m}^3$$

4) IMPUESTO Y SEGUROS

El factor es de 4 %

Capital invertido: 517.000 sucres

Secadora

Area de secadora y almacenaje 684.810 sucres
1'202.010 sucres

$$C_{is} = \frac{I \times F_{is}}{M_{ai}} = 0.04 \times \frac{1'202.010}{4.800} = 10.0 \text{ sucres/m}^3$$

5) OTROS COSTOS FIJOS

Plata invertida en separadores	27.140
Amortización e interés de los mismos	50 %

$$C_{of} = \frac{27.140 \times 0.5}{4.800} = 2.8 \text{ sucres/m}^3$$

6) APILADO Y TRANSPORTE

$$\text{Salario} = 20 \text{ sucres/m}^3$$

7) MANEJO Y VIGILANCIA

Se supone que una persona necesita 22 horas para manejar y vigilar, la secadora durante todo el tiempo del secado (67-horas).

El sueldo por hora es 34 sucres

$$C_{mv} = \frac{34 \times 22}{50} = 14.96 \text{ sucres/m}^3$$

OTROS

	Nº	Sueldo anual	T. Anual
Operador del horno	3	4.500	162.000
Recargo del 12.5 % Jornada Noct.			20.250
Recargo del 25 % Jornada Noct.			40.500
			<hr/> 222.750

$$C_{mv} = \frac{222.750}{4.800} = 46.4 \text{ sucres/m}^3$$

8) MANTENIMIENTO Y REPARACION

Se calcula por año con el 5 % del valor inicial de la secadora

$$C_{mv} = \frac{517.200 \times 0.05}{4.800} = 5.38 \text{ sucres/m}^3.$$

9) COSTOS DE ENERGIA

Suponiendo que se usa una caldera para la calefacción de la secadora entonces hay que terminar el consumo de vapor para sacar 1 Kg. de agua de la madera (mediante un balance de calor).

Para sacar 1 Kg. de agua necesita 2 Kg. de agua

Precio de 1 Kg. de vapor = 0.05 sucres

Se debe secar la madera de 50 % hasta el 12 % de contenido de humedad
El peso seco de la madera es 600 Kg/m^3 . Entonces la cantidad de agua - en Kg. que hay que sacar de la madera es:

$$600 (0.50 - 0.12) = 228 \text{ Kg/m}_3$$

Entonces los costos para calefacción son:

$$C_{ec} A_a \times V \times P_v = 228 \times 2 \times 0.05 = 22.8 \text{ sucres/m}^3$$

Si los ventiladores gastan 10 horas kilovatios para el secado de 1m^3 - de madera y el precio por hora kilovatios es de 0.50 sucres, los costos - para la energía eléctrica son:

$$10 \times 0.5 = 5 \text{ sucres/m}^3$$

Entonces los costos totales de energía son:

$$33.8 \text{ sucres/m}^3$$

10) PERDIDAS DE VALOR

El promedio de pérdidas de valor es de 10 %

$$C_p = \frac{P_{ma} \times P_p}{100} = \frac{400 \times 10}{100} = 40 \text{ sucres/m}^3.$$

TABLA DE LOS COSTOS TOTALES EN SUCRES/m³

1. Amortización	10.760
2. Interés	7.50
3. Costo del sitio	10.00
4. Impuestos y Seguros	10.00
5. Otros costos fijos	2.8
6. Apilado y transporte	20.8
7. Manejo y vigilancia	61.36
8. Mantenimiento y Reparación	5.38
9. Costos de energía	33.8
10. Pérdida de valor	40.0
	201.64 sucres/m ³

COSTO DEL SECADO POR ENFRIAMIENTO Y DESHUMINIFICACION DEL AIRE

Madera que entra en la secadora	50 m ³
Anualmente se seca	850 m ³
El secado de una partida dura	4.800 horas

1) AMORTIZACION

Precio de la secadora 485.770 sucres

Amortización anual 10 %

$$C_a = \frac{I_t \times F_a}{M_{ai}} = \frac{485.770 \times 0.10}{850} = 57.1 \text{ sucres/m}^3$$

2) INTERES

El interés para las inversiones: $i = 14\%$ anual

$$C_i = \frac{i}{2} \times \frac{I}{100 M_{ai}} = \frac{14 \times 485.770}{2 \times 100 \times 850} = 40 \text{ sucres/m}^3$$

3) COSTOS DEL SITIO

	AREA	V.UNIT.	V.TOTAL
Area que ocupa la cámara	104	2.819	293.176
Area de almacenamiento	200	250	50.000
Area de presecado	200	180	36.000
			<u>379.176</u>

Interés 8%

$$C_s = \frac{\text{Costo total} \times i}{M_{ai}} = \frac{379.176 \times 0.08}{850} = 35 \text{ sucres/m}^3$$

$$C_s = 35 \text{ sucres/m}^3$$

4) IMPUESTOS Y SEGUROS

Factor es de 4%

Secadora 425.770 sucres

Area de secadora y almacenaje 379.176 sucres

804.946 sucres

$$C_{is} = \frac{L \times F_{is}}{M_{ai}} = \frac{0.04 \times 379.176}{850} = 40 \text{ sucres/m}^3$$

5) OTROS COSTOS FIJOS

0.7 sucres/m³

6) AFILADO Y TRANSPORTE

10 sucres/m³

7) MANEJO Y VIGILANCIA

Sueldo mensual S/. 3.000

Sueldo diario 100

$$C_{mv} = \frac{100 \times 20}{50} = 40 \text{ sucres/m}^3$$

8) MANTENIMIENTO Y REPARACION

$$C_{mv} = \frac{485.770 \times 0.01}{850} = 5.71 \text{ sucres/m}^3$$

9) COSTOS DE ENERGIA

	CONSUMO	COST.AL KW	COST.TOTAL
Energía Eléctrica	27 Kw.h	1	12.960

$$C_{ec} = 15.24 \text{ sucres/m}^3$$

10) PERDIDAS DE VALOR

El promedio de pérdidas de valor es de 2 %.

$$C_p = 8 \text{ sucres/m}^3$$

TABLA DE LOS COSTOS TOTALES EN SUCRES/M³

1. Amortización	57.1
2. Interés	40
3. Costo del sitio	35
4. Impuesto y seguros	40
5. Otros costos fijos	0.7
6. Apilado	10
7. Manejo y Vigilancia	40
8. Manteminiento y Reparación	5.71
9. Costos de energía	15.24
10. Pérdidas de valor	8
Suma de los costos	251.75 sucres/m ³

Comparando los costos de producción de madera seca por los dos sistemas nos damos cuenta que el secado por enfriamiento y deshumidificación, tiene un aumento de 50.11 sucres/m³. Pero debemos tener en cuenta que este secado nos da mejor calidad de madera y por consiguiente el precio de esta sería más e elevado. En el próximo capítulo se dará conclusiones más ampliamente.

CAPITULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El secador ha sido diseñado aprovechando la técnica del aire acondicionado, para secar la madera en un clima artificial a nálogo al óptimo del secado natural.

Teniendo en cuenta que las diferentes clases de madera, pueden precisar diferentes climas de secado, éste sistema permite variar a voluntad las condiciones ambientales.

La madera sometida a este proceso, se seca conservando la propiedad natural de la misma y adquiriendo un estado final de estabilización completa, es decir, la formación de torsiones, rajaduras, colapsos y otros defectos casi inexistentes.

Excepcional posibilidad de secar contemporáneamente madera - de diferentes espesores, ya sea en tablas, en semi-trabajadas, sin alteraciones y recortes.

Nos presenta una ausencia absoluta de exhalaciones y desagües nocivos. En el capítulo anterior los costos de producción anual de madera seca por el método de enfriamiento y deshumidificación del aire dá un 19% mayor al método comparado.

