

32  
2ij



**UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTONOMA DE MEXICO**

**FACULTAD DE INGENIERIA**

**SISTEMA DE HUMEDAD Y TEMPERATURA  
CONTROLADA PARA EMPAQUE DE  
PRODUCTOS LIOFILIZADOS**

**T E S I S**  
Que para obtener el título de  
**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**  
p r e s e n t a

**SALVADOR CAMPOS COY**



**Asesor de la Tesis ING. RODRIGO BENGOCHEA OLGUIN**

**México, D. F.**

**Octubre de 1996**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## **DEDICATORIAS**

### **A mis padres:**

Por su amor y apoyo incondicional que siempre me han alentado a vencer los retos de la vida:

### **A mi esposa:**

Delia gracias por tu amor sabiduría y ternura que enriquecen mi vida .

### **A mis hermanos:**

Guillermo

Paty

Juan Carlos

Francisco.

Gracias por apoyarme sin pedir nada a cambio.

### **Al Ing. Rodrigo Bengoechea:**

Por su cordial apoyo en la realización de este trabajo.

### **A mis amigos:**

Por su apoyo y compañía.

### **A la Universidad Nacional Autónoma de México:**

Por darme una preparación profesional

## INDICE

# INDICE

<b>INTRODUCCION</b> .....	<b>4</b>
<b>I LIOFILIZACION</b> .....	<b>6</b>
I.1. PUNTO TRIPLE.....	7
I.2. EL PROCESO DE LIOFILIZACION.....	9
<b>II PRINCIPIOS TEORICOS</b> .....	<b>14</b>
II.1 CALOR ESPECIFICO.....	15
II.2 PESO ESPECIFICO.....	15
II.3 HUMEDAD ESPECIFICA.....	15
II.4 HUMEDAD RELATIVA.....	15
II.5 TEMPERATURA DE BULBO SECO, BULBO HUMEDO Y DE ROCIO.....	16
II.6 CARTA PSICROMETRICA.....	16
II.7 PROCESOS DE DESHUMIDIFICACION.....	17
II.7.1 ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION CON RECALENTAMIENTO.....	17
II.7.2 CALENTAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION (QUIMICA).....	18
II.7.3 PROCESO MIXTO.....	19
II.8 DESHUMIDIFICACION POR ENFRIAMIENTO.....	20
II.9 DESECANTES.....	21
II.9.1 ABSORBENTES.....	21
II.9.2 ADSORBENTES.....	21
II.10 EQUIPO DESECANTE.....	22
II.10.1 EQUIPOS DE ABSORCION SOLIDA.....	23
II.10.2 EQUIPOS DE ADSORCION SOLIDA.....	24
II.10.3 EQUIPOS DE ABSORCION LIQUIDA.....	25
<b>III SISTEMA DE SECADO DE AIRE</b> .....	<b>27</b>
III.1 ANALISIS GENERAL DEL PROCESO.....	28
III.2 CARACTERISTICAS DEL PROCESO.....	29
III.3 GENERACION DE ALTERNATIVAS.....	31
III.3.1. TUNEL ACONDICIONADO.....	32
III.3.2 CAMARA DE ACONDICIONAMIENTO GLOBAL.....	33
III.3.3 CAMARA ACONDICIONADA INDIVIDUAL.....	34
III.4 EVALUACION DE ALTERNATIVAS.....	35
<b>IV DISEÑO DE LA CAMARA DE AMBIENTE CONTROLADO</b> .....	<b>37</b>
IV.1 CARACTERISTICAS DEL EQUIPO DE LIOFILIZACION.....	38
IV.2 AISLAMIENTO DEL AMBIENTE EXTERIOR.....	39
IV.3 UBICACION DE LA PLANTA.....	41
IV.4 DISTRIBUCION INTERIOR Y DIMENSIONES.....	42
IV.5 CARACTERISTICAS FISICAS DEL LOCAL.....	44
IV.5.1 ELEMENTOS QUE GENERAN UNA CARGA DE HUMEDAD Y/O CALOR EN EL INTERIOR DEL LOCAL.....	45

<b>V. CALCULOS TERMICOS Y DE HUMEDAD.....</b>	<b>47</b>
V.1 TEMPERATURA DE CONFORT .....	48
V.2 CONDICIONES DE DISEÑO.....	49
V.3 CALCULOS TERMICOS.....	50
V.3.1 GANANCIAS DE CALOR POR TRANSMISION A TRAVES DE BARRERAS.....	51
V.3.2 DETERMINACION DE FACTORES DE TRANSMISION U.....	51
V.3.3. ANALISIS DE AREAS Y CALCULO DE GANANCIAS.....	55
V.3.4 GANANCIAS DE CALOR POR RADIACION SOLAR.....	56
V.4 GANANCIAS DE CALOR INTERNAS.....	59
V.4.1 GANANCIAS DE CALOR POR OCUPANTES.....	59
V.4.2 GANANCIAS DE CALOR POR ILUMINACION Y EQUIPO MISCELANEO.....	60
V.5 GANANCIA DE CALOR POR VENTILACION.....	61
V.5.1. GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIONES.....	62
V.6 CARGA TERMICA DE REFRIGERACION.....	62
V.7 TEMPERATURA DE INYECCION Y CANTIDAD DE AIRE A MANEJAR.....	63
V.8 CALCULOS PARA DETERMINAR GANANCIAS DE HUMEDAD.....	64
V.8.1 GANANCIA DE HUMEDAD POR OCUPANTES.....	65
V.8.2 TRANSMISION DE HUMEDAD EN MATERIALES DE CONSTRUCCION.....	66
V.8.3 GANANCIAS DE HUMEDAD POR VENTILACION.....	68
V.8.4 CARGA DE HUMEDAD DEBIDA AL PRODUCTO.....	68
V.8.5 GANANCIA TOTAL DE HUMEDAD.....	71
<b>VI PSICROMETRIA.....</b>	<b>72</b>
VI.1 CONDICIONES DEL PUNTO DE MEZCLA.....	75
VI.2 FACTOR DE CALOR SENSIBLE.....	78
VI.3. CONDICIONES DEL PUNTO DE INYECCION.....	78
VI.4 CAPACIDAD TOTAL DEL SISTEMA.....	82
VI.5 PROCESO DE DESHUMIDIFICACION.....	82
VI.6 PROCESO PSICROMETRIC EN INVIERNO.....	86
<b>VII. DISEÑO DE DUCTOS DE AIRE.....</b>	<b>87</b>
VII.1 DIMENSIONAMIENTO DE LA RED DE DUCTOS.....	88
VII.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE DUCTOS.....	89
VII.2.1 UBICACION DE EQUIPOS.....	92
VII.2.2 UBICACION DE DIFUSORES DE INYECCION.....	93
VII.3 CALCULO DE PERDIDAS POR FRICCION.....	95
VII.3.1 PERDIDA POR FRICCION EN DUCTOS DE INYECCION.....	98
VII.3.2 PERDIDA POR FRICCION EN DUCTOS DE RETORNO.....	98
<b>VIII. SELECCION DE EQUIPOS.....</b>	<b>100</b>
VIII.1 EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO.....	101
VIII.2 FILTROS.....	105
VIII.3 ELEMENTOS DE DISTRIBUCION DE AIRE.....	110
VIII.4 PERDIDA DE PRESION TOTAL EN EL SISTEMA.....	114
VIII.5. SELECCION DE EQUIPO DESHUMIDIFICADOR.....	114
VIII.6. ELEMENTOS DE CONTROL.....	116

<b>CONCLUSIONESC</b> .....	<b>119</b>
<b>ANALISIS ECONOMICO</b> .....	<b>122</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....	<b>125</b>
<b>APENDICE</b> .....	<b>126</b>

## **INTRODUCCION**

La humanidad, a lo largo de la historia ha procurado la preservación y almacenamiento de alimentos, inicialmente sólo para prever escasez por factores ajenos a su control y posteriormente para llevar a cabo un intercambio comercial de estos, con otros bienes.

El secado es uno de los procesos más antiguos utilizados por el hombre para la conservación de los alimentos. En sus orígenes este proceso fue copiado de la naturaleza y posteriormente mejorado y acelerado, haciendo la operación más eficiente y adaptándola a nuestros requerimientos.

Como resulta apreciable, hoy en día es común encontrar alimentos deshidratados y secados a precios accesibles y de fácil preparación. Esto se debe a la gran utilidad que presenta el almacenar y transportar dichos productos por largo tiempo hasta llegar a su destino para ser consumidos.

Los alimentos secos y deshidratados son más convenientes que otra forma de productos alimenticios, ya que en algunos casos tienen un costo menor de producción, el tipo de empaque puede resultar económico, los requerimientos de almacenamiento son mínimos y los costos de distribución se reducen puesto que una carga de alimento seco y comprimido puede llegar a ser igual a diez cargas de producto fresco.

Ahora bien, analicemos brevemente el porque los alimentos son conservados gracias a un proceso de deshidratación. Como sabemos existen factores químicos y biológicos que se deben controlar en los alimentos ya que de no ser así podrían resultar en efectos negativos para la salud.

Los factores químicos son controlables mediante el tipo de empaque y aditivos químicos, retardando ciertas reacciones que se llegan a producir entre las sustancias que lo componen. Los factores biológicos son controlados reduciendo el contenido de agua libre y por elevación de temperatura.

Los productos alimenticios pueden ser secados en aire, vapor sobrecalentado, vacío, en gas inerte y por la aplicación directa de calor. Por lo general, se utiliza el aire como medio secador, debido a su abundancia, su conveniencia y a que puede ser controlado su sobrecalentamiento.

El presente trabajo no tiene como objetivo el estudio de los diversos procesos de deshidratación de alimentos. Su meta principal es la solución del problema que surge cuando un alimento deshidratado se encuentra expuesto al medio ambiente natural y es propenso a absorber humedad y contaminarse con otras impurezas durante el proceso de empaqueo, lo cual perjudicaría gravemente la calidad y capacidad de conservación del mismo.

El proceso de deshidratación más eficaz que existe en la actualidad es el de deshidratación congelada o liofilización, cuyos principios fundamentales se expondrán en el capítulo I, donde describirémos a grandes rasgos el proceso de liofilización comercial que existe en la actualidad. Con base en los principios teóricos expresados en el capítulo II propondrémos alternativas para el diseño de el sistema, desarrollando en los capítulos V y VI, los cálculos de ganancias de calor y humedad así como el análisis psicrométrico para la obtención de un dispositivo capaz de mantener una baja humedad relativa, así como una temperatura y nivel de contaminantes controlados.

## **I LIOFILIZACION**

Un proceso de deshidratación es utilizado recientemente para la preservación de alimentos y en la producción de algunos fármacos. Este proceso es muy eficiente para obtener un buen secado de alimentos sin deteriorar las propiedades alimenticias y de sabor del producto a conservar.

Utilizando sistemas de alto vacío, es posible establecer condiciones específicas de temperatura y presión por medio de las cuales un substrato alimenticio puede ser mantenido en un punto crítico para la deshidratación. Este sistema ha sido denominado como deshidratación congelada pero es comúnmente conocido como proceso de Liofilización.

### 1.1. PUNTO TRIPLE

Para poder entender este proceso es necesario dar a conocer o bien recordar algunas propiedades termodinámicas del agua, las cuales se muestran de manera gráfica en la figura 1.1.

Si recurrimos al diagrama tridimensional Pvt, para una sustancia que se expande al congelarse como el agua, tendremos una idea más clara de los propiedades antes mencionadas.

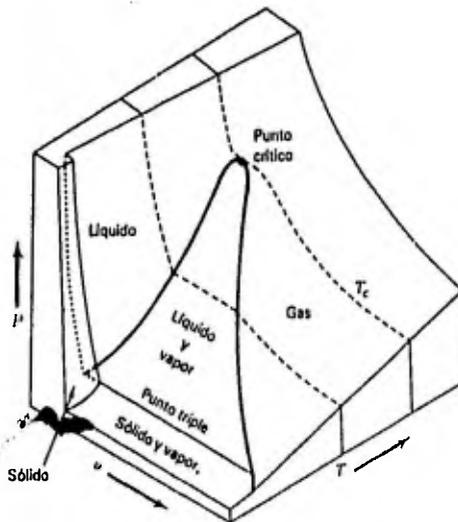


Fig. 1.1.1 Diagrama P-v-T para una sustancia que se expande al congelarse.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Tomado de KENNETH-WARK TERMODINAMICA pp. 109 (1984 Mc Graw Hill)

En la figura I.1.1 se muestran las superficies que representan las tres fases. (Sólido, Líquido y Vapor), en relación con el volumen específico, presión y temperatura.

Como se observa, el agua es una sustancia que a diferencia de otras, se expande al congelarse ya que el volumen específico de la fase sólida es mayor que el de la fase líquida.

Por otra parte podemos observar un estado único de la materia, el cual se encuentra representado como una línea paralela al plano P-V y es conocido como punto triple.

Para el agua dicho estado se presenta a (4.63mm Hg) y a  $0^{\circ}\text{C}$

Si representamos lo anterior en un diagrama P-T observamos con mayor claridad el significado del punto triple.

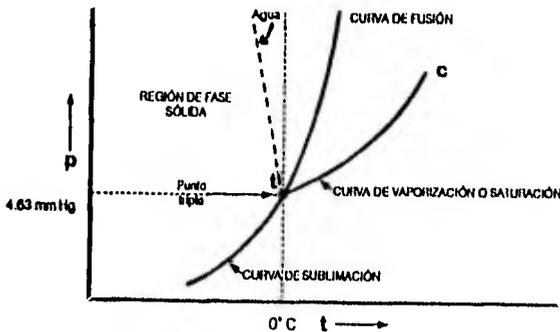


Fig. I.1.2 Diagrama P-T para el agua.

En la figura observamos que la superficie líquido - vapor, aparece como una línea que se denomina línea de saturación líquido-vapor. Similarmente, las superficies Sólido-Líquido y Sólido-Vapor de la figura I.1.1 se conocen como curva de fusión y sublimación respectivamente. Los estados crítico y triple se designan como los puntos C y T.

En el caso del agua, todas las propiedades específicas excepto el volumen disminuyen. Como se observa en la figura I.1.2. un incremento en la presión disminuye el punto de fusión.

Una vez que hemos entendido el concepto de punto triple, procedamos a conocer el proceso de secado denominado liofilización.

## **1.2 EL PROCESO DE LIOFILIZACION**

La herramienta fundamental que utiliza el proceso de liofilización para el secado de un producto es el fenómeno de sublimación. Como se expuso con anterioridad, si proporcionamos condiciones de presión y temperatura tales que nos encontremos por debajo del punto triple, es posible pasar de la fase sólida a la fase gaseosa sin pasar por la fase líquida, dando como resultado las condiciones bajo las que se ha diseñado el proceso de Liofilización .

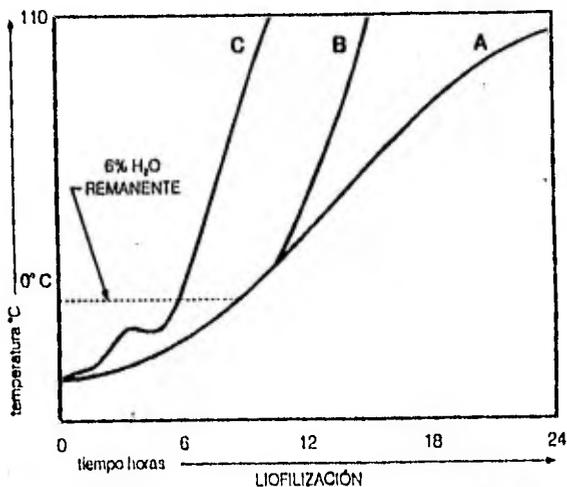
Existen algunos cambios en la temperatura que ocurren durante el proceso de deshidratación congelada o liofilización. La presión es mantenida por debajo de 4.7 mm y preferiblemente cercana a 1 mm. En la figura 1.2 que se muestra a continuación, la curva "A" ilustra la deshidratación convencional de la carne congelada, la cual es colocada en una cámara calentada que se mantiene a 43 C durante todo el proceso. Mientras la carne mantiene hielo sublimable, la temperatura permanece baja, aumentando en la medida que el hielo remanente y su velocidad de desaparición decrecen.

Cuando se alcanza una temperatura de 0 C, el interior hieloso de la pieza de carne ha desaparecido y el contenido de humedad de la pieza es cercana a un 6 %.

Sin embargo, se puede apreciar que ha transcurrido la mitad del tiempo, lo que implica que el 6% de humedad restante requiere para ser eliminado tanto tiempo como el utilizado para eliminar el 94% al principio. La alta calidad aislante de la carne secada resiste la entrada del calor requerido para sublimar la humedad restante.

El proceso de secado puede ser acelerado aumentando la temperatura del sistema a más de 43 C con los resultados que se muestran en la curva B de la figura.

La curva C representa la adición de calor por otros medios como por ejemplo calentamiento por microondas.



**Fig. 1.2** Deshidratación de la carne congelada

Existe una relación crítica entre la presión y la temperatura. A altas temperaturas de calentamiento y bajas presiones debe efectuarse un desalojo eficiente de vapores de la cámara. El vapor húmedo obtenido de la sublimación de microcristales de la congelación del producto debe ser evacuado rápidamente para mantener el sistema debajo de su nivel de presión crítica, evitando así la rehidratación.

Si se tiene un adecuado control de la temperatura y la presión pueden prepararse excelentes alimentos secados, incluyendo carnes. La rehidratación de nutrientes, color, sabor y las características de textura de los productos liofilizados indican una amplia aplicación del proceso.

El tiempo de procesamiento dentro de la cámara de liofilización depende de el contenido de agua del producto, la densidad de carga y la capacidad de absorción de calor del mismo, así como su consistencia y porosidad que permitan la rápida evaporación del agua que contienen.

Las etapas del proceso de liofilización son las siguientes:

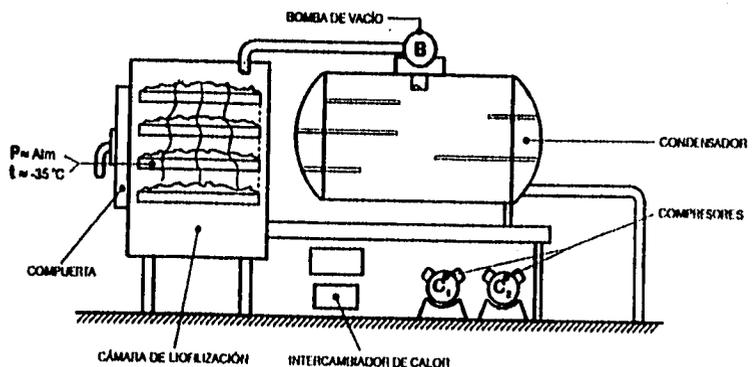
- a) Congelación del producto a alta velocidad y baja temperatura para lograr la formación de microcristales de hielo que no dañen las características del producto.

- b) El producto entra a la cámara de liofilización a una temperatura de  $-35\text{ C}$  aproximadamente, en donde se aplica un vacío hasta llegar a presiones tan bajas como  $1.5\text{ mm Hg}$ . Simultáneamente se calienta hasta alcanzar la línea de punto triple y lograr la sublimación de los microcristales.
- c) Posteriormente el calentamiento continúa hasta que el producto alcanza una temperatura de  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

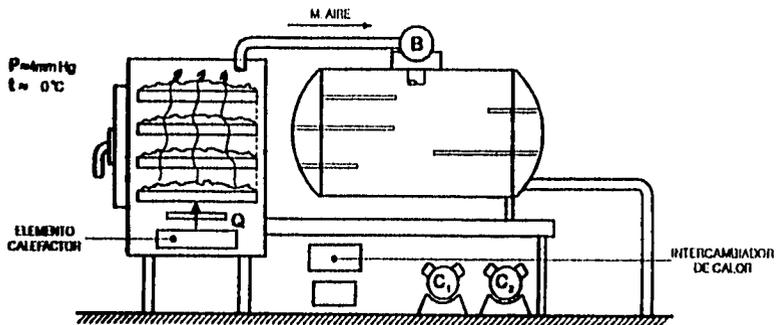
El equipo cuenta con un sistema de desalojo de vapores por medio de una bomba de vacío integrada a la unidad, lo cual impide la rehidratación del producto y mantiene la presión de la cámara en el rango requerido.

En la fig. 1.2.2. se presentan de manera esquemática las fases del proceso de liofilización, así como los componentes principales del equipo liofilizador.

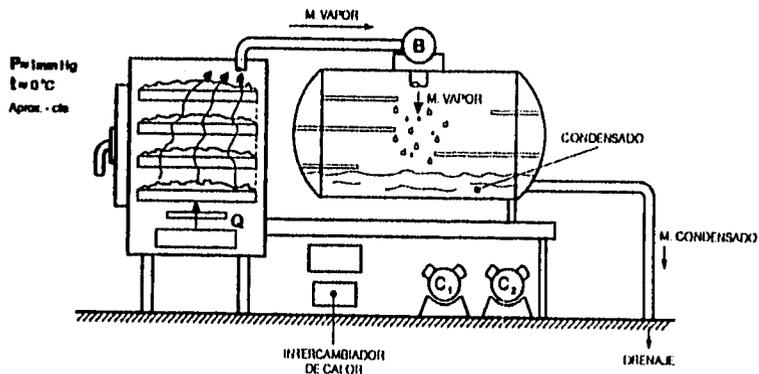
- a) Congelación del producto por medio de un sistema frigorífico múltiple.



- b) Generación de vacío por medio de bombas de alto vacío. Calefacción simultánea del producto por medio de microondas hasta alcanzar las condiciones de sublimación.



- c) Sublimación de los microcristales de hielo formados por la humedad del producto durante la congelación. desalojo de vapores por medio de la bomba de vacío hacia el condensador.



- d) Descarga del producto seco para su empaque, almacenamiento y posterior distribución.

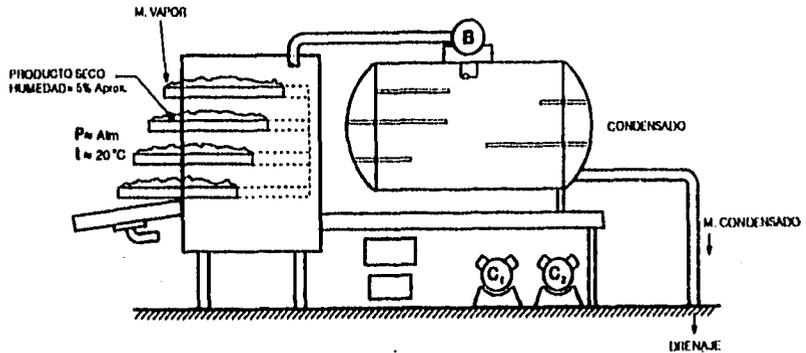


Fig. 1.2.2. Diagrama esquemático que muestra a grandes rasgos el proceso de liofilización.

Resulta evidente que el espacio que rodea a la cámara de liofilización debe contar con acondicionamiento especial, ya que el producto deshidratado, al salir del liofilizador posee un contenido mínimo de humedad y por lo tanto gran capacidad higroscópica.

El objetivo principal de este trabajo es proporcionar dicho acondicionamiento, el cual establezca un equilibrio entre la presión de vapor del agua en el producto y la presión de vapor del ambiente que lo rodea.

Lo anterior, se logrará controlando la temperatura y humedad relativa del aire, por medio de un dispositivo que se desarrollará en el presente trabajo.

Para tal efecto nos apoyaremos en los conceptos y principios básicos que rigen el comportamiento de una mezcla aire/vapor de agua, los cuales serán la herramienta fundamental para el análisis y cálculos requeridos en el diseño del sistema.

## **II PRINCIPIOS TEORICOS**

En esta sección se pretende un repaso de los principios termodinámicos utilizados para procesos relacionados con el aire y su mezcla con vapor de agua, para ello es importante definir los conceptos que se utilizarán y mencionarán con frecuencia a lo largo de este trabajo.

## **II.1 CALOR ESPECIFICO.**

El calor específico de una sustancia simple y compresible es función de dos variables independientes; la Temperatura y la Presión, como es el caso del aire. Por lo que el calor específico del aire esta definido para presión constante  $C_p$  y para volumen constante  $C_v$ . Teniéndose un valor equivalente a presión constante de  $C_p = 0.2415 \text{ Btu/lb F}$  (II.1.1)

## **II.2 PESO ESPECIFICO**

El peso específico de una sustancia es el peso de la unidad de volumen de dicha sustancia, lo que para fluidos compresibles como el aire varía para diferentes presiones y temperaturas.

El peso específico del aire seco a nivel del mar y a 21 C es de:  $0.07496 \text{ lb/pe}^3$ .<sup>2</sup>

## **II.3 HUMEDAD ESPECIFICA.**

Se define como el peso de vapor de agua expresado en Kg. de agua/ Kg. de aire seco; generalmente es representada por  $W_v$  cuando la mezcla no esta saturada, y como  $W_d$  cuando si lo está.

## **II.4 HUMEDAD RELATIVA.**

La humedad relativa es la relación de presión parcial de vapor en el aire con la presión de saturación del vapor correspondiente a la temperatura que se tenga, o la relación de la densidad de vapor de agua en el aire con la densidad de saturación a la temperatura correspondiente.

---

<sup>2</sup> Tomado de Hernández Goribar Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración Limusa 1988

## **II.5 TEMPERATURA DE BULBO SECO, BULBO HUMEDO Y DE ROCIO**

### **Temperatura de bulbo seco**

La temperatura de bulbo seco se define como la temperatura de una mezcla aire-vapor que es medida con un termómetro común, lo cual sirve como indicador para medir el calor sensible del aire.

### **Temperatura de bulbo húmedo**

La temperatura de bulbo húmedo es un parámetro que muestra la cantidad de calor total contenido en una mezcla aire vapor, y es determinada fácilmente cubriendo el bulbo de un termómetro común con un trapo húmedo y agitando el termómetro o haciendo pasar aire por la gasa o trapo rápidamente, evaporando la humedad contenida y en consecuencia obteniendo un descenso en la temperatura.

### **Temperatura de punto de rocío**

Se define como la temperatura a la cual una mezcla aire-vapor se satura o comienza a condensar, al ser enfriada a presión constante desde un estado no saturado.

## **II.6 CARTA PSICROMETRICA**

La interpretación de las variables que nos interesan para el desarrollo del presente trabajo y su comportamiento para diferentes condiciones se encuentran en tablas de propiedades para una mezcla aire vapor saturado a diferentes temperaturas y son utilizadas para la solución de problemas como el que nos atañe en este trabajo, estas tablas tienen una representación gráfica conocida como carta psicrométrica que relaciona los datos que se encuentran en las tablas psicrométricas antes mencionadas. Lo que permite consultar información de manera rápida y precisa.

La carta psicrométrica interrelaciona las siguientes propiedades del aire:

- Temperatura de bulbo seco
- Temperatura de punto de rocío
- Temperatura de bulbo seco
- Humedad relativa
- Humedad específica

En el siguiente esquema se muestran las líneas que representan cada propiedad de manera gráfica en la carta psicrométrica.