Pero si comparamos el método de calefacción que produce madera seca de menor calidad al método sustentado por mí, te-

nemos que al método de calefacción es necesario sumar la ma-
no de obra que hay que emplear para eliminar las partes agrie-
tadas, cuadrar la madera; esto nos produce un gasto mayor que
el 19%, por lo que sacamos por conclusión de que el sistema
diseñado tiene las siguientes ventajas económicas con rela-
ción a otro sistema de secado.

El ciclo que transforma el tronco en madera aserrada y seca-
da, lista para ser trabajada, tiene una duración que oscila
entre los 10 y 30 días, según la naturaleza y el espesor de
la madera tratada.

El costo de la operación, energía, amortización, etc., por
metro cúbico de madera tratada, viene a representar de un 2
a un 5% del precio de la madera aserrada.

RECOMENDACIONES

Se aconseja este tipo de instalación en industrias pequeñas
que vayan a secar madera semidura y en las que no existan téc-
nicos o personas que deseen aprender que es el secado de la
madera.

El sistema.

En industrias, en las que se anteponga la comodidad a un ries-
go del costo, que por otra parte desconoce el usuario con c-

Cuando la humedad final deseada sea superior a un 10%, su
principal uso sería en secar madera para parquet.

APENDICE A

CARACTERISTICAS FISICAS Y MECANICAS DE ALGUNAS MADERAS DEL LITORAL.- En el Cuadro N^o 1 se detallan características físicas y mecánicas de las maderas más significativas del Litoral Ecuatoriano.

Los datos han sido recogidos de ensayos efectuados en la Universidad Católica de Quito, siguiendo las normas A.S.T.M. (American Society for testing Materials) D-143-52.

DESCRIPCION, FACILIDAD DE TRABAJO Y USOS DE LAS PRINCIPALES ESPECIES DE MADERA DEL LITORAL.- A continuación se presenta un detalle de las principales madereras del Litoral describiendo la madera, facilidades de trabajo y secado, así como sus aplicaciones.

C E D R O

DESCRIPCION DE LA MADERA.- Color rosado o marrón rojizo, olor y sabor agradable y distintivos, muy lustrosa. Grano generalmente recto, textura moderadamente fina. Densidad muy variable. Abundante depósito de goma oscura.

SECADO.- Normalmente es una madera fácil de secar, tanto en estufa como al aire. Presenta una ligera tendencia al alabeo durante las etapas iniciales del secado.

FACILIDADES DE TRABAJO.- El cedro, da lugar a excelentes acabados en cualquiera de las operaciones, empleando herra-

mientas manuales o máquinas a causa de sus grandes cualidades es ampliamente usado en ebanistería, en instrumentos musicales, ventanas, puertas, decoraciones interiores, en triplex y además artículos donde se requieren un bello y satisfactorio acabado.

F I G U E R O A

DESCRIPCION DE LA MADERA.- Color marrón rojizo, olor y sabor ausentes, lustre mediano, gramo recto, moderadamente dura y mediana, abundante depósito de goma oscura.

SECADO.- Es de secado lento con una gran tendencia a rasparse y torcerse.

FACILIDAD DE TRABAJO.- Es mucho más difícil de trabajar que la caoba o el cedro, pero puede ser trabajado con moderada facilidad con herramientas manuales y maquinarias. El acabado obtenido al cepillar, labrar, tornear y alisar la madera es aceptable, por su resistencia al uso se lo recomienda como madera para parquet, tiene alta resistencia al fuego.

MADERA NEGRA

DESCRIPCION DE LA MADERA.- Color café muy oscuro tendiente a negro con rayas claras y oscuras alternadas, beta recta, sumamente pesado, muy poleaginosa textura varía entre media y fina, duración ilimitada color ausente y no distintivo.

SECADO.- Difícil de secar.

FACILIDADES DE TRABAJO.- Fácil de trabajar con herramientas normales o con maquinarias. El acabado es de muy buena calidad, se la emplea en amarraderos de buques, bocines para ejes y en toda clase de artículos en las que se desea destacar la belleza de la madera.

G U A Y A C A N

DESCRIPCION DE LA MADERA.- La albuna es gris amarillenta y generalmente está bien definida. El corazón tiene color café diva o negruzco, a veces con vetas finas, con aspecto aceitoso, sin olor ni olor característico. El corazón es muy denso, durísimo muy pesado. El grano es generalmente irregular; a menudo ondulado, a veces casi recto. La textura es muy fina o mediana. Toma muy buen pulimento.

SECADO.- Es una madera difícil de secar, mostrando gran tendencia al alabeo y a reventarse por las extremas.

FACILIDAD DE TRABAJO.- Es muy utilizada en la construcción de toda clase de muebles para el hogar y oficinas, así como construcción naval.

Es de muy buena calidad y acabado durable y usada para construcción general, muebles, ebanistería, paneles, paquetes y molduras.

B A L S A M O

DESCRIPCION DE LA MADERA.- Madera de color rosa purpurina con rayas mas oscuras, brillantes u opacas, veta variable de rec

ta hasta agudamente roedida, muy fuerte y pesada, olor muy do místico. Textura de mediana o fina, adquiere un pulimento muy fino.

SECADO.- Difícil de secar por su tendencia al agrietamiento.

FACILIDAD DE TRABAJO.- Es una madera difícil de trabajar, cuando no tiene un grado adecuado de secado, se lo usa mucho en construcciones navales, obras de ensambles, parquet.

A M A R I L L O

DESCRIPCION DE LA MADERA.- Es una madera con alburas blanquecinas y el corazón amarillento o anaranjado con vetas purpúreas cuando está recientemente cortadas, tornándose rojizo amarillento obscuro cuando se seca, es dura y pesada, grano casi recto u ondulado, textura mediana, tienen olor muy acromático, muy buena duración.

SECADO.- Madera un tanto difícil de secar.

FACILIDAD DE TRABAJO.- Fácil de trabajar durable y resistencia al ataque de los termites de la madera seca, taladradores y podredumbres, se lo usa en obras interiores, enchapados, construcción naval y parquet.

P A L O D E V A C A

DESCRIPCION DE LA MADERA.- Color amarillo pálido, veta recta o medianamente roedida, olor y sabor ausente, textura fina y muy compacta.

SECADO.- Madera relativamente fácil de secar, no presenta durante el proceso cambio de forma.

FACILIDAD DE TRABAJO.- Secada muy bien, presenta gran facilidad de trabajo ya con herramientas manuales así como en máquinas.

Es muy usado en la fabricación de muebles, parquet y enchapadas.

B E L L A M A R I A

DESCRIPCION DE LA MADERA.- Color rosado o rojizo, con vetas oscuras longitudinales, olor y sabor ausnetes o no distintivos. Poco lustrosa, grano bastante recto, textura media moderadamente dura y pesada.

SECADO.- La madera es moderadamente difícil de secar, muestra gran tendencia a variar de forma.

FACILIDAD DE TRABAJO.- Es fácil de trabajar, es de gran importancia en las industrias de América. Es empleada ampliamente en construcciones en general, como durmiente en las líneas férreas, en la fabricación de canoas, en pisos, en muebles y revestimientos interiores, en resumen es una madera de utilidad general para usos donde se requiera una ligera resistencia y una moderada durabilidad.

C H A N U L

DESCRIPCION DE LA MADERA.- Color marrón rojizo claro, semidura y semipesada, textura fina. Grano recto, olor y sabor au-

sentes, se oscurece un poco durante el secado.

SECADO.- Madera de secado lento, gran tendencia al alabeo y agrietamiento.

FACILIDAD DE TRABAJO.- Fácil de trabajar con máquinas, su acabado es satisfactorio, no presenta dificultad al clavarse, por su peso específico, facilidad de trabajo, durabilidad, diseño y color, la consideraremos una de las maderas mas importaⁿtes de la zona forestal del pacífico. Es recomendada como madera apropiada para diferentes usos apropiados.

R O B L E

DESCRIPCION DE LA MADERA.- Madera de color amarillenta, olor ausente o no distintivo, medianamente lustrosa, es poco dura o pesada, grano recto, textura media.

SECADO.- Fácil de secar, no presenta durante el proceso cambios de forma.

FACILIDAD DE TRABAJO.- Facilidad de trabajar con herramientas manuales o máquinas, su acabado es muy aceptable, puede elevarse o atornillarse sin presentar agrietamientos, es empleada en revestimiento de interiores, en pisos, ebanistería, cubos de herramientas o carpintería en general.

C A O B A

DESCRIPCION DE LA MADERA.- Color rosado, oscureciéndose con el tiempo a marrón, olor y sabor ausentes muy lustrosa, grano recto, textura fina blanda y liviana.

SECADO.- Fácil de secar.

FACILIDAD DE TRABAJO.- Madera de gran valor industrial, fácil de trabajar con herramientas manuales o máquinas, además es una de las maderas más apreciables en el mundo, es muy usada en la fabricación de instrumentos musicales, particularmente pianos, también se lo emplea en la confección de embarcaciones.

C A N E L O

DESCRIPCION DE LA MADERA.- Color amarillo constante verdoso, cambiando con el tiempo a marrón pálido, muy lustroso, grano recto, textura media, es dura y pesada.

SECADO.- Madera muy fácil de secar, no presenta durante el proceso cambios de forma.

FACILIDAD DE TRABAJO.- Su acabado no es satisfactorio, muy empleada como listón machehembrado y construcción, en general se lo emplea para transporte de frutas y de legumbres.

S A N D E

DESCRIPCION DE LA MADERA.- Color blanquecino, olor y sabor ausentes, muy lustrosa, grano recto, muy blanda y liviana.

SECADO.- Madera difícil de secar, muestra gran tendencia al alabeo, se recomienda emplear temperaturas bajas durante las etapas iniciales del proceso.

FACILIDAD DE TRABAJO.- Es difícil dar un acabado aceptable es una madera de usos múltiples, su principal uso es para arcos para vidines.

L A U R E L

DESCRIPCION DE LA MADERA.- La albura es de color gris claro, el corazón tiene color café verduzco o café aceitunado con vetas oscuras al cortarse y café cuando es curada con las vetas más prominentes; es moderadamente fuerte, tenaz, de textura mediana o fina, grano generalmente recto, olor y sabor muy tenue.

SECADO.- Madera moderadamente fácil de secar.

FACILIDAD DE TRABAJO.- El cepillado, moldeado, escopleado y lijado, son satisfactorios, el tornado y taladrado son exce-lentes. La resistencia a las raspaduras por tornillo es de-ficiente.

Se lo utiliza en la construcción de muebles, pisos, cubier-tas de buques, remos o chapas decorativas.

C U A N G A R E

DESCRIPCION DE LA MADERA.- Color marrón claro, adquiere con el tiempo un tinte rojizo, olor y sabor no distintivo, me-dianamente lustrosa, grano recto, es blanda y liviana.

SECADO.- Fácil de secar, presenta una ligera tendencia a va-rirar de forma en las etapas iniciales del proceso.

FACILIDAD DE TRABAJO.- Madera fácil de trabajar, admite per-fectamente puntillas o clavos, es una de las maderas mas va-liosas del país, su diseño, facilidad de trabajo y acabado

satisfactorio, lo hacen adecuado en la confección de muebles en la fabricación de chapas, triplex.

M A C H A R E

DESCRIPCION DE LA MADERA.- Color rosado rojizo, con vetas finas y oscuras, olor y sabor ausentes, poco lustrosas, grano recto, textura mediana, es dura y pesada.

SECADO.- Madera fácil de secar con ligera tendencia a variar de forma.

FACILIDAD DE TRABAJO.- Puede serrarse, cepillarse y perforarse sin dificultad, su acabado es satisfactorio.

S A J O

DESCRIPCION DE LA MADERA.- Color marrón oscuro, olor y sabor no distintivo, muy lustrosa, textura fina, blanda y liviana.

SECADO.- La seca fácilmente sin presentar variaciones en su forma.

FACILIDAD DE TRABAJO.- Fácil de trabajar, su acabado es aceptable, muy empleada en la confección de muebles, perchas, armarios, es una de las maderas de mayor exportación en la zona del Pacífico, madera muy apreciada por su color y diseño.

B A L S A

DESCRIPCION DE LA MADERA.- Es la madera comercial más livia

na, pesando menos que el corcho, la madera es grisácea, pálida con lustre sedoso, la albura y el corazón no bien definidos, sin olor ni sabor distintivos, muy blanda, débil y de grano no muy grueso, recto y uniforme, se deforma cuando es sometida a esfuerzos de compresión. A menos que no sea tratada, es absorbente, se tuerce mucho.

SECADO.- Madera fácil de secar, los defectos debido al secado son moderados.

FACILIDAD DE TRABAJO.- El cepillado es satisfactorio y la resistencia a las rayaduras por tornillo es excelentes.

En tiempo de paz se lo ha utilizado para la fabricación de juguetes, acero modelisco, como aislante térmico y acústico, boyas para redes de pesca y cajas livianas.

No se puede fabricar con la misma humedad final una puerta de entrada a la entrada de una casa en Quito, que una orientada al medio día en una casa de recreo de la costa del sol.

Como pauta se puede considerar en los distintivos fabricados las siguientes humedades de la madera:

Madera para la construcción	18 al 20%
Objetos colocados al exterior	18 al 20%
Ventanas y puertas exteriores	12 al 15%
Elementos de Const, en Habitaciones	10 al 12%
Muebles	9 al 10%
Suelas de Parket	10%

Tarimas 12 al 14%

Instrumentos musicales 10%

De acuerdo al cuadro anterior nosotros necesitamos una cámara capaz de dejar la madera con una humedad del 10%.

En los cálculos de secado nos referiremos a una humedad final de la madera en un 10%.

APENDICE B

ENSAYOS REALIZADOS EN CREART PARA DETERMINAR LA CANTIDAD DE
AGUA A DESALOJAR

E N S A Y O 1

<u>MADERA</u>	<u>HUMEDAD</u>	<u>PESO</u>	<u>VOLUMEN DE LA MADERA</u>
F. Sánchez	20%	3 onzas	131.86 cm ³
Blanco	21%	4 onzas	302.63 cm ³
Colorado	16%	6 onzas	200.84 cm ³
Roble	20%	5 onzas	337.92 cm ³
Figueroa	20%	5 onzas	236.38 cm ³
Laurel	13.5%	4 onzas	211.39 cm ³
Chanuy	22-23-60%	8 onzas	347.48 cm ³
Mangle	65%	27 onzas	771.47 cm ³

El contenido de humedad se expresa en porcentajes de Peso Seco.

$$H\% = \left(\frac{P_h - P_s}{P_s} \right) 100$$

H% = contenido de humedad

P_h = peso de la madera a un contenido de humedad U

P_s = peso seco de la madera

$$P_s = \frac{100 P_h}{H\% + 100}$$

Fernan Sánchez:

$$P_s = \frac{100 (3)}{20 + 100} = 2.5 \text{ onzas}$$

$$P_h = \frac{P_s (H\% + 100)}{100}$$

Para 10% de humedad:

$$P_h = \frac{2.5 (10 + 100)}{100} = 2.75 \text{ onzas}$$

Para 60% de humedad:

$$P_h = \frac{2.5 (60 + 100)}{100} = 4 \text{ onz.}$$

El peso del agua de 131.86 cm³ de madera es:

$$= 4.2.75 = 1.25 \text{ onzas}$$

BLANCO:

$$P_{\Delta}' = \frac{100 (4)}{21 + 100} = \frac{400}{121} = 3.31 \text{ onz.}$$

$$P_h = \frac{P_{\Delta} (H\% + 100)}{100}$$

Para el 10% de humedad:

$$P_h' = \frac{3.31 (10 + 100)}{100} = 3.64 \text{ onz.}$$

Para el 60% de humedad:

$$P_h = \frac{3.31 (60 + 100)}{100} = 5.30 \text{ onz.}$$

El peso del agua de 302.63 cm³ de madera es:

$$= 5.30 - 3.64 = 1.66 \text{ onz.}$$

COLORADO:

$$P_{\Delta}' = \frac{100(6)}{16 + 100} = 5.17 \text{ onz.}$$

$$P_h = \frac{P_{\Delta} (H\% + 100)}{100}$$

Para 10% de humedad:

$$P_h' = \frac{5.17 (10 + 100)}{100} = 5.69 \text{ onz.}$$

Para 60% de humedad:

$$P_h' = \frac{5.17 (60 + 100)}{100} = 8.27 \text{ onz.}$$

El peso del agua de 200.84 cm^3 de madera es

$$= 8.27 - 5.69 = 2.58 \text{ onz.}$$

ROBLE:

$$P_\Delta = \frac{100(6)}{20 + 100} = 5 \text{ onz.}$$

$$P_h = \frac{P_\Delta (H\% + 100)}{100}$$

Para el 10% de humedad:

$$P_h = \frac{5 (10 + 100)}{100} = 5.5 \text{ onz.}$$

Para 60% de humedad:

$$P_h = \frac{5(60 + 100)}{100} = 8 \text{ onz.}$$

El peso de agua de 337.92 cm^3 de madera es:

$$= 8 - 5.5 = 2.5 \text{ onz.}$$

FIGUEROA:

$$P_\Delta' = \frac{100 (5)}{20 + 100} = 4.17 \text{ onz.}$$

$$P_h = \frac{P_\Delta' (H\% + 100)}{100}$$

Para el 10% de humedad:

$$P_h = \frac{4.17 (10 + 100)}{100} = 6.67 \text{ onz.}$$

El peso de agua de 236.38 cm³ de madera es:

$$= 6.67 - 4.59 = 2.08 \text{ onz.}$$

LAUREL:

$$P_{\Delta}' = \frac{100 (4)}{13.5 + 100} = 2.96 \text{ onz.}$$

$$P_h = \frac{P_{\Delta} (H\% + 100)}{100}$$

Para 10% de humedad:

$$P_h = \frac{2.96 (10 + 100)}{100} = 3.26 \text{ onz.}$$

Para 60% de humedad:

$$P_h = \frac{2.96 (60 + 100)}{100} = 4.74 \text{ onz.}$$

El peso de agua de 211.39 cm³ de madera es:

$$= 4.74 - 3.26 = 1.48 \text{ onz.}$$

MANGLE:

$$P_{\Delta}' = \frac{100 (27)}{65 + 100} = 16.36 \text{ onz.}$$

$$P_h = \frac{P_{\Delta} (H\% + 100)}{100}$$

Para el 10% de humedad:

$$P_h = \frac{16.36 (10 + 100)}{100} = 18 \text{ onz.}$$

Para el 60% de humedad:

$$P_h = \frac{16.36 (60 + 100)}{100} = 26.18 \text{ onz.}$$

El peso de agua de 771.47 cm³ de madera es:

$$= 26.18 - 18 = 8.18 \text{ onz.}$$

E N S A Y O 2

<u>MADERA</u>	<u>HUMEDAD</u>	<u>PESO</u>	<u>VOLUMEN DE MADERA</u>
F. Sánchez	60%	3 onzas	149.08 cm ³
Blanco	70%	7 onzas	295.87 cm ³
Colorado	50%	9 1/2 onz.	337.44 cm ³
Roble	60%	7 onzas	365.31 cm ³
Figueroa	40%	5 onzas	219.58 cm ³
Laurel	50%	5 onzas	230.87 cm ³

Para encontrar la cantidad de agua en el segundo ensayo, se siguió igual que en el ensayo 1 y se obtuvo los siguientes resultados:

F. Sánchez: El peso agua de 149.08 cm³ de madera es = 0.94 onz.

Blanco: El peso agua de 295.87 cm³ de madera es = 2.06 onz.

Colorado: El peso de agua de 337.44 cm³ de madera es = 3.17 onz.

Roble: El peso de agua de 365.31 cm³ de madera es = 2.19 onz.

Figueroa: El peso de agua de 219.58 cm³ de madera es = 1.67 onz.

Habiendo encontrado la cantidad de agua que hay que desalojar en cada probeta de los ensayos anteriores, a continuación analizaremos para un metro cúbico de madera y se sacará un prome

dio para cada clase de madera:

Fernan Sánchez:

ENSAYO 1

$$\frac{1.25}{0.00013186} \times \frac{1}{35.2^*} = 269.433 \text{ Kg/m}^3$$

ENSAYO 2

$$\frac{0.94}{0.00014908} \times \frac{1}{35.2} = 179.225 \text{ Kg/m}^3$$

PROMEDIO = 224.329 Kg/m³

Blanco:

ENSAYO 1

$$\frac{166}{0.00030263} \times \frac{1}{35.2} = 155.846 \text{ Kg/m}^3$$

ENSAYO 2

$$\frac{2.06}{0.00029587} \times \frac{1}{35.2} = 197.845 \text{ Kg/m}^3$$

PROMEDIO = 176.845 Kg/m³

Colorado:

ENSAYO 1

$$\frac{2.58}{0.00020084} \times \frac{1}{35.2} = 365.017 \text{ Kg/m}^3$$

ENSAYO 2

$$\frac{3.17}{0.00033744} \times \frac{1}{35.2} = 265.914 \text{ Kg/m}^3$$

* 35.2 Factor de conversión de onzas a Kg.

$$\text{PROMEDIO} = 315.965 \text{ Kg/m}^3$$

Roble

ENSAYO 1

$$\frac{2.5}{0.00033792} \times \frac{1}{35.2} = 210.188 \text{ Kg/m}^3$$

ENSAYO 2

$$\frac{2.19}{0.00036531} \times \frac{1}{35.2} = 170.314 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{PROMEDIO} = 190.251 \text{ Kg/m}^3$$

Figueroa

ENSAYO 1

$$\frac{2.08}{0.00023638} \times \frac{1}{35.2} = 250.067 \text{ Kg/m}^3$$

ENSAYO 2

$$\frac{1.78}{0.00021958} \times \frac{1}{35.2} = 230.378 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{PROMEDIO} = 240.222 \text{ Kg/m}^3$$

Laurel

ENSAYO 1

$$\frac{1.48}{0.00021139} \times \frac{1}{35.2} = 198.984 \text{ Kg/m}^3$$

ENSAYO 2

$$\frac{1.67}{0.00021958} \times \frac{1}{35.2} = 216.142 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{PROMEDIO} = 207.563 \text{ Kg/m}^3$$

Mangle

ENSAYO UNICO

$$\frac{8.18}{0.00077147} \times \frac{1}{35.2} = 301.252 \text{ Kg/m}^3$$

C U A D R O N° 1

CARACTERISTICAS FISICAS Y MECANICAS DE ALGUNAS ESPECIES DE MADERAS DEL LITORAL

ESPECIES	Peso específico gr/cm	Compresión			Flexión Kg/cm
		Paralela a la fibra Kg/cm	Normal a la fibra Kg/cm	Tracción paralela a la fibra Kg/cm	
Amarillo	0.675	596	145	554	805
Balsa	0.117	258	29	361	362
Caoba	0.785	566	201	911	763
Cedro	0.413	372	102	762	696
Cuángate	0.442	272	101	277	436
Charul	0.907	758	223	982	1.340
Guachapelí	0.448	842	70	302	474
Guayacán de Costa	1.053	1.120	526	901	2.080
Guayacán Pechiche	0.918	448	222	732	938
Jigua	0.375	324	53	262	586
Laurel	0.360	294	72	1.058	851
Mangle	0.894	767	224	826	1.318
Nato	0.948	640	210	1.130	628
Sándalo	0.965	762	227	376	1.296
Tángate	0.667	444	229	923	995
Tillo	0.829	566	189	926	1.342

FUENTE: Normas A.S.T.M.
Universidad Católica - Quito

DATOS FISICOS Y TECNICOS

TABLA 1

Equivalencia entre las unidades más importantes

LONGITUD:

- 1 pie (foot) = 12 pulg = 0,3048 m
 1 pulgada (inch) = 2,54 cm

SUPERFICIE:

- 1 pie cuadrado (sq ft) = 0,09290 m²
 1 acre (U.S.) = 0,40469 Ha = 4046,9 m²

VOLUMEN Y CAPACIDAD:

- 1 pie cúbico (cu ft) = 0,02832 m³
 1 galón (imperial gallon) = 4,55 l
 1 galón (U.S. gallon) = 3,785 l
 1 barril (petróleo, U.S.) = 159,24 l

MASA:

- 1 libra (pound, lb) = 0,4536 Kg
 1 tonelada (métrica) = 1 000 Kg
 1 tonelada (short ton) = 2 000 lb = 907,2 Kg
 1 tonelada (large ton) = 2 240 lb = 1 016,0 Kg
 1 grano (grain) = 64,8 mg

PRESIÓN:

- 1 atmósfera física (atm) = 760 mm Hg = 1,0333 Kg/cm² = 14,70 psi
 1 mm Hg = 13,59 Kg/m²
 1 atmósfera técnica (at, Kg/cm²) = 10 000 Kg/m² = 14,22 psi
 1 psi (lb/sq inch) = 703 Kg/m²

TRABAJO, POTENCIA Y CALOR:

- 1 kilocaloría (Kcal) = 4 185 julios = 426,7 Kgm
 1 unidad térmica inglesa (Btu) = 0,252 Kcal
 1 pie-libra (foot-pound, ft·lb) = 0,1383 Kgm = 1,286 · 10⁻³ Btu
 1 caballo de vapor (CV) = 75 Kgm/seg = 0,736 Kw
 1 caballo de vapor (horsepower, HP) = 33 000 ft·lb/min = 76,04 Kgm/seg
 1 caballo hora (CVh) = 270 000 Kgm
 1 kilovatio (Kw) = 1 000 vatios = 1 000 julios/seg = 1,359 CV
 1 kilovatio hora (Kwh) = 3,6 · 10³ julios = 860 Kcal
 1 atm·litro = 10,333 Kgm = 0,0242 Kcal

TABLA 3
Calores específicos de gases y vapores
(El número corresponde al del punto en la gráfica 2)

Nº	GAS O VAPOR	Intervalo de temperatura, °C		Nº	GAS O VAPOR	Intervalo de temperatura, °C	
		Mín.	Máx.			Mín.	Máx.
10	Acetileno ...	0	200	17B	Freon-11 (CCl ₃ F) ...	0	150
15	Acetileno ...	200	400				
16	Acetileno ...	400	1 400	17C	Freon-21 (CHCl ₂ F) ...	0	150
17	Agua ...	0	1 400				
27	Aire ...	0	1 400				
12	Amoníaco ...	0	600	17A	Freon-22 (CHClF ₂) ...	0	150
14	Amoníaco ...	600	1 400				
33	Azufre ...	300	1 400				
35	Bromuro de hidrógeno ...	0	1 400	17D	Freon-113 (CCl ₂ F-CClF ₃) ...	0	150
32	Cloro ...	0	200				
34	Cloro ...	200	1 400	1	Hidrógeno ...	0	600
30	Cloruro de hidrógeno ...	0	1 400	2	Hidrógeno ...	600	1 400
22	Dióxido de azufre ...	0	400	36	Isómero de hidrógeno ...	0	1 400
31	Dióxido de azufre ...	400	1 400	5	Metano ...	0	300
18	Dióxido de carbono ...	0	400	6	Metano ...	300	700
24	Dióxido de carbono ...	400	1 400	7	Metano ...	700	1 400
3	Etano ...	0	200	26	Nitrógeno ...	0	1 400
9	Etano ...	200	600	26	Oxido de carbono ...	0	1 400
8	Etano ...	600	1 400	25	Oxido nítrico ...	0	700
4	Etileno ...	0	200	23	Oxido nítrico ...	700	1 400
11	Etileno ...	200	600	23	Oxígeno ...	0	500
13	Etileno ...	600	1 400	29	Oxígeno ...	500	1 400
20	Fluoruro de hidrógeno ...	0	1 400	19	Sulfuro de hidrógeno ...	0	700
				21	Sulfuro de hidrógeno ...	700	1 400