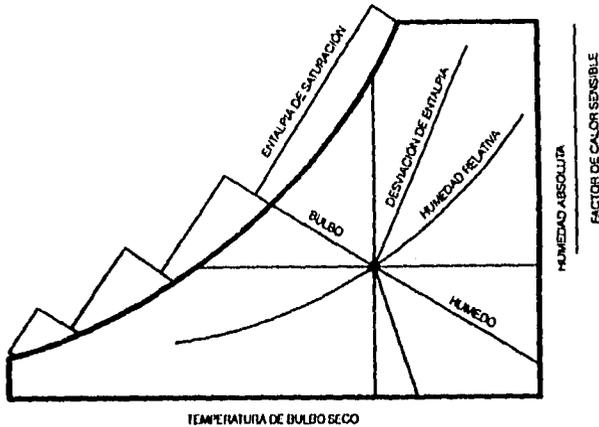


Fig. II.6.1 Lectura de la carta psicrométrica.<sup>3</sup>

## II.7 PROCESOS DE DESHUMIDIFICACION

Para llevar a cabo el proceso de deshumidificación es necesario observar detenidamente la carta psicrométrica y realizar de manera teórica la deshumidificación del aire, considerando que se encuentra en condiciones iniciales de presión, temperatura y humedad ambientales.

A continuación se muestran brevemente los principales procesos de deshumidificación de la mezcla aire-vapor de agua.

### II.7.1 ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION CON RECALENTAMIENTO

Este proceso consiste en enfriar la mezcla aire/vapor de agua, hasta su punto de rocío y continuar el enfriamiento hasta obtener la condensación de la humedad que se desea eliminar. Posteriormente se agregara calor a humedad

<sup>3</sup> Tomado de Carrier System Design Manual

constante para obtener las condiciones deseadas como se muestra en la siguiente figura:

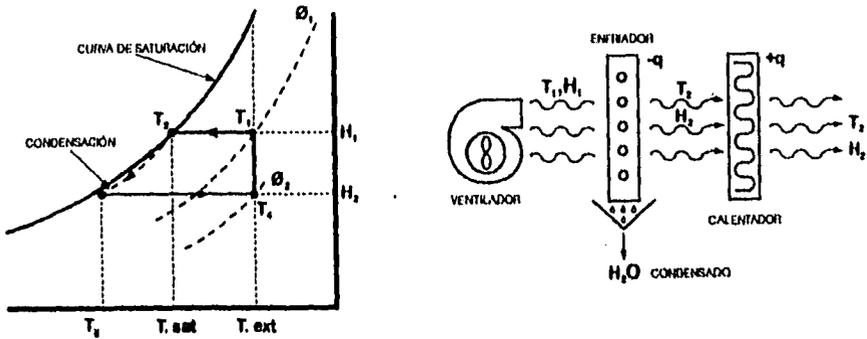


Fig. II.7.1 Enfriamiento y deshumidificación con recalentamiento.

### II.7.2 CALENTAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION (QUIMICA)

Es posible eliminar humedad de un gas por medio de sustancias sólidas o líquidas conocidas como solventes, cuyas características y propiedades se describirán más adelante.

La deshumidificación del aire húmedo, se produce cuando este entra en contacto con la superficie del desecante, debido a la diferencia de presiones de vapor entre el desecante y la corriente de aire. A medida que la humedad eliminada se condensa, se libera calor latente, el cual provoca un incremento en la temperatura del aire y el desecante.

Este proceso ocurre a temperatura de bulbo húmedo casi constante, por lo que se considera un proceso adiabático.

Lo anterior se puede observar en la figura II.7.2.

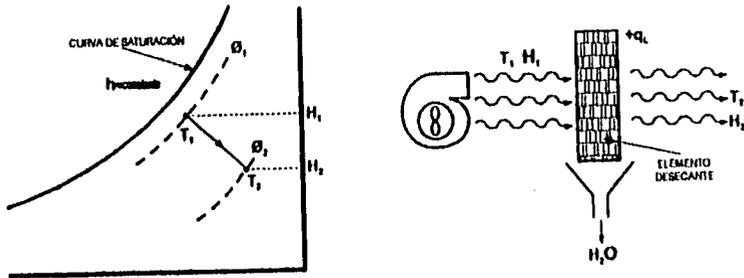


Fig. II.7.2 Calentamiento y deshumidificación química.

### II.7.3 PROCESO MIXTO.

Este proceso resulta de la utilización conjunta de los sistemas II.7.1 y II.7.2. En este caso la corriente de aire se hace pasar por un serpentín de enfriamiento con el fin de condensar parte de la humedad existente en la mezcla, para posteriormente someterlo a un proceso de secado adiabático con la ayuda de un desecante como se muestra a continuación.

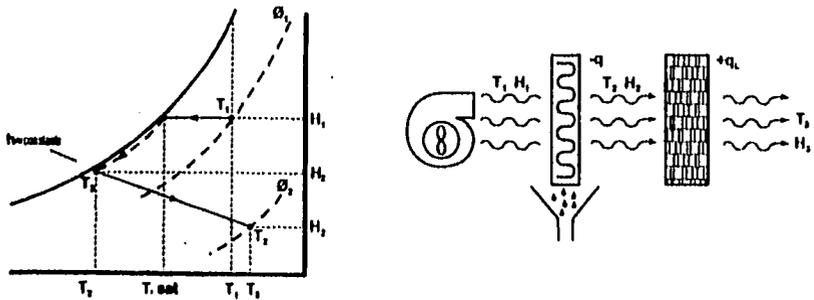


Fig. II.7.3 Proceso de deshumidificación mixto

Teóricamente puede resultar sencillo comprender el proceso que se sigue para llevar a cabo la deshumidificación, pero más allá de eso debemos conocer los instrumentos que se utilizarán para realizar este trabajo y las complicaciones que se puedan presentar.

Hemos visto que en la primera fase del proceso es necesario extraer calor al aire húmedo de tal manera que al disminuir la temperatura se llegue al punto de rocío de la mezcla y se produzca la condensación de la humedad presente en la misma.

Para tal efecto se requiere de equipo mecánico que elimine calor de el aire.

## II.8 DESHUMIDIFICACIÓN POR ENFRIAMIENTO.

Como se mencionó con anterioridad cuando una mezcla aire vapor es sometida a un proceso de enfriamiento a presión constante, se produce la condensación del vapor que contiene la mezcla, con el consecuente descenso en la humedad absoluta de la misma como se mostró en la sección II.7.

Lo anterior ocurre cuando una corriente de aire húmedo se hace pasar a través de una superficie a baja temperatura como puede ser el serpentín de enfriamiento de un equipo de aire acondicionado como se muestra en la figura II.8.1.

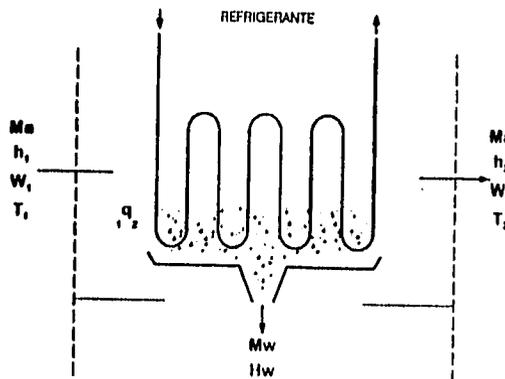


Fig. II.8.1. Serpentín de enfriamiento por el cual se hace pasar una corriente de aire húmedo.

Es importante conocer la cantidad de humedad a remover en una mezcla o bien la humedad relativa deseada, ya que de ello depende la selección del sistema de deshumidificación más conveniente.

## **II.9 DESECANTES**

Otros elementos a considerar para la realización de nuestro propósito son ciertas sustancias químicas que nos facilitan ampliamente el trabajo de secado de aire conocidas como sorventes y cuyas propiedades y características generales se describen brevemente a continuación.

### **Absorbentes y Adsorbentes.**

Estos elementos son materiales sólidos o líquidos los cuales poseen la cualidad de extraer y almacenar otras sustancias, generalmente gases o vapores como el vapor de agua al entrar en contacto con ellos. Este proceso siempre genera calor, la mayor parte del cual es debido a la condensación del vapor de agua. El peso de la sustancia puede incrementarse o disminuir dependiendo si la presión de vapor del agua almacenada por la misma es menor o mayor respecto a la presión parcial de vapor en el ambiente que lo rodea. Todos los materiales son higroscópicos en mayor o menor grado, pero el término "deseccante" se aplica únicamente a las sustancias que poseen una gran capacidad para almacenar agua u otras sustancias comparado con su volumen y peso. Estas sustancias se encuentran clasificadas en dos grandes grupos.

#### **II.9.1 ABSORBENTES:**

Se puede definir como un material absorbente al que presenta cambios tanto físicos, químicos o fisicoquímicos durante el proceso. Podemos citar al Cloruro de Litio como ejemplo de absorbente sólido. Cuando el agua es absorbida por este material se observa que el Cloruro de Litio se transforma a un hidrato.

Después de su punto de saturación un exceso de humedad tiende a causar que la sustancia pierda su estructura cristalina y se disuelva en el agua que ha sido absorbida, pasando de la fase sólida a la fase líquida.

Algunos absorbentes líquidos utilizados comúnmente son:

Ácido Sulfúrico y soluciones tales como Cloruro de Litio Cloruro de Calcio y Bromuro de Litio.

#### **II.9.2 ADSORBENTES:**

En el proceso de adsorción la sustancia en cuestión no presenta cambios físicos o químicos durante el proceso.

Algunas sustancias sólidas como la alúmina activada, sílica gel entre otras poseen esta propiedad. La acción de los adsorbentes muchos de los cuales adsorben algunos gases y vapores condensables son selectivos y se utilizan generalmente para separar sustancias que contengan humedad. La propiedad selectiva de los adsorbentes es utilizada para eliminar gases contaminantes de una mezcla aire/gas.

Para efectos de la deshumidificación comercial en sistemas y equipos ASHRAE establece las siguientes características a cumplir por un desecante.

- Presión de vapor conveniente de tal manera que se tengan alta capacidad adsorbente o adsorbida.
- Estabilidad tanto estructural como química dentro del rango y tipo de uso resistiendo la contaminación por impurezas.
- La sustancia debe ser no corrosiva, inodora, no tóxica y no inflamable.
- Los adsorbentes líquidos deben tener baja viscosidad y buenas características para transferencia de calor; Los adsorbentes sólidos deben poseer alta densidad para evitar contar con grandes volúmenes del mismo.
- Capacidad de regeneración o reactivación con métodos y temperaturas generalmente disponibles.
- Debe estar disponible a bajo costo y conseguirse con facilidad.

Para proporcionar una idea más clara de la acción de los desecantes químicos y el papel que juegan en el desarrollo de el presente proyecto se describen brevemente a continuación los principales equipos y sistemas comúnmente utilizados.<sup>4</sup>

## **II.10 EQUIPO DESECANTE**

Existen sistemas de deshumidificación comercial, los cuales cuentan con sistemas de reactivación por medio de aire caliente o bien por regeneración directa, ya sea por radiación de calor, o bien por medio de gas.

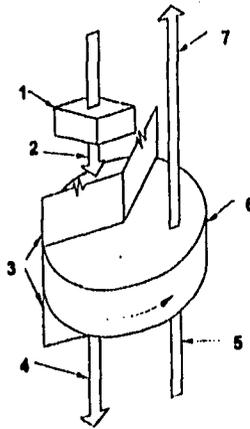
A continuación se describe de manera breve el funcionamiento típico de algunos sistemas desecantes.

---

<sup>4</sup> Ref. ASHRAE Handbook of Fundamentals 1993 Cap. 19

## II.10.1 EQUIPOS DE ABSORCIÓN SOLIDA

En el caso de absorbentes sólidos, algunos sistemas emplean una estructura desecante contenida en un disco o tambor, la cual gira lentamente para reactivarse por medio de una corriente de aire caliente como se muestra a continuación.



**Fig. II.10.1** Sistema de deshumidificación tipo tambor giratorio

1. Calentador de reactivación
2. Aire caliente de reactivación
3. Particiones para separar el aire de reactivación del aire de proceso
4. Aire de reactivación de salida (húmedo)
5. Aire húmedo de proceso
6. Rueda desecante giratoria
7. Aire seco de proceso<sup>5</sup>

<sup>5</sup> Ref. Tomado de ASHRAE HANDBOOK OF EQUIPMENT 1979 pp. 91-93

## **II.10.2 EQUIPOS DE ADSORCIÓN SÓLIDA.**

Los equipos de adsorción sólida pueden ser de cámara simple, múltiple o incluso tipo tambor como el mostrado en la figura II.10.1. Los equipos de cámara simple poseen un contenedor con el desecante, que incorpora un sistema de válvulas que controla el sistema de regeneración.

La corriente de aire es forzada a pasar a través del desecante por medio de un ventilador para inyectarlo al espacio. Después de cierto tiempo, un timer previamente programado o bien un microprocesador conectado a elementos de alta sensibilidad opera el sistema de válvulas para colocarlo en posición de regeneración, permitiendo que una corriente de aire precalentado pase a través del desecante y elimine la humedad que ha almacenado.

Los sistemas de cámara simple no resultan muy eficientes debido a que su operación es discontinua como resulta evidente.

Por lo anterior se diseñaron sistemas de cámara múltiple, que pueden ser doble, triple, cuádruple etc. Dependiendo de la capacidad requerida.

La figura II.10.2 muestra esquemáticamente el funcionamiento de un deshumidificador de cámara doble, el cual utiliza calor como medio de reacción.

Este sistema funciona de manera alterna, ya que el aire húmedo se hace pasar por la cámara A mientras que la cámara B es regenerada por medio de aire precalentado. Cuando el aire que sale de la cámara (A) ya no es secado adecuadamente, un sensor de humedad envía una señal al sistema de válvulas para invertir los flujos, logrando de esta manera que el aire precalentado pase ahora por la cámara(A) para su regeneración y el aire de proceso pase a través de (B) para continuar el secado.

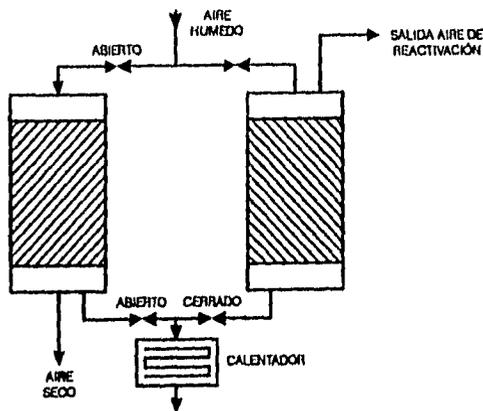


Fig. II.10.2 Sistema deshumidificador de cámaras gemelas.

### II.10.3 EQUIPOS DE ABSORCIÓN LÍQUIDA.

Los sistemas de deshumidificación con desecantes líquidos más comunes utilizan una superficie de contacto impregnada con el sorvente a través de la cual se hace pasar la corriente de aire a secar.

La figura II.10.3 muestra el diagrama típico de un deshumidificador de este tipo, el cual utiliza una solución absorbente concentrada, la cual es bombeada a la parte superior del equipo y rociada sobre los serpentines de contacto, así el aire a secar es forzado a pasar a través de estos y entra en contacto con el desecante.

En este caso el grado de deshumidificación depende de la concentración, temperatura y características de la solución higroscópica.

De manera similar a los equipos de deshumidificación sólida este cuenta con un sistema de regeneración.

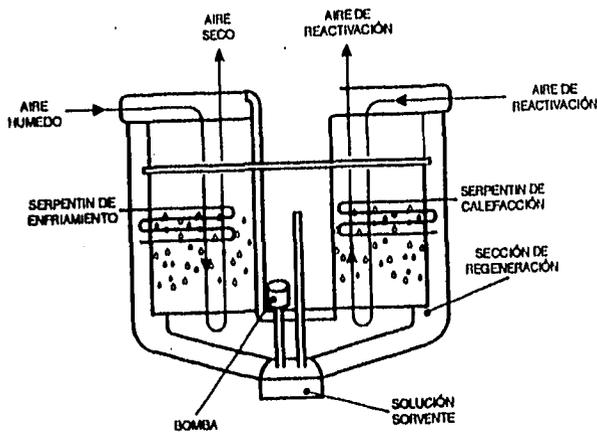


Fig. II.10.3 Diagrama de un deshumidificador con absorbente líquido.<sup>6</sup>

En base a los principios teóricos expresados en el presente capítulo, podemos establecer un criterio que nos permita diseñar el sistema de acondicionamiento requerido para la solución del problema que nos ocupa.

Los conceptos de psicometría, así como los principios del ciclo de refrigeración y de sistemas de secado, nos proporcionan una base que permitirá comprender de manera clara el desarrollo de la presente tesis.

<sup>6</sup> Ref. ASHRAE EQUIPMENT 1979 cap. 7

## **III SISTEMA DE SECADO DE AIRE**

Como se señaló con anterioridad el objetivo de este trabajo es el diseño de un sistema que proporcione las condiciones ambientales requeridas a la salida de una cámara de deshidratación congelada o liofilizadora en donde se requiere de una atmósfera de baja humedad relativa y libre de contaminantes lo que posibilite un envasado del producto de modo higiénico y permita así el almacenamiento prolongado del mismo sin el riesgo de descomposición debido al desarrollo de microorganismos.

El empleo de aire seco y filtrado es una alternativa práctica y económica si es comparado con un sistema de alto vacío como el utilizado para algunos procesos de empaque de alimentos como el enlatado.

Para el diseño de nuestra cámara de atmósfera seca controlada debemos considerar los siguientes puntos:

- Equipo auxiliar
- El tamaño y forma del producto.
- Cantidad.
- Tipo de envase.
- Fases de operación.

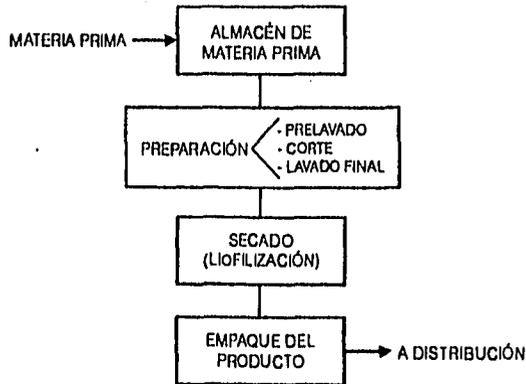
### **III.1 ANALISIS GENERAL DEL PROCESO**

Basándonos en los anteriores capítulos en donde se mostraron de manera general las necesidades y los principios teóricos que nos ayudarán a resolver el problema, procederemos al análisis general del sistema, del cual surge el planteamiento de una serie de alternativas encaminadas a la concepción de un modelo definido.

Como lo hemos mencionado, nuestro objetivo fundamental es el de proporcionar un ambiente de atmósfera "seca" a un alimento procesado con el fin de prolongar su almacenamiento en empaques adecuados conservando sus propiedades alimenticias, de sabor y consistencia.

Debe quedar claro que el objetivo de nuestro proyecto no es el de procesar el alimento, es el de preservarlo, por lo que no se profundizará en las características del proceso de liofilización, pero es de suma importancia considerar las características generales del proceso de producción para poder establecer nuestras condiciones de trabajo.

En el siguiente diagrama de flujo se pueden apreciar las fases del proceso de una manera general.



**Fig. II.1** Diagrama de flujo del proceso de deshidratación y empaque de productos alimenticios.

### III.2 CARACTERÍSTICAS DEL PROCESO:

El objetivo principal de un proceso de liofilización es en este caso la producción de alimentos no perecederos y de fácil preparación. Como mariscos, carnes y vegetales (frutas).

Para el diseño del sistema de acondicionamiento, no resulta de interés fundamental para nosotros la clase de producto a procesar ya que independientemente de esto las características al final del proceso tanto del producto como de la atmósfera que lo rodea son muy similares para todos los productos secos.

Dado que la solución que se pretende dar en este trabajo tiene como objetivo el diseño de un sistema que tenga las características necesarias para cubrir los requerimientos de empaque de manera flexible cumpliendo con las normas de higiene, humedad y temperatura que exige la industria de alimentos.

Las condiciones finales de interés para el diseño del sistema son las siguientes:

- Temperatura final de la cámara.
- Temperatura del producto.
- Humedad presente en el producto.
- Capacidad higroscópica.

De los puntos anteriores se deberán tomar como base las condiciones que se consideren como lo más desfavorable, dentro de lo comúnmente procesado. Basados en datos proporcionados por el laboratorio, Plasma biológico S.A. Quedan establecidos los siguientes valores como base para el diseño de nuestro dispositivo.

- Presión de la cámara.....1mm de Hg
  - Temperatura de la cámara.....45 °C
  - Temperatura del producto.....5 a 10 °C
  - Humedad presente en el producto.....5% a 7%
- Humedad relativa requerida para empaque.....20%

Los datos que se presentaron están basados en los casos más comunes que se puedan presentar para la obtención de un sistema que permita una amplio rango de utilidad.

Resulta de interés considerar algunos de los métodos de empaque del producto el cual se puede presentar como piezas sólidas de determinado tamaño y peso o como polvo de producto seco.

Ya sea que el empaque se lleve a cabo en bolsas totalmente selladas e impermeables o frascos completamente sellados, se tendrá la ventajosa opción de operar el producto en forma manual o por medio de máquinas automáticas ya que al no tener el riesgo de una cámara de alto vacío se podrá diseñar un dispositivo que permita la intervención directa de la mano del hombre eliminando la utilización de equipos sofisticados.

### III.3. GENERACION DE ALTERNATIVAS.

En el capítulo IV Se llevará a cabo un análisis más detallado sobre el diseño de la cámara de ambiente controlado, tomando como base las conclusiones que deriven de este capítulo.

Para obtener un sistema practico y económico debemos conocer las características del proceso y equipo de liofilización.

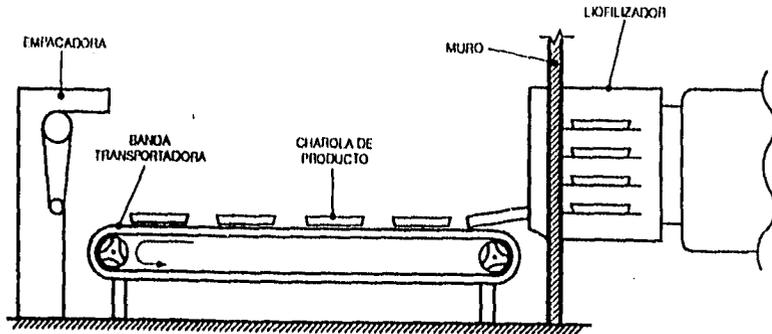
1. Resulta evidente que la cámara de empaque con ambiente controlado deberá ser construida de manera que impida cualquier infiltración de humedad y otros elementos contaminantes que dañen al producto.
2. Debido a que los sistemas de deshumidificación por desecantes, químicos son muy costosos se debe prever un volumen mínimo de aire a manejar en el sistema con el fin de obtener un equipo del menor tamaño posible.
3. El manejo del producto debe ser accesible para el operario.
4. Se debe contar con espacio suficiente para el equipo de transporte y empaque del producto a la salida del liofilizador.
5. Un supervisor deberá verificar que la calidad del producto cumpla con los requerimientos establecidos para su conservación y comercialización.
6. Considerar que una planta de procesamiento de alimentos por deshidratación requiere de más de un equipo de liofilización para satisfacer la demanda del mercado con posibilidad de ampliación a futuro.
7. Los elementos de construcción de la cámara deberán ser impermeables y evitar el contacto con el medio ambiente exterior.<sup>7</sup>

Con el fin de facilitar la generación de alternativas, consideremos un arreglo básico del sistema de secado y empaque de los productos.

Para tal efecto podemos pensar en un sistema de banda transportadora, acoplado a la salida de la cámara, el cual sea adaptable a un sistema de envasado manual o automático como se muestra a continuación.

---

\* <sup>7</sup> Datos obtenidos con la colaboración de Plasma Biológico S.A.



**Fig. III.3** Arreglo básico del sistema.

Como se aprecia en la figura III.3.1. Las charolas que contienen el producto fresco son colocadas sobre la banda transportadora, la cual trasladará al producto hacia el sistema de envasado.

Es evidente, que durante el recorrido del producto desde el liofilizador, hasta la empaquetadora existen operaciones intermedias, como separación, pesado e inspección del producto. Las cuales se han omitido en la figura III.3. con el fin de facilitar la comprensión del arreglo básico.

Tomando en cuenta el arreglo anterior, procedamos a la generación de alternativas para la solución idónea del problema.

### III.3.1. TUNEL ACONDICIONADO.

Si consideramos el aspecto económico del sistema, resulta lógico concebir un equipo de la menor capacidad posible. Esto se lograría restringiendo el espacio a acondicionar en el sistema y reduciendo al mínimo las cargas térmicas y de humedad que puedan presentarse.

Lo anterior se lograría, diseñando un pequeño túnel hermético, que cubra el espacio ocupado por la banda transportadora y el equipo auxiliar de empaque e inspección.

Dicho túnel se instalaría de manera individual para cada equipo en la planta y contaría con un sistema de acondicionamiento independiente como se muestra a continuación.

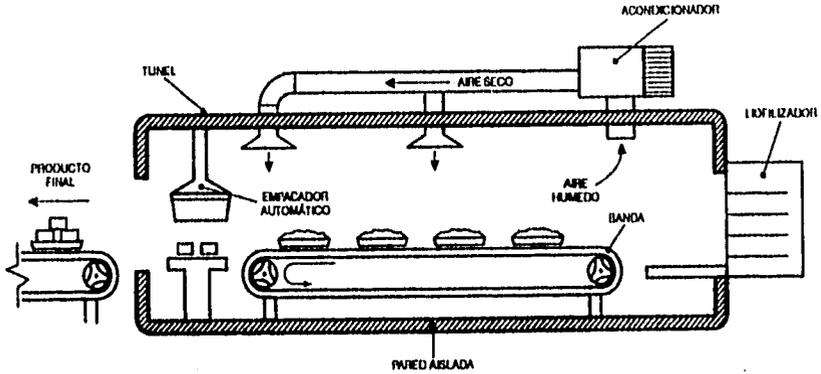


Fig. III.3.1 Túnel de empaque con ambiente controlado.

### III.3.2 CAMARA DE ACONDICIONAMIENTO GLOBAL

Esta propuesta contempla la instalación de un sistema de acondicionamiento y secado de aire general, el cual tenga la capacidad suficiente para absorber la carga térmica y de humedad de un área de proceso con más de un equipo de liofilización como se muestra a continuación.

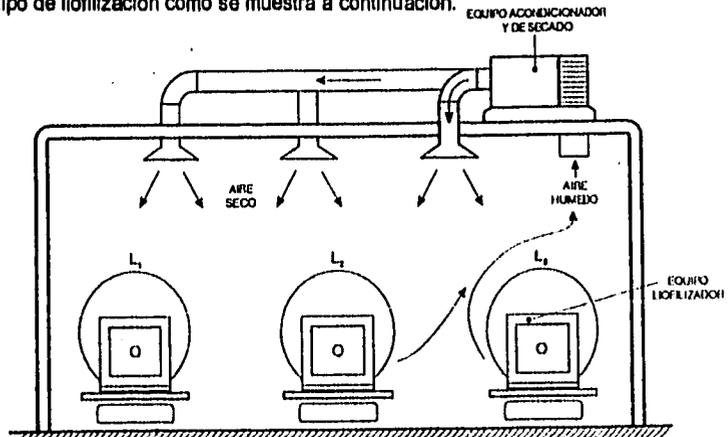


Fig. III.3.2 Sistema de acondicionamiento global.

En este caso, un sistema de enfriamiento y deshumidificación es controlado por sensores de humedad y temperatura instalados en el área de producción, los cuales controlan el funcionamiento de los equipos con el fin de mantener las condiciones deseadas dentro del local.