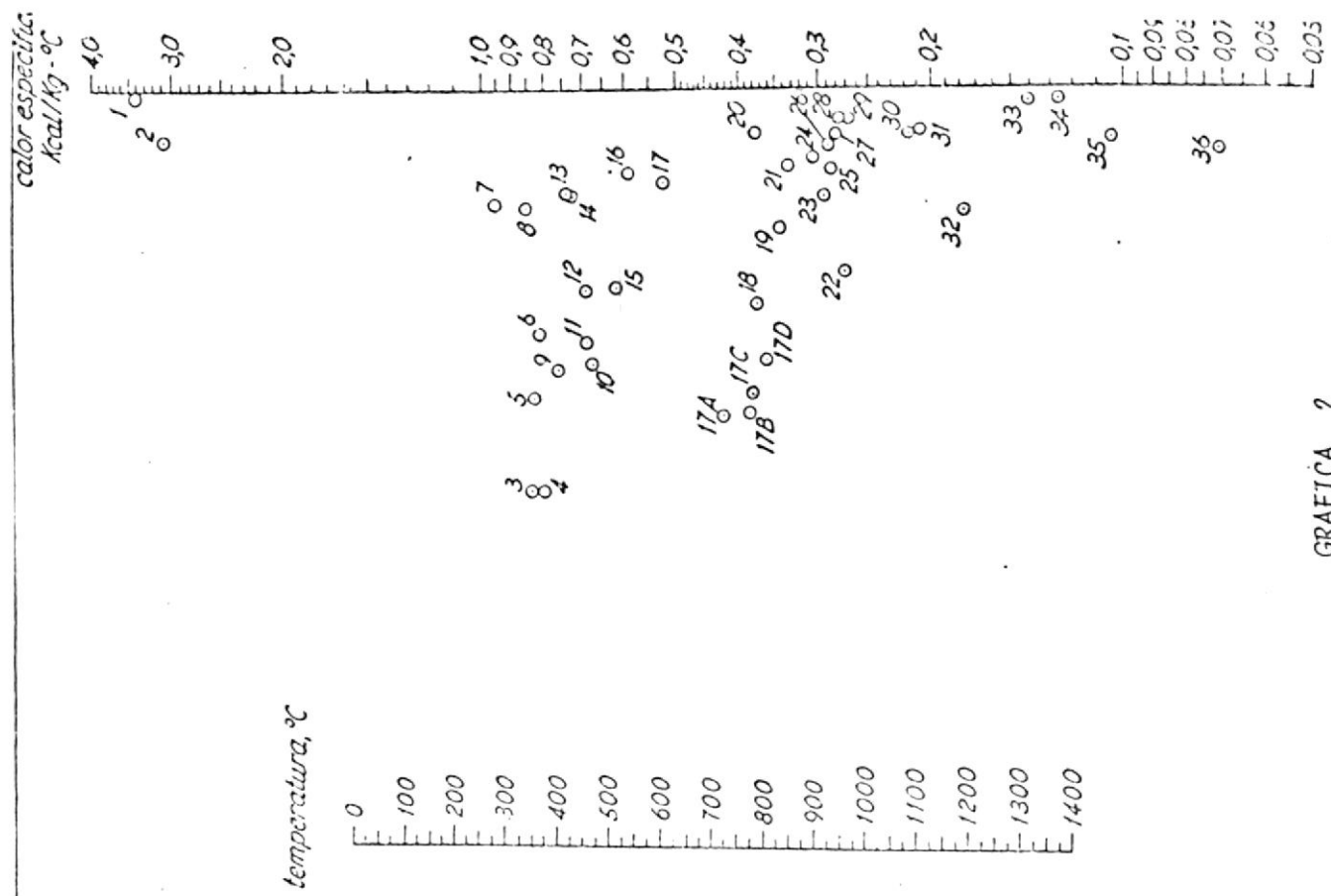


TABLA 4

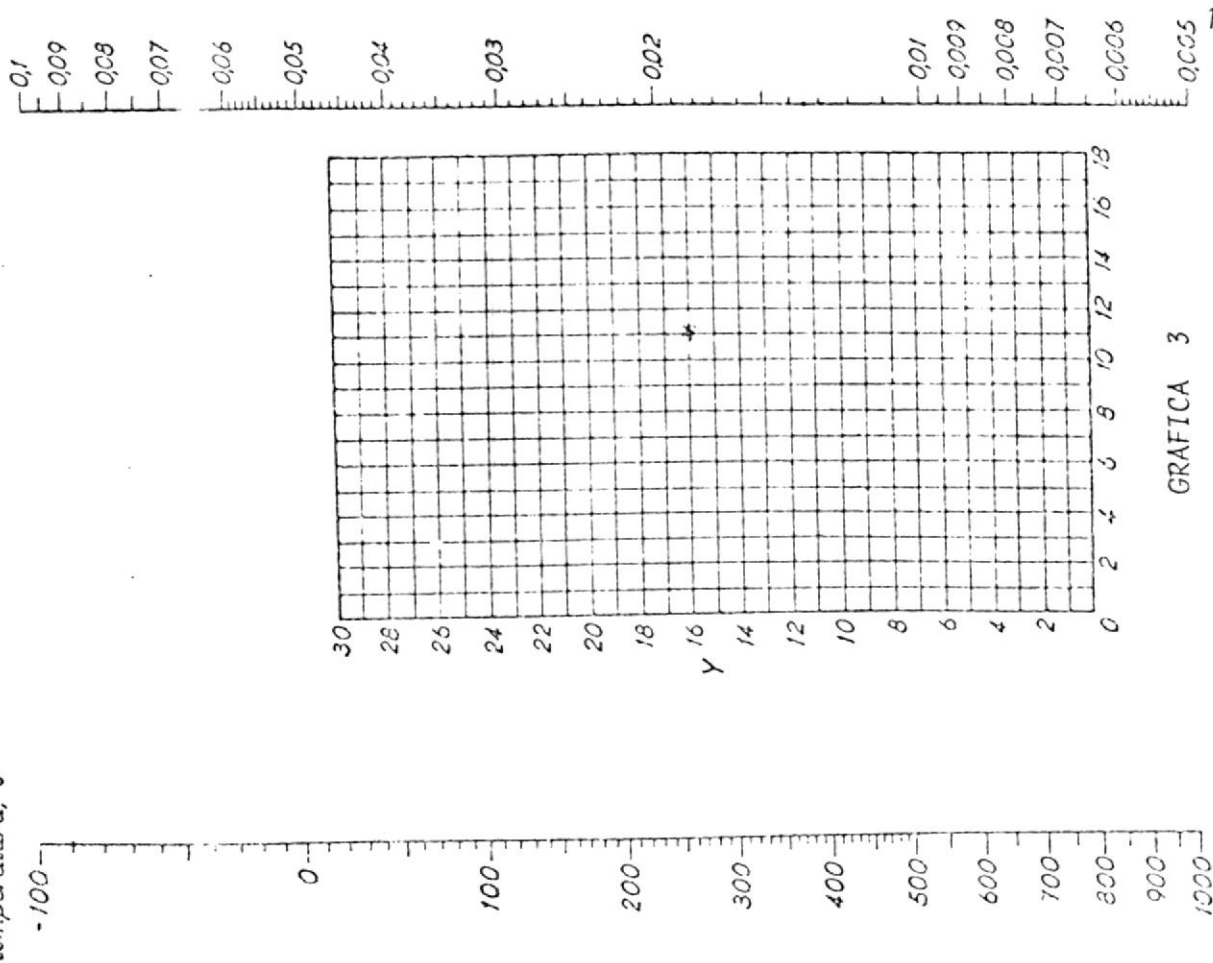
Viscosidad de gases y vapores a 1 atm

(Coordenadas X e Y para determinar la viscosidad según la gráfica 3

GAS O VAPORES	X	Y	GAS O VAPORES	X	Y
Acetato de etilo ...	8,5	13,2	Freon-11 ...	10,6	17,1
Acetileno ...	9,8	14,9	Freon-12 ...	11,1	16,0
Acetona ...	8,9	13,0	Freon-21 ...	10,8	15,3
Acido acético ...	7,7	14,3	Freon-22 ...	10,1	17,0
Agua ...	8,0	16,0	Fieco-113 ...	11,3	14,0
Aire ...	11,0	20,0	Helio ...	10,9	20,5
Amoníaco ...	8,4	16,0	Hexeno ...	8,6	11,8
Argón ...	10,5	21,0	Hidrógeno ...	11,2	12,4
Benceno ...	8,5	13,2	H ₂ +N ₂ (3:1) ...	11,2	17,2
Bromo ...	8,9	19,2	Iodo ...	9,0	18,4
Bromuro de hidrógeno	8,8	20,9	Todo ...	9,0	21,3
Buteno-1 ...	9,2	13,7	Todo de hidrógeno ...	9,0	21,3
Buteno-2 ...	8,9	13,0	Mercurio ...	5,3	22,9
Cianógeno ...	9,2	15,2	Metano ...	9,9	15,5
Cianuro de hidrógeno.	9,8	14,9	Metanol ...	8,5	15,6
Ciclohexano ...	9,2	12,0	Monóxido de carbono.	11,0	20,0
Cloro ...	9,0	18,4	Nitrógeno ...	10,6	20,0
Cloroformo ...	8,9	15,7	Oxido nítrico ...	10,9	20,5
Cloruro de etilo ...	8,5	15,6	Oxido nítrico ...	8,8	19,0
Cloruro de hidrógeno.	8,8	18,7	Oxígeno ...	11,0	21,3
Cloruro de nitrógeno	8,0	17,6	Pentano ...	7,0	12,8
Dióxido de azufre ...	9,6	17,0	Propano ...	9,7	12,9
Dióxido de carbono ...	9,5	18,7	Propanol ...	8,4	13,4
Etano ...	9,1	14,5	Propeno ...	9,0	13,8
Etanol ...	9,2	14,2	Sulfuro de carbono ...	8,0	16,0
Eter etílico ...	8,9	13,0	Sulfuro de hidrógeno..	8,6	18,0
Etileno ...	9,5	15,1	Tolueno ...	8,6	12,4
Fluor ...	7,3	23,8	Trimetilbutano (2,3,3)	9,5	10,5
			Xenón ...	9,3	23,0

temperatura, °C

viscosidad, centipoises



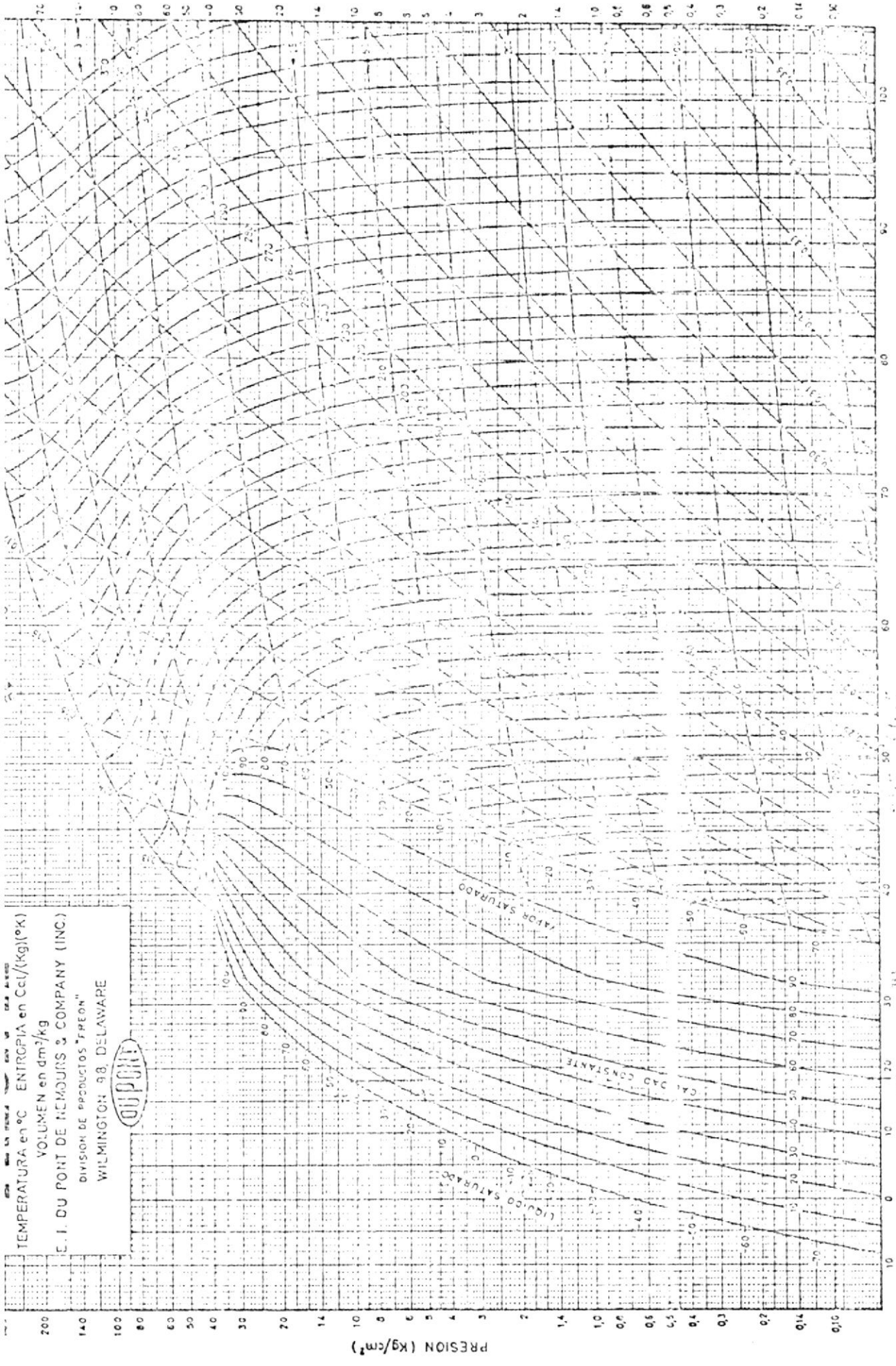
GRAFICA 3

TABLA 5

Tensiones de vapor del agua, y humedades y entalpías de saturación de la mezcla aire-agua ($p = 760$ mm Hg)

(t , °C, temperatura del aire; p_s , mm Hg, presión de saturación del vapor de agua; Y_s , Kg agua/Kg aire, humedad absoluta del aire saturado con agua; i_s , Kcal/Kg, entalpía del aire saturado con vapor de agua.)

t	p_s	$10^3 Y_s$	i_s	t	p_s	$10^3 Y_s$	i_s
0	4,58	3,78	2,25	35	42,18	30,6	30,8
1	4,93	4,07	2,66	36	44,56	38,8	32,4
2	5,29	4,37	3,08	37	47,07	41,1	34,0
3	5,69	4,70	3,52	38	49,69	43,5	35,7
4	6,10	5,03	3,96	39	52,44	46,0	37,6
5	6,54	5,40	4,42	40	55,32	48,8	39,6
6	7,01	5,79	4,90	41	58,34	51,7	41,6
7	7,51	6,21	5,40	42	61,50	54,8	43,7
8	8,05	6,65	5,90	43	64,80	58,0	45,9
9	8,61	7,13	6,43	44	68,26	61,3	48,3
10	9,21	7,63	6,97	45	71,88	65,0	50,8
11	9,84	8,15	7,53	46	75,65	68,9	53,4
12	10,52	8,75	8,14	47	79,60	72,8	56,2
13	11,23	9,35	8,74	48	83,71	77,0	59,0
14	11,99	9,97	9,36	49	88,02	81,5	62,1
15	12,79	10,6	9,98	50	92,51	86,2	65,3
16	13,63	11,4	10,7	51	97,20	91,3	68,6
17	14,53	12,1	11,4	52	102,1	96,6	72,3
18	15,48	12,9	12,1	53	107,2	102	75,9
19	16,48	13,8	12,9	54	112,5	108	80,0
20	17,53	14,7	13,8	55	118,0	114	84,1
21	18,65	15,6	14,6	56	123,8	121	88,6
22	19,83	16,6	15,3	57	129,8	128	93,2
23	21,07	17,7	16,2	58	136,1	136	98,5
24	22,38	18,8	17,2	59	142,6	144	104
25	23,76	20,0	18,1	60	149,4	152	109
26	25,21	21,4	19,2	61	156,4	161	115
27	26,74	22,6	20,2	62	163,8	171	121
28	28,35	24,0	21,3	63	171,4	181	128
29	30,04	25,6	22,5	64	179,3	192	135
30	31,82	27,2	23,8	65	187,5	204	143
31	33,70	28,8	25,0	66	196,1	216	151
32	35,66	30,6	26,3	67	205,0	230	160
33	37,73	32,5	27,7	68	214,2	244	169
34	39,90	34,4	29,2	69	223,7	259	179
70	233,7	276	190	85	433,6	828	545
71	243,9	294	202	86	450,9	908	597
72	254,6	314	214	87	468,7	1 000	657
73	265,7	335	227	88	487,1	1 110	725
74	277,2	357	242	89	506,1	1 240	810
75	289,1	382	258	90	525,6	1 400	915
76	301,4	408	275	91	546,1	1 590	1 035
77	314,1	437	293	92	567,0	1 830	1 180
78	327,3	470	315	93	588,6	2 135	1 380
79	341,0	506	338	94	610,9	2 545	1 645
80	355,1	545	363	95	633,9	3 120	2 015
81	369,7	589	391	96	657,6	3 990	2 575
82	384,6	639	425	97	682,1	5 450	3 510
83	400,6	695	460	98	707,3	8 350	5 360
84	416,8	756	500	99	733,2	17 000	10 910
				100	760	—	—



TEMPERATURA en $^{\circ}\text{C}$ ENTROPIA en $\text{Cal}/(\text{Kg})(^{\circ}\text{K})$
 VOLUMEN en dm^3/kg
 E. I. DU PONT DE NEMOURS & COMPANY (INC.)
 DIVISION DE PRODUCTOS "FREON"
 WILMINGTON 98, DELAWARE



ENTALPIA (Cal/Kg por encima de liquido saturado a -40°C)

Conversion al sistema métrico por Ediciones del Castillo, S. A., Madrid

GRAFICA 4. Diagrama presión-temperatura del Refrigerante 12. (Derecho de propiedad del 1955 y b de E. I. du Pont de Nemours & Company. Reproducido con autorización.)