### III.3.3 CAMARA ACONDICIONADA INDIVIDUAL

Esta propuesta, contempla la construcción de un espacio acondicionado que permita la instalación del equipo liofilizador, equipos de empaque auxiliares, tableros de control y personal de producción y supervisión en una sola línea de empaque. De manera análoga al túnel de ambiente controlado, esta propuesta pretende el acondicionamiento individual de cada equipo liofilizador, como se aprecia en la siguiente figura.

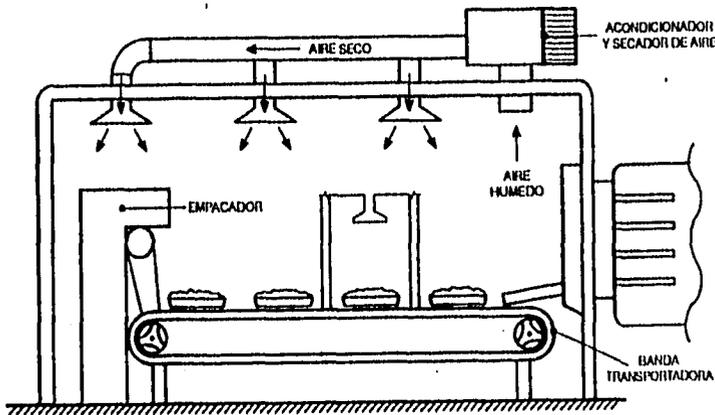


Fig. III.3.3 Diagrama general de la cámara individual

Resulta evidente que cada uno de los sistemas propuestos, presenta ventajas y desventajas desde el punto de vista técnico y económico, por lo que se elaboró un análisis comparativo de dichas alternativas con el fin de elegir la más adecuada.

### III.4 EVALUACION DE ALTERNATIVAS

En la tabla III.4 se muestra un comparativo de los sistemas presentados en la sección III.3. evaluando de manera independiente sus principales características.

ALTERNATIVAS - CARACTERÍSTICAS	TÚNEL DE AMBIENTE CONTROLADO	CÁMARA DE ACOND. GLOBAL	CÁMARA DE ACOND. INDIVIDUAL
<b>VERSATILIDAD</b>	Limitado para sistemas de empaque automático.	Poca adaptabilidad para modificaciones de la planta o cambios de capacidad por futuras aplicaciones.	permite gran versatilidad para sistemas manuales y automatizados. No interfiere con ampliaciones de la planta ya que es independiente.
<b>COSTO DE INVERSIÓN</b>	Bajo costo de inversión ya que maneja pequeños volúmenes de aire y requiere equipos de baja capacidad.	Costo moderado para plantas de gran tamaño. Poco recomendables en plantas pequeñas.	Costo moderado para plantas pequeñas. El costo de inversión se incrementa de acuerdo al crecimiento de la planta.
<b>COSTO DE OPERACIÓN</b>	Bajo consumo de energía eléctrica debido al tamaño de los equipos requeridos.	Alto consumo de energía aun cuando la planta no opere al 100% de su capacidad.	Consumo moderado que permite adaptarse a las necesidades de producción.
<b>EFICIENCIA</b>	Baja eficiencia para sistemas manuales. Dificultad para efectuar la inspección de calidad del producto.	Baja eficiencia debido al acondicionamiento de espacios innecesarios.	Eficiencia razonable por control de condiciones en un espacio definido adaptable a operación manual y automatizada.
<b>SEGURIDAD</b>	Riesgo de fugas e infiltraciones por daños o defectos en los sellos del túnel y sistemas de apertura y cierre del mismo.	En plantas de gran capacidad implica el riesgo de detener toda la producción en caso de falla del equipo.	Los riesgos quedan limitados a cada cámara y equipo liofilizador. Las posibilidades de daños en los sellos es menor que en el túnel.
<b>MANTENIMIENTO</b>	Bajo costo de mantenimiento en equipo acondicionador, pero alto costo en sistemas auxiliares.	Alto costo en refacciones debido al tamaño de los equipos pero bajo en mano de obra respecto a los otros.	Alto costo de mantenimiento en equipos.

Tabla III.4 Evaluación de alternativas

De la tabla III.4 podemos concluir que el sistema denominado cámara individual es el idóneo para la solución del problema. Si bien no representa la alternativa más económica muestra gran versatilidad, seguridad y facilidad de operación.

Su capacidad de adaptación a diferentes sistemas de envasado ofrece una amplia aplicación para la elaboración de diversos productos. Por otra parte, la concepción de una cámara de ambiente controlado individual, permite planear un crecimiento modular de la planta de acuerdo a la demanda del mercado y condiciones económicas del inversionista, además de representar un sistema relativamente sencillo.

En el capítulo IV se especificarán las características del sistema en cuanto a ubicación, dimensiones, capacidad de producción, materiales de construcción y todos los parámetros que involucran el cálculo y diseño del sistema.

## **IV. DISEÑO DE LA CAMARA DE AMBIENTE CONTROLADO**

Para el diseño de la cámara de ambiente controlado se tomaron en consideración diversos factores que afectan el sistema de acondicionamiento de aire. Estos factores se describen a continuación a manera de justificar el diseño y distribución interior de los equipos y sistemas de proceso que la planta requiere.

1. Características del equipo de liofilizado.
2. Aislamiento del ambiente exterior
3. Ubicación de la planta
4. Distribución interior y dimensiones
5. Características físicas del local.

#### IV.1 CARACTERISTICAS DEL EQUIPO DE LIOFILIZACION.

Como se ha venido señalando a lo largo del presente trabajo nuestro objetivo no es el de profundizar en el proceso interno que se lleva a cabo en la cámara de liofilización, pero resulta de gran importancia el conocer las características del equipo de fabricación comercial para liofilización, por lo que se llevó a cabo una investigación con uno de los principales fabricantes de estos equipos.

La empresa española Telstar cuenta con representantes en México, es diseñadora y constructora de maquinaria para procesos como liofilización y cuenta con unidades para laboratorios ó para producción a niveles industriales.

Dados los requerimientos de producción que nos presenta la perspectiva del presente proyecto, como se trato en el capítulo III y tras la revisión de los equipos comerciales existentes se consideró la instalación de 3 equipos modelo LIOMEGA 300, las cuales por sus características representan el caso crítico para el sistema de acondicionamiento y cuyas características de capacidad, dimensiones, peso y consumo eléctrico, se presentan a continuación:

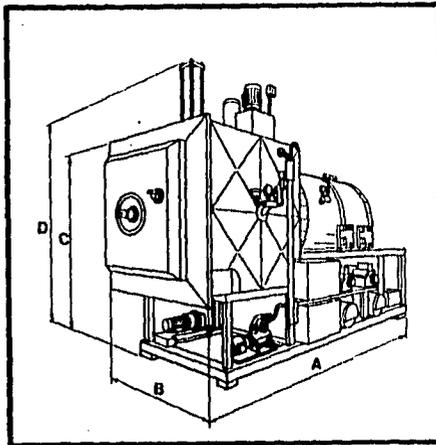
#### CARACTERISTICAS TECNICAS

MODELO	CAPACIDAD			Litros en bandejas	PLACAS CAMARA			CONDENSADOR		PESO kg	POTENCIA TOTAL kW
	Ø de los frascos				Número útiles	Dimensiones en mm	Superficie útil en m <sup>2</sup>	Capacidad kg hielo	temperatura °C		
	18 mm	20 mm	32 mm								
LIOMEGA 300	-	-	-	600	14	1 500 x 1 500	315	600	75	12 000	100

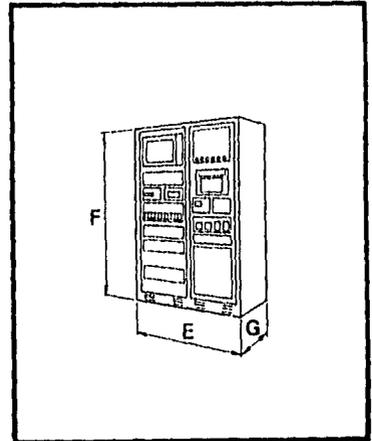
Estas unidades son construidas en acero inoxidable para la sección de cámara y condensador. El sistema frigorífico esta compuesto por compresores semiherméticos con circuitos independientes, que permiten una eficiente racionalización de energía, dependiendo de la carga del producto.

Como se observa en la figura IV.1.1 los elementos mecánicos y térmicos, tales como compresores, bombas de recirculación, bomba de vacío etc. Se encuentran concentrados en la parte posterior del equipo, permitiendo un fácil acceso para mantenimiento.

**DIMENSIONES GENERALES mm**



MODELO	A	B	C	D(*)
LIOMEGA-300	6 300	2 600	2 550	



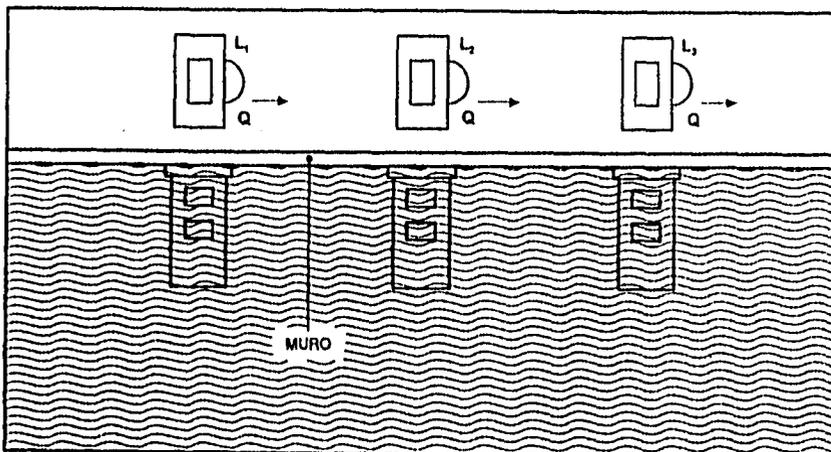
E	F	G
1 110	1 810	620

**Fig. IV.1.1** Dimensiones y características de un Liofilizador Liomega 300.

**IV.2. AISLAMIENTO DEL AMBIENTE EXTERIOR.**

Para proporcionar un aislamiento adecuado de ruido generado por el equipo, generación de calor por motores, compresores y condensador, esto se instalará de tal manera que permita un fácil acceso a mantenimiento sin necesidad de que operarios o personal especializado tenga acceso a la cámara acondicionada ya que las unidades se encuentran aisladas en su parte posterior. Es decir la sección en la cual se encuentran los elementos antes mencionados se ubicará en un cuarto independiente detrás de la cámara como

lo muestra la figura IV.2 teniéndose así un cuarto de máquinas independiente al laboratorio.



**L<sub>1</sub>** Equipo liofilizador

**▨** Zona acondicionada

**Fig. IV.2** Arreglo general de una planta con tres equipos de proceso.

Para reducir las ganancias tanto de humedad como de calor hacia nuestro sistema se debe evitar la presencia de muros o cristales exteriores que colindan con la cámara de ambiente controlado. En caso de ser inevitable, los muros exteriores deberán carecer de ventanas y puertas o cualquier otro elemento por el cual se pueda presentar el riesgo de una infiltración tanto de humedad como de calor.

De ser posible es conveniente que dichos muros tengan una orientación norte ya que en esta se presenta la menor radiación solar a lo largo del año para la latitud del sitio que hemos seleccionado.

Lo anterior trasciende en una reducción en los costos tanto de inversión en equipo de aire acondicionado como de operación.

El resto de los muros o cristales que delimitan el local se encontrarán al interior, dadas las necesidades que el diseño de esta planta exige.

Se tiene prevista la presurización de la cámara con el fin de evitar cualquier infiltración del exterior por arrastre de puertas, ranuras o ventanas, esto se logra controlando la relación entre el aire de inyección y el que se retorna como se verá en el capítulo V.

### IV.3. UBICACION DE LA PLANTA.

Para determinar la ubicación de la planta nos referimos a datos geoecónómicos proporcionados por NAFINSA según un estudio elaborado en 1993 para las características de cada estado de la república.

En la selección del estado o ciudad donde se ubicará la planta se deben tomar en consideración los siguientes factores:

- Cercanía física con proveedores de materia prima.
- Infraestructura carretera.
- Existencia de parques Industriales.
- Cercanía con centros de distribución para exportación.
- Fuerza de trabajo.

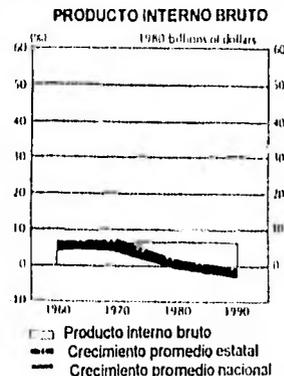
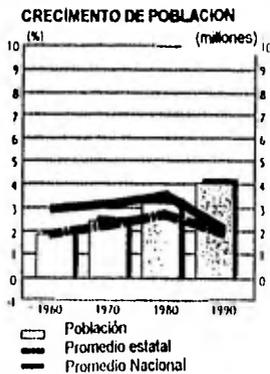
Tras un análisis general de las características antes mencionadas en los principales estados de la república concluimos que el estado de Puebla es el que mejor cubre nuestras necesidades de producción, distribución y comercialización del producto.

Localizado en la región central del país, Puebla es un estado con gran tradición industrial.

La agricultura domina en parte su economía ya que es productor de maíz, frijol, azúcar, café y aguacate principalmente.

La actividad industrial se centra en las cercanías de su capital Puebla, con industrias del ramo automotriz, textil y de alimentos. Cuenta con plantas de gran tamaño como Volkswagen, parques industriales con todos los servicios para el establecimiento de nuevas industrias, así como importantes vías de comunicación que la enlazan con la Ciudad de México y el puerto de Veracruz. Puntos estratégicos para distribución y exportación.

A continuación se muestran las características generales del sitio seleccionado.



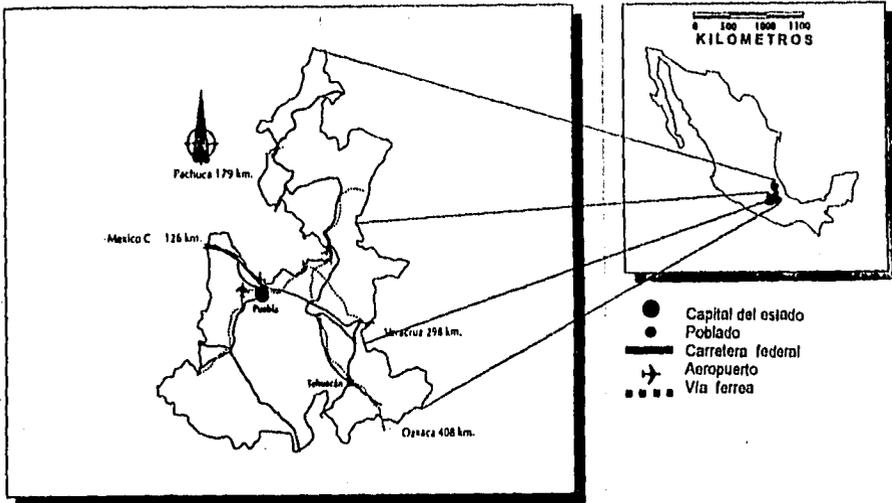


Fig. IV.3 Características del estado de Puebla.

#### IV.4. DISTRIBUCION INTERIOR Y DIMENSIONES.

Se ha tomado en consideración para dimensionar este local las necesidades que se presentan, considerando los espacios necesarios para las fases que el proceso requiere como liofilizador, apertura de compuerta de la cámara, sección de Inspección para control de calidad, empaque, sellado y transportación al área de almacenamiento, proporcionando libertad de acción al personal que labora en su interior siguiendo el orden que el proceso nos señala.

Se prevé la construcción de rampas interiores para que el producto terminado deslice fácilmente hacia las áreas destinadas a almacenamiento.

En base al modelo del equipo de liofilización seleccionado con charolas de proceso de 1.5m x 1.5m de superficie se puede pensar en una banda transportadora, la cual permita la colocación de charolas con producto, que facilite la inspección y preparación continua del mismo para la siguiente fase (envasado) en donde se considerará el espacio requerido para la instalación de equipos de empaque ya sea manual o automático.

Se ha previsto el espacio necesario para el depósito de el producto empaquetado en contenedores que se trasladarán hacia el área de almacenamiento al terminar el proceso.

El diseño idóneo de el local a acondicionar, implica un análisis de los sistemas de empaque, transporte de material, factores ergonómicos, etc. de los que se podría desarrollar un trabajo extenso lo cual no corresponde a el objetivo de la presente tesis. Por lo tanto, en base a las características generales antes mencionadas y las dimensiones del equipo de liofilización comercial seleccionado, presentamos una propuesta de distribución y dimensionamiento general de la cámara de ambiente controlado la cual se muestra en la figura IV.4.

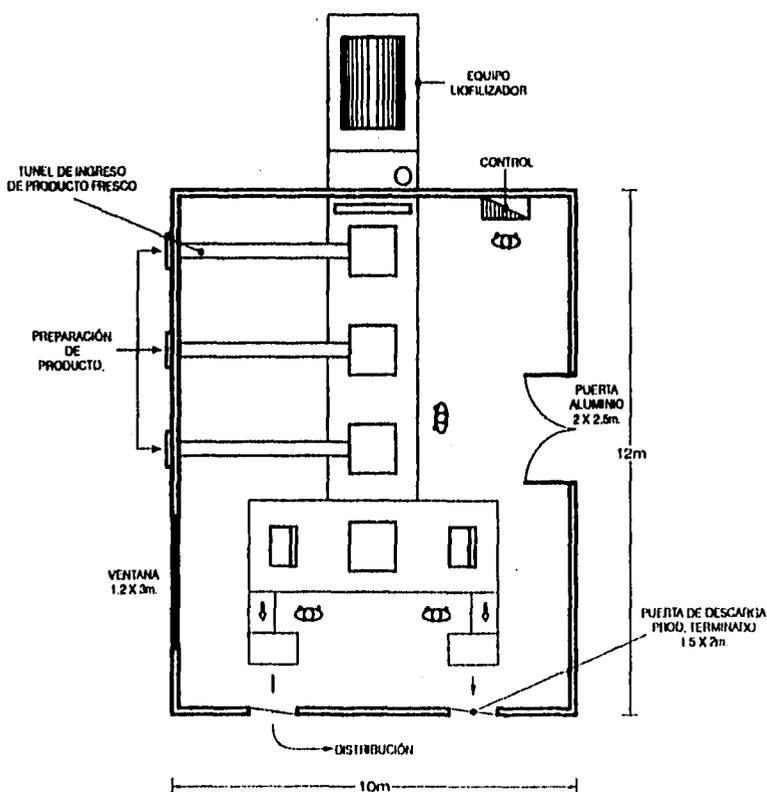


Fig. IV.4 Cámara de ambiente controlado para el proceso de empaque de productos liofilizados.

#### **IV.5. CARACTERISTICAS FISICAS DEL LOCAL**

Los muros que delimitan la cámara de ambiente controlado podrán ser fabricados básicamente con los materiales de construcción convencionales pero deberán contar con aplanado de yeso tanto en el interior como el exterior y un acabado impermeable de pintura o mosaico.

La losa de esta área deberá ser de concreto armado con impermeabilizante sintético y acabado con un color claro de preferencia reflejante.

Los cristales podrán ser de cualquier tipo tomando en cuenta que se trata de ventanas fijas totalmente selladas a su marco con silicón o cualquier otro elemento de sellado.

El acabado tanto en pisos como muros interiores y plafón de techo deberán ser de materiales lisos que permitan una fácil limpieza y no retengan polvos y otros contaminantes que puedan existir en el interior.

Todos los ocupantes de la cámara deberán contar con ropa totalmente esterilizada, guantes, gorro y tapabocas para evitar que estos cedan humedad y contaminantes al interior logrando así un manejo estéril del producto para su inspección y empaque.

Hechas las consideraciones anteriores procedamos a especificar los materiales y elementos que conforman la cámara de ambiente controlado.

##### **MUROS.**

Ladrillo rojo de .....140mm (espesor)  
Aplanado yeso de .....10mm " " exterior  
Aplanado yeso .....10 mm " " interior

##### **VENTANAS.**

Vidrio blanco transparente de 6 mm (espesor)

##### **TECHO.**

Losa de concreto armado de .....300 mm espesor  
Impermeabilizante asfáltico.....5 mm espesor  
Plafón de tablarroca.....10 mm " "

## **PUERTAS.**

Lámina de acero con relleno de poliuretano expandido de tipo comercial.

### **IV.5.1 ELEMENTOS QUE GENERAN UNA CARGA DE HUMEDAD Y/O CALOR EN EL INTERIOR DEL LOCAL.**

Considerando lo citado anteriormente en el diseño de la cámara y dados los requerimientos de producción y empaque en su interior tenemos:

#### **Personal en el interior de la cámara**

- Un operador de equipo de liofilización
- Una persona para inspección y control de calidad.
- Dos personas para empaque de productos

En total se cuenta con cuatro ocupantes en el interior.

#### **Iluminación.**

La carga por iluminación será de  $20 \text{ w/m}^2$  considerando el área total de planta de la cámara y el número y potencia de las lámparas instaladas como se muestra en el siguiente cálculo.

Se tendrán doce lámparas de  $2 \times 75\text{W}$  las cuales proporcionarán un total de  $300\text{W}$  cada una es decir distribuidas de manera uniforme para obtener una iluminación adecuada del local.

$$\text{Iluminación total... } 12 \times (2 \times 75\text{w}) = 1800 \text{ w}$$

$$\text{Area} = 120 \text{ m}^2. \text{ Por lo tanto.}$$

$$\text{Iluminación} = 1800\text{w}/120\text{m}^2 = 15 \text{ w/m}^2.$$

#### **Equipo misceláneo**

Para el caso particular que nos ocupa las ganancias de calor y humedad por equipo misceláneo serán casi nulas debido a que la sección de el equipo de liofilización que genera calor como son los compresores, condensador,

bomba de vacío etc. se encontrarán aislados de la cámara por medio de un muro como se mostró en la figura IV.4 observándose que se tiene únicamente la sección de acceso a la cámara de liofilización montada sobre dicho muro.

Los equipos para acondicionamiento de aire se ubicarán en la azotea del local es decir a exterior lo cual implica que no se tomará en cuenta el calor disipado por el motor eléctrico que impulsa los ventiladores de este equipo.

La carga generada por las básculas electrónicas resulta tan baja, que no se considera dentro del cálculo de la carga térmica.

También deberá considerarse el calor generado por los elementos electromecánicos instalados en el interior de la cámara como:

- Sistema impulsor de banda transportadora
- Sistema de empaque automático o semiautomático
- Tablero de control de proceso de liofilización.

Se tendrá una ganancia de humedad considerable debido al producto fresco que ingresa a la cámara de ambiente controlado. La cantidad de vapor cedida dependerá de la temperatura inicial del mismo y su tiempo de permanencia en contacto con el medio ambiente, así como el volumen de material por unidad de tiempo.

En el capítulo V se realizarán los cálculos necesarios para conocer la cantidad de calor y humedad que debe eliminar el sistema para mantener las condiciones requeridas.

## **V. CALCULOS TERMICOS Y DE HUMEDAD.**

En el presente capítulo se llevará a cabo el cálculo de las ganancias de calor y humedad que deberá vencer el equipo de acondicionamiento para lograr las condiciones deseadas.

En las aplicaciones comunes de aire acondicionado se busca primordialmente, un ambiente de confort para los ocupantes de un espacio determinado. En nuestro caso, se pretende obtener una baja humedad relativa y un ambiente libre de impurezas ya que se trata de procesar alimentos en condiciones de esterilidad.

Por otra parte se debe proporcionar un ambiente de confort a los operarios en el interior de la cámara, por lo que se establecerá una temperatura de bulbo seco interior que permita el máximo confort para la baja humedad relativa que el proceso demanda.

## V.1 TEMPERATURA DE CONFORT

Para determinar la temperatura a la cual la mayoría de un grupo de personas se siente cómoda debemos referirnos a la carta de comodidad desarrollada por ASHRAE. La cual, basada en datos experimentales nos muestra el porcentaje de personas confortadas en un espacio acondicionado para una temperatura y humedad relativa dadas como lo muestra las fig. V.1.

Si nos referimos a la fig. V.1 con humedad relativa del 20%. Tendremos que la temperatura de confort recomendable para verano será la que corresponde a una temperatura efectiva de aprox. 71F.(23C) La temperatura efectiva es un índice obtenido empíricamente, el cual indica la cantidad de calor que percibe una persona cuando es expuesta a varias combinaciones de humedad, temperatura y movimiento de aire.

En la figura VI.1 se observa que las líneas de temperatura efectiva, son una referencia que al ser proyectadas sobre la curva de comodidad nos indican el porcentaje de personas que se sienten cómodas en el espacio acondicionado. En este caso, ajustamos el rango de temperaturas efectivas ya que la carta de confort original, esta diseñada para latitudes como las de Canadá y el norte de los Estados Unidos. Por lo que aumentamos 1F por cada cinco grados de reducción en latitud, a partir de dicha zona, tomando como referencia el norte de los Estados Unidos 40'N y Puebla 20 N. Obteniendo el siguiente ajuste  $\text{Dif lat.} = (40-20) = 20 \text{ grados}/5 = 4$

Por lo anterior se ajustarán las temperaturas efectivas 4F hacia la izquierda de la carta de confort.

Ahora bien, tomando en cuenta que la cresta de la curva de comodidad se alinea con una temperatura efectiva de 67F, busquemos el valor de Tbs que con una humedad relativa del 20% proporcione una temperatura efectiva de 67F obteniendo una tbs de 77F (25C) como se muestra en la figura V.1.

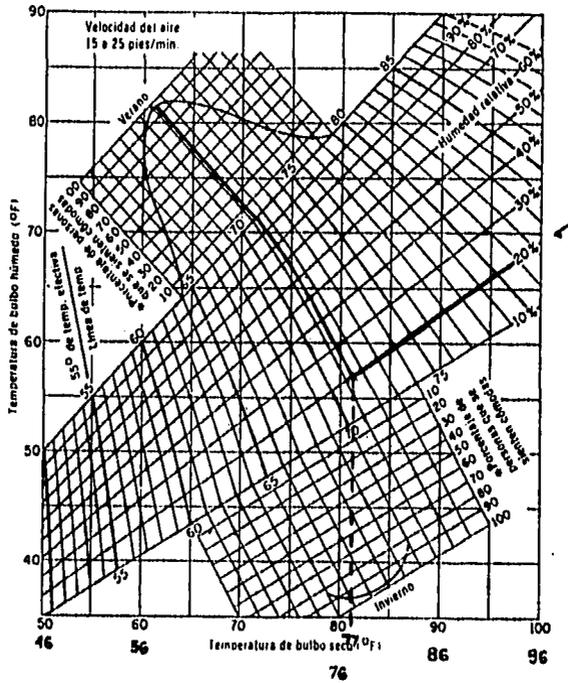


Fig. V.1 Carta de confort.<sup>8</sup>

## V.2 CONDICIONES DE DISEÑO.

Para llevar a cabo el balance térmico del local y seleccionar adecuadamente los equipos de manejo de aire, es necesario conocer los siguientes datos del lugar en donde se encuentra la planta como son:

- Presión barométrica
- Altura sobre nivel del mar
- Latitud
- tbs (Máxima promedio)
- tbh (Máxima promedio)

\* <sup>8</sup> Tomado de fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración por Eduardo Hernández G. Limusa 1988

Existen tablas elaboradas por compañías distribuidoras de equipo comercial, o bien por organizaciones públicas como el Instituto Nacional de Estadística Geografía e Informática (I N E G I). Que presentan los datos requeridos para las principales ciudades de la república Mexicana.

En el desarrollo de nuestro cálculo nos basamos en tablas editadas por distribuidores de sistemas evaporativos y torres de enfriamiento de la marca Flakt, ya que las normas climatológicas del INEGI editadas hasta la fecha se basan en muestreos de entre 1940 y 1970 consideradas obsoletas.

Los datos recopilados para la localidad seleccionada en el capítulo IV Puebla Puebla. son los siguientes.

P. barométrica .....593 mm Hg  
Altitud.....2150 m S.N.M  
Latitud.....19 02 N  
Tbs (verano) .....29 C (84.2F)  
Tbh (verano).....17 C (62.6F)

### **V.3 CALCULOS TERMICOS**

En verano, la temperatura ambiente exterior aumenta, por lo que el aire debe someterse a un proceso de enfriamiento por medio de un equipo de refrigeración. La cantidad de calor a eliminar por dicho equipo, será la suma de las ganancias tanto internas como externas que se presenten tales como:

- I. Ganancia de calor por transmisión a través de barreras que delimitan la cámara como: Muros, techo, ventanas etc.
- II. Ganancias por radiación solar en cristales, techo y muros expuestos a la acción directa de los rayos solares.
- III. Ganancia de calor por ocupantes
- IV. Ganancia de calor por ventilación
- V. Ganancias de calor por infiltraciones en muros, puertas, ranuras etc.
- VI. Ganancia de calor por máquinas, iluminación, o cualquier fuente generadora de calor.

### V.3.1 GANANCIAS DE CALOR POR TRANSMISION A TRAVES DE BARRERAS.

Para determinar el calor transmitido por las barreras físicas que delimitan la cámara. Aplicaremos la ecuación de transferencia de calor por transmisión.

$$Q = UA \Delta t \dots\dots V.1$$

Donde:

Q = Ganancia de calor por transmisión (Btu/hr)

U = Coeficiente global de transmisión (Btu/hr p2F)

A = Área de transferencia de calor (P2)

$\Delta t$  = Diferencial de temperatura entre el interior y el exterior de la cámara.

Para llevar a cabo el cálculo de las ganancias de calor por transmisión debemos conocer los factores de transmisión U de cada elemento o barrera que delimita a el local.

### V.3.2 DETERMINACION DE FACTORES DE TRANSMISION U

Como sabemos, todos los materiales poseen una capacidad determinada para transmitir calor, dependiendo de sus propiedades físicas y químicas, por lo que resulta de vital importancia conocer la capacidad de transmisión de calor de los elementos de construcción que delimitan el espacio a acondicionar.

Para determinar el factor de transmisión U en un elemento constructivo compuesto de diversos materiales, es necesario utilizar la siguiente expresión.

$$U = 1/ Rt \dots\dots\dots V.2$$

Donde:

$$Rt = R1 + R2 + R3 \dots Rn$$

R es la resistencia térmica de cada material que compone al elemento constructivo. A su vez  $R = 1/k$ . Donde k es la conductividad térmica del material y se encuentra tabulada para diversos materiales.

Los materiales que componen los elementos de construcción de la cámara son los siguientes:

## Materiales de construcción.

<b>MUROS</b>	Conductividad(K) (Btu/pulg hr p2 F)
— Ladrillo rojo de 150 mm de esp.	9.83
— Aplanado yeso de 10 mm de esp. ext	32.00
— Aplanado yeso de 10 mm de esp. int	2.56 (a) <sup>o</sup>

<b>LOSA</b>	Conductividad (K) (Btu/pulg hr p2 F)
— Concreto armado de 250 mm de esp.	10.00
— Plafón tablarroca de 1/4" de esp.	1.66
— Impermeabilizante de asfalto	6.50
— Ladrillo ligero de 1" esp	2.50 (a) <sup>o</sup>
— Espacio de aire horizontal de 10"	1.00 (b) <sup>o</sup>

\* Para el espesor indicado

## VENTANAS

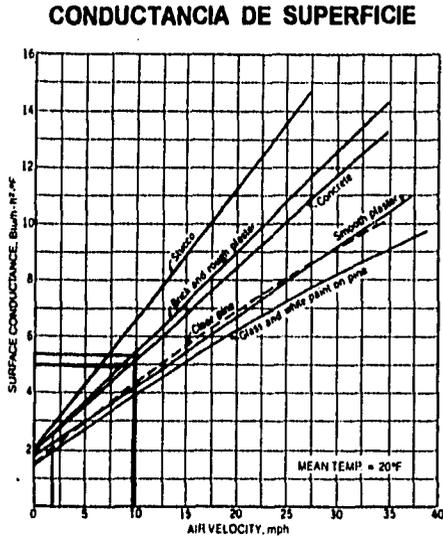
Vidrio blanco transparente (6mm de espesor.)	0.73 (c) <sup>o</sup>
--	-----------------------

## CONDUCTANCIA DE SUPERFICIE f

La conductancia de superficie se refiere al intercambio de calor en un lapso determinado de tiempo por conducción y convección en unidad de área para una superficie que se encuentra en contacto con un fluido. (en este caso aire), el cual depende del tipo de acabado y la velocidad del aire en contacto con la superficie. Esta se expresa en: (Btu/hrp2 F)

El subíndice o, i se utiliza para denotar conductancia de superficie interior  $f_i$  y exterior  $f_o$ .<sup>9</sup>

Investigaciones realizadas por ASHRAE demuestran que el factor de conductancia de superficie  $f$  varía de acuerdo a la velocidad del aire y el tipo de superficie como lo muestra la siguiente gráfica.<sup>10</sup>



**Fig. V.2** Conductancia de superficie para diversos materiales

Para efectos de cálculo, hemos considerado una velocidad exterior de 10mph (880ppm) y velocidad interior de 2mph (176ppm).

Aplicando dichos valores de velocidad así como tipos de superficie seleccionados obtenemos de la figura V.2 los siguientes valores de  $f_i$  y  $f_o$ .

<b>MUROS</b>	<b>LOSA</b>
$f_i = 2.1$	$f_i = 2.1$
$f_o = 5.3$	$f_o = 5.0$

<sup>9</sup>a) Tomado de ASHRAE Handbook of fundamentals 1993 Cap. 22 pp 22.6- 22.9  
 b) Tomado de ASHRAE Handbook of fundamentals 1993 pp 22.2 con emisividad de 0.82 y temp. media de 90 F  
 c) Tomado de ASHRAE Handbook of fundamentals 1967 pp 453.

<sup>10</sup> Tomado de ASHRAE Handbook of fundamentals Cap. 22 1993 pp 22.1

Tomando en cuenta lo anterior, procedemos a calcular los factores de transmisión U en cada caso ya que como sabemos  $U = 1/R$  y para el caso de un elemento compuesto  $U = 1/Rt$ .

Sustituyendo en la expresión VI.1 tenemos:

### MUROS EXTERIORES

$$U = \frac{1}{1/2.1 + 6/9.83 + 1/2.564 + 1/2.564 + 1/5.3} = 0.487 \text{ (Btu/hr p2 F)}$$

$$U = 2.37 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ C)}$$

### MUROS INTERIORES

$$U = \frac{1}{1/2.1 + 6/9.83 + 1/2.564 + 1/2.564 + 1/2.1} = 0.427 \text{ (Btu/hrp2F)}$$

$$U = 2.08 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ C)}$$

### LOSA

$$U = \frac{1}{1/2.1 + 10/10 + 0.25/1.66 + 1/6.5 + 1 + 1/2.5 + 1/5} = 0.296 \text{ (Btu/hrp2F)}$$

$$U = 1.44 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ C)}$$

### PUERTAS

Considerando una puerta formada por dos láminas de acero con relleno de poliestireno expandido de tipo comercial, nos basamos en lo siguiente:

Existen tablas que nos indican el valor del coeficiente U para diferentes tipos de puertas como las que presenta ASHRAE en su manual de fundamentos. En nuestro caso tenemos:

$$U = 0.35 \text{ Btu/hrm}^2 \text{ C)}^{11}$$

$$U = 1.7 \text{ Kcal/hrm}^2 \text{ C)}$$

### CRISTAL INTERIOR

Directamente de tablas:

$$U = 0.73 \text{ (Btu/hr p2 F)}^{12}$$

### V.3.3. ANALISIS DE AREAS Y CALCULO DE GANANCIAS.

Para llevar a cabo los cálculos térmicos y de humedad nos referiremos a la figura IV.4. La cual nos muestra las características del local, tales como áreas de Muro, Cristal, Techo, numero de ocupantes en el interior de la cámara etc.

Si deseamos conocer las ganancias de calor por transmisión a través de las barreras físicas del local es necesario utilizar los siguientes datos:

#### ANALISIS DE ÁREAS (De la figura IV.4)

Area total planta.....	120.0 m <sup>2</sup>
Altura del local.....	3.5 m
Area cristal interior .....	(3*1.2) = 3.2 m <sup>2</sup>
Puertas de acceso .....	(2.5 * 2) = 5.0 m <sup>2</sup>
Compuertas de descarga... (2*1.5) =	3m <sup>2</sup> * 2 = 6m <sup>2</sup>
Compuertas de recibo de mat prima (1m <sup>2</sup> * 3) =	3m <sup>2</sup>
Muro interior .....	137 m <sup>2</sup>

En base a las áreas recopiladas del plano V.4 y a los factores de transmisión U calculados anteriormente tenemos:

$$Q = U A (\Delta t)$$

Donde:

<sup>11</sup> Tomado de ASHRAE Handbook of Fundamentals pp. 22-12 1993.

<sup>12</sup> Tomado de ASHRAE Handbook of Fundamentals 1967pp. 453 tabla 18 para cristal interior plano en posición vertical.

$$\Delta t = (29-25 \text{ C}) = .4\text{C} (7.2\text{F})$$

En el caso de barreras a interior  $\Delta t_i = \Delta t/2 = 7.2/2 = 3.6\text{F}$

a) Ganancia de calor a través de muros:

$$Q = 0.426 \text{ Btu/hrp2F} \times (137\text{m}^2 \times 10.76\text{p2/m}^2) \times 3.6\text{F}$$

$$Q_{\text{muros int}} = 2,260 \text{ Btu/hr} = \mathbf{569.52 \text{ Kcal/hr}}$$

Sustituyendo de igual forma para cada elemento tenemos:

b) Cristal interior

$$Q = 90.6 \text{ Btu/hr} \quad \mathbf{22.84 \text{ Kcal/hr}}$$

c) Techo

$$Q = 2,742 \text{ Btu/hr} \quad \mathbf{690.98 \text{ Kcal/hr}}$$

d) Puertas de acceso

$$Q = 190.0 \text{ Btu/hr} \quad \mathbf{47.88 \text{ Kcal/hr}}$$

Ganancia total de calor por transmisión.

$$Q_{\text{tot}} = \mathbf{569.52 + 22.84 + 690.98 + 47.88 = 1331 \text{ Kcal/hr}}$$

#### **V.3.4 GANANCIA DE CALOR POR RADIACION SOLAR.**

En este caso nos apoyamos en las tablas generadas en base a datos experimentales que han sido desarrolladas para diferentes latitudes, las cuales muestran las ganancias de calor en (Btu/hr/ft<sup>2</sup>) de superficie de cristal. Estos valores varían con respecto a la hora del día y época del año así como a su latitud geográfica.

Para nuestro caso (Puebla) latitud 19 02' utilizaremos la carta para 20 N<sup>13</sup>.

13 Ver pag 276 de fundamentos de aire acondicionado y refrigeracion  
LIMUSA 1988

Debido a las estrictas condiciones de control en la cámara hemos procurado evitar la existencia de ventanas y muros exteriores, lo cual simplifica nuestros cálculos en lo que a radiación se refiere. Por razones de seguridad y eficiencia la cámara de ambiente controlado se encontraría en el interior de la nave. Por lo que se deduce que la única ganancia de calor por radiación que se presenta en este caso será por el techo, lo anterior simplifica en gran medida nuestros cálculos y la determinación de la fecha y hora en donde se presentará la carga máxima para el sistema de aire acondicionado.

#### — Determinación de la carga pico.

Tras analizar cuidadosamente las características de construcción y distribución de nuestra planta y su orientación determinamos las cargas máximas considerando la radiación predominante en el techo y la temperatura exterior máxima para su localización geográfica (temp. de diseño) con lo cual obtenemos las ganancias para la carga pico del sistema. Las temperaturas más altas registradas en la localidad corresponden al mes de Julio aproximadamente a las 3pm.

#### **Ganancia de calor por radiación en techo.**

Para el cálculo del calor absorbido por el techo se utilizará el concepto de temperatura aire-sol. Este concepto involucra una temperatura equivalente a la cantidad de calor que se absorbería por los efectos de radiación solar, energía radiante del espacio y convección exterior.

Calculando las ganancias de calor por radiación utilizando la temperatura equivalente tenemos:

$$Q = U A \Delta t_e \dots\dots\dots V.3.2$$

De manera análoga a el cálculo de radiación en cristales utilizaremos tablas que indican la temperatura equivalente para paredes o techos con relación al tiempo solar, dependiendo del tipo de material de construcción y orientación del muro en cuestión.

Dado que en este caso no se tienen muros expuestos a radiación solar calcularemos únicamente la ganancia de calor a través del techo.

La tabla utilizada para a llevar a cabo el cálculo de ganancias por radiación se muestra a continuación.

Descripcion del tipo de techo	Hora solar											
	A.M.						P.M.					
	2	4	6	8	10	12	2	4	6	8	10	12
Concreto 10 cm	9	3	-1	5	23	46	65	74	68	49	31	15
Concreto 15 cm	20	12	7	0	16	37	40	01	63	54	40	20
→ Concreto 15 cm con 2" de aislamiento	32	27	22	18	17	23	31	31	47	48	44	35

Tabla V.3 Temperatura total equivalente para determinar la ganancia de calor a través de techos según el método de temperatura aire sol<sup>13</sup>

En nuestro caso tomaremos como aproximación techo de 6" de espesor y aislamiento a las 4 p.m. Obteniendo de la tabla V.3 una temperatura diferencial equivalente de 41 F ya que la tabla esta calculada para una diferencial de temperatura de 20F.

En nuestro caso  $\Delta t = (84-77) = 7F$  por lo que se aplicará el factor de corrección por temperatura utilizando la tabla V.3.2.

	Construcción media ligera	Construcción Pesada
Por cada grado de diferencial menor a 20 F	+1/4 grado	+1/2 grado
Por cada grado mayor a 20 F	-1/4 grado	-1/2 grado
Corrección Máxima	3 grados	5 grados

Tabla V.3.2 Factores de corrección por temperatura.<sup>14</sup>

De lo anterior obtenemos un factor de corrección de  $(20-7) = 13 F \times \frac{1}{2} = 6.5$  por lo tanto Factor de corrección = 5 F

Por lo que la temperatura equivalente final será:

$$t_e = 41 + 5 = 46 F$$

El calor debido a la radiación en techo será:

$$Q = 0.295 (120 * 10.76) * 46 = 17521 \text{ btu/hr}$$

$$Q = 4,415 \text{ Kcal/hr}$$

<sup>14</sup> Tomado de ASHRAE HANDBOOK OF FUNDAMENTALS pp 491 1967

## V.4 GANANCIAS DE CALOR INTERNAS.

### V.4.1 GANANCIAS DE CALOR POR OCUPANTES.

El calor generado por el cuerpo humano depende principalmente de la actividad que realice y otros factores que influyen en menor grado, los cuales no se mencionarán en el presente trabajo. La ganancia de calor debida a ocupantes en un espacio acondicionado se encuentra tabulada en diversos libros especializados. La carga cedida en este caso depende de la temperatura del local.

A continuación se muestran los valores utilizados en este caso:

**TABLA V.4**

Grado de actividad	Grupo de personas			Temperatura interior					
	H	M	N	78F		75F		70F	
	60%	40%	0%	S	L	S	L	S	L
Trabajo ligero				245	505	295	455	365	285

H: Hombre      M: Mujer      N: Niño      S: Calor Sensible      L: Calor latente

**Tabla V.4. ganancias de calor por ocupantes.<sup>15</sup>**

De la tabla V.4. Consideremos los valores correspondientes a una fábrica de trabajo ligero, con tbs de 78 F de acuerdo a lo establecido en la sección V.1.

Los valores en Btu/hr correspondientes serán:

Calor latente..... 505 Btu/hr **127 Kcal/hr**

Calor sensible..... 245 Btu/hr **62 Kcal/hr**

Considerando cuatro ocupantes el calor total será:

**Qsens Total = 245 \* 4 = 980 Btu/hr      247 Kcal/hr**

**Qlat Total = 505 Btu/hr \* 4 = 2,020Btu/hr**

**Qlat total = 509 Kcal/hr**

<sup>15</sup> Tomado de Hernández Goribar, fundamentos de aire acondicionado y refrigeración. pag 289  
 \* Ref Tomado de Hdez. Goribar Fundamentos de Aire Acond y Refrigeración Limusa 1988

#### V.4.2 GANANCIAS DE CALOR POR ILUMINACION Y EQUIPO MISCELANEO.

A) Calor generado por iluminación.

Para el caso que nos ocupa, consideraremos una carga de iluminación de  $15 \text{ w/m}^2$  los que resultan suficientes para la aplicación de un laboratorio.

Si consideramos el área total de la cámara como  $120 \text{ m}^2$  se requerirán:

$$120\text{m}^2 \times 15\text{w/m}^2 = 1800\text{w}$$

Tomando en cuenta que utilizemos lámparas fluorescentes de 2x75 watts se tendrán:

$$1800\text{w}/150\text{w/lampara} = 12 \text{ Lámparas de } 2 \times 75\text{w}$$

Existen tablas que nos muestran la cantidad de calor cedido al espacio por Kw instalado correspondiente a  $3,413 \text{ Btu/hr/Kw}$

Por lo tanto el calor sensible cedido por iluminación será:

$$Q_{\text{ilum}} = 1800\text{w} = 1.8 \text{ Kw} \cdot 3,413 = 6143 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_{\text{ilum}} = 1,548 \text{ Kcal/hr}$$

B) Ganancias de calor por equipo misceláneo.

Para el cálculo de ganancias por equipo se recurrió a las tablas experimentales que nos proporcionan una relación entre el consumo eléctrico y/o características de ciertos equipos y el calor generado por los mismos.

Basándonos en la figura V.4 calcularemos las ganancias de calor de los equipos que conforman el sistema de liofilización y empaque como son:

- Empacador automático.
- Banda transportadora
- Equipo de liofilizado.
- Equipo de empaque automático

En este caso consultamos a algunos fabricantes de maquinaria de empaque con el fin de conocer la potencia consumida por los mismos.

La empresa consultada ENVAFLEX cuenta con equipo de envasado automático en bolsas de poliestireno. Dicha empresa nos informó que un equipo adecuado a las necesidades de producción de nuestra planta consume aproximadamente 4.7 Kw por lo que el calor cedido en este caso será:

$$Q = 4.7 \text{ Kw} \times 3,413 \text{ Btu/hr/kw}$$

$$Q = 16,041 \text{ Btu/hr}$$

$$Q = 4,042 \text{ Kcal/hr}$$

— **Banda transportadora.**

En el caso de la banda transportadora consideramos un motor de 1Hp.

$$Q = 3,700 \text{ Btu/hr} \quad Q = 932 \text{ Kcal/hr}$$

— **Equipo de liofilización.**

En este caso todos los elementos generadores de calor del liofilizador se encuentran aislados de la cámara de ambiente controlado como lo muestra la figura V.4 por lo que no se consideran dentro del presente cálculo.

Se debe considerar asimismo el calor cedido por el motor del ventilador en el equipo de aire acondicionado. En el capítulo VII se tomará en cuenta dicha carga.

## **V.5. GANANCIA DE CALOR POR VENTILACION.**

En este caso nos apegaremos a los códigos y normas de ventilación para mantener un bajo nivel de olores y diluir el CO<sub>2</sub> de la combustión fisiológica de los ocupantes.

Existen tablas que muestran la ventilación recomendada para cada aplicación.

Para el caso de un laboratorio se recomiendan 20 p3/min\* por cada ocupante.

En este caso el numero de ocupantes es tan bajo que la renovación de aire sería mínima. ( 20pcm/pers x 4 pers) = 80 pcm.

Algunos laboratorios de la industria de alimentos recomiendan por lo menos un cambio de volumen por hora para evitar concentración de olores.

Siguiendo esta última recomendación el flujo de ventilación será:

$$\text{Volumen} = 120\text{m}^2 \times 3.5 = 420 \text{ M}^3$$

Considerando un cambio de volumen en una hora tenemos:

$$\text{P.C.M.} = (420 \text{ m}^3 \times 1 \text{ cambio /1 hora}) / = 420 \text{ m}^3/\text{hr} (247 \text{ pcm})$$

Una vez conocido el volumen de aire exterior, se deberá referir a la carta psicrométrica y obtener las condiciones del punto de mezcla, punto de inyección etc. y determinar así, la carga de calor debida a ventilación.

Esta carga se considera independiente de la carga de el espacio debido a que el aire de ventilación pasara antes por el equipo acondicionador.

#### **V.5.1. GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIONES.**

En este caso nos referimos a las ganancias de calor sensible y latente debido a la infiltración de aire exterior durante la apertura de puertas, o bien en ranuras de puertas o ventanas.

En el caso que nos ocupa, dadas las condiciones de pureza del aire, así como el estricto control de los parámetros de temperatura y humedad, la cámara permanecerá cerrada durante el proceso de empaque, por lo que omitiremos el cálculo de ganancias de calor por infiltración ya que su valor resultaría despreciable.

#### **V.6 CARGA TERMICA DE REFRIGERACION.**

En resumen, de los cálculos anteriores tenemos:

— Ganancias de calor por transmisión

$$Q \text{ sens} = 5,282.6 \text{ Btu/hr}$$

---

\* Tomado de Hernández Goribar (Fundamentos de Aire Acondicionado y refrigeración)

— Ganancia de calor por efecto solar

$$Q_{\text{sens}} = 17,521 \text{ Btu/hr}$$

— Ganancia de calor por ocupantes

$$Q_{\text{sens}} = 980 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_{\text{Lat}} = 2,020 \text{ Btu/hr}$$

— Ganancia de calor por iluminación y equipo misceláneo

$$Q_{\text{sens}} = 25,844 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{Calor sensible total} = 49,627.6 \text{ Btu/hr} \quad \mathbf{12,506 \text{ Kcal/hr}}$$

$$\text{Calor latente total} = 2,020 \text{ Btu/hr} \quad \mathbf{509 \text{ Kcal/hr}}$$

El valor del calor latente total se incrementará como se verá más adelante, debido a las ganancias de humedad por ventilación, ingreso de producto fresco etc.

## V.7 TEMPERATURA DE INYECCION Y CANTIDAD DE AIRE A MANEJAR .

El volumen de aire a manejar por el equipo acondicionador esta determinado por la diferencial entre la temperatura de inyección y la temperatura del espacio. Si la temperatura de inyección es menor, se requerirá de menor cantidad de aire. Generalmente la temperatura de entrada del aire se considera por regla 2 F por debajo de la temperatura del local, por cada pie entre el piso y el techo de tal manera que para una altura de 3.5m tenemos:

$$3.5 \times 3.28 = 11.5 \text{ pies} \times 2\text{F} = 23 \text{ F}$$

Es decir, la temperatura de inyección será:

$$77 \text{ F} - 23 \text{ F} = 54 \text{ F} (12.2 \text{ C})$$

La cantidad de aire a manejar se calcula por medio de la siguiente expresión.

$$M = Q_s / C_p (T_{\text{int}} - T_{\text{iny}}) \dots \dots \dots (\text{V.7.1})$$

donde:

$$Q_s = \text{Carga total de calor sensible.}$$

**M** = Cantidad de aire a manejar (lb/hr)

**t<sub>int</sub>** = Temperatura del cuarto

**t<sub>iny</sub>** = Temperatura de inyección del sistema.

**C<sub>p</sub>** = Calor específico del aire

Para conocer la cantidad de aire a manejar en p3/min debemos considerar el siguiente cálculo:

$$V = M \cdot v / 60 \dots\dots V.7.2$$

Donde:

**V**= Volumen de aire en p3/min

**M** = Masa de aire en Lb/hr

**v** = Volumen específico del aire (13.3p3/lb)

**F** = Factor de corrección por altitud

En nuestro caso  $F = 760/543 = 1.392$

Por lo tanto, sustituyendo en V7.1 y V.7.2 tenemos:

$$M = Q_{sens}/C_p (t_{int}-t_{iny}) = Q_{sens}/C_p(77-54)$$

$$M = 49,627/0.24 (23) = 8,990.40 \text{ lb/hr } \mathbf{4064.2 \text{ Kg/hr}}$$

$$V = 8,990\text{lb/hr} \times 13.3\text{P3/lb} \times 1.39 \times 1\text{hr}/60\text{min} = 2,770 \text{ p3/min.}$$

$$V = \mathbf{4,714 \text{ m}^3/\text{hr}}$$

## V.8 CALCULOS PARA DETERMINAR GANANCIAS DE HUMEDAD.

Para el desarrollo de los cálculos correspondientes que determinen las ganancias de humedad al interior de la planta de procesamiento y empaque de productos liofilizados debemos conocer las características de construcción de la planta, el número de ocupantes, y la cantidad y características de cualquier equipo o elemento generador de humedad que se encuentre en el interior del local además de las condiciones exteriores como: Temperatura de punto de rocío, humedad absoluta y humedad relativa.

Posteriormente aplicaremos las ecuaciones que intervienen en el cálculo de la carga de humedad para poder determinar las características de nuestro equipo deshumidificador.

### **V.8.1 GANANCIA DE HUMEDAD POR OCUPANTES.**

Como sabemos, los seres vivos transpiramos constantemente y generamos calor así como humedad y CO<sub>2</sub> principalmente.

Para conocer la cantidad de humedad que liberan las personas en un lugar determinado debemos auxiliarnos de la siguiente expresión.

$$Ql = whfg \dots\dots (V.8.1)$$

Donde:

**Ql** = Ganancia de calor latente

**w** = Ganancia de humedad

**hfg** = Entalpia de vaporización del agua

Sabemos que la entalpia de vaporización del agua no presenta grandes variaciones en saturación y para una temperatura de 26 C hfg = 1,090 btu/lb.(1).

La ganancia de calor latente por ocupantes para una fábrica de trabajo ligero a 79 F (26 C) es de 505 btu/hr. (Ver Tabla V.4)

Despejando w de la expresión V.8.1 y sustituyendo los valores presentados considerando 4 ocupantes tenemos:

$$w = Ql \times 4/hfg$$

$$w = 505 \times 4 / 1,090 = 1.85 \text{ lb/hr}$$

$$w = 0.834 \text{ Kg/hr}$$

## V.8.2 TRANSMISION DE HUMEDAD EN MATERIALES DE CONSTRUCCION

La resistencia al vapor que presenta un material es el recíproco de la permeabilidad y la resistencia correspondiente a un material compuesto como lo puede ser una pared, es la suma de las resistencias de todos los componentes. De manera análoga a como se obtiene el coeficiente de transmisión U para el caso de transmisión de calor tenemos:

$$M_t = \frac{1}{(1/M_1 + 1/m^2 + 1/m^3 + \dots 1/M_n)} \dots \dots \dots V.8.2$$

Considerando que nuestra cámara de liofilización será construida con los siguientes materiales y sus correspondientes espesores, procedemos a calcular las ganancias de humedad en cada elemento.

De la tabla 9 Cap. 22 de ASHRAE Handbook of Fundamentals 1993 obtenemos los siguientes valores de permeabilidad para los materiales de construcción siguientes:

a) En muros:

Tabique rojo 0.8 perms  
Aplanado yeso 50 perms

**Nota: 1 perm = (1 grano/hr pie<sup>2</sup> pulg Hg)**

Por lo tanto:

$$M_t = \frac{1}{(1/0.8 + 1/50)} = 0.787 \text{ perms}$$

De las condiciones interiores y exteriores en nuestro caso tenemos:

$\Delta p$  = diferencial de presiones de vapor entre interior y exterior.

$$\Delta p = 1.17523 - 0.998 = 0.177 \text{ "Hg"}$$

Considerando un tiempo de 1 hr para conocer el flujo de humedad tomando como referencia dicha unidad de tiempo y 1 pie<sup>2</sup> como unidad de superficie tenemos:

$$W = MA \theta \Delta p \dots\dots\dots V.8.3$$

Donde: M = permeabilidad total (perms)

A = Area de transferencia

$\theta$  = intervalo de tiempo

$\Delta p$  = diferencial de presiones de vapor

W = Masa de vapor transmitido por unidad de tiempo

Por lo tanto sustituyendo en V.8.3. tenemos:

$$W = 0.787 (1) (1) 0.177$$

$$W = 0.1394 \text{ granos/hr} = 1.99 \times 10^{-5} \text{ lbv/hrp}^2$$

La ganancia total por infiltración en muros será:

$$W \text{ muros} = 1.99 \times 10^{-5} \text{ lbv/hrp}^2 \times 137 \text{ m}^2 \times 10.76 \text{ p2/m}^2$$

$$W \text{ muros} = 0.0293 \text{ lbv/hr}$$

$$w \text{ muros} = 0.0133 \text{ Kgvap/hr}$$

b) En techo:

De tablas ASHRAE.

Concreto Armado.....2.4 perm

Impermeabilizante Asfalto.....0.14 perm

$$M_t = \frac{1}{1/2.4 + 1/0.14} = 0.132 \text{ perms}$$

Sustituyendo en V.8.3 tenemos:

$$W = 0.132 \times (1) \times 0.177 = 0.0233 \text{ granos/hr}$$

<sup>17</sup> Tomado de tabla III.2 Cap. III FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN Hdez. Goribar Limusa 1988

$$W = 0.0233/7000 = 3.328 \times 10^{-6} \text{ lbv/hrp}^2 \times 120\text{m}^2 \times 10.76\text{p}^2/\text{m}^2$$

$$W \text{ techo} = 4.298 \times 10^{-3} \text{ lbv/hr}$$

$$w \text{ techo} = 1.95 \times 10^{-3} \text{ Kgv/hr}$$

En el caso de cristales y puertas practicamente no se presenta transmisión de vapor por tratarse de un material impermeable.

La carga total por infiltraciones en elementos de construcción será:

$$Wt = 0.0133 + 1.95 \times 10^{-3} = 0.0152 \text{ Kgv/hr}$$

### V.8.3. GANANCIAS DE HUMEDAD POR VENTILACION.

Para conocer la cantidad de vapor que ingresa a la cámara por este concepto será necesario referirse a la carta psicrométrica.

Para el cálculo que nos ocupa emplearemos la siguiente expresión.

$$M \text{ vap} = m\Delta H\lambda$$

Donde:

Mvap .... Cantidad de vapor cedida al interior de la cámara

$\Delta H$  .....Diferencial de humedad absoluta entre el interior y exterior de la cámara (carta psicrometrica)

m ..... Masa total de aire exterior para ventilación.

$\lambda$  ..... Calor de vaporización del agua = cte = 1,053Btu/lb

En el capítulo VI, al analizar el proceso en la carta psicrométrica, calcularemos el valor de  $\Delta H$  y por consiguiente las ganancias de humedad por ventilación.

### V.8.4 CARGA DE HUMEDAD DEBIDA AL PRODUCTO.

Sabemos que se utilizarán frutos naturales Los cuales ingresarán a la cámara de ambiente controlado, para entrar en el proceso de liofilización.

En base a los datos sobre la capacidad del equipo que se presento en el capítulo anterior y tomando en cuenta los datos proporcionados por el laboratorio Plasma Biológico S.A. procedemos a continuación a calcular la cantidad de producto fresco que ingresa a la cámara por unidad de tiempo.

Considerando una densidad de carga promedio de  $8\text{kg/m}^2$  en las charolas del equipo tenemos:

$$\text{Carga} = 8 \text{ kg/m}^2 \times 31.5\text{m}^2 \text{ (Liomega 300)}$$

$$\text{Carga} = 252 \text{ Kg}$$

Existen tablas realizadas por algunos fabricantes de equipo de deshumidificación, que muestran el contenido de humedad de algunos vegetales en equilibrio con la humedad del medio ambiente para diferentes humedades relativas, como se muestra en la tabla V.8.4.

Para el desarrollo de el presente cálculo debemos tomar en cuenta las siguientes consideraciones.

- Consideremos que el tiempo de permanencia del producto en el interior de la cámara es de aproximadamente 30 min.
  
- Se considera que se tendrán 3 cargas de equipo durante el día, por lo que el ingreso total del producto a la cámara en 24 horas es de  $252 \times 3 = 756 \text{ Kg/día}$ .
  
- Por otra parte, si consideramos un lapso de 24 horas la carga de producto fresco será:

$$\text{Carga} = \frac{756 \text{ Kg/día}}{24 \text{ hr/día}} = 31.5 \text{ Kg/hr}$$

TABLA V.8.4

PRODUCTO	HUMEDAD RELATIVA DE EQUILIBRIO %				
	15	30	45	60	75
FRIJOL	5,0	6,5	8,5	11,0	14,0
BETABEL	5,0	6,0	7,5	9,5	12,5
COL	3,5	4,5	6,0	7,0	9,0
ZANAHORIA	5,0	6,0	7,0	9,0	11,5
APIO	7,0	8,0	9,0	10,5	12,5
MAIZ	7,0	8,0	9,0	10,0	12,5
PEPINO	6,0	7,0	7,5	8,0	9,5
LECHUGA	4,0	5,0	6,0	7,0	9,0
CEBOLLA	6,0	7,0	8,5	10,0	12,0
CHICHARO	5,0	7,0	8,5	11,0	14,0
PIMIENTO	6,0	7,0	8,0	9,0	11,0
ESPINACA	7,0	8,0	9,5	11,0	13,0
TOMATE	6,0	7,0	8,0	9,0	11,0
NABO	4,0	5,0	6,0	7,0	9,0
SANDIA	6,0	7,0	8,0	9,0	10,5

**Tabla V.8.4.** Humedad en equilibrio para diferentes vegetales  
Cortesía de LOGE Corp. Tomado de Humidification Engineering Manual Apendice I 1975

Tomando como base la tabla V.8.4. La cuál ha sido realizada en base a datos experimentales y considerando que en las áreas circundantes a la cámara se tiene una humedad relativa de 45% tenemos que el equilibrio de humedad correspondiente al exterior de la cámara es en promedio para los vegetales a procesar de aproximadamente 8% en peso.

Para humedad relativa entre 15 y 20%, tenemos que el porcentaje en peso promedio es de 5.6%, por lo que la ganancia de humedad debida al producto en este caso será:

$$H = 31.5 \text{ Kg/hr} \times (0.082 - 0.056) = 0.819 \text{ Kg/hr} \text{ o bien } 0.819 \times 2.2 = 1.80 \text{ lb/hr}$$

$$\Delta w \text{ producto} = 0.819 \text{ Kg/hr}$$

De la expresion:

$$QI = m\Delta H\lambda \dots$$

$$m\Delta H = 1.8 \text{ Lb/hr}$$

$$\lambda = 1053 \text{ Btu/lb} = (583.4 \text{ Kcal/hr})$$

$$QI = 1.8 \times 1053 = 1895.4 \text{ Btu/hr}$$

$$QI = 478 \text{ Kcal/hr}$$

#### V.8.5. GANANCIA TOTAL DE HUMEDAD.

Transmisión.....	0.0336 lbv/hr	(0.0152 Kgv/hr)
Ocupantes.....	1.85lbv/hr	(0.834 Kgv/hr)
Producto .....	1.8 lbv/hr	(0.81 Kgv/hr)
Humedad Total .....	3.864 lbv/hr	(1.66 Kgv/hr)
<b>Calor latente total .....</b>	<b>1.66 x 583.4</b>	<b>= 968.4 Kcal/hr</b>

El resultado anterior significa que nuestro sistema deberá eliminar 1.66 Kgv/hr de agua más las ganancias de humedad que resulten por la mezcla con el aire del exterior para ventilación.

En el capítulo VI se observará con mayor claridad el proceso psicrométrico que deberá seguir el aire durante el proceso de deshumidificación y acondicionamiento.

## **VI PSICROMETRIA.**

Anteriormente nos hemos referido a la carta psicrométrica para el cálculo de algunas propiedades del aire en el proceso que nos ocupa y se proporcionó una breve explicación de el significado y lectura de la carta psicrométrica en el capítulo II.

En este capítulo analizaremos paso a paso los procesos a los que es sometido el aire a acondicionar, observando gráficamente y en forma clara el trabajo realizado por el equipo acondicionador para obtener un ambiente con las condiciones deseadas.

En primer lugar estableceremos los puntos en la carta psicrométrica que representan las condiciones interiores y exteriores del aire para verano que como sabemos son las siguientes:

CONDICIONES INTERIORES	CONDICIONES EXTERIORES
Tbs = 25 C +/- 2 C Tbh = 11.5 C hr = 19 +/- 2%	Tbs = 29 C Tbh = 17 C hr = 35%

DATOS PUEBLA PUE.
Pbar 543 mm Hg A.S.N.M. 2150m Latitud 19° 2'

A continuación se muestra la carta psicrométrica para 7,500 pies sobre el nivel del mar la cual servirá para efectuar nuestros cálculos.

En la figura VI-1 se observa que para llevar a cabo el enfriamiento y deshumidificación del aire desde el punto (1) (condiciones exteriores) al punto (4) (condiciones interiores) es necesario llevar a cabo una serie de procesos como:

- 1-2 Enfriamiento a humedad absoluta constante.
- 2-3 Enfriamiento y deshumidificación al alcanzar el punto de rocío.
- 3-4 Calentamiento y humidificación.
- 4-1 Mezcla de dos flujos.

# PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE 22.7" HG. = 11.1 PSIA.  
ELEVATION 7500 FEET

GRAINS OF MOISTURE  
PER POUND OF DRY AIR  
↓

- 1.- Punto de mezcla
- 2.- Punto de saturación
- 3.- Punto de inyección
- 4.- Condiciones interiores

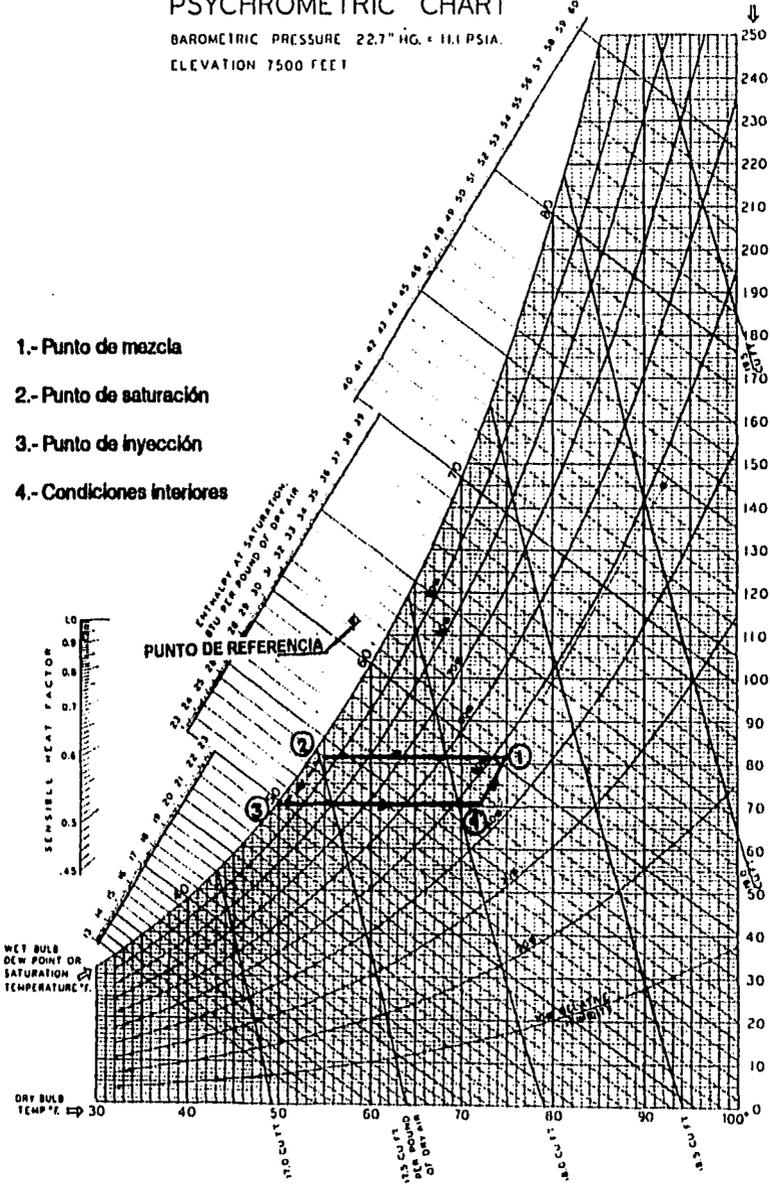


Fig VI.1 Ciclo de enfriamiento y deshumidificación del aire acondicionado

En el capítulo anterior se efectuaron los cálculos térmicos y de humedad que nos permiten establecer el proceso a seguir en la carta psicrométrica. Basandonos en los resultados obtenidos podemos determinar los siguientes parámetros.

- Condiciones del punto de mezcla.
- F.C.S Factor de calor sensible.
- Condiciones del punto de inyección

## VI.1 CONDICIONES DEL PUNTO DE MEZCLA.

El volumen de aire exterior para ventilación puede ser determinado de dos formas; Generalmente se asigna un volumen de aire en pcm por ocupante, dependiendo de la aplicación en cuestión, o bien proporcionar un cambio de volumen por hora en el interior del local como mínimo para una correcta eliminación de olores y/o vapores que se generen en el interior, como lo indican las normas de ASHRAE. En nuestro caso resulta conveniente tener un mínimo de aire exterior para evitar infiltración indeseable de humedad que repercute en equipo más costoso y mayor consumo de energía.

Anteriormente asignamos un volumen de 10 pcm. por ocupante, lo cual al tener 4 ocupantes representa 40 pcm totales de ventilación, pero lo anterior no cumple con el requerimiento mínimo designado por ASHRAE de proporcionar 1 cambio de volumen por hora al local, por lo tanto:

$$\text{Área de la cámara} = 120 \text{ m}^2$$

$$\text{Altura .....} = 3.5 \text{ m}$$

$$\text{Volumen} = 120 * 3.5 = 420 \text{ m}^3 = 14,826 \text{ p}^3$$

Considerando un cambio de volumen por hora tenemos:

$$\text{pcm} = 14,826 * 1 / 60 = 247 \text{ p}^3/\text{min} = 247 \text{ pcm} \quad (420 \text{ m}^3/\text{hr})$$

Porcentaje de aire de ventilación con respecto al volumen total.

$$\text{Aire de ventilación} = 247 \text{ pcm} \quad 7 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$\text{Aire a manejar} = 2,774 \text{ pcm} \quad 78.6 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$\% \text{ de aire de ventilacion.} = 247/2,774 = 0.089$$

A continuación procedemos a calcular las condiciones del punto de mezcla de la carta psicrométrica.

A) Entalpia de mezcla.

$$h_{int} = 24.3 \text{ Btu/lb} \quad \mathbf{13.46 \text{ Kcal/Kg}}$$

$$h_{ext} = 32.5 \text{ btu/lb} \quad \mathbf{18 \text{ Kcal/Kg}}$$

$$h_{mezcla} = (h_{int} \times 0.91) + (h_{ext} \times 0.089)$$

$$h_{mezcla} = (24.3 \times 0.91) + (32.5 \times 0.089) = 25 \text{ btu/lb}$$

$$\mathbf{h \text{ mezcla} \dots\dots\dots 13.86 \text{ Kcal/kg}}$$

B) Humedad de mezcla

$$H_{int} = 36 \text{ granos/lb}$$

$$H_{ext} = 78 \text{ granos/lb}$$

$$H_{mezcla} = (H_{int} \times 0.91) + (H_{ext} \times 0.089)$$

$$H_{mezcla} = (36 \times 0.91) + (78 \times 0.089) = 39.8 \text{ granos/lb}$$

$$\mathbf{(H \text{ mezcla} = 5.68 \times 10^{-3} \text{ Kgvap/Kgas})}$$

Los resultados obtenidos, se muestran gráficamente en la carta psicrométrica de la figura VI.2

# PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE 22.7" HG. = 11.1 PSIA.  
ELEVATION 7500 FEET

- 1- Condiciones interiores
- 2- Condiciones exteriores
- 3- Condiciones de mezcla

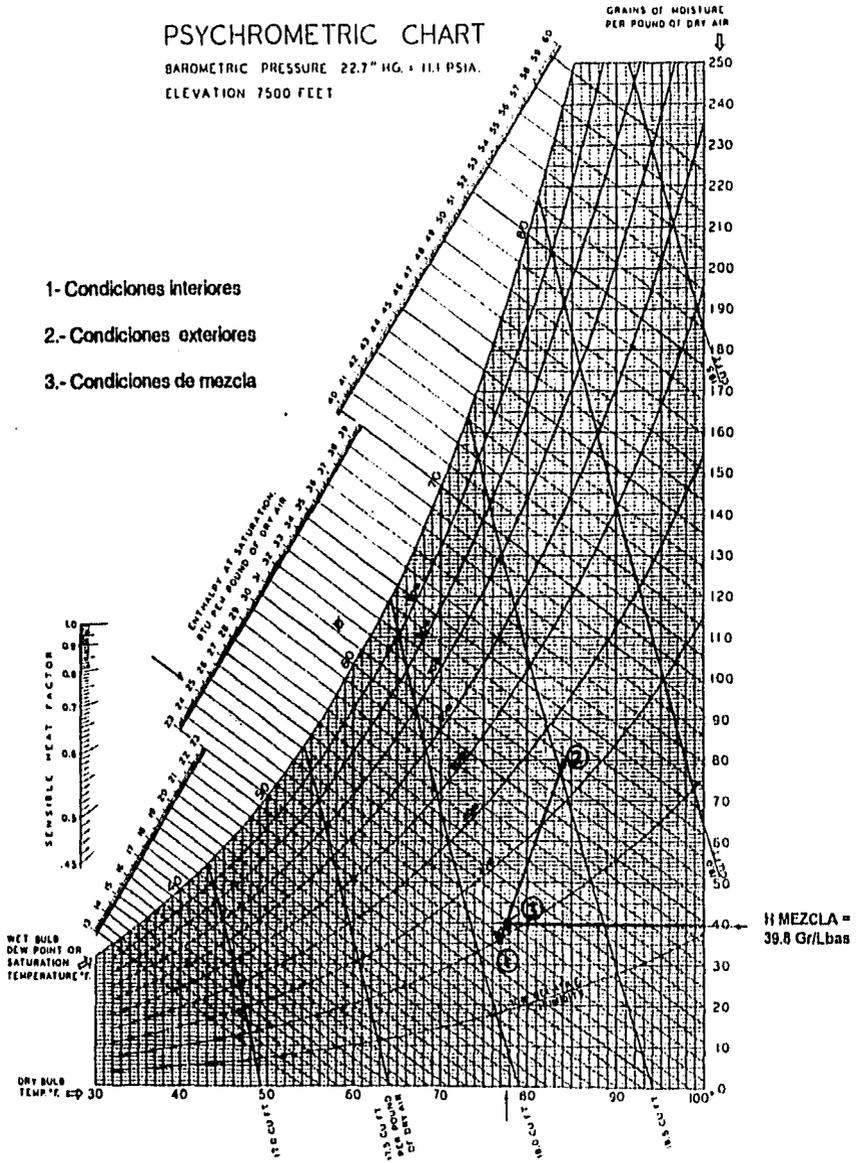


Fig VI.2 Condiciones del punto de Mezcla.

## VI.2 FACTOR DE CALOR SENSIBLE.

El factor de calor sensible se define como la relación entre calor sensible y calor total.

$$F.C.S. = Q_{sens}/Q_{total} = Q_{sens}/(Q_{sens}+Q_{lat})$$

En este caso se calcula la relación del calor sensible con respecto al calor total debido a las ganancias internas y externas de calor, sin tomar en cuenta las ganancias debidas a la mezcla con el aire de ventilación es decir:

$$F.C.S = Q_{sens} / Q_{total}$$

De el capítulo V. obtuvimos los siguientes resultados:

Calor sensible	= 49,627 btu/hr	<b>12,506.0 Kcal/hr</b>
Calor latente	= 3,843 btu/hr	<b>968.4 Kcal/hr</b>
Calor total	= 53,470 btu/hr	<b>13,474.4 Kcal/hr</b>

Por lo tanto:

$$F.C.S. = 12,506/13474.4 = 0.928$$

## VI.3. CONDICIONES DEL PUNTO DE INYECCION.

Para determinar las condiciones del aire suministrado, se requiere localizar el punto correspondiente al valor de F.C.S. previamente calculado en la escala que se encuentra a la izquierda de la carta psicrométrica. Una vez localizado dicho punto, trazamos una línea que una el F.C.S. con el punto de referencia como se muestra en la figura VI.3

Posteriormente, trasladamos una línea paralelamente hasta interceptar el punto de las condiciones interiores prolongándola a la izquierda hasta el cruce con la línea de temperatura de bulbo seco constante = 54 F previamente calculada ( ver Cap. V-7).

El punto de convergencia de ambas líneas corresponde a las condiciones del aire de suministro y se conoce como punto de inyección, como lo muestra la figura VI.3 en donde se observa que:

Hiny	= 32 granos/lbas
hiny	= 18 Btu/lb
Tbs iny	= 54F
Tbh iny	= 42F

# PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE 22.7" HG. = 1.11 PSIA.  
ELEVATION 7500 FEET

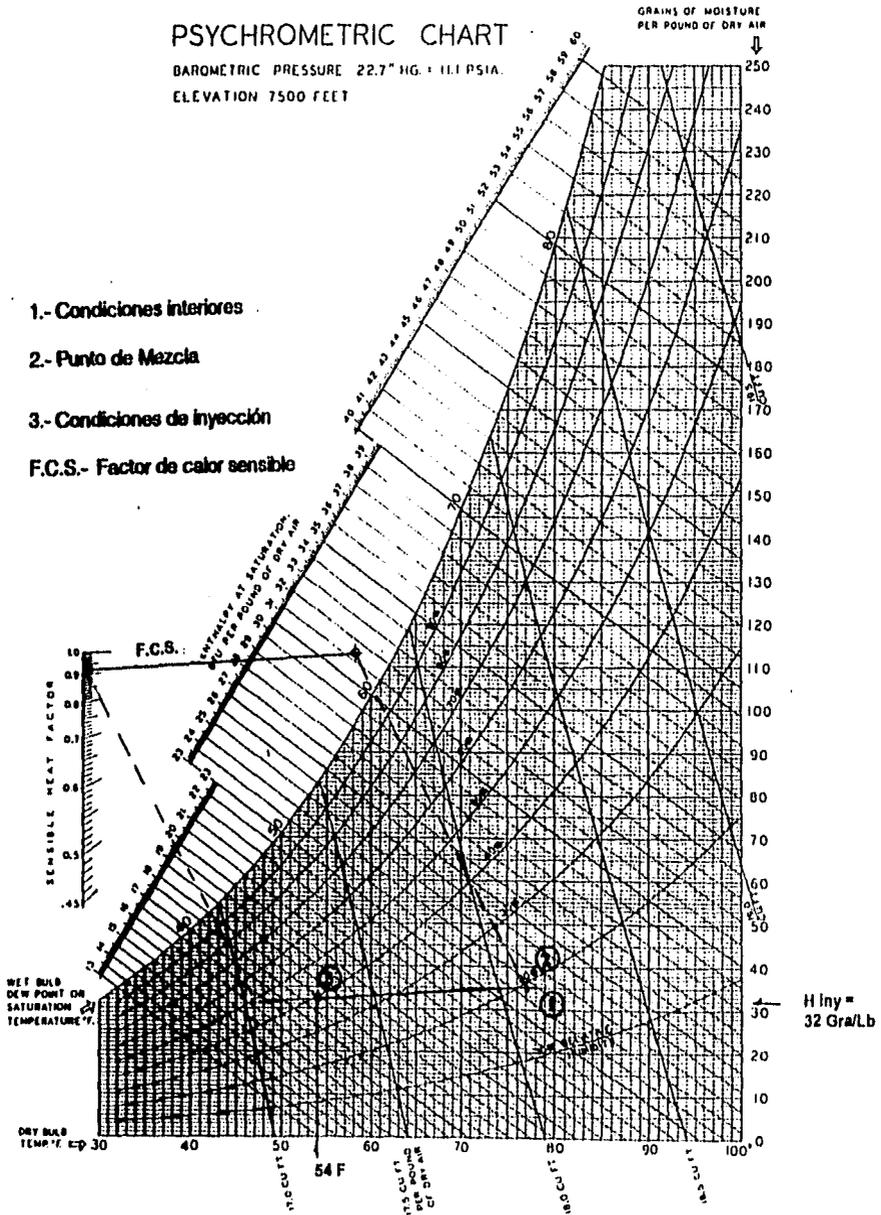


Fig VI.3. Factor de calor sensible y condiciones del punto de inyección

ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA

La línea de factor de calor sensible representa las ganancias de humedad y temperatura del sistema anteriormente calculadas en el balance térmico, y nos indican de manera gráfica el proceso que lleva a cabo el aire acondicionado desde la salida del equipo, hasta las condiciones interiores previamente establecidas.

Por último, el aire del interior retorna al sistema acondicionador mezclándose con la cantidad de aire exterior para ventilación previamente establecida como lo muestra la línea 1-2 de la figura VI.3 donde se presenta el ciclo teórico completo del aire acondicionado en verano.

Si observamos el ciclo representado en la carta de la figura VI.3 el punto que indica las condiciones de inyección se encuentra muy alejado de la línea de saturación, situándose a 54 F y 40% de humedad relativa lo que muestra que el equipo de refrigeración en estas condiciones no es capaz de descender la temperatura del aire hasta su punto de rocío y provocar por lo tanto la condensación de humedad necesaria para llevar a cabo el proceso de deshumidificación.

De lo anterior resulta evidente que en términos reales sería imposible lograr las condiciones requeridas únicamente con la ayuda del equipo de refrigeración, ya que que el punto de rocío correspondiente a las condiciones de mezcla sería muy cercano a los 0 C (32 F) con los problemas obvios que esto conlleva, como: congelación, obstrucción del serpentín etc.

El proceso que se lleva a cabo en este caso requiere de la utilización de desecantes químicos que eliminan la humedad contenida en la mezcla de aire y vapor de agua, hasta alcanzar las condiciones deseadas. Posteriormente la mezcla se enfriará a humedad absoluta constante con el fin de eliminar las cargas de calor sensible del sistema y obtener así las condiciones del punto de inyección requeridas como se observa en la figura VI.4. En donde la línea 1-2 muestra la mezcla del aire de retorno con el aire exterior requerido para ventilación.

Una vez que el aire alcanza las condiciones de mezcla (punto 2) se somete a un proceso de deshumidificación a entalpia aproximadamente constante hasta alcanzar las condiciones del punto(3) en donde el aire se retorna al equipo de enfriamiento para abatir la carga de calor sensible y reducir la temperatura hasta alcanzar los 54 F correspondientes al punto de inyección (4) como se muestra en la figura VI.4 que representa el ciclo real de enfriamiento y deshumidificación.

# PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE 22.7" HG. = 11.1 PSIA.  
ELEVATION 7500 FEET

- 1-2 Mezcla con aire exterior
- 2-3 Deshumidificación Química
- 3-4 Enfriamiento a humedad cte.
- 4-1 Calentamiento y humidificación debido a cargas internas y externas

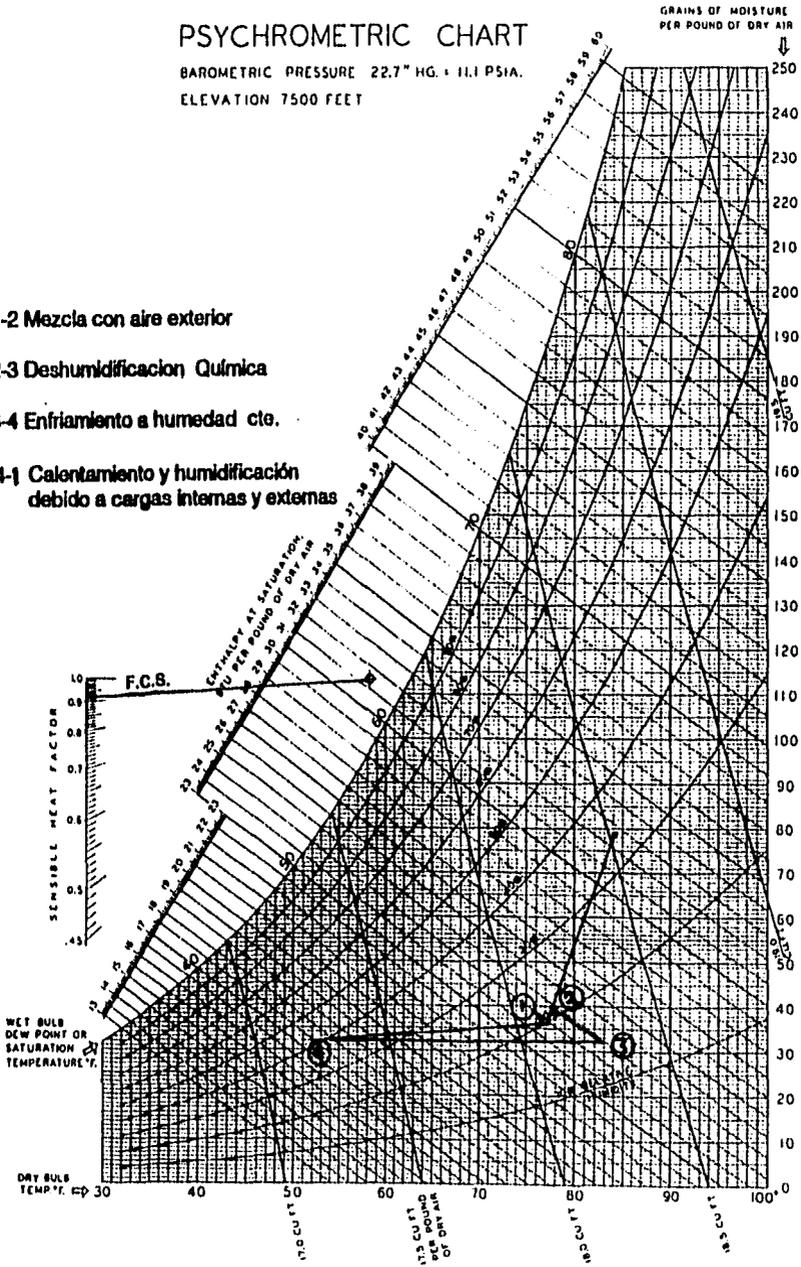


Fig VI.4 Ciclo real de enfriamiento y deshumidificación.

#### VI.4 CAPACIDAD TOTAL DEL SISTEMA.

Una vez obtenidas las condiciones del punto de mezcla y punto de inyección, podemos determinar la capacidad del equipo de aire acondicionado incluyendo las ganancias de calor y humedad por ventilación, de la siguiente forma.

$$Q_{tot} = M_{tot} (h_{mezcla} - h_{iny}) \dots\dots\dots VI.4$$

sustituyendo en VI.4 tenemos:

$$Q_{tot} = 8990.0 \text{ lb/hr} (25 \text{ Btu/lb} - 18 \text{ Btu/lb})$$

$$Q_{tot} = 62930.1 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_{tot} = 15,858 \text{ Kcal/hr}$$

La humedad total a remover por el deshumidificador es:

$$H_{total} = M (H_{mezcla} - H_{iny}) \dots\dots\dots VI.4.1$$

Donde: M es la masa total de aire a manejar

H es la humedad absoluta en cada caso

$$H_{total} = 8990 (39.8 - 32)/7000$$

$$H_{tot} = 10 \text{ lbvap/hr} (4.54 \text{ Kgvap/hr})$$

#### VI.5 PROCESO DE DESHUMIDIFICACION

Como se mencionó anteriormente, para mantener las condiciones de humedad y temperatura requeridas, es necesario utilizar un equipo de deshumidificación química.

En el capítulo II se presentaron de manera general los principales sistemas y equipos de deshumidificación por medio de desecantes químicos.

Dadas las características del proceso, el desecante químico deberá ser no tóxico y de fácil regeneración una vez que se satura. Los deshumidificadores más utilizados en la actualidad para este tipo de aplicaciones constan de un

cilindro giratorio, el cual contiene Sílica gel como desecante químico, la que se regenera por medio de una corriente de aire caliente independiente a la del aire que se desea deshumidificar. (Ver capítulo II).

El proceso que se lleva a cabo en el deshumidificador se realiza a entalpia aproximadamente constante, ya que se trata de un proceso adiabático en donde la corriente de aire que entra en contacto con el desecante, se deshumidifica debido a la diferencia de presiones de vapor entre la corriente de aire y el desecante.

Al condensarse la humedad removida se libera calor vaporización, ocasionando una elevación en la temperatura tanto del aire como del desecante, lo cual ocurre a temperatura de bulbo húmedo casi constante como se muestra en la línea 2-3 de la figura VI.4.

Para lograr lo anterior, es necesario considerar un sistema desecante que logre remover la humedad requerida antes de que el flujo total ingrese a el equipo de aire acondicionado como se muestra en el siguiente esquema.

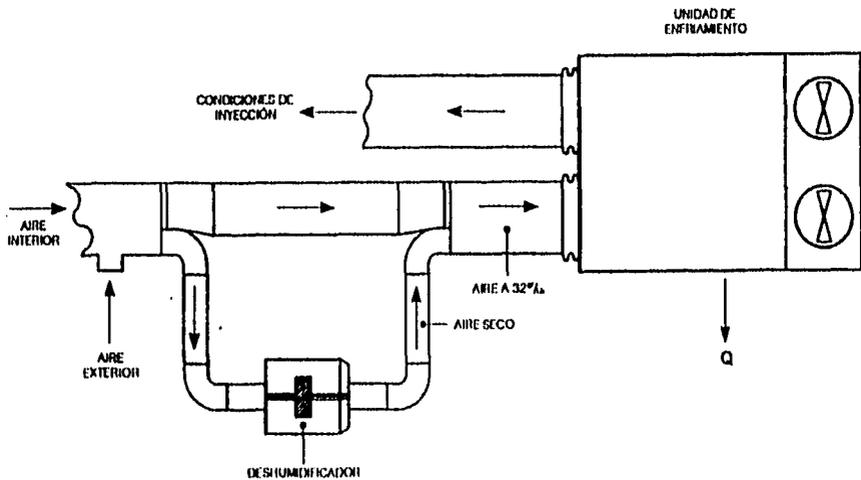


Fig VI.5 Arreglo típico del sistema de enfriamiento y deshumidificación

Como resultado de los cálculos anteriores sabemos que la cantidad de humedad a remover por el sistema es de:

**10 Lbvap/hr. 4.54 Kgvap/hr.**

Si consideramos un deshumidificador comercial con capacidad para absorber hasta 6.8 Kg/hr de vapor de agua, tenemos que el equipo maneja aproximadamente 1,274 m<sup>3</sup>/hr (750 P<sup>3</sup>/min) lo cual implica que en nuestro proceso existirá una mezcla de dos flujos de aire; es decir del total de aire de proceso 4,713 m<sup>3</sup>/hr (2774 pcm) 1,274 serán deshumidificados extrayendo de ellos 4.54 Kgvap/hr los cuales se mezclarán con los 3,439 mch que no han sido deshumidificados obteniéndose así las condiciones deseadas a la salida del sistema.

Para determinar las condiciones del proceso de deshumidificación adiabática se deben llevar a cabo los siguientes cálculos de mezcla de dos flujos.

Sabemos que:

**Mvap = Maire (secado) x (ΔH)** por lo tanto:

**ΔH = Mvap/Maire .....VI.2**

**Maire = 750p3/min x 60 min/hr x 0.076lb/p3 x 0.714 = 2441.9 lb.aire/hr**

Sustituyendo en VI.2

**ΔH = 10/2441.9 = 4.095 x 10-3 x 7000**

**ΔH = 28.56 granos/lbas**

Si **ΔH = H2 - H1** entonces

**H1 = H2 - ΔH**

**H1 = 39.8 - 28.6 = 11.2 granos/Lbas**

Debido a que el proceso que se lleva a cabo es a temperatura de bulbo húmedo aproximadamente constante, podemos trazar una línea recta a partir de las condiciones previamente establecidas hasta interceptar a la línea de humedad absoluta constante igual a 11.2 gr./lbas obteniendo así las condiciones deseadas a la salida del deshumidificador, donde posteriormente se mezclará con el aire en el punto (2) resultando las condiciones de salida requeridas para completar el ciclo del aire que se muestra en la figura VI.6.

# PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE 22.7" HG. = 111 PSIA.  
ELEVATION 7500 FEET

- 2.- Condiciones de mezcla
- 3.- Cond. de Mezcla con aire seco
- 3'- Cond. a la salida del deshumidificador

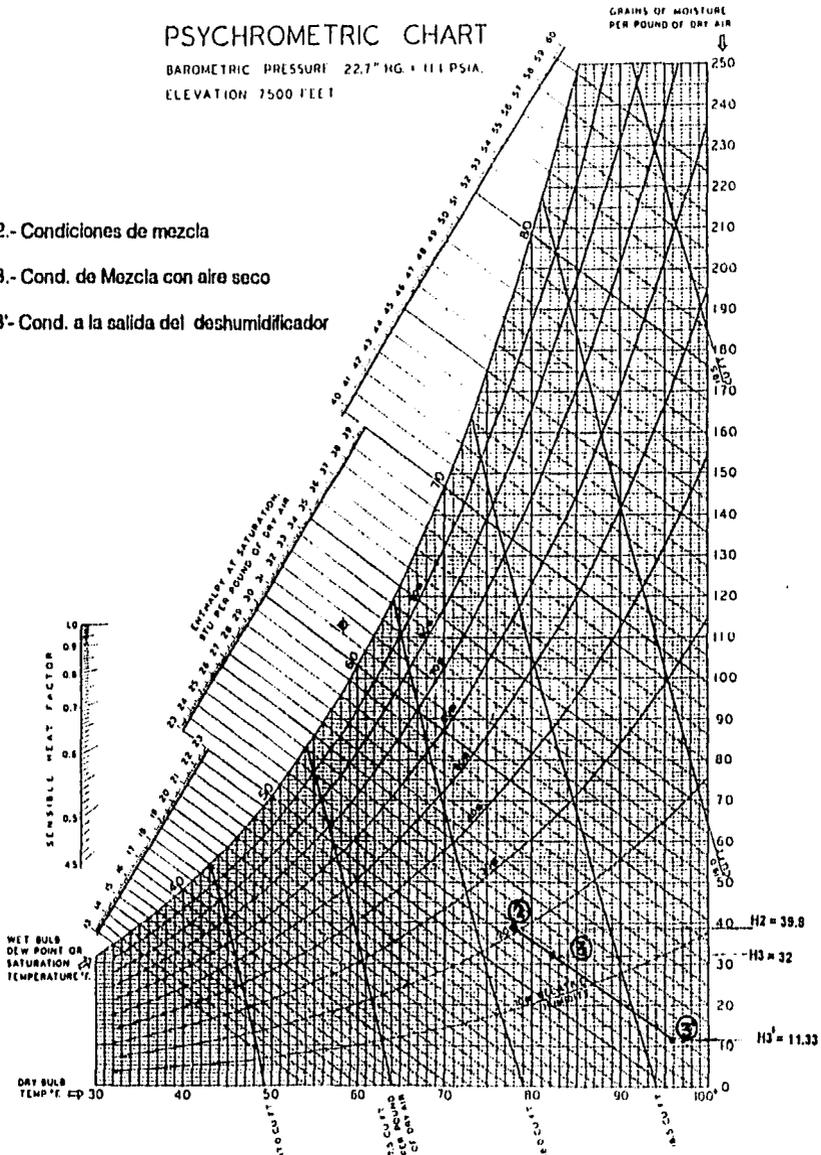


Fig. VI.6 Mezcla de dos flujos de aire

El proceso psicrométrico que se lleva a cabo en este caso, está representado por la línea 2-3 en la figura VI.6.

En el punto 3 el aire a secar sufre un descenso en su contenido de humedad y un incremento en su temperatura debido al calor de vaporización que se libera, posteriormente se mezcla con el resto del aire de retorno que no ha sido deshumidificado hasta alcanzar las condiciones del punto (3) en donde la mezcla entra al equipo de enfriamiento.

Los principios fundamentales para la selección del tipo de desecante y sistema de deshumidificación se estudiaron anteriormente. (ver cap. II).

## **VI.6 PROCESO PSICROMETRICO EN INVIERNO.**

Si consideramos que en invierno el proceso psicrométrico que se lleva a cabo para calentar el aire involucra un calentamiento a humedad absoluta constante lo cual provoca un descenso en la humedad relativa, concluimos que esta condición favorece al proceso de acondicionamiento requerido.

De lo anterior, concluimos que las condiciones críticas de operación del sistema, siempre se presentan en verano por lo que el equipo de deshumidificación seleccionado bajo estas condiciones cubrirá perfectamente los requerimientos que se presenten durante el invierno.

## **VII. DISEÑO DE DUCTOS DE AIRE.**

El diseño de la red de ductos se llevará a cabo tomando en cuenta los factores físicos y económicos tales como: Vibración, ruido, perdidas por fricción, costo de material mano de obra, espacio disponible y perdidas o ganancias de calor.

Para el caso que nos ocupa nos apegaremos a las normas de velocidad, niveles de ruido y optima distribución de aire establecidas por ASHRAE principalmente.

## **VII.1 DIMENSIONAMIENTO DE LA RED DE DUCTOS.**

Para diseñar de modo óptimo la red de ductos de nuestro sistema resulta conveniente recordar algunos principios de la mecánica de fluidos.

En primer lugar sabemos que el volumen de aire a manejar en un ducto, esta en función del área transversal del mismo así como de la velocidad de paso del aire por dicha sección como lo establece la ecuación de continuidad.

$$V = A \times v \dots\dots\dots \text{VII.1}$$

Donde:

A = área transversal del ducto

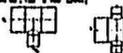
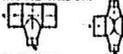
v = velocidad del flujo

V = volumen de aire a manejar por unidad de tiempo. (gasto)

Las pérdidas por fricción en conexiones como codos, tees, reducciones etc. Están dadas por tablas que resultan de datos experimentales y como en el caso hidráulico se expresan generalmente en pies de longitud equivalente de ducto lineal.

En nuestro caso utilizamos tablas elaboradas por Carrier Corp. Para el cálculo de dichas pérdidas. (Ver fig. VII.1)

**PERDIDA POR FRICCION EN DUCTOS CIRCULARES**

DESCRIPCIÓN	COMENTARIOS	VALOR K												
 90° Elbow Short	$R/D = 1.5$	9												
 90° Elbow Short	$R/D = 1.5$	10												
 90° Elbow Short	$R/D = 1.5$	11												
 90° Elbow Short	$R/D = 1.5$	8												
 90° Elbow Short	$R/D = 1.5$	4.2												
 90° Tee Short	Yard No Yard	11 10												
<b>DESCRIPCIÓN</b> 90° Tee (and 180°, 135° & 45° Tees)  Pressure Loss (Per Branch) = 1.0	$R/D =$ <table border="1"> <tr><td>1.5</td><td>0.5</td></tr> <tr><td>2.0</td><td>0.4</td></tr> <tr><td>2.5</td><td>0.3</td></tr> <tr><td>3.0</td><td>0.2</td></tr> </table>	1.5	0.5	2.0	0.4	2.5	0.3	3.0	0.2	<table border="1"> <tr><td>0.9</td></tr> <tr><td>0.8</td></tr> <tr><td>0.7</td></tr> <tr><td>0.6</td></tr> </table>	0.9	0.8	0.7	0.6
1.5	0.5													
2.0	0.4													
2.5	0.3													
3.0	0.2													
0.9														
0.8														
0.7														
0.6														
90° Tee  Pressure Loss (Per Branch) = 1.0	$R/D =$ <table border="1"> <tr><td>1.5</td><td>0.6</td></tr> <tr><td>2.0</td><td>0.5</td></tr> <tr><td>2.5</td><td>0.4</td></tr> <tr><td>3.0</td><td>0.3</td></tr> </table>	1.5	0.6	2.0	0.5	2.5	0.4	3.0	0.3	<table border="1"> <tr><td>0.8</td></tr> <tr><td>0.7</td></tr> <tr><td>0.6</td></tr> <tr><td>0.5</td></tr> </table>	0.8	0.7	0.6	0.5
1.5	0.6													
2.0	0.5													
2.5	0.4													
3.0	0.3													
0.8														
0.7														
0.6														
0.5														
90° Central Tee and 180° Central Tee  Pressure Loss (Per Branch) = 1.0	$R/D =$ <table border="1"> <tr><td>1.5</td><td>0.6</td></tr> <tr><td>2.0</td><td>0.5</td></tr> <tr><td>2.5</td><td>0.4</td></tr> <tr><td>3.0</td><td>0.3</td></tr> </table>	1.5	0.6	2.0	0.5	2.5	0.4	3.0	0.3	<table border="1"> <tr><td>0.5</td></tr> <tr><td>0.4</td></tr> <tr><td>0.3</td></tr> <tr><td>0.2</td></tr> </table>	0.5	0.4	0.3	0.2
1.5	0.6													
2.0	0.5													
2.5	0.4													
3.0	0.3													
0.5														
0.4														
0.3														
0.2														

**Tabla VII.1** Pérdidas por fricción en conexiones de ductos de sección circular

**VII.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE DUCTOS.**

Existen diferentes métodos para el diseño de ductos de aire acondicionado como los que se mencionan a continuación.

**a) Método de velocidad constante.**

En este caso establecemos previamente una velocidad fija (generalmente entre 900 y 2000 ppm) y dependiendo del flujo a manejar se obtiene una sección transversal del ducto correspondiente a dicho flujo, resulta evidente que en este caso las pérdidas por fricción en cada tramo serán distintas dependiendo del flujo a manejar, posteriormente se calcula la  $\Delta p$  total que es la suma de las pérdidas parciales en cada tramo, considerando como la presión estática a vencer la que se genera durante el recorrido desde la salida del equipo hasta el elemento de inyección o retorno de aire más alejado, o bien el que presenta mayor resistencia debido a codos, tees etc.

b) Método de pérdidas por fricción constante.

En este caso se establece una pérdida por fricción fija en todo el ramal del sistema (Generalmente entre 0.8 y 1.5 " c.a. por cada 100 ft de longitud. Una vez establecida la pérdida por fricción, se dimensionan los ductos de acuerdo a el flujo a manejar por una sección transversal cuya pérdida por fricción por cada 100 ft de longitud corresponda a la previamente establecida.

Las restricción principal en el diseño de los ductos de aire es la velocidad de flujo ya que a altas velocidades se genera turbulencia que provoca ruido en los conductos y elementos de inyección o retorno de aire como rejillas y difusores. En lo referente a pérdidas por fricción en ductos, estas resultan ser mínimas comparadas con la que ocasionan otros elementos como son: El serpentín del evaporador, filtros, compuertas y elementos de distribución, por lo que en general se establece una velocidad en ductos limite para evitar problemas de ruido.

La siguiente tabla nos muestra los rangos de velocidad recomendados para los diferentes elementos del sistema de aire acondicionado.

<i>Uso</i>	<i>Velocidad recomendada pies/min</i>
Tomas de aire exterior	700 – 1,000
Filtros	250 – 350
Serpentín de calefacción	450 – 650
Lavadoras de aire	500
Conexiones de succión	700 – 1,000
Salida de ventilador	1,000 – 2,000
Ductos principales	700 – 1,500
Ramales	600 – 800

**Tabla VII.1** Rangos de velocidad recomendados para los diferentes elementos de la red de ductos de aire acondicionado.<sup>18</sup>

En casos donde las condiciones de operación lo permitan es conveniente diseñar los ductos con la mayor velocidad posible ya que resulta en una reducción del área transversal del ducto y por lo tanto un ahorro en materiales así como menor espacio ocupado por el sistema.

<sup>18</sup> Tomado de Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración  
Por Eduardo Hernández Goribar Limusa 1988 pp 380

Dado que nuestro problema se avoca a una aplicación industrial podemos establecer velocidades de flujo relativamente altas sin exceder los niveles de ruido permisibles.

Para el diseño de la red de ductos de nuestro sistema tomaremos como base los límites superiores que se muestran en la tabla VII.1 para lograr una reducción en el costo de los ductos de distribución. Así mismo utilizaremos el método de presión constante a lo largo del recorrido, lo cual facilita el cálculo del sistema principalmente para determinar la presión estática a vencer por el ventilador de inyección del equipo.

Este criterio se utilizará siempre y cuando no se exceda la velocidad máxima permitida, según la tabla VII.1

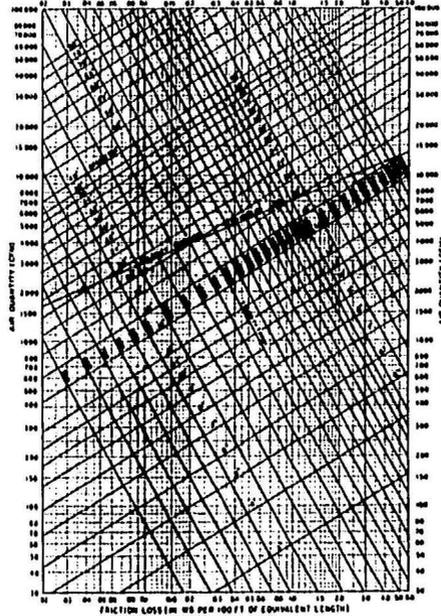
Pruebas experimentales han demostrado que cuando se exceden las velocidades máximas expresadas en la tabla VII.1, se presentan problemas de ruido y vibración por lo que respetaremos dicho criterio para el diseño de nuestra red de ductos.

Existen Cartas y nomogramas para el cálculo de ductos de aire como el ductulador comúnmente utilizado en la práctica.

En el presente trabajo nos apoyamos en un nomograma desarrollado por Carrier\*. El cual proporciona el diámetro de un ducto de sección circular para un volumen de aire a una velocidad o pérdidas por fricción predeterminadas.

Posteriormente si se desea se puede transformar el ducto circular en uno de sección rectangular por medio de tablas o expresiones que proporcionan el área rectangular de fricción equivalente para un diámetro de ducto determinado.

CHART 7-FRICTION LOSS FOR ROUND DUCT



## Carta VII.2 Pérdida por fricción en ductos<sup>19</sup>

En base a lo expuesto anteriormente procedamos a distribuir y diseñar la red de ductos adecuada para la solución del problema.

Para el diseño de la red de ductos es necesario definir los siguientes puntos:

- 1) Ubicación del equipo
- 2) Ubicación de difusores de inyección y rejillas de retorno.

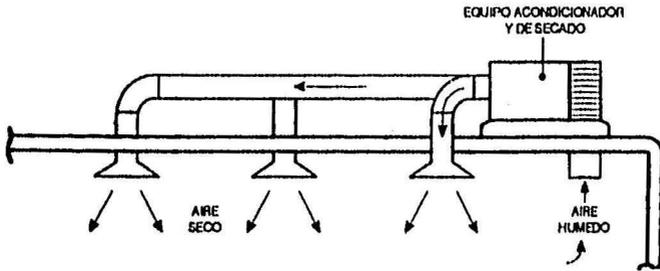
### VII.2.1 UBICACION DE EQUIPOS.

Dadas las características del local y su distribución, resulta lógico pensar que el lugar más apropiado para la instalación del equipo de aire acondicionado sea sobre la azotea. Ya que la sección del condensador requiere de aire fresco para lograr una condensación adecuada de refrigerante, así como espacio suficiente que permita las maniobras requeridas durante los servicios de mantenimiento.

<sup>19</sup> \*Tomadode CARRRIER Handbook of Air Conditioning System Design pp 2-33

Por otra parte el recorrido de la red de ductos puede ser optimizado cuando existe la facilidad de instalar el equipo de manejo de aire sobre el área a acondicionar.

En nuestro caso resulta práctico instalar el equipo de manejo de aire sobre el cuarto de máquinas de la cámara como se ilustra en la figura VII.3.



**Fig VII.3** Ubicación del equipo de aire acondicionado

De lo anterior, resulta evidente que al reducir a longitud de la red principal, disminuyen los costos de instalación, así como las pérdidas por fricción en ductos.

### **VII.2.2. UBICACION DE DIFUSORES DE INYECCION.**

Para la ubicación y dimensionamiento de los difusores de inyección de aire, deberá tomarse en cuenta la velocidad de salida, el nivel de ruido permisible y el tiro requerido para obtener una distribución uniforme y silenciosa de aire.

Los fabricantes comerciales de elementos de distribución de aire, como difusores y rejillas para suministro y retorno presentan en sus catálogos, tablas de selección que nos indican los siguientes datos para cada tamaño de difusor.

- Velocidad de salida.(pies/min)
- Caída de presión (pulg. C.A)
- Tiro (pies)
- Nivel de ruido.

Para obtener una selección adecuada, se debe considerar una velocidad que permita un nivel de ruido dentro de los parámetros previamente establecidos así como un tiro adecuado.

Se define como tiro, a la distancia en la cual se presenta una velocidad terminal dada. La que generalmente varía entre 50 y 150 pie/min. En difusores montados en el techo a 9 pies sobre el nivel del piso.

En el Capítulo VIII, se ampliará la información requerida para la selección de elementos de distribución de aire.

Dadas las características y dimensiones del local a acondicionar y basados en la tabla VII.1, proponemos una distribución y dimensionamiento de la red de ductos del sistema, como lo muestra la figura VII.3.

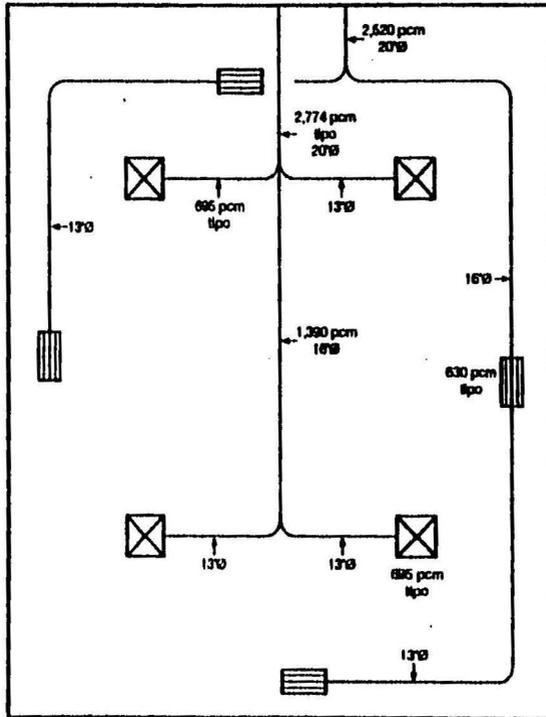


Fig. VII.3 Distribución de ductos, difusores de inyección y rejillas de retorno para la cámara de ambiente controlado.

Como lo muestra la figura VII.3, se pretende proporcionar una distribución uniforme de aire en el área, situando de manera simétrica los elementos de distribución de aire.

### VII.3 CALCULO DE PERDIDAS POR FRICCION

Como se mencionó anteriormente, para el cálculo de las pérdidas por fricción en ductos, consideraremos el recorrido desde la descarga del equipo, hasta el difusor más alejado del mismo.

En la figura VII.4 se muestra un diagrama isométrico de la red de ductos del sistema el cual nos facilita la cuantificación de ductos y el cálculo de pérdidas de presión por fricción.

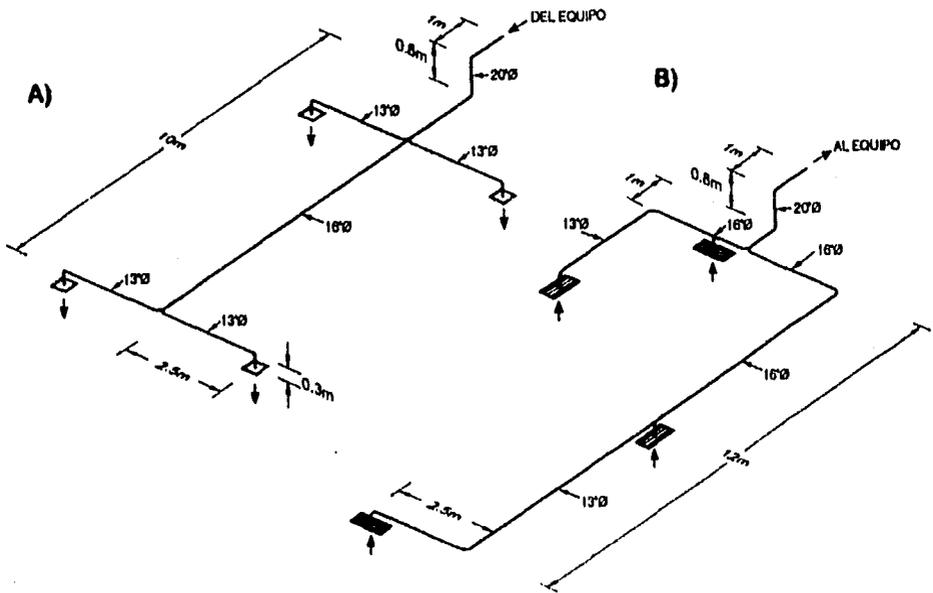


Fig. VII.4 Diagrama isométrico de ductería del sistema.

A) Inyección. B) Retorno.

### VII.3.1 PERDIDA POR FRICCION EN DUCTOS DE INYECCION

De la figura VII.4 tenemos:

$$\text{Recorrido total} = (1 + 0.8 + 10 + 2.5 + 0.3\text{m}) = 14.6 \text{ m}$$

Calda de presión total considerando 0.1" C.A. por cada 100 pies de longitud equivalente tenemos:

$$\Delta P = 14.6\text{m} \times 3.28\text{pies/m} \times 0.1" \text{ C.A./100pies} = 0.04788$$

$$\Delta P = 0.04788 " \text{ C.A.}$$

De la figura VII.4 Tenemos:

Conexiones a ducto.

Codos 90	20" o.....	2 pza
Codo 90	10" o.....	1 pza
Tee recta	13" o.....	1 pza

$$\text{Longitud total del ducto} = 14.6\text{m}$$

Basados en la tabla VIII.2 obtenemos lo siguiente:

a) Codos 90 considerados en 5 pza.

$$R/D = 1.5 \quad L/D = 12$$

$$\text{Donde } L = 12 \times D$$

$$D1 = 20" = 1.66 \text{ pies}$$

$$D2 = 10" = 0.833 \text{ pies}$$

$$L1 = 12 \times 1.66 = (19.92\text{pies l.e.}) \times 2 = 39.84 \text{ pies}$$

$$L2 = 12 \times 0.833 = (9.99 \text{ pies l.e.}) \times 1 = 10 \text{ pies}$$

$$\text{L.E. total codos 90} = 39.84 + 10 = 49.84 \text{ pies}$$

b) Tees

En este caso la longitud equivalente se calcula mediante la siguiente expresión.

$$L = n \times \frac{hv \times 100}{hf} \dots\dots\dots \text{VII.3.2.}$$

Donde:

hv = Carga de velocidad a V2 en (" C.A.)  
(Tomado de la carta VII.2. línea de conversión.)

hf = Pérdida por fricción /100pies a V2 " C.A.  
(Tomado de la carta VII.2 "con el diametro del ducto")

n = Coeficiente tomado de la tabla VII.1.

Para nuestro caso considerando:

- V2 = 890 ppm
- V1 = 1300 ppm
- V2/V1 = 0.68
- n = 1.9

Refiriendo a la carta VII.2. tenemos:

hv = 0.05 " C.A.

hf = 0.1 " C.A.

$$L = 1.9 \times 0.05 \times 100 / 0.1 = 95 \text{ pies L.E.}$$

c) Pérdida por fricción total.

Considerando la longitud total del ducto de inyección tenemos:

Long ductos = 14.6m = 48 pies

L.E. codos = 49.84 pies

L.E. tee = 95 pies

L.E Total = 48 + 49.8 + 95 = 192.8

$\Delta P$  total a caída de presión constante de 0.1" C.A./100pies

$$\Delta P = 192.8 \text{ pie} \times 0.1'' \text{ C.A} / 100 \text{ pie} = 0.1928'' \text{ C.A}$$

### VII.3.2. PERDIDA POR FRICCION EN DUCTOS DE RETORNO.

Los pasos a seguir para conocer la caída de presión a través de la red de retorno son los mismos que se han realizado hasta ahora.

En este caso, basados en la figura VII.4.b tenemos:

— Codo 90

20"o .....2 pza

16"o .....1 pza

13"o..... .1 pza

— Tee 20" o .....1 pza

Longitud total = 19.8m = 65 pies

De manera similar al cálculo anterior, en base a la carta VII.1 y tomando los datos correspondientes de las tablas VII.1 y VII.2 tenemos:

$\Delta P$  Codos

con  $L/D = 12$

$$L1 = 12 \times 1.66 = 19.92 \text{ pies} \times 2 = 39.84 \text{ pies}$$

$$L2 = 12 \times 1.33 = 15.96 \text{ pies}$$

$$L3 = 12 \times 1.08 = 13.0 \text{ pies}$$

$\Delta P$  tees

$$V1 = 1,300 \text{ ppm}$$

$$V2 = 1,070 \text{ ppm} \quad V2/V1 = 0.83 \quad n = 1.8$$

$$h_v = 0.071$$

$$h_f = 0.1$$

$$L = 1.8 \frac{0.071 \times 100}{0.1} = 128 \text{ pies L.E.}$$

Longitud equivalente total.

$$\text{L.E.} = 65 + 40 + 16 + 13 + 128 = 262 \text{ pies}$$

$$\Delta P \text{ Retorno} = \frac{262 \text{ pies} \times 0.1" \text{ C.A.}}{100 \text{ pies}} = 0.262" \text{ C.A.}$$

$$\Delta P \text{ Retorno} = 0.262" \text{ C.A.}$$

Existen otros elementos en el sistema, los cuales provocan pérdidas de presión en el flujo de aire como son los difusores de inyección y rejillas de retorno entre otros.

Las caída de presión total se dará a conocer posteriormente con el fin de determinar la potencia de los motores que impulsan los ventiladores del equipo acondicionador.

## **VIII. SELECCION DE EQUIPOS**

En el capítulo anterior se llevaron a cabo los cálculos térmicos y de humedad que dan como resultado el valor de la cantidad de calor y humedad a ceder o bien a extraer del medio ambiente para mantener las condiciones ambientales requeridas en este caso.

En el presente capítulo se analizarán las opciones que nos ofrecen los equipos y sistemas fabricados en la actualidad para cubrir los requerimientos de manera satisfactoria.

Basados en los resultados del capítulo anterior tenemos que las capacidades requeridas para satisfacer nuestras necesidades son las siguientes:

Carga térmica total.....	<b>15858 Kcal/hr</b>	62,930 Btu/hr
Carga sensible.....	<b>13204 Kcal/hr</b>	52,400 Btu/hr
Carga latente.....	<b>2653 Kcal/hr</b>	10,530 Btu/hr
Humedad a eliminar.....	<b>4.5 Kgvap/hr</b>	10 Lbvap/hr

### **VIII.1 EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO.**

Los sistemas comúnmente utilizados para acondicionamiento de aire son los siguientes.

- **Sistemas autocontenidos (tipo paquete)**
- **Sistemas divididos con unidad evaporada y condensadora de gas refrigerante.**
- **Sistemas de recirculación de agua helada.**

Para llevar a cabo una selección adecuada del sistema, analicémos las características de cada uno, desde el punto de vista práctico y económico.

Para tener un esquema comparativo de los sistemas mencionados anteriormente presentamos a continuación la tabla VIII.1

TABLA VIII.1

COMPARATIVO DE SISTEMAS			
SISTEMAS	PAQUETE AUTOCONTENIDO	DIVIDIDO CON EXPANSIÓN	AGUA HELADA
<b>COSTO INICIAL APROXIMADO</b>	<u>5,500-6,000</u> T. R.	<u>4,500-5,500</u> T. R.	<u>6,500-7,500</u> T. R.
<b>VERSATILIDAD</b>	Restringido a zonas en donde se permite paso de ductos y huecos en losa o muros.	Restringido a grandes recorridos de tubería para pruebas con refrigerante. Adaptable a espacios interiores restringidos.	Libertad para cualquier espacio, grandes recorridos de tubería. Permite zonificación y modulación de espacios.
<b>APLICACIONES MAS COMUNES</b>	Oficinas, residencias, áreas donde no se requiere zonificación.	Habitaciones o inmuebles en donde no existe espacio para ductos y no se requiere zonificación.	Hoteles, Edificios, Torres de cristal, Hospitales.
<b>VENTAJAS GENERALES</b>	Facilidad de mantenimiento, sencillez  economía.	Ahorro en ductería, no requiere grandes pasos en muro o losas, independiza la sección del compresor.	Posibilidad de incremento en equipo secundario con manejadoras y Fan & Coils.
<b>DESVENTAJAS GENERALES</b>	Operación restringida a espacios con condiciones de carga similares entre sí a una sola zona. Dificultad para adaptarse a incremento o decremento de capacidad.	Dificultad en el control cuando se tiene zonificación y riesgo de fugas por daño a tuberías. Limitado por el recorrido general de tubería entre evaporador y condensador.	Requiere de sistemas auxiliares como bombas, tanque de exp., válvulas eliminadoras de aire. Costoso sobre todo para pequeñas capacidades.

Tab VIII.1 Comparativo de sistemas de acondicionamiento

Si analizamos la tabla VIII.1 observamos que el equipo que se adapta de manera idónea a nuestras necesidades tanto desde el punto de vista técnico como económico es un equipo paquete autocontenido, ya que en este caso no se requiere de zonificación, pues todas las colindancias de la cámara de ambiente controlado son a interior, lo que implica una carga uniforme durante el día.

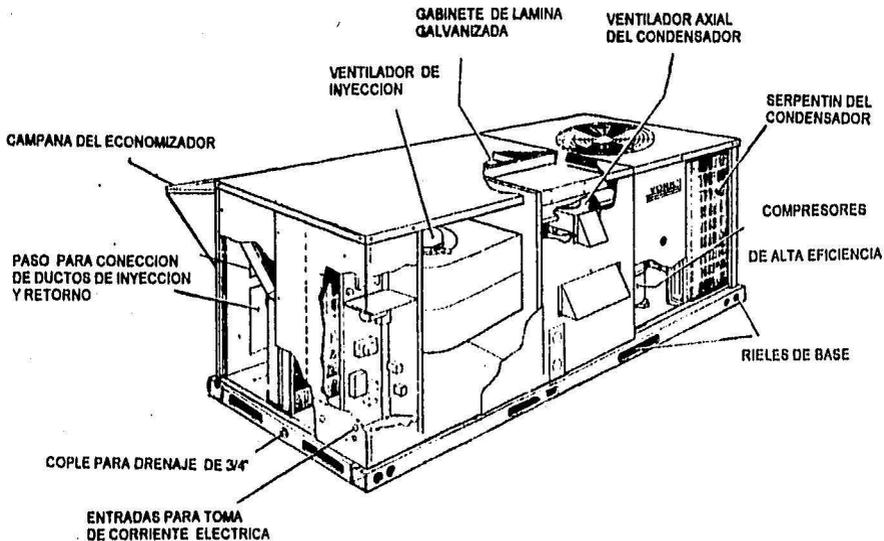
Existe espacio suficiente para colocar el equipo en azotea sin necesidad de grandes recorridos de ductería.

Las características de operación de la mayoría de los sistemas presentados cumplen con las condiciones requeridas mostradas en el capítulo VI. Pero, si comparamos con los sistemas minisplit y agua helada el costo de instalación, operación y mantenimiento son inferiores.

De lo anterior concluimos que la mejor opción en cuanto a selección de equipo acondicionador es un paquete autocontenido.

Para ilustrar la selección típica de un equipo de aire acondicionado presentamos el siguiente catálogo de selección cortesía de YORK CORP.

## **YORK. SUNLINE 2000™**



**Unidad paquete de aire acondicionado marca York**

Para la selección de nuestro equipo de aire acondicionado es necesario tomar en cuenta los siguientes datos:

Tbs ext.... Temperatura del aire de enfriamiento del condensador 29 C (84.2 F)

Tbs mezcla. Temperatura de bulbo seco a la entrada del evaporador 25.5 C (83 F)

Tbh mezcla.. Temperatura de bulbo húmedo a la entrada del evaporador 11.6 C (53 F)

CFM ..... Volumen de aire a manejar por el equipo (2774 p3/min)

ESP ..... Presión estática externa debida a ductos, filtros, accesorios, y dispositivos de inyección y retorno de aire.

En la siguiente tabla del catálogo de equipo York se muestra aproximadamente la selección del equipo adecuado con los datos arriba presentados.

**CAPACIDADES DE ENFRIAMIENTO TON (D2CE / D3CG076)**

Temp. en Serpentin	Temperatura del aire en el serpentin del condensador																		
	85°F																		
	95°F																		
	Evaporador	Cap. Potencia		Capacidad Sensible MBH				Total Cap. MBH	Power Input KW	Sensible Capacity <sup>1</sup> , MBH									
BH F		KW	Temperatura de bulbo seco F				Entering Dry Bulb, °F												
PCM			85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98			
1900	72	84	7.3	51	46	40	34	-	-	79	7.8	50	44	38	33	-	-		
	67	79	7.1	53	57	51	46	40	34	-	73	7.5	61	55	49	43	38	32	
	62	70	6.9	65	65	61	55	50	44	38	64	7.3	63	63	58	52	46	41	35
	57	67	6.7	67	67	64	59	53	47	42	63	7.2	63	63	60	54	48	42	37
2100	72	86	7.4	54	48	42	36	-	-	83	7.8	54	47	41	35	-	-		
	67	81	7.1	66	60	54	48	42	36	-	76	7.6	64	59	52	46	40	33	
	62	72	6.9	67	66	64	59	53	47	41	67	7.3	65	64	62	55	49	42	36
	57	68	6.8	68	68	68	62	56	50	44	65	7.2	65	65	63	57	51	44	38
2300	72	88	7.4	58	51	44	37	-	-	84	7.9	56	49	42	36	-	-		
	67	82	7.2	70	63	56	50	43	36	-	78	7.6	65	62	55	48	41	34	
	62	74	7.0	71	70	68	61	54	48	41	69	7.3	68	65	65	58	51	45	38
	57	71	6.9	71	71	71	64	57	50	44	67	7.2	67	67	65	60	53	46	39
2400	72	89	7.5	58	51	44	37	-	-	85	7.9	57	50	43	36	-	-		
	67	83	7.2	70	64	57	50	43	36	-	78	7.6	65	62	55	48	41	34	
	62	76	7.0	71	70	68	61	54	48	41	69	7.4	68	65	64	59	52	45	38
	57	72	6.9	72	72	71	64	57	50	43	67	7.3	67	67	67	60	53	46	39
2500	72	90	7.5	59	51	44	37	-	-	85	7.9	58	50	43	36	-	-		
	67	83	7.2	71	64	57	50	42	35	-	79	7.6	65	63	56	48	41	34	
	62	76	7.1	72	71	68	61	54	47	40	69	7.4	66	65	64	59	52	45	37
	57	73	7.0	73	73	73	64	57	50	42	67	7.3	67	67	67	60	53	45	38

Tabla VIII.2 Selección de equipo acondicionador tipo paquete. Cortesía de York Corp.

Para conocer la presión estática externa total es necesario determinar la caída de presión en cada elemento del sistema.

Por tal motivo será necesario seleccionar previamente todos los accesorios necesarios para conformar el sistema de control de humedad y temperatura que hemos diseñado.

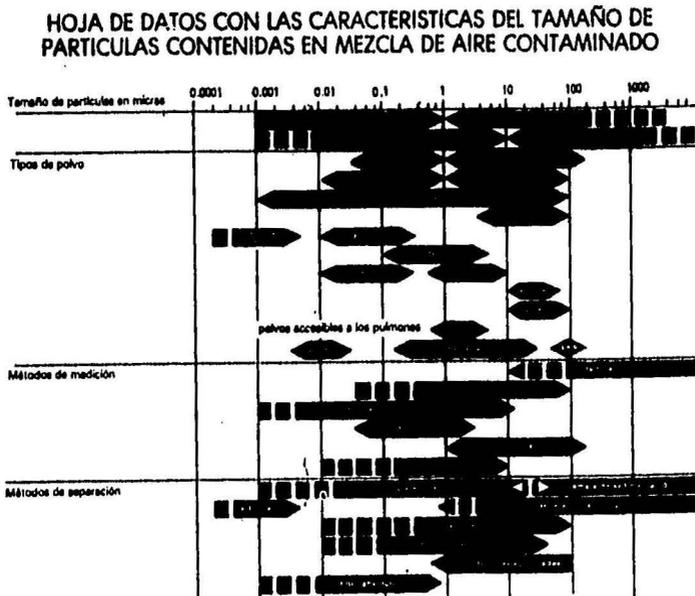
## VIII.2 FILTROS.

Dado que la aplicación de nuestro problema pertenece a la industria de alimentos se requiere de esterilidad durante el proceso, ya que cualquier elemento contaminante podría afectar la calidad del producto y poner en riesgo la salud del consumidor.

Existen en el mercado diversos tipos de filtros con capacidades de filtración que varían desde los comúnmente llamados filtros metálicos lavables, hasta los filtros absolutos capaces de retener partículas de hasta .001 micrones.

Para ilustrar lo anterior presentamos la siguiente tabla cortesía de Cambridge Filter Corporation la cual nos muestra los tamaños de partículas contenidas en la mezcla de aire contaminado.

Fig. VIII.2.1.



Para seleccionar la clase de filtro a utilizar debemos plantear que tipo de partículas nos interesa separar de la mezcla aire vapor de agua.

Es evidente que para el problema que nos ocupa debemos eliminar los humos, moho, polvo y bacterias que se encuentren en el medio ambiente, y de esta manera obtener un aire lo suficientemente limpio para garantizar la esterilidad requerida dentro de la cámara de ambiente controlado.

La siguiente tabla nos muestra las características del tamaño de las partículas contenidas en una mezcla de aire contaminado (Cortesía de Cambridge Filter Corp).

**TABLA DE DATOS CON LAS CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL TAMAÑO DE LAS PARTICULAS (DIAMETRO), CONTENIDAS EN LA MEZCLA DE AIRE CONTAMINADO**

(ESCALA LOGARITMICA)

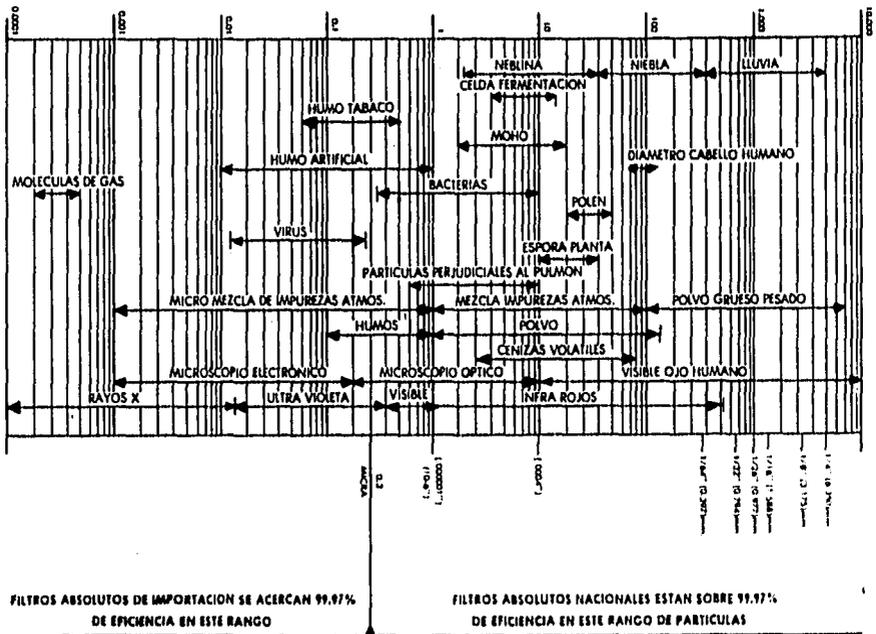
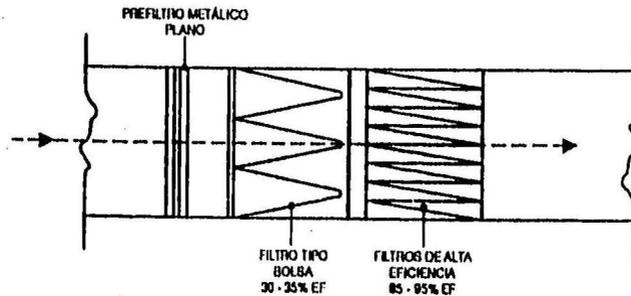


Fig VIII.2.2 Características del aire contaminado cortesía de Cambridge filter Corp

Basados en las tablas anteriores resulta evidente que para separar del aire contaminado partículas tan pequeñas como bacterias cuyo diámetro mínimo aproximado es de 0.5 micras requerimos de un filtro con eficiencia entre 85 y 95%.

Existen filtros tipo bolsa que ofrecen eficiencias dentro de ese rango, evitándola instalación de costosos filtros absolutos. Resulta lógico pensar que para la instalación de tal filtro se requiere de prefiltros de menor eficiencia que separen las partículas de mayor tamaño ya que de lo contrario el filtro de mayor eficiencia se saturaría rápidamente.

Por lo anterior presentamos a continuación un arreglo de filtros requerido para la solución del problema, utilizando un prefiltro metálico lavable, un prefiltro tipo bolsa de 30-35% de eficiencia y un filtro de bolsa con eficiencia de 89.9 % como se ilustra a continuación.



**Fig. VII.2.3.** Arreglo típico de filtros.

Para seleccionar los filtros adecuados se debe considerar la velocidad de paso a través de los mismos con el fin de obtener el máximo rendimiento de ellos así como un valor definido de la caída de presión que presentan.

Las tablas de selección de filtros comercialmente utilizadas se encuentran elaboradas en base a pruebas de laboratorio, tabulando la capacidad de flujo en  $P^3/\text{min}$  o  $M^3/\text{hr}$ .

Los tamaños de los filtros se encuentran en función del volumen de aire a manejar con respecto a la velocidad de paso seleccionada como se muestra en la siguiente tabla cortesía del fabricante.

Tabla VIII.2.2. Tabla de selección para filtros.

- a) Filtro metálico lavable
- b) Filtro tipo bolsa
- c) Filtro de alta eficiencia

**a) Filtro metálico lavable**

MODELO	CAPACIDAD - FLUJO		DIMENSIONES REALES (PULG. - MM.)		
	(P.C.M.) A <sub>v</sub> = 600 P.P.M.	(M.C.H.) B <sub>v</sub> = 400 P.P.M.	(A)	(L)	(P)
AIRE/LAV-15192	1250	850	15 1/2" X 19 1/2" X 1 3/4"		
	2125	1450	394 X	495 X	44 mm.
AIRE/LAV-15242	1580	1050	15 1/2" X 24 1/2" X 1 3/4"		
	2680	1785	394 X	622 X	44 mm.
AIRE/LAV-19192	1585	1060	19 1/2" X 19 1/2" X 1 3/4"		
	2690	1800	495 X	495 X	44 mm.
AIRE/LAV-20222	1830	1220	20" X 22" X 1 3/4"		
	3100	2070	508 X	559 X	44 mm.
AIRE/LAV-19242	1990	1330	19 1/2" X 24 1/2" X 1 3/4"		
	3380	2280	495 X	622 X	44 mm.
AIRE/LAV-23232	2300	1535	23 1/2" X 23 1/2" X 1 3/4"		
	3810	2810	597 X	597 X	44 mm.

**b) Filtro tipo bolsa de mediana eficiencia**

MODELO (COMPLETO)	CAPACIDAD - FLUJO		DIMENSIONES (PULG. - MM.)		
	(P.C.M.)	(M.C.H.)	A	L	P
F35C - 750	750	1275	24" X 12" X 9" 610 X 305 X 229		
F35C - 1000	1000	1700	20" X 20" X 9" 508 X 508 X 229		
F35C - 1200	1200	2040	24" X 20" X 9" 610 X 508 X 229		
F35C - 1250	1250	2125	24" X 12" X 15" 610 X 305 X 381		
F35C - 1500	1500	2550	24" X 24" X 9" 610 X 610 X 229		
F35C - 1750	1750	2975	20" X 20" X 15" 508 X 508 X 381		
F35C - 2000	2000	3400	24" X 20" X 15" 610 X 508 X 381		
F35C - 2500	2500	4250	24" X 24" X 15" 610 X 610 X 381		

**c) Filtro de alta eficiencia**

MODELO	CAPACIDAD--FLUJO		CAIDA DE PRESION EN PULG. C.A.		DIMENSIONES (PULG. - MM.) A L P
	(P.C.M.)	(M.C.H.)	INICIAL	FINAL.	
F85C - 750 F95C - 750	750 750	1275 1275	0.40 0.50	0.60 0.80	24" X 12" X 21" 610 X 305 X 533
F85C - 1000 F95C - 1000	1000 1000	1700 1700	0.40 0.50	0.60 0.80	24" X 12" X 29" 610 X 305 X 736
F85C - 1200 F95C - 1200	1200 1200	2040 2040	0.35 0.55	0.60 0.80	24" X 20" X 21" 610 X 608 X 533
F85C - 1250 F95C - 1250	1250 1250	2125 2125	0.35 0.55	0.80 1.00	24" X 12" X 36" 610 X 305 X 914
F85C - 1500 F95C - 1500	1500 1500	2550 2550	0.30 0.50	0.60 0.80	24" X 24" X 21" 610 X 610 X 533.
F85C - 1600 F95C - 1600	1600 1600	2750 2750	0.35 0.50	0.80 1.00	24" X 20" X 29" 610 X 508 X 736.
F85C - 2000 F95C - 2000	2000 2000	3400 3400	0.35 0.55	0.80 1.00	24" X 24" X 29" 610 X 610 X 736.
F85C - 2500 F95C - 2500	2500 2500	4250 4250	0.35 0.55	0.80 1.00	24" X 24" X 36" 610 X 610 X 914.

**Tabla VIII.2.3** Tablas de selección de filtros Cortesia de Afamex S.A..

En nuestro caso, requerimos de filtros con capacidad para 2500 p3/min. Por lo que la selección adecuada según las tablas VIII.2.2 a), b) y c) tenemos:

- Filtros metálicos lavables de 23 1/2" x 23 1/2" x 1 3/4"  
(1 pza) Mod. aire lav 23232
- Filtros tipo bolsa de 30-35% de eficiencia tamaño. 24" x 24" x 15"  
(1 pza). Mod. F 35C - 2500
- Filtros de alta eficiencia (85%) Tamaño 24" x 24" x 36"  
(1 pza.) Mod. F95C-2500

**Pérdida de presión en filtros**

Según las tablas VIII.2.3. Consideramos el valor de  $\Delta P$  final correspondiente a filtros saturados como condición crítica es:

- $\Delta P$  filtro metálico..... 0.13" C.A.
- $\Delta P$  filtro de bolsa ..... 0.75" C.A.
- $\Delta P$  filtro de alta eficiencia ..... 1.00" C.A.
- $\Delta P$  Total (filtros)..... 1.88" C.A.**

### **VIII.3 ELEMENTOS DE DISTRIBUCION DE AIRE.**

Como se observa en el diagrama de la figura VII.3 (ver capítulo VII). Tenemos seis difusores de inyección y seis rejillas de retorno.

Considerando el volumen a manejar como 2,500p3/min y distribuyendo de manera uniforme en cada difusor se tendrán 417 p3/min por difusor.

Sabemos que se requieren 245 p3/min de aire exterior para ventilación, el volumen de aire en las rejillas de retorno será de:

$$(2,500 - 245)\text{pcm}/6 \text{ rejillas} = 376 \text{ pcm/ rejilla.}$$

Para la selección de difusores de inyección, deberán considerarse tres factores fundamentales:

- 1) Velocidad
- 2) Tiro
- 3) Nivel de ruido.

La velocidad del aire a través del difusor dependerá del área de paso existente, dependiendo del tamaño y diseño del mismo, generalmente la velocidad de paso se conoce automáticamente al seleccionar los puntos 2) y 3), ya que de la velocidad de paso dependerán, el tiro y nivel de ruido seleccionados.

2) Los fabricantes de difusores, han generado tablas en base a datos experimentales que nos ayudan a determinar el nivel sonoro que produce el aire al pasar a través de difusores y rejillas u otros elementos de distribución, como lo muestra la tabla VIII.3.1.

TIPO DE LOCAL	NIVEL DE RUIDO	
	MAXIMO	MINIMO
DESCRIPCION		
	N C	
ESTUDIOS DE TV	20	30
SALA DE CONCIERTOS	20	30
CASAS	25	35
SALON DE ESCUELA	30	40
TEATROS	25	35
HOSPITALES	25	40
CUARTOS DE HOTEL	30	40
BIBLIOTECAS	30	40
OFICINAS	40	60
SALA DE CONFERENCIAS	25	35
RESTAURANTES	35	40
<b>FABRICAS</b>	<b>60</b>	<b>75</b>
OFICINA DE FABRICA	40	50
TIENDAS DEPARTAMENTALES	35	40

**Tabla VIII.3.1** Niveles de ruido recomendados para diversas aplicaciones.  
(Cortesía de Barber Colman Corp.)

### 3) Tiro.

El tiro, se define como la distancia existente entre el centro de un difusor a la pared más próxima, o bien la mitad de la distancia que existe entre dos difusores (medida a partir de su centro).

En nuestro caso, el tiro requerido por el difusor será de 2 a 2.5 metros.  
(6.6 y 8.2 pies).

El fabricante de elementos de distribución de aire BARBER-COLMAN CORP. Presenta, tablas en sus catálogos de selección, que nos permiten conocer la velocidad, tiro y nivel de ruido en un elemento dado, dependiendo del volumen a manejar y el tamaño de dicho elemento. En nuestro caso utilizaremos difusores de inyección de sección cuadrada de cuatro vías cuya selección se ilustra a continuación.

## SELECCION DE DIFUSORES DE INYECCION

SQUARE 4-WAY 

Total CFM	Size	CFM Per Side	Noch Velocity FPM	Pressure Drop Inches of Water		Throw Feet	NC
				TP	SP		
250	8x9	63	444	.07	.06	5-9	--
	12x12		250	.03	.02	4-8	--
300	8x9	75	533	.10	.08	6-10	--
	12x12		300	.04	.03	5-9	--
	15x15		192	.02	.01	4-8	--
350	8x9	88	622	.14	.11	7-12	24
	12x12		350	.05	.04	6-11	--
	15x15		224	.02	.02	5-10	--
400	8x9	100	711	.18	.15	8-13	28
	12x12		400	.06	.05	7-12	--
	15x15		256	.03	.02	6-11	--
450	8x9	113	800	.23	.19	9-14	31
	12x12		450	.08	.07	8-13	20
	15x15		288	.03	.04	7-11	--
500	12x12	125	500	.10	.08	8-14	23
	15x15		320	.05	.04	8-12	--
	18x18		222	.02	.02	6-10	--
600	12x12	150	600	.14	.12	9-16	28
	15x15		384	.06	.06	9-14	--
	18x18		267	.03	.03	7-12	--
	21x21		196	.02	.02	6-12	--
700	12x12	175	700	.19	.16	11-17	32
	15x15		448	.09	.08	10-16	23
	18x18		311	.05	.04	8-14	--
	21x21		229	.03	.02	7-13	--

**Tabla VIII.3.2** Selección de difusores de inyección. Cortesía de Barber Colman Corp.

Para la selección de rejillas de retorno, únicamente deberá tomarse en cuenta la velocidad de paso y el nivel de ruido, tomando como base la tabla VIII.3.1.

En este caso, también existirán tablas que nos permitan seleccionar dichos elementos como lo muestra la tabla VIII.3.3

Volume CFM	FACE VELOCITY—FEET PER MINUTE														
	200			300			400			500			600		
	S.P.		NC	S.P.		NC	S.P.		NC	S.P.		NC	S.P.		NC
	.814"			.830"			.855"			.885"			.910"		
100	12x 8		8 x 8		8 x 6		8 x 5		6 x 6				6 x 6		
	15x 6	--	14x 5	--	14x 4	--	12x 4	--	10x 4	--			10x 4		
	25x 4		18x 4		20x 3		16x 3		14x 3				14x 3	--	
200	18x10		12x10		12x 8		10x 8		8 x 8				8 x 8		
	22x 8	--	16x 8	--	16x 6	--	15x 5	--	14x 5	--			14x 5		
	30x 6		24x 4		26x 4		22x 4		18x 4				18x 4	25	
300	15x16 32x 8		18x10		14x10		14x 8		12x 8				12x 8		
	18x14 42x 6	--	22x 8	--	24x 6	--	24x 5	--	18x 6	--			18x 6		
	28x10 64x 4		30x 6		30x 5		32x 4		26x 4				26x 4	27	
400	18x18 32x10		15x14 28x 8		18x10		12x12		12x10				12x10		
	20x16 40x 8	--	18x12 36x 6	--	22x 8	--	18x 8	--	16x 8	--	24		16x 8		
	28x12 54x 6		22x10 56x 4		30x 6		32x 5		34x 4				34x 4	28	
500	20x20 44x10		20x14 36x 8		18x12 38x 6		18x10		12x12				12x12		
	28x14 54x 8	--	24x12 48x 6	--	22x10 56x 4	--	22x 8	--	18x 8	--	25		18x 8		
	38x12 72x 6		28x10 70x 4		28x 8		30x 6		26x 6				26x 6	29	
600	22x22 42x12		18x18 42x 8		15x16 32x 8		18x12 34x 6		18x10				18x10		
	28x18 50x10	--	28x12 56x 6	--	18x14 44x 6	--	20x10 52x 4	--	22x 8	--	25		22x 8		
	38x14 64x 8		34x10 85x 4		26x10 66x 4		26x 8		30x 6				30x 6	29	
700	24x24 34x14		20x18 38x10		18x16 38x 8		20x12 40x 6		14x14				14x14		
	30x18 46x12	--	26x14 48x 8	--	24x12 50x 6	--	24x10 60x 4	--	26x 6	--	26		26x 6		
	34x16 54x10		32x12 64x 6		30x10 76x 4		30x 8		36x 6				36x 6	30	
800	26x24 40x16		24x18 38x10		18x18 34x10		16x16 36x 8		16x14 28x 8				16x14 28x 8		
	32x20 46x14	--	30x14 48x 8	--	20x16 42x 8	--	22x12 46x 6	--	18x12 36x 6	--	27		18x12 36x 6		
	38x18 54x12		36x12 64x 6		28x12 56x 6		26x10		22x10 56x 4				22x10 56x 4	30	

Tabla VIII.3.3 Selección de rejillas de retorno. Cortesía de BARBER-COLMAN CORP.

En base a las tablas VIII.3.1 A VIII.3.3. Tenemos:

1) Difusores de inyección de 4 vías.

Volumen .....417 p3/min

Tamaño ..... 15"x 15"

pcm/lado .....104

Velocidad.....250 ppm

ΔP Difusor .... 0.03" c.a.

NC ..... 20

Tiro ..... 6 a 11 pies.

2) Selección de rejillas de retorno.

Volumen ..... 375 pcm

Tamaño ..... 18" x 8"

$\Delta P$  Rejilla..... 0.085" C.A.

Velocidad ..... 500 ppm

Para considerar las pérdidas por fricción en las rejillas y difusores de el sistema, se debe considerar la pérdida por fricción en el elemento más alejado de el equipo de manejo de aire sin sumar las pérdidas en cada elemento ya que, como resulta lógico al vencer la mayor caída de presión se garantiza que el resto de los elementos también será vencida por el equipo.

**VIII.4 PERDIDA DE PRESION TOTAL EN EL SISTEMA**

$\Delta P$  Ductos .....0.402" C.A.

$\Delta P$  Filtros.....1.88 " C.A.

$\Delta P$  Difusor de inyección ..... 0.03" C.A.

$\Delta P$  Rejilla de retorno.....0.085" C.A.

**$\Delta P$  Total .....2.397" C.A.**

Con el valor de  $\Delta P$  total calculado y el flujo de aire a manejar es posible seleccionar el tamaño y potencia del ventilador de inyección de aire requerido por el equipo de aire acondicionado.

**VIII.5. SELECCION DE EQUIPO DESHUMIDIFICADOR**

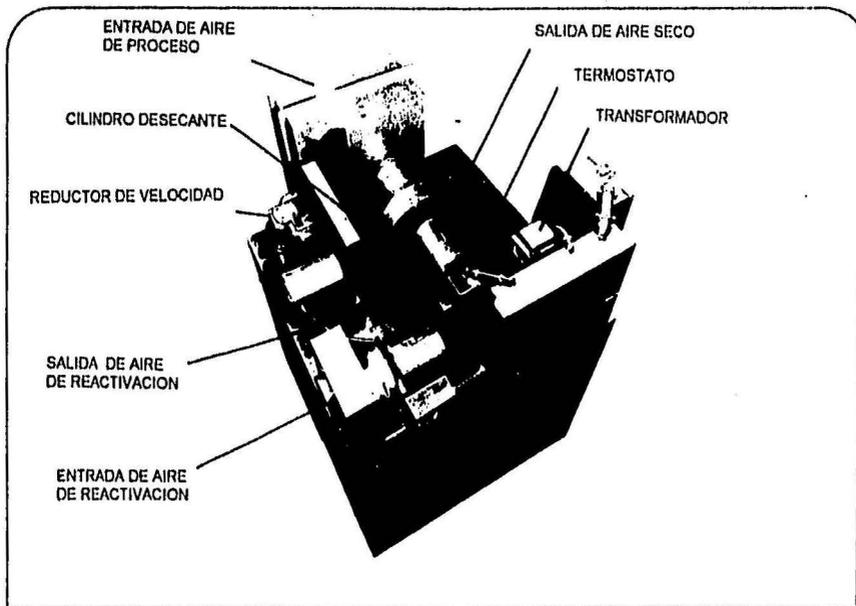
Para la selección del equipo de deshumidificación, debemos tomar en cuenta los siguientes puntos.

- 1) Toxicidad del desecante.
- 2) Volatilidad
- 3) Capacidad de deshumidificación.

Considerando lo anterior, seleccionemos un deshumidificador capaz de adsorber 10 lbvap/hr, el cual no represente riesgos a la salud. La compañía LOGE (EEUU) cuenta con equipos de tambor rotatorio de sílica gel con sistema de reactivación por medio de aire calentado con resistencias eléctricas. La capacidad de deshumidificación de un equipo comercial es de 14 Lb/hr en 750 p3/min.

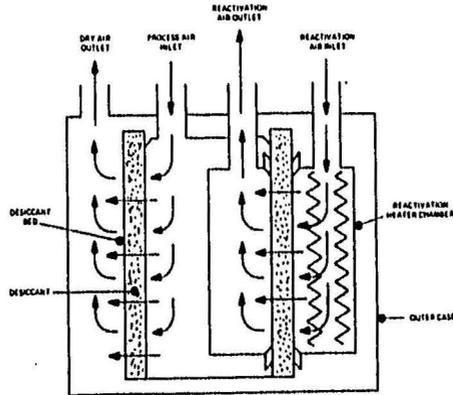
El desecante de sílica gel es inerte, no tóxico y no corrosivo. Lo cual representa un sistema ideal de deshumidificación por adsorción sólida en el caso que nos ocupa.

A continuación, presentamos el catálogo de un deshumidificador comercial con tambor rotativo de sílica gel de la marca DRYOMATIC (LOGE corp.). Capaz de eliminar la humedad requerida por nuestro sistema.



### PRINCIPIO DE OPERACION

El tambor giratorio de 30" de diámetro contiene 250 Lbs de sílica gel, la cual gira lentamente a 1 revolución cada 2 horas. La superficie desecante adsorbe humedad de el aire de proceso por una cámara, mientras que por el otro lado es reactivado por medio de aire caliente. La cámara de proceso se encuentra totalmente aislada de la cámara de reactivación por medio de un sello de alicón perfectamente colocado. El equipo cuenta con su propio ventilador el cual es capaz de vencer la caída de presión a través del deshumidificador, evitando así, problemas de balanceo de aire en el sistema.



### VIII.6. ELEMENTOS DE CONTROL

Resulta evidente la importancia de los sensores de humedad y temperatura que registren las variaciones climáticas en el interior de la cámara y a su vez envíen una señal que regule la operación del equipo de aire acondicionado y del deshumidificador, dependiendo de la demanda de acondicionamiento que se le imponga al sistema.

En nuestros días existen equipos y controles que integran incluso microprocesadores para programar y controlar las condiciones ambientales de un local, obteniendo un control preciso de los paros, arranques y o modulación del funcionamiento de los equipos. Resultando en mayor durabilidad de los mismos y un consecuente ahorro en mantenimiento y consumo de energía eléctrica.

El tema de sistemas de control no es parte del presente trabajo y resulta demasiado extenso, por lo que en esta sección solo se comentará brevemente el funcionamiento de dichos controles.

#### Control de temperatura.

Para la selección de controles, solo basta con referirse a las tablas que proporcionan los fabricantes de dichos equipos, seleccionando en un rango de variación permisible según nuestros requerimientos.

En el caso que nos ocupa, el control de temperatura puede ser de tipo electrónico digital y programable, el cual ha sido diseñado para controlar automáticamente un equipo de aire acondicionado.

El termostato registra la temperatura en el interior de un espacio acondicionado por medio de un elemento censor, como puede ser un bimetalo o cápsula de mercurio el cual dependiendo de las variaciones de temperatura con respecto a un valor previamente establecido, envia una señal de paro o arranque al sistema de enfriamiento o calefacción dependiendo de las condiciones de ese momento. ya sea por medio de contactores o por válvulas motorizadas acopladas a un motor modulante.

A continuación, presentamos la carátula de un termostato electrónico programable de la marca Honeywell, el cual puede ser programado los siete días de la semana para diferentes horarios de operación y temperaturas interiores en cada día de manera independiente.

Chronotherm III thermostat with 5-1-1 programming. Set a different schedule for weekdays, Saturday and Sunday.

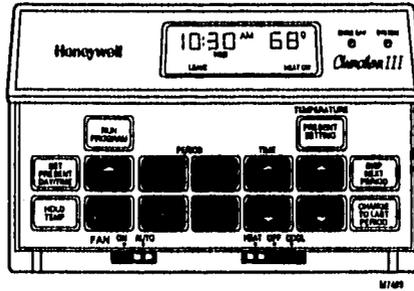


Fig. VIII.5 Termostato de cuarto electrónico programable  
Cortesía de Honeywell Controls Corp.

### Control de humedad.

Para el control de humedad se cuenta con sistemas eléctricos y/o electrónicos que ofrecen rangos aceptables de variación.

Generalmente se tiene una cinta de nylon como elemento censor de humedad, la cual se tensará o distensará dependiendo de la humedad relativa ambiente con lo cual, por medio de elementos eléctricos o electrónicos se envía una señal que opera a el equipo humidificador o deshumidificador.

A continuación se muestra un humidostato de la marca Honeywell de la serie H46.

### H46C-E Humidity Controllers

Provide automatic control of a humidifier or dehumidifier for dehumidification and mildew control in air conditioning systems.

- Positive ON-OFF settings permit manual operation of controlled equipment.
- Impact-resistant, molded plastic cover mounts on wall.
- Fully enclosed, dust free, spst, snap-acting switch.
- Sensing element of thin, moisture sensitive nylon ribbon provides reliable operation even when ambient temperature conditions change.



\*TRADELINE models.

*H46C1000	Dehumidifiers	20 to 80	Leadwires, 6 in. (152 mm) nominal	Makes on RH rise to set point.	* Beige
*H46C1166	Humidifiers	10 to 60		Makes on RH fall to set point minus differential.	Premier White
*H46D1032	Humidifiers	10 to 60	3-wire cord and interrupter plug	Makes on RH rise to set point.	Beige
*H46D1214	Dehumidifiers	20 to 80			Premier White
*H46E1013	Dehumidifiers	20 to 80			Beige

**Fig VIII.6** Control de humedad tipo eléctrico con rango de 10 a 60% de humedad relativa Cortesía de Honeywell controls

## **CONCLUSIONES**

El presente trabajo, es el resultado del análisis de diversos sistemas de deshumidificación, con el fin de aportar una solución al problema de contaminación de alimentos deshidratados debido a la humedad del medio ambiente.

Los principios fundamentales aplicados para el cálculo de la carga térmica y ganancias de humedad, se expusieron como antecedente en el capítulo II apoyando de esta manera los resultados obtenidos.

El sistema propuesto, permite la instalación de plantas procesadoras de alimentos con gran versatilidad; Ya que gracias a la producción de un ambiente libre de impurezas, con humedad y temperatura controladas es posible envasar productos farmacéuticos o alimenticios en empaques perfectamente sellados e impermeables, logrando conservar la calidad inicial por largos periodos de tiempo.

En nuestro país, dada la imperiosa necesidad de incrementar nuestras exportaciones, que atraigan divisas y generen nuevas fuentes de empleo. En este caso el sistema propuesto, podría aportar importantes beneficios.

Productos tales como Frutas, Cárnese, Medicamentos etc. serían producidos en pequeñas plantas de procesamiento.

Dadas las condiciones actuales de la economía, resulta evidente que el costo de inversión inicial en equipos es elevado, pero los beneficios que aportaría el sistema y la versatilidad del mismo, ofrecen grandes ventajas a la industria farmacéutica y alimenticia.

Existen países como Japón, Suecia, Dinamarca etc. Los cuales cuentan con un alto nivel de vida y carecen a su vez de productos y alimentos que son abundantes en nuestro país lo cual permite un importante intercambio comercial de dichos productos con la facilidad de conservación y transportación que los productos deshidratados ofrecen.

El costo estimado de inversión del sistema de acondicionamiento para una cámara de liofilización individual se presenta a continuación.

- 1) Equipo paquete de aire acondicionado con capacidad para 72,000 Bu/hr (6 T.R) .....\$ 20,000.00
- 2) Red de ductos con recubrimiento térmico de fibra de vidrio y foil de aluminio ..... \$ 10,800.00
- 3) Banco de filtros y prefiltros .....\$ 7,500.00

4) Difusores de inyección y rejillas de retorno para distribución de aire.....	\$2,850.00
5) Equipo de deshumidificación de tambor rotativo de sílica gel..	\$95,000.00
6) Bases, soportes y materiales varios.....	\$3,500.00
<b>Costo estimado total .....</b>	<b>\$ 139,650.00*</b>
*Estimado abril/96	

Considerando que las operaciones comerciales debidas a la venta de los productos elaborados por este proceso se efectuarían en dólares y tomando en cuenta la gran capacidad de exportación que ofrece el T.L.C. El sistema propuesto puede resultar benéfico para la instalación de nuevas plantas de producción de alimentos que a su vez ayudarían a reactivar la actividad agrícola de nuestro país.

Por otra parte, el presente trabajo es una recopilación de los principios fundamentales de ingeniería que sirven como base para el diseño de sistemas de acondicionamiento de aire en general, desde la aplicación de los principios teóricos, hasta la selección de los equipos comerciales comúnmente utilizados en esta rama de la ingeniería de proyectos e instalaciones.

## ANALISIS ECONOMICO

En base a los datos obtenidos en las conclusiones del presente trabajo, procedamos a realizar un análisis general de la inversión que requiere la instalación de una cámara de proceso con un equipo liofilizador.

Para ello veamos cual sería el costo estimado de inversión total.

- Obra civil..... \$ 450,000.00 (58,825 dls)
- Equipo liofilizador.....\$ 1,147,500.00 (150,000 dls)
- Sistema de climatización.....\$ 139,500.00 (18,235 dls)
- Equipo auxiliar como:  
Banda transportadora, básculas,  
empacadora automática etc.....\$ 600,000.00 (78,430 dls)
- Costo estimado total .....\$ 2,336,998.00 (305,490 dls.)\***

Si un equipo Liofilizador es capaz de procesar hasta 252 Kg. por carga de producto fresco y si consideramos 6 cargas por día tendremos una producción de:

$$252 \text{ Kg.} \times 6 = 1,512 \text{ Kg por día}$$

El costo estimado de operación por tonelada de fruta liofilizada sería de:

Materia prima .....	\$ 5,000.00
Energía eléctrica .....	\$ 280.00
Material de consumo (Empaques, conservadores, etc.) .....	\$ 580.00
Mano de obra .....	\$ 250.00

Indirectos.....	\$	1,500.00
<b>Costo directo .....</b>	<b>\$</b>	<b>7,610.00</b>
Utilidad 30%.....	\$	2,283.00
<b>Precio venta .....</b>	<b>\$</b>	<b>9,893.00</b>

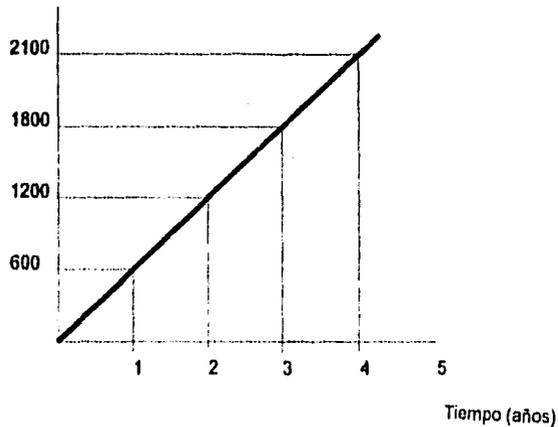
Lo anterior indica que el precio de venta por kilogramo de producto liofilizado será de \$ 9.893 (1.30 dls)\*

La utilidad anual por concepto de venta de productos frutales liofilizados reportaría ganancias de  $\$2,283 \times 1.512 \times 30 \times 12 = \$1,242,682.00$  (162,442 dls).

Si consideramos un 50 % de las utilidades como aportación para recuperación de inversión, ya que el otro 50% se utilizaría para el pago de impuestos y financiamientos.

Con estas consideraciones es posible que entre el cuarto y quinto año de operación se podrá recuperar el 100 % de la inversión inicial como se muestra en la siguiente gráfica.

recuperación  
(miles de pesos)



Como se aprecia a grandes rasgos las utilidades generadas por una planta de este tipo representan una atractiva posibilidad de incrementar el capital de los grandes inversionistas, los cuales a pesar de realizar una inversión de esta magnitud cuentan con una perspectiva de recuperación a corto y mediano plazo y principalmente una importante fuente de ingresos y empleos para beneficio propio, de la comunidad y del país.

## BIBLIOGRAFIA

- PRINCIPIOS PARA LA CONSERVACION  
DE ALIMENTOS** ..... M Desrosier  
Barcelona España 1975
- FOOD ENGINEERING** ..... Loncin/Merson  
Academic Press N.Y.1979
- TERMODINAMICA** ..... Kenneth/Wark  
Mc Graw Hill 1984
- FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO  
Y REFRIGERACION** ..... Eduardo Hernández G.  
Limusa Mexico 1988
- CARRIER HANDBOOK OF AIR  
CONDITIONING SYSTEM DESIGN** ..... Mc Graw Hill  
N.Y 1977
- ASHRAE GUIDE & DATA BOOK  
EQUIPMENT**.....ASHRAE Publications  
N.Y. 1979
- ASHRAE HANDBOOK OF  
FUNDAMENTALS** .....ASHRAE Publications  
ATLANTA GA. 1993
- ASHRAE HANDBOOK OF  
FUNDAMENTALS**.....ASHRAE Publications  
NEW YORK 1967
- MEXICO YOUR PARTNER FOR GROWTH** .....NAFINSA México 1993
- DRYOMATIC DEHUMIDIFICATION  
ENGINEERING MANUAL** .....LOGE Corp.  
Dryomatic Div. 1975

## APENDICE

### FACTORES DE CONVERSION

(BTU/hr p F).x 0.124.....(Kcal/hr m C)

(Btu/hr) x 0.252.....(Kcal/hr)

(P3/min) x 1.667.....(m<sup>3</sup>/hr)

(Lb/hr) x0.454.....(Kg/hr)

(BTU/hrp<sup>2</sup> F) x 4.88 .....(Kcal/hrm<sup>2</sup> C)

(BTU/lb) x 0.555 .....(Kcal/kg)