Coef. moyen de conv. dans le cas d'ébullition
de FREONS dans des tube horizontaux

d'après Chauva

$$h_c = \frac{B}{\rho^{0.7}} \cdot \frac{m^{0.4} \cdot q_i^{0.7}}{d_i^{0.5}} \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

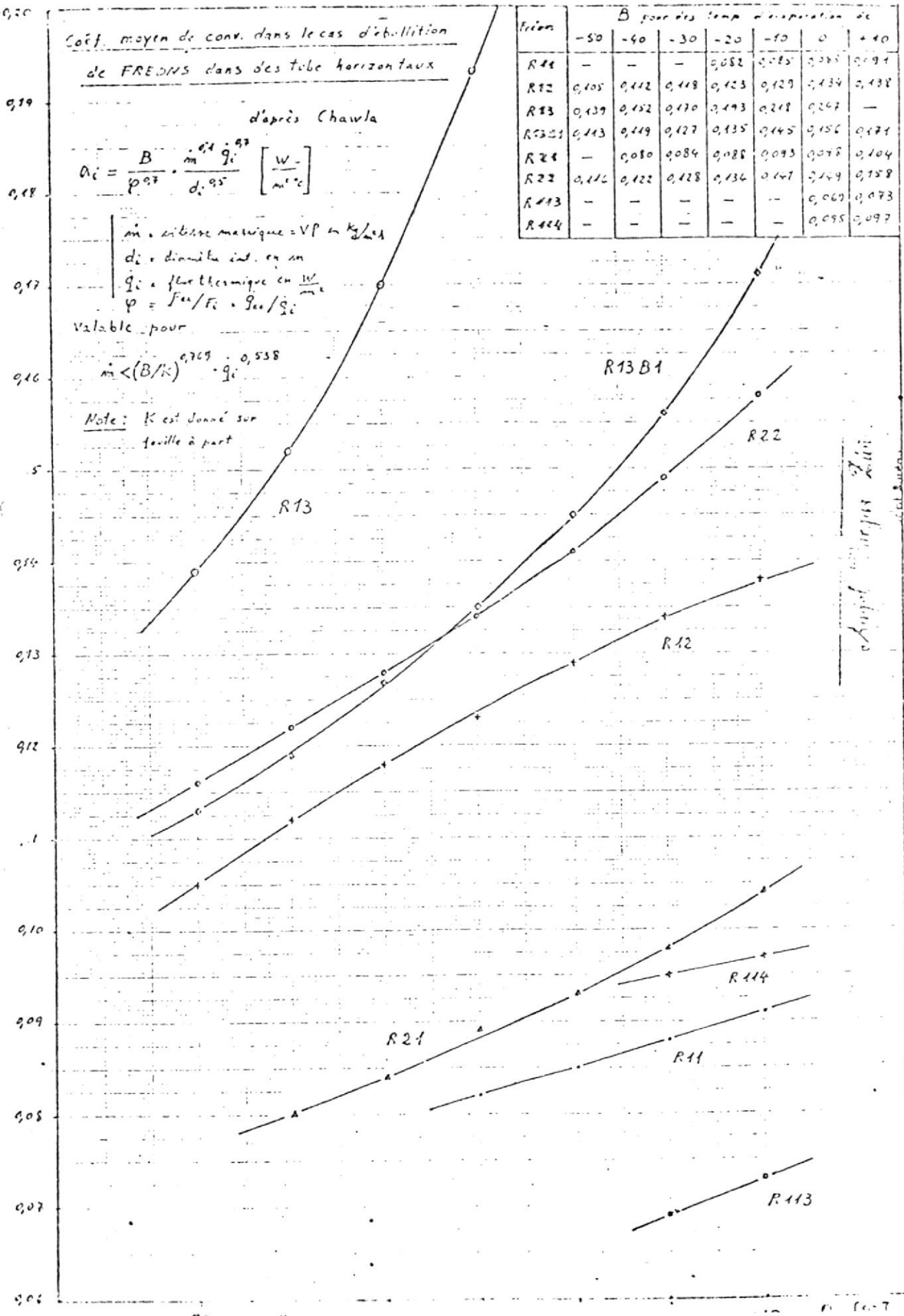
m = vitesse massique = VP en $kg/m^2 \cdot s$
 d_i = diamètre int. en m
 q_i = flux thermique en $\frac{W}{m^2}$
 $\varphi = F_{ex}/F_i = q_{ex}/q_i$

Variable pour

$$m < (B/k) \cdot q_i^{0.709} \cdot 0.538$$

Note: K est donné sur
feuille à part

Friction	B pour des temp d'évaporation de						
	-50	-40	-30	-20	-10	0	+10
R11	-	-	-	0,082	0,085	0,088	0,091
R12	0,105	0,112	0,118	0,123	0,129	0,134	0,138
R13	0,139	0,152	0,170	0,193	0,218	0,247	-
R13B1	0,143	0,149	0,127	0,135	0,145	0,156	0,171
R21	-	0,080	0,084	0,088	0,093	0,098	0,104
R22	0,112	0,122	0,128	0,134	0,141	0,149	0,158
R113	-	-	-	-	-	0,060	0,073
R114	-	-	-	-	-	0,055	0,077



Changement de régime d'ébullition

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. ASHRAE "Handbook of Fundamentals: Heating, Refrigerating and air condition". Marcambo S.A. 1º Reimpresión 1972.
2. Banchemo "Ingeniería Química".
3. Brown Nelson "Industria Maderera". 1.974.
4. DANFOSS "Folleto Informativo de accesorios para refrigeración".
5. Donald Q. Keen. "Proceso de transferencia de calor CECSA" 8º Impresión 1.974.
6. DELFINI "Estudios de Temperaturas y Humedades en el Ecuador". Guayaquil-Ecuador 1.976.
7. Duminil M. "Cours de Production in Froid". Paris, 1972.
8. Centro de Capacitación Forestal "Propiedades de la madera". Servicio Forestal del Ecuador, 1.964.
9. Centro de Capacitación Forestal "Instalación de un Secador de Madera". Servicio Forestal del Ecuador, 1.966.
10. CEAF "Boletín Informativo secadores de madera Italia". 1.978.
11. JOHN H. Peny "Manual del Ingeniero Químico ". UTHEA Tomo I y II Reimpresión 1.978. México.
12. KAYS and London Intercambiadores de calor. 2º Edición.
13. I.I.F. "Regles pur Mochines Frigorifiques". 5º Edición, Paris - Francia.

14. ERNEST ECKERT. Científico Norteamericano - Profesor regente y director de la división de termodinámica y transferencia de calor del Dept. de Ingeniería Mecánica de Minnesota. Comunicación personal, 1978.
15. ENCHENOQUE RAMON y DIAZ GOMEZ VICTOR. "Algunas características tecnológicas de la madera ". México, Edición 27, Septiembre 1.972.
16. JAMES L. Threl Keld, "Ingeniería del ámbito térmico". 2ª Edición publicada en los Estados Unidos de América, 1.970.
17. Mc Adams W. "Transmisión de calor" Tercera Edición. Mc Graw Hill Book Co. Inc., N. Y. 1.964.
18. Nussbann "On Optimun Refrigerant". Velocities in evaporator tubes. From Article: A. Gogolin, Test of the Evaporator, Report, 1.960.
19. OCON - TOJO "Introducción a la Ing. Química". Edición Ciencia y Técnica. Aguilar. 2ª Edición, 1.967.
20. KEENAN and KEYES. "Thermodynamic Properties of Steam" John Wiley & Sons, U.S.A., 1967.
21. SOSA, Ing. "Secador de madera". Boletín de CENDES. 1.975.
22. VISCAINO RAMON. "Boletín Informativo Secadores de Madera". España, Madrid, 1.977.
23. TITUS "Boletín Informativo de rejillas y difusores" U.S.A. 1.974.

24. Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología. "Boletín Climatológico". Ministerio de Recursos Naturales y Energéticos. 1.974.
25. STREETER. "Mecánica de los flúidos". Traducción de la 4ª Edición de Inglés. Mc Graw Hill Book Company, 1.968.
26. Talleres Mecánicos "Boletín Informativo Secadores de Madera". Madrid-España, 1.977.
27. STOECKER "Refrigeración y acondicionamiento de aire". Ediciones Castilla. S.A. Madrid-España.
28. VARGAS ANGE, Ing. "Curso de Refrigeración y Aire Acondicionado". ESPOL. Guayaquil 1.974.
29. ZUNIGA J., Ing. "Diseño de una Bodega Frigorífica para la Autoridad Portuaria de Guayaquil". Tesis de grado. 1.975.
30. PLUMAVIT "Boletín Informativo aislantes térmicos". Guayaquil-Ecuador 1.977.

RECORD MODA

12 ENF. 1981

INVENTARIADO

RESPONSABLE:

[Handwritten signature]

12 ENF. 1981

INVENTARIADO

RESPONSABLE:

INVENTARIADO

RESPONSABLE: