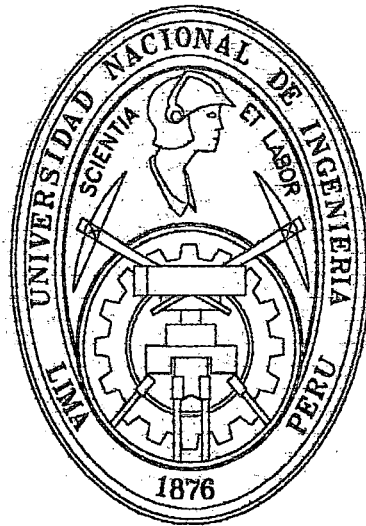


**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA**

**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACION  
INTELIGENTE PARA UNA AULA DE CLASES”**

**TESIS**

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

**WILLIAN RICHARD MORALES QUISPE**

PROMOCION 1988-II

LIMA-PERU

2004

Digitalizado por:

Consortio Digital del  
Conocimiento MebLatam,  
Hemisferio y Dalse

## INDICE

|                     |          |
|---------------------|----------|
| <b>PROLOGO.....</b> | <b>9</b> |
|---------------------|----------|

### CAPITULO 1

|                          |           |
|--------------------------|-----------|
| <b>INTRODUCCION.....</b> | <b>12</b> |
|--------------------------|-----------|

|  |    |
|--|----|
| 1.1. Objetivo.....   | 13 |
| 1.2. Conceptos generales de aire acondicionado.....                                | 13 |
| 1.3. Componentes de los sistemas de acondicionamiento de aire.....                 | 18 |
| 1.4. Sistemas de solo aire para acondicionamiento de aire.....                     | 19 |
| 1.5. Confort humano.....   | 31 |
| 1.6. Estándares de confort.....  | 32 |
| 1.7. Gases refrigerantes actuales y alternativos usados en aire acondicionado..... | 34 |

### CAPITULO 2

|   |           |
|---|-----------|
| <b>CRITERIOS PARA LA CLIMATIZACION DE UNA AULA DE CLASES.....</b> | <b>37</b> |
|---|-----------|

|  |    |
|--|----|
| 2.1. Condiciones de diseño interior.....             | 37 |
| 2.2. Condiciones de diseño exterior.....             | 38 |
| 2.3. Caudal y velocidad del aire interior.....       | 41 |
| 2.4. Condiciones de mezcla del aire.....             | 43 |
| 2.5. Condiciones del aire de suministro.....         | 45 |
| 2.6. Limpieza, filtrado y purificación de aire ..... | 48 |
| 2.7. Nivel de ruido.....                             | 50 |

|                              |    |
|------------------------------|----|
| 2.8. Sistemas de ductos..... | 57 |
|------------------------------|----|

### **CAPITULO 3**

|   |           |
|---|-----------|
| <b>CALCULO DE LA CARGA TERMICA DE ENFRIAMIENTO PARA VERANO.....</b> | <b>65</b> |
|---|-----------|

|  |    |
|--|----|
| 3.1. Cargas Exteriores.....  | 65 |
| 3.1.1. Ganancia de calor por transmisión a través de los vidrios que dan al exterior.....                  | 65 |
| 3.1.2. Ganancia de calor por transmisión a través de las paredes a recintos adyacentes acondicionados..... | 67 |
| 3.1.3. Ganancia de calor por transmisión a través de cielo raso.....                                       | 68 |
| 3.1.4. Ganancia de calor por radiación a través de los vidrios.....  | 70 |
| 3.1.5. Ganancia de calor por infiltración de aire por puertas y ventanas.....                              | 74 |
| 3.1.6. Ganancia de calor por ventilación.....  | 77 |
| 3.2. Cargas Interiores.....  | 79 |
| 3.2.1. Ganancia de calor por las personas dentro del local a acondicionar.....                             | 79 |
| 3.2.2. Ganancia de calor por alumbrado.....  | 83 |
| 3.2.3. Ganancia de calor por computadoras.....   | 84 |
| 3.2.4. Ganancia de calor por proyector.....  | 84 |

## **CAPITULO 4**

### **CALCULO DE LA CARGA DE CALEFACCION PARA INVIERNO.....88**

|        |  |     |
|--------|--|-----|
| 4.1.   | Cargas Exteriores.....   | 88  |
| 4.1.1. | Pérdida de calor por transmisión a través de los vidrios que dan al exterior.....                  | 88  |
| 4.1.2. | Pérdida de calor por transmisión a través de las paredes a recintos adyacentes acondicionados..... | 90  |
| 4.1.3. | Pérdida de calor por transmisión a través de cielo raso.....                                       | 91  |
| 4.1.4. | Pérdida de calor por transmisión a través del piso.....  | 93  |
| 4.1.5. | Pérdida de calor por infiltración de aire por puertas y ventanas.....                              | 94  |
| 4.1.6. | Pérdida de calor por ventilación.....  | 97  |
| 4.2.   | Cargas Interiores.....   | 99  |
| 4.2.1. | Ganancia de calor por las personas dentro del local a acondicionar.....                            | 99  |
| 4.2.2. | Ganancia de calor por alumbrado.....   | 101 |
| 4.2.3. | Ganancia de calor por computadoras.....  | 102 |
| 4.2.4. | Ganancia de calor por proyector.....   | 102 |

## **CAPITULO 5**

### **ANALISIS COMPLETO DE LA PSICROMETRIA DEL AIRE ACONDICIONADO.....110**

|      |  |     |
|------|--|-----|
| 5.1. | Diagrama psicrométrico de las condiciones iniciales..... | 110 |
| 5.2. | Factor de calor sensible del aula de clases.....         | 110 |

|       |   |     |
|-------|---|-----|
| 5.3.  | Aire suministrado al aula de clases (carga de enfriamiento máxima con CFM teórico).....                           | 111 |
| 5.4.  | Aire suministrado al aula de clases (carga de calefacción máxima con CFM teórico).....                            | 113 |
| 5.5.  | Mezcla de aire antes del acondicionamiento (carga de enfriamiento máxima con CFM teórico).....                    | 114 |
| 5.6.  | Mezcla de aire antes del acondicionamiento (carga de calefacción máxima con CFM teórico).....                     | 116 |
| 5.7.  | Estimación de la capacidad del serpentín del evaporador (con CFM teórico).....                                    | 118 |
| 5.8.  | Estimación de la capacidad de la resistencia (con CFM teórico).....   | 120 |
| 5.9.  | Recalculo de las condiciones del aire en el sistema con el CFM del FanCoil.....                                   | 122 |
| 5.10. | Diagrama psicrométrico de las condiciones de la mezcla de aire recirculado para carga de enfriamiento máximo..... | 124 |
| 5.11. | Diagrama psicrométrico de las condiciones de la mezcla de aire recirculado para carga de enfriamiento máximo..... | 125 |
| 5.12. | Diagrama psicrométrico con el proceso completo de enfriamiento y calefacción (con CFM real).....                  | 125 |

## **CAPITULO 6**

|      |   |            |
|------|---|------------|
|      | <b>DESARROLLO DEL SISTEMA DE DUCTOS DE SUMINISTRO Y DE RETORNO.....</b> | <b>126</b> |
| 6.1. | Elección del sistema aire- aire.....                                    | 126        |

|      |  |     |
|------|--|-----|
| 6.2. | Determinación del caudal requerido.....  | 127 |
| 6.3. | Cálculo del dimensionamiento de la ductería por el método de igual velocidad por los ductos según sea principal o ramal..... | 128 |
| 6.4. | Análisis de las ecuaciones de recuperación estática.....   | 142 |
| 6.5. | Estimación de la caída de presión más perjudicial al sistema.....  | 142 |

## **CAPITULO 7**

### **SELECCIÓN DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO.....143**

|        |  |     |
|--------|--|-----|
| 7.1.   | Tipos de equipos de aire acondicionado que se pueden usar.....   | 144 |
| 7.1.1. | El equipo tipo paquete, ventajas y desventajas.....  | 144 |
| 7.1.2. | El equipo del tipo Split ducto , ventajas y desventajas.....   | 145 |
| 7.1.3. | Fan Coil (Manejadores de aire).....  | 145 |
| 7.2.   | Cimentación del equipo.....  | 146 |
| 7.3.   | Dimensionamiento de las líneas de vapor y líquido.....   | 149 |
| 7.4.   | Selección del soplador centrífugo.....   | 157 |
| 7.5.   | Instalación física del equipo.....   | 158 |
| 7.6.   | Puesta en marcha del sistema de climatización.....   | 172 |
| 7.6.1. | Utilización del nitrógeno seco.....  | 172 |
| 7.6.2. | Detección de fugas por el sistema de presión estabilizada.....   | 173 |
| 7.6.3. | Pruebas de vacío del sistema.....  | 175 |
| 7.6.4. | Carga de gas por el método de sobrecalentamiento en el condensador y subenfriamiento en el evaporador..... | 183 |
| 7.6.5. | Soldadura de tuberías.....   | 193 |
| 7.6.6. | Anclado de las unidades condensadoras y evaporadoras.....  | 212 |

|  |     |
|--|-----|
| 7.6.7. Aislamiento de las tuberías.....  | 213 |
| 7.6.8. Pruebas de las TBS., TBH, HR del recinto acondicionado.....   | 220 |
| 7.7. Control de la presión de alta del equipo por medio de termostato ambiental.....   | 222 |
| 7.8. Sistema de auto mantenimiento inteligente con sensor diferencial de presión entre la entrada y salida de aire del condensador ..... | 245 |

## **CAPITULO 8**

### **CIRCUITO ELÉCTRICO DE MANDO Y FUERZA DEL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE INTELIGENTE.....247**

|  |     |
|--|-----|
| 8.1. Potencia eléctrica trifásica suministrada por la empresa eléctrica..... | 247 |
| 8.2. Circuito eléctrico de fuerza.....                                       | 266 |
| 8.3. Circuito eléctrico de mando inteligente.....                            | 267 |
| 8.4. Circuito eléctrico del termostato.....                                  | 267 |

## **CAPITULO 9**

### **ANÁLISIS ECONÓMICO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN.....271**

|  |     |
|--|-----|
| 9.1. Análisis económico de funcionamiento normal.....      | 271 |
| 9.2. Análisis económico de funcionamiento inteligente..... | 276 |
| 9.3. Recuperación de la inversión .....                    | 277 |

|   |            |
|---|------------|
| <b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>  | <b>278</b> |
| CONCLUSIONES.....   | 278        |
| RECOMENDACIONES.....  | 281        |
| <br>  |            |
| <b>BIBLIOGRAFIA.....</b>  | <b>283</b> |
| <br>  |            |
| <b>ANEXOS.....</b>  | <b>286</b> |
| <b>A-1. DIAGRAMA PSICROMÉTRICO DE CONDICIONES INICIALES PARA<br/>VERANO.....</b>  | <b>287</b> |
| <b>A-2. DIAGRAMA PSICROMÉTRICO DE CONDICIONES INICIALES PARA<br/>INVIERNO.....</b>  | <b>288</b> |
| <b>A-3. DIAGRAMA PSICROMÉTRICO DE LAS CONDICIONES DE AIRE DE<br/>MEZCLA PARA LA CARGA DE ENFRIAMIENTO MÁXIMO.....</b>     | <b>289</b> |
| <b>A-4. DIAGRAMA PSICROMÉTRICO DE LAS CONDICIONES DE AIRE DE<br/>MEZCLA PARA LA CARGA DE CALEFACCIÓN MÁXIMA.....</b>      | <b>290</b> |
| <b>A-5. DIAGRAMA PSICROMÉTRICO DEL PROCESO DEL SERPENTÍN<br/>ENFRIADOR.....</b>   | <b>291</b> |
| <b>A-6. DIAGRAMA PSICROMÉTRICO DEL PROCESO DE LA<br/>RESISTENCIA.....</b>   | <b>292</b> |
| <b>A-7. DIAGRAMA PSICROMÉTRICO DE LAS CONDICIONES DE AIRE DE<br/>SUMINISTRO PARA LA CARGA DE ENFRIAMIENTO MÁXIMO.....</b> | <b>293</b> |
| <b>A-8. DIAGRAMA PSICROMÉTRICO DE LAS CONDICIONES DE AIRE DE<br/>SUMINISTRO PARA LA CARGA DE CALEFACCIÓN MÁXIMA.....</b>  | <b>294</b> |



|              |  |     |
|--------------|--|-----|
| <b>A-9.</b>  | DIAGRAMA PSICROMÉTRICO CON EL PROCESO COMPLETO DE ENFRIAMIENTO (CON CFM REAL)..... | 295 |
| <b>A-10.</b> | DIAGRAMA PSICROMÉTRICO CON EL PROCESO COMPLETO DE CALEFACCIÓN (CON CFM REAL).....  | 296 |
| <b>B.</b>    | DIAGRAMA DE CAÍDA DE PRESIÓN PARA EL R-22.....                                     | 297 |
| <b>C.</b>    | DIAGRAMA DE VELOCIDAD PARA EL R-22.....  | 298 |
| <b>D.</b>    | CATALOGO DEL FANCOIL – AIR MAGIC.....  | 299 |
| <b>E.</b>    | CATALOGO DEL COMPRESOR TECUMSEH EUROPE.....  | 302 |
| <b>F.</b>    | GENERALIDADES DEL R-22.....  | 306 |
| <b>G.</b>    | COEFICIENTES DE PERDIDAS DE PRESION EN DUCTOS Y ACCESORIOS.....                    | 310 |
| <b>H.</b>    | TABLA DE MATERIALES.....   | 319 |
| <b>I.</b>    | AISLAMINETOS STANDARES.....  | 320 |
| <b>J.</b>    | REJILLAS.....  | 321 |
| <b>K.</b>    | FACTORES DE CONVERSION.....  | 325 |

## **Planos**

## PROLOGO

A través de estas líneas se quiere efectuar la presentación de un trabajo de ingeniería complementado con la práctica, que ofrezca explicaciones claras y precisas tanto de los conceptos fundamentales empleados, como lo referente a la transferencia de calor, aplicados a los intercambiadores de los sistemas de aire acondicionado con refrigerante como sustancia de trabajo.

Para lograr estos objetivos se ha empleado varias fuentes de consulta tanto de ingeniería como prácticos para poder profundizar en el tema de la transferencia de calor, siendo este un tema muy complejo, ya que depende de muchos parámetros.

El presente trabajo consta de 11 capítulos, desarrollándose cada uno de ellos como sigue a continuación.

En el *capítulo 1* se da conceptos generales en lo que se refiere al campo del acondicionamiento de aire por medio de la refrigeración, sus parámetros de confort y refrigerantes utilizados en este campo.

En el *capítulo 2* se indican los parámetros que influyen en un local para llegar al un confort aceptable.

En el *capítulo 3 y 4* se calculan las cargas de enfriamiento y de calefacción para las estaciones extremas de verano e invierno, respectivamente, que necesita local para el confort de los ocupantes.

En el *capítulo 5* se calculan los procesos que atraviesa el aire, y estos serán plasmados en un Diagrama Psicrometrico

En el *capítulo 6* se desarrollan los sistemas de ducterías donde el aire pasará cambiando sus propiedades termodinámicas. También se evalúa la caída de presión que produce la fricción del aire al pasar por el interior de los ductos

En el *capítulo 7* se mencionan los sistemas que pueden utilizarse para la climatización; también se dimensionan las líneas por donde el refrigerante fluirá para realizar los procesos de evaporación y condensación, los cuales son vitales para el acondicionamiento de aire; y lo mas importante se elabora la innovación de introducir un sistema que disminuirá el área efectiva del condensador para el ahorro de energía y también del sistema de auto-mantenimiento del condensador. En este capítulo se menciona los pasos a seguir en la puesta a marcha del sistema climatización, como pruebas de vacío, carga de refrigerante y el aislamiento de tuberías de refrigeración.

En el *capítulo 8* se muestra todos los circuitos eléctricos que acompañan al sistema.

En el *capítulo 9* se realiza un análisis económico para demostrar que tan económico puede resultar la innovación de la disminución de área efectiva del condensador frente al sistema tradicional que consiste en la disminución de caudal de aire que pasa a través del serpentín de condensador para mantener una temperatura de condensación constante.

Finalmente, después de haber hecho el trabajo de observar el sistema en pleno funcionamiento, se presentan algunas conclusiones y recomendaciones en instalaciones futuras.

El trabajo realizado se encuentra en unidades inglesas, esto es debido a que en los EE.UU. y Perú tardaron muchos años en desechar totalmente el sistema de pesas y medidas inglesas para adoptar el sistema internacional; sin embargo, los ingenieros deben manejar con soltura ambos sistemas cuando inicien la práctica de su profesión

## **CAPÍTULO I**

### **INTRODUCCION**

Todo sistema de climatización, utilizando la refrigeración, en las épocas de invierno, presenta un problema de condensación del refrigerante. A bajas temperaturas exteriores, la temperatura de condensación disminuye, esto repercute en el sistema, haciendo que trabaje con poca potencia frigorífica frente a un calor constante del local, esto se debe a que el local posee computadoras las cuales son las que mas aportan de calor al local (tanto en verano como en invierno), produciendo un consumo innecesario de energía eléctrica.

Por esta razón la innovación que planteamos de disminuir el área efectiva de transferencia de calor del condensador hará que el sistema sea mas económico en lo que se refiere al consumo de energía durante todo el año.

También al gran problema de perdida de capacidad del condensador, producido por el polvo y demás contaminantes en el ambiente, se aplicará un sistema que realizara el cambio de giro al motor del ventilador, para que este se limpie automáticamente, cuando se presente problemas de altas temperaturas de condensación.

## **1.1. OBJETIVO**

Desarrollar un sistema climatizado inteligente que brinde un ambiente de confort para el estudiante y profesor que ayudará a aumentar el rendimiento académico, con un mínimo de consumo de electricidad.

## **1.2. CONCEPTOS GENERALES DE AIRE ACONDICIONADO**

En términos generales, la preparación teórica de sistemas de aire acondicionado proporciona el estudio de la termodinámica, la mecánica de fluidos y transferencia de calor. Los conceptos generales de enseñanza de los sistemas dinámicos también son importantes para la comprensión y el análisis de cualquier sistema de aire acondicionado. Sin embargo, algunos términos utilizados en la industria del aire acondicionado no se utilizan en ninguna otra área o tienen un significado diferente fuera de ella.

El concepto más importante en esta área, la primera ley de termodinámica, conduce a la importante idea del balance energético. En algunos casos este balance se encuentra en un sistema cerrado o en una masa fija. Pero es frecuente que el balance involucre un volumen de control, desde y hacia donde fluye la masa.

Los principios relacionados con el comportamiento de los líquidos y gases que fluyen en tuberías y ductos son muy importantes, especialmente la relación entre el flujo y la pérdida de presión. Estos conceptos están estrechamente relacionados con los de termodinámica y se utilizan conjuntamente.

En el diseño de los sistemas generalmente se utilizan los conceptos más simples de la transferencia de calor, es decir, los relacionados con la conducción, la convección y la radiación. Como ya se menciona, los conceptos de termodinámica y mecánica de

fluidos se entrelazan con el proceso de transferencia de calor. En la mayoría de los casos en que los efectos transitorios sean importantes, es esencial la comprensión básica del sistema dinámico, y usualmente se utilizan rutinas de computadoras para obtener los resultados requeridos.

La mayor parte de los sistemas de acondicionamiento de aire se usan para dar confort a las personas, o en el control de procesos. Se sabe ya por experiencia que el acondicionamiento de aire aumenta la comodidad. Determinados rangos de temperatura humedad, limpieza y movimiento de aire son confortables y otros no.

También se emplea el acondicionamiento de aire para obtener las condiciones que se requieren en determinados procesos. Por ejemplo, las instalaciones textiles, de imprenta, fotográficas, así como las salas de computadoras y las instalaciones médicas necesitan determinada temperatura y humedad para su buen funcionamiento

Para la mayoría de las personas, el acondicionamiento de aire significa simplemente “enfriamiento de aire”.

Para nuestros fines, esta definición no es suficientemente útil ni exacta, de modo que en su lugar emplearemos la siguiente definición:

*El acondicionamiento de aire es el proceso de tratamiento del mismo (ventilación, calefacción y enfriamiento) en un ambiente interior con el fin de establecer y mantener los estándares de confort requeridos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento.*

Investiguemos como se controla cada una de esas condiciones:

a. **Temperatura.** La temperatura del aire se controla calentándolo o enfriándolo

- b. **Humedad.** La humedad, que es el contenido de vapor de agua en el aire, se controla agregando o eliminando vapor de agua al aire (humidificación o deshumidificación)
- c. **Limpieza.** La limpieza o calidad del aire se controla ya sea mediante filtración que es la eliminación de contaminantes indeseables por medio de filtros u otros dispositivos, o mediante ventilación, que es la introducción de aire exterior al espacio interior, con lo cual se diluye la concentración de contaminantes. Con frecuencia, en una instalación dada se usa tanto la filtración como a ventilación.
- d. **Movimiento.** El movimiento del aire se refiere a su velocidad y a los lugares hacia donde se distribuye. Se controla mediante el equipo adecuado para distribución de aire

Se puede considerar que el control del ruido es una función auxiliar del sistema de acondicionamiento de aire. El equipo de acondicionamiento de aire puede producir demasiado ruido, necesitando así de dispositivos atenuantes o reductores de sonido.

Como procesos más importantes para el logro del confort por medio de un acondicionamiento de aire, tenemos:

**Calefacción.** La transferencia de energía a un espacio, o el aire dentro de ese espacio, por medio de un diferencial de temperatura entre la fuente y el espacio o el aire contenido en este se denomina calefacción. Este proceso puede tomar diferentes formas: radiación directa y libre convección hacia el espacio; calentándolo directo con circulación de aire a presión; y transferencia de agua calentada a la vecindad del recinto y utilizada para calentar el aire circulante. A la transferencia de calor que se



manifiesta en un ascenso de la temperatura del aire se le denomina transferencia sensible de calor.

**Humidificación.** A la transferencia de vapor de agua al aire atmosférico se le denomina por lo general humidificación (aunque también se usa el término humectación). La transferencia de calor está asociada con el proceso de transferencia de masa; sin embargo, la transferencia de masa y energía se manifiesta en un incremento en la concentración de agua en la mezcla aire-vapor de agua. Aquí se utilizan la expresión transferencia de calor latente. Este proceso generalmente se realiza introduciendo vapor de agua o esparciendo gotas finas de agua, las cuales se evaporan cuando entran al caudal de aire circulante. También se pueden usar placas o esferas húmedas.

**Enfriamiento.** La transferencia de energía desde un espacio, o desde el aire contenido en un espacio, por medio de un diferencial de temperatura entre la fuente y el espacio o el aire contenido en este se denomina enfriamiento. En los procesos de refrigeración usuales se hace circular el aire a través de una superficie que se encuentra a baja temperatura. Esta superficie refrigerante puede estar en el mismo espacio que va a ser enfriado o en un lugar distante, en cuyo caso el aire es bombeado a través de ductos hacia dicho espacio. Generalmente, el medio de enfriamiento es agua o un líquido refrigerante volátil. Usualmente el término enfriamiento significa transferencia de calor sensible, con un decremento en la temperatura del aire.

**Deshumidificación.** A la extracción de vapor del aire atmosférico se le denomina deshumidificación. Este proceso está asociado con la transferencia de calor latente. En este proceso la transferencia de energía es desde el aire; como consecuencia,

disminuye la concentración de agua en la mezcla aire-vapor de agua. Generalmente, este proceso se realiza haciendo circular el aire a través de una superficie que se mantiene a baja temperatura para provocar la condensación del vapor contenido en la mezcla. También es posible deshumidificar rociando agua fría al caudal de aire.

**Purificación.** La limpieza o purificación del aire generalmente implica un proceso de filtrado de partículas suspendidas, aun cuando puede también requerirse la remoción de gases contaminantes del aire. La filtración se realiza por medio de un proceso en el que las partículas suspendidas son capturadas a su paso por un medio poroso. También se utilizan limpiadores electrostáticos, especialmente para remover partículas muy pequeñas. En algunos casos también se utilizan rocíos. Los gases contaminantes se pueden extraer por absorción, adsorción y otros métodos.

**Circulación.** La circulación del aire en la vecindad de los ocupantes de un espacio debe ser lo suficientemente fuerte para crear condiciones uniformes de confort, pero ser al mismo tiempo suave para que pase inadvertida. La circulación del aire se logra instalando rejillas de ventilación apropiadas en el recinto y varios mecanismos de distribución del aire. No debe subestimarse la importancia de la circulación del aire, especialmente donde se requiere un ambiente confortable.

Estos procesos de acondicionamiento de aire pueden no estar activos todo el tiempo. Los edificios habitacionales y muchos de los establecimientos comerciales pueden mantener inactivos los equipos de refrigeración y deshumidificación durante una parte del invierno y los equipos de calefacción y humidificación durante una parte del verano. Sin embargo, las grandes instalaciones comerciales usualmente mantiene activas todas las funciones a lo largo del año, para lo cual, obviamente, se requieren controles y sensores muy elaborados. El control preciso del contenido de

humedad del aire es difícil, por lo que los equipos de humidificación y deshumidificación durante el invierno y el verano, respectivamente, generalmente no se activan a menos que sea muy necesario el control de procesos o conservación de productos, aun cuando los equipos de calefacción y refrigeración estén activos permanentemente. Debido a que la purificación y circulación del aire son necesarias todo el tiempo, estas funciones permanecen activadas.

### **1.3. COMPONENTES DE LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

El calor va siempre de las zonas más calientes a las más frías. En invierno hay una pérdida continua de calor desde el interior de una construcción hacia el exterior. Si el aire dentro del edificio se ha de mantener a una temperatura confortable, se debe suministrar calor en forma continua al aire de las habitaciones. El equipo que suministra este calor se llama *sistema de calefacción*

En verano, el calor entra incesantemente a las construcciones desde el exterior. Para mantener el aire interior a una temperatura confortable, este exceso de calor se debe eliminar continuamente de las habitaciones. Al equipo que elimina este calor se llama *sistema de enfriamiento*

Un sistema de acondicionamiento de aire puede proporcionar calefacción, enfriamiento o ambos. Su tamaño y complejidad pueden variar desde un simple calentador o una unidad de ventana ambos para un recinto pequeño, hasta un gigantesco sistema para un complejo de edificios, como el de World Trade Center; sin embargo, los principios básicos son los mismos. La mayor parte de los sistemas

de calefacción y enfriamiento tienen como mínimo los siguientes componentes básicos:

- a. Una fuente de calefacción que agrega calor a un fluido, el cual generalmente es aire, agua o vapor
- b. Una fuente de enfriamiento que elimina calor de un fluido.
- c. Un sistema de distribución, que es una red de ductos o tubería para transportar el aire, agua o vapor hacia los recintos que se van a calentar o enfriar
- d. Equipo como ventiladores o bombas para mover el aire o al agua.
- e. Dispositivos, como radiadores, para transmitir el calor entre el fluido y el recinto (para sistemas hidrónicos) o; difusores y rejillas (para sistemas solo aire)

#### **1.4. SISTEMAS DE SOLO AIRE PARA ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

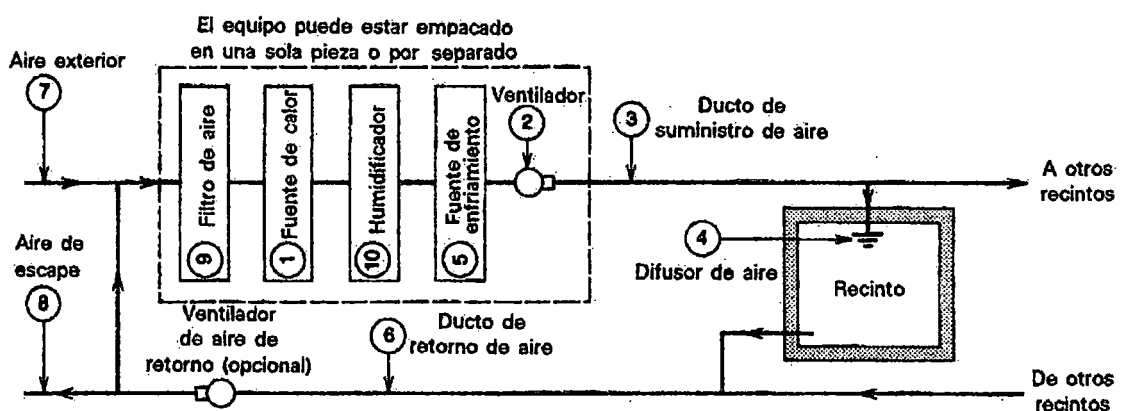
Estos sistemas emplean aire para calentar o enfriar recintos. Pueden tener también capacidad para controlar la humedad y proporcionar ventilación hacia el interior, cosa que los sistemas hidrónicos (sistemas de solo agua para acondicionamiento de aire) no pueden hacer

En la figura 1.1 se muestra un sistema de solo aire para calefacción y enfriamiento. Durante el invierno, el aire se calienta en la fuente de calor (1), que puede ser un horno. Puede ser también un serpentín por el que circule agua caliente o vapor, calentado mediante una caldera en un lugar apartado. El aire caliente circula mediante un ventilador (2), y pasa a cada recinto a través de ductos de suministro de aire (3). El aire de suministro entra a la habitación a través de salidas llamadas difusores o registros de aire (4) que están diseñados para distribuir adecuadamente el

aire en la habitación. Cuando el aire caliente de suministro entra a la habitación ésta se calienta.

Durante el verano, el aire se enfría al hacerlo pasar por una fuente de enfriamiento (5), que por lo general es un serpentín de tubo que contiene un fluido enfriado por un equipo de refrigeración. Cuando el aire enfriado de suministro entra a la habitación ésta se enfría.

Cuando el tamaño de un recinto es fijo, el mismo volumen de aire que entra al habitación debe salir. Esto se logra en general con los ductos de retorno de aire (6). El aire se calienta o enfría de nuevo y vuelve a circular. Con objeto de tener una mejor calidad de aire, se puede incluir un ducto de toma de aire exterior (7) para introducir aire fresco. De igual modo, el mismo volumen de aire debe agotarse (8). Se pueden incluir aditamentos para limpiar el aire con filtros (9) y para humidificarlo (10).

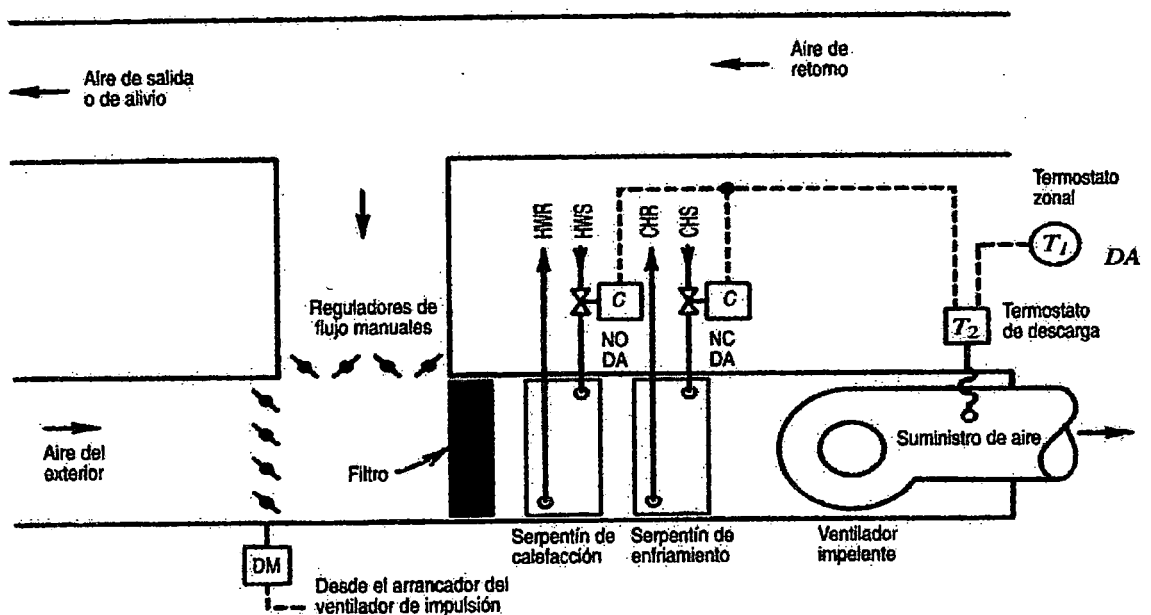


**Figura 1.1** Colocación de los componentes básicos de un sistema de solo aire para calefacción y enfriamiento (Son posibles muchas otras disposiciones)

## SISTEMAS DE UNA SOLA ZONA

De los sistemas enteramente de aire, el más simple es la unidad de suministro (administrador de aire) que sirve a una sola zona. Esta unidad puede instalarse dentro de la propia zona o en un lugar distante del espacio al que sirve, y puede operar con o sin un sistema de ductos. Un sistema de una sola zona responde solo a algunas de las condiciones que se pueden presentar en un espacio; por lo tanto, su aplicación esta limitada a lugares donde pueden mantenerse temperaturas razonablemente uniformes en todos los puntos de la zona. En la figura 1.2 se muestra el esquema de un administrador de aire, con sus reguladores de flujo y sus controles, para un sistema totalmente de aire para una sola zona, de volumen de aire constante. En este sistema en particular, el termostato del recinto mantiene la temperatura deseada para la zona controlando la temperatura del aire que se le suministra. El termostato de descarga recibe una señal del termostato de la zona y abre o cierra la válvula apropiada en el serpentín de calefacción o de enfriamiento para mantener la temperatura adecuada en el espacio. Debido a que la válvula de calefacción normalmente esta en posición abierta (normally open, NO) y es de acción directa, lo mismo que el termostato de zona, un incremento en la temperatura del recinto provocara que la válvula de agua caliente se cierre parcialmente y tenga un flujo menor. La válvula de agua fría permanece cerrada mientras haya demanda de calor. Cuando se requiere enfriamiento, la válvula de agua caliente se cierra y la válvula del agua de enfriamiento se abre, ambas respondiendo a la señal del termostato. Podría eliminarse del circuito el termostato de descarga, para que sea el termostato de la zona el que controle directamente las válvulas, pero con este cambio la respuesta será más lenta.

En este caso, en que el aire suministrado por el ventilador constante, la cantidad de aire introducido desde el exterior esta determinada por el ajuste de los reguladores de flujo. Los reguladores de flujo del exterior tiene un motor que mueve las ventilas desde la posición “cerrado”, que es cuando el ventilador esta apagado, hasta la posición de apertura deseada. En este caso los reguladores ubicados en el caudal de aire recirculado son manualmente ajustables, y se ajustan para que operen en tandem con los reguladores del aire exterior y con los reguladores de salida o de alivio, si los hay.



**Figura 1.2.** Administrador de aire y controles asociados para un sistema enteramente de aire de volumen constante y de un solo ducto

## SISTEMAS DE RECALENTAMIENTO

El sistema de recalentamiento es una modificación del sistema de una sola zona de volumen constante. Su propósito es permitir el control zonal o local en áreas de carga

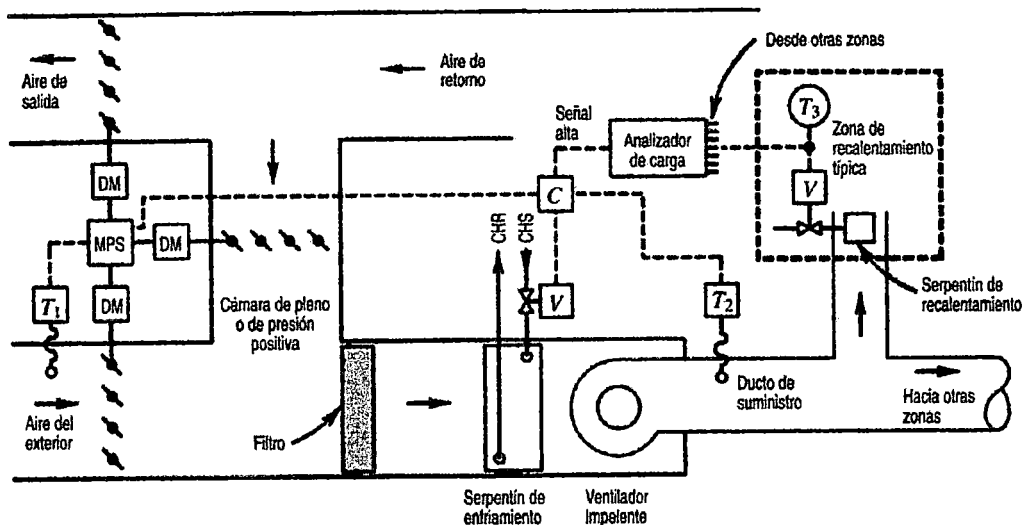
desigual, o proporcionar calefacción o enfriamiento en áreas perimetrales con diferentes orientaciones, o para aplicaciones en donde se desee un estricto control térmico del espacio. La palabra recalentamiento implica un proceso de calentamiento secundario, en el que se aplica calor al aire primario o al aire recirculado del recinto. Se produce un sistema individual de recalentamiento de baja presión cuando se inserta un serpentín de calefacción al paso del suministro de aire de la zona. Los sistemas más sofisticados utilizan ductos de alta presión y dispositivos reductores de presión que permiten la estabilización del sistema en la zona de recalentamiento. El medio utilizado para la calefacción puede ser agua caliente, vapor o electricidad.

El aire acondicionado frío es suministrado desde una unidad central a temperatura fija, calculada para balancear la carga máxima de enfriamiento servida. El termostato de control activa la unidad de recalentamiento cuando la temperatura de la zona cae por debajo del límite superior del rango preestablecido en el instrumento de control. En la figura 1.3 se muestra la disposición esquemática de los componentes de un sistema de recalentamiento típico. Por razones de conservación de energía, no se debe utilizar el recalentamiento a menos que sea absolutamente necesario, y en tal caso el control de restablecimiento debe estar provisto de lo necesario para mantener el aire frío a la temperatura más alta posible que satisfaga el requerimiento de enfriamiento del espacio.

La figura 1.3 también muestra un dispositivo economizador que utiliza aire ambiental como enfriador cuando la temperatura exterior es suficientemente baja. El sensor  $T_1$  determina las posiciones del regulador de flujo y, por lo tanto, la cantidad de aire exterior admitido. El regulador de flujo de aire ambiental siempre debe estar suficientemente abierto para suministrar el mínimo de aire exterior requerido para



mantener la calidad del aire interior. Puesto que la humedad de aire exterior puede constituir un problema, muchos diseñadores instalan un higrostatato en la toma de aire exterior para asegurar que no se utilice aire ambiental para enfriamiento cuando su nivel de humedad sea demasiado alto.



**Figura 1.3** Versión esquemática simplificada de un sistema de recalentamiento de volumen constante

## SISTEMA DE VOLUMEN VARIABLE

El sistema de volumen variable compensa la variación de carga regulando el volumen del aire suministrado a través de un solo ducto. En este caso no se requiere de una zonificación especial, debido a que cada espacio servido por una salida controlada constituye una zona separada. La figura 1.4 muestra esquemáticamente un sistema de volumen variable de ducto único.

Las ventajas significativas del sistema de volumen variable son su bajo costo inicial y sus bajos costos de operación. El costo inicial de este sistema es mucho

menor que el de los sistemas que incluyen controles individuales para los espacios, ya que solo requieren de una línea de ductos y un control sencillo en el terminal. Cuando ocurre una diversidad de cargas puede utilizarse un equipo más pequeño y generalmente sus costos de operación son los más bajos de todos los sistemas de aire acondicionado. Debido a que el volumen de aire se reduce cuando disminuye la carga, el consumo del motor enfriador y del ventilador también disminuye. Durante las estaciones frescas y frías se pueden utilizar aire ambiental para hacer economías en el proceso de enfriamiento. Además, el sistema es virtualmente auto balanceado.

En el pasado existían dos razones por la que no se recomendaban los sistemas de volumen variable en lugares donde las cargas variaban más de 20 por ciento. La primera era que cuando los dispositivos de regulación de las salidas disminuyen 50 o 60 por ciento la tasa de flujo volumétrico, esto puede ocasionar la pérdida del control del movimiento del aire en el recinto y provocar corrientes de aire desagradables. La segunda razón era que el uso de reguladores de flujo mecánicos produce ruido, el cual aumenta proporcionalmente con el grado de bloqueo del flujo

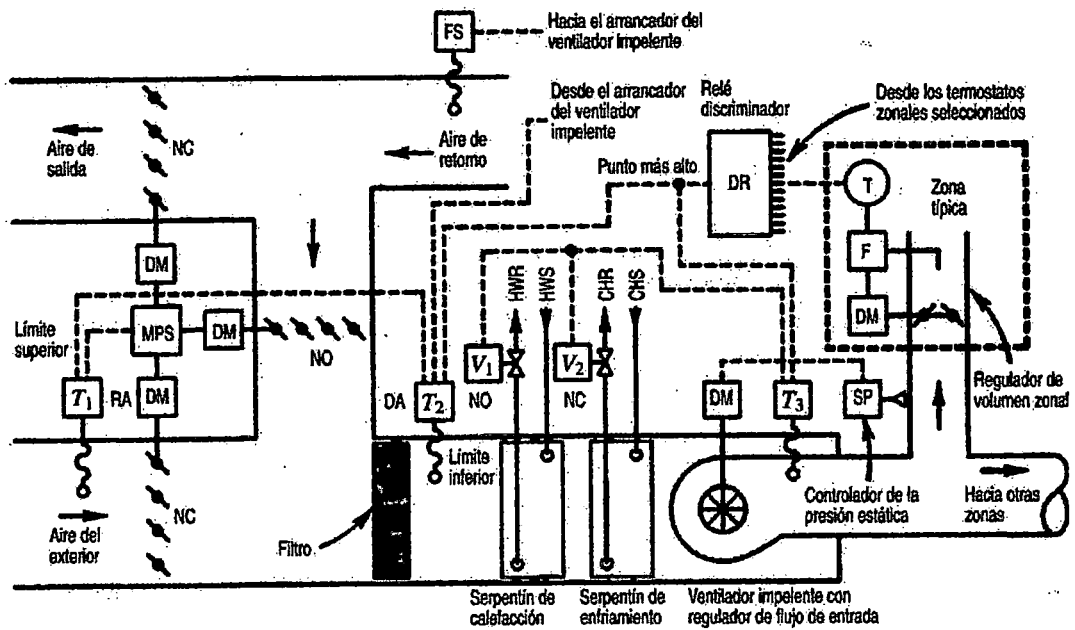
Las mejoras en los dispositivos de regulación de flujo y el uso de difusores diseñados aerodinámicamente han resuelto estos problemas, lo que ha ampliado la aplicación potencial de los sistemas de volumen variable. Ahora los sistemas pueden manejar las áreas perimetrales de los edificios, cuyas variaciones de carga son mayores, y en donde es necesario regular hasta el 10 por ciento el flujo volumétrico programado en el diseño.

Aun cuando se puede proporcionar calefacción con un sistema de volumen variable, este sistema se utiliza principalmente para enfriamiento, y debe instalarse solo cuando se requiere enfriamiento durante la mayor parte del año. Los edificios

con espacios internos con grandes cargas internas son los mejores candidatos; debe instalarse un sistema secundario de calefacción para las zonas perimetrales durante las estaciones frías, para lo cual se utilizan paneles perimetrales o radiantes. Durante las estaciones frías el sistema de volumen variable únicamente proporciona ventilación atemperada a los espacios exteriores.

El recalentamiento puede usarse conjuntamente con el sistema de volumen variable. En este caso el aire se regula a un gasto predeterminado y después es recalentado.

Un aspecto importante del sistema de volumen variable es el control del ventilador. Se obtienen ahorros de energía significativos cuando la velocidad del ventilador es pequeña en relación con el volumen de aire que esta circulando.

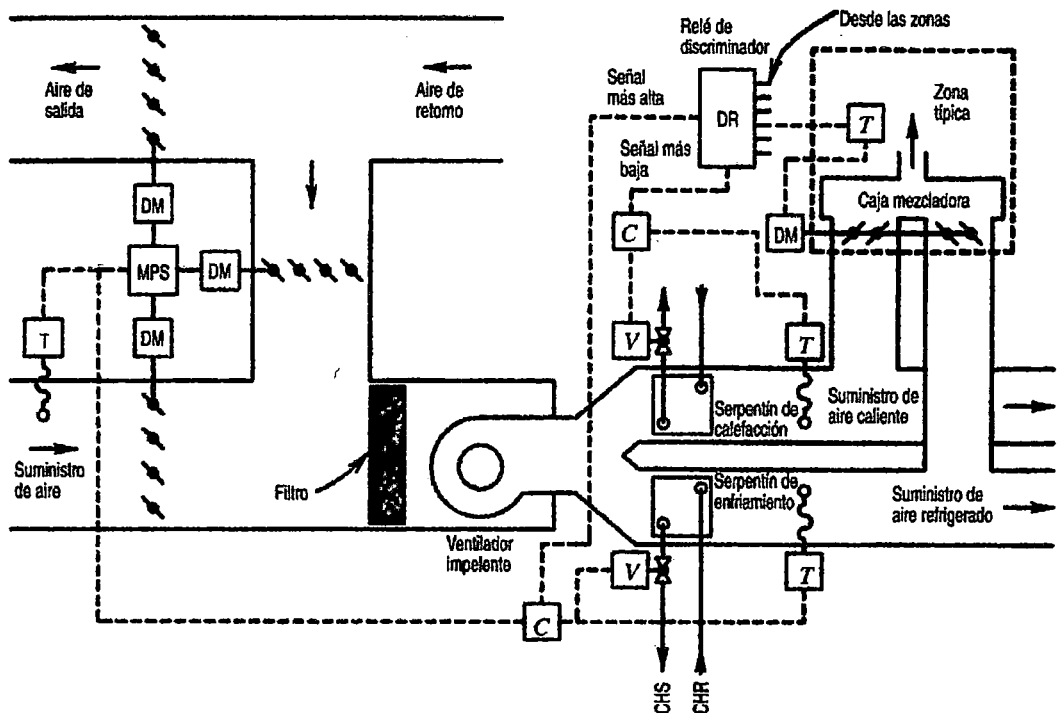


**Figura 1.4** Versión esquemática simplificada de un sistema VAV de un solo ducto

Puede considerarse la instalación de un sistema de ducto único y de velocidad variable en lugares donde puedan aprovecharse todas las ventajas de su bajo costo de instalación y de operación. Estos lugares pueden ser edificios de oficinas, hoteles, hospitales, edificios de departamentos y escuelas.

### SISTEMA DE DOBLE DUCTO

En el sistema de doble ducto el equipo de la estación central suministra aire caliente a través de una línea de ductos y aire frío por otra línea. En el espacio acondicionado la temperatura se controla por medio de un mezclador que dosifica las porciones adecuadas de aire frío y caliente. Existen algunas variantes del sistema de doble ducto, unas de las cuales se muestra en la figura 1.5



**Figura 1.5** Versión simplificada de un sistema de doble ducto

Para un mejor desempeño debe incorporarse al sistema alguna forma de regulación para mantener un gasto volumétrico constante de aire. Sin este dispositivo es difícil controlar el sistema, debido a amplias variaciones en la presión estática del sistema. Estas variaciones generan los cambios en las cargas producidas por la demanda normal.

Muchos edificios de oficinas, hoteles, hospitales, escuelas y grandes laboratorios tienen instalados sistemas de doble ducto. Una característica común a estos edificios con muchos recintos o habitáculos es que tienen cargas térmicas altamente variables. Este sistema tiene una gran flexibilidad para satisfacer cargas múltiples, así como para responder rápidamente con temperaturas opuestas a los cambios de temperatura como se requiera.

Los termostatos de los espacios o zonas acondicionadas pueden ajustarse para que controlen las condiciones térmicas a lo largo de todo el año. Pueden utilizarse aire del exterior cuando su temperatura sea suficientemente baja para manejar la carga de enfriamiento. Se debe contar con un sistema de doble ducto provisto de un control que automáticamente reajuste el suministro de aire fresco a la temperatura más alta aceptable y el suministro de aire caliente a la temperatura mas baja aceptable.

Un sistema de volumen de aire puede ser incorporado de diferentes maneras al sistema de doble ducto. En este caso generalmente se utilizan dos ventiladores: uno para el haz de tubos calientes (serpentín de calefacción) y uno para el haz de tubos fríos (serpentín de enfriamiento), cada uno controlado por la presión estática de cada ducto.

Desde el punto de vista de la conservación de la energía, el sistema de doble ducto tiene las mismas desventajas que el sistema de recalentamiento. Aun cuando están en

operación muchos de estos sistemas, actualmente se están instalando muy pocos. Con todo, se puede lograr mayor eficiencia cuando se combina el sistema de doble ducto con el método de volumen variable. La instalación de controles zonales individuales que suministren aire caliente o frío, con un punto neutro en donde solo se suministre un mínimo de aire exterior, tiene como resultado una eficiencia energética mayor que si se utiliza un sistema de doble ducto sin estos dispositivos.

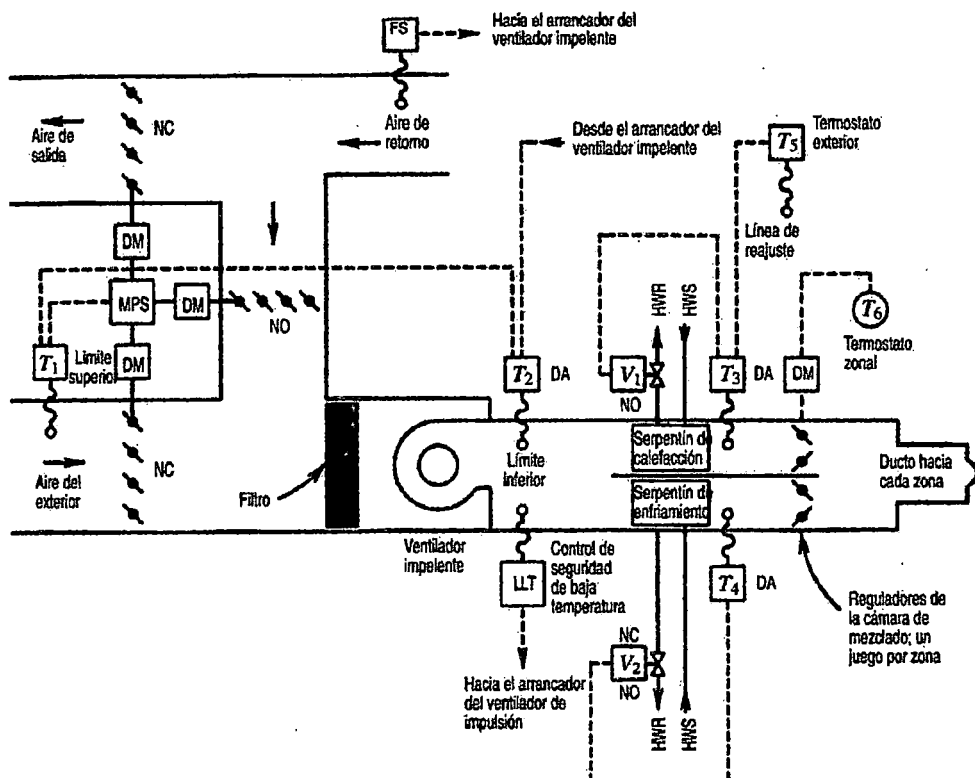
### **SISTEMA MULTIZONA**

Las unidades centrales multizonales tiene un solo ducto de suministro de aire para cada zona: controlan cada zona mezclando aire caliente y frío en la unidad central en respuesta a las señales del termostato de las áreas o zonas acondicionadas. Para un número comparable de zona, este sistema proporciona mayor flexibilidad que un sistema de doble ducto; no obstante, es limitado el número de zonas que puede atender cada unidad central.

El equipo típico para un sistema multizonal de un solo ducto es similar al de un sistema de doble ducto, pero mientras que en este último el aire llega a los espacios acondicionados por ductos diferentes y allí mismo se mezcla apropiadamente, en el primero los dos caudales de aire desembocan en el interior del equipo central y de ahí sale el aire a la temperatura apropiada. En la figura 1.6 se muestra esquemáticamente un sistema multizonal. El sistema acondiciona los recintos o zonas por medio de un equipo de ventilación con los serpentines de calefacción y enfriamiento ubicados paralelamente adelante del ventilador.

El sistema multizonal de ventilación central se puede utilizar en lugares que tienen altas cargas de calor sensible y requerimientos limitados de ventilación. El uso de

muchas líneas de ductos y equipos de control hacen que el costo inicial de este sistema sea mayor que el de los otros sistemas que utilizan solo aire. Además, para obtener un buen control, este sistema podría requerir equipo de enfriamiento y de manejo de aire más grande; esto debe tomarse en cuenta cuando se estime el costo inicial y los costos de operación.



**Figura 1.6** Sistema multizona con reajuste impulsivo (de sobrepresión) caliente y frío

El uso de este sistema de calentamiento y enfriamiento simultáneo actualmente se limita por razones de conservación de energía. Sin embargo, si se usa aire del exterior y se tienen controles apropiados para el suministro de calefacción y enfriamiento, se obtiene un buen nivel de eficiencia en muchas aplicaciones.

## SISTEMAS DE BAJA TEMPERATURA

El uso de sistemas de almacenamiento térmico que utilizan hielo ha alentado el desarrollo de técnicas de suministro de aire a bajas temperaturas. Estas bajas temperaturas permiten manejar menores volúmenes de aire, mismos que usan tubos y ductos de menor diámetro, lo que a su vez disminuye el costo de instalación. Una ventaja adicional es la mayor capacidad de deshumidificación que se obtiene con la baja temperatura del agua suministrada a los serpentines de enfriamiento. Sin embargo, el suministro de aire a baja temperatura puede provocar condensación o hacer más lento el flujo de aire.

### 1.5. CONFORT HUMANO

La comodidad o confort significa la sensación del cuerpo humano en relación con su entorno. El hallarse confortable describe el ambiente que nos rodea cuando no experimentamos incomodidad alguna. Poder facilitar una atmósfera confortable, para los ocupantes de un local, es el objetivo de la calefacción y del enfriamiento del aire. La comodidad implica cuatro variables muy importantes, estas son:

- (1) La *temperatura del aire interior* se puede elevar para disminuir la pérdida de calor en invierno, o se puede bajar para aumentar la pérdida en verano, mediante la convección
- (2) La *humedad* se puede elevar para disminuir la pérdida de calor corporal en invierno, o se puede bajar para aumentar la pérdida de calor corporal en verano, mediante la evaporación
- (3) El *movimiento de aire* se puede aumentar para elevar la pérdida de calor corporal en verano, o se puede reducir para disminuir la pérdida corporal en



invierno, mediante la convección. No cabe duda de que los habitantes de los edificios tienen algún control sobre su propio confort. Por ejemplo, pueden decidir la cantidad de ropa que usan, emplear ventiladores locales para aumentar las pérdidas de calor por convección o por evaporación, y hasta apartarse de paredes y ventanas para mantenerse calientes en invierno.

- (4) *La limpieza o calidad de aire.* Es otro factor que afecta el confort y la salud corporal, el cual se refiere al grado de pureza del mismo. Esta empeora por la presencia de contaminantes como olores, humo y partículas de polvo, o gases indeseables. Las partículas se pueden eliminar por filtración de aire, y los gases mediante el empleo de sustancias químicas absorbentes. Contaminantes como el humo de cigarro u olores también pueden diluirse hasta un nivel aceptable introduciendo ventilación exterior en el edificio
- (5) *Atenuación del ruido.* Disminuir el ruido es una de las variables más exigentes que se están dando últimamente en los sistemas de aire acondicionado, esta variable es muy considerada en bibliotecas, aulas de clases, oficinas, etc. donde se requiere un alto grado de concentración de las personas y por lo tanto, el ruido sería incomodo.

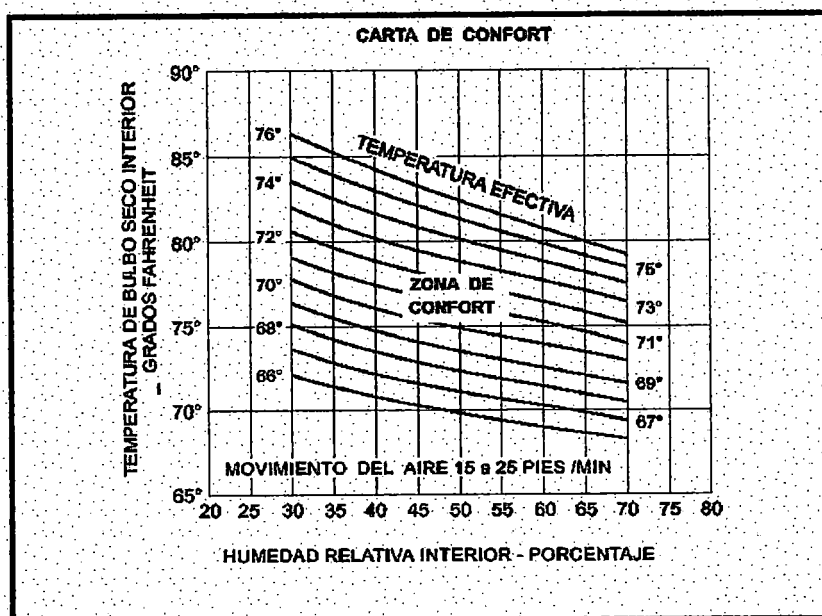
## **1.6. ESTÁNDARES DE CONFORT**

Es lógico preguntar cual es la relación de temperatura y humedad deseada. La respuesta es que no hay una condición específica. La gente reacciona en forma diferente a varias situaciones. ASHRAE, realizó un estudio investigativo durante muchos años, analizando las reacciones de un gran numero de personas, para establecer un rango de temperaturas, humedades y movimiento de aire que provea el

máximo de confort. Esto se conoce como la zona de confort. Cada combinación se conoce como temperatura efectiva (TE). Se encontró, por ejemplo que con una velocidad de aire dada, varias combinaciones de temperatura de bulbo seco y humedad relativa, daban la misma sensación de confort al 90% de la gente. Así, pudo construirse una zona de confort (Figura 1.7)

De la zona de temperaturas efectivas, puede determinarse que temperatura del bulbo seco y humedad relativa producirán ese resultado. Note un hecho obvio, a mayor humedad, mas baja puede ser la temperatura de bulbo seco.

La carta de zona de confort, es un buen punto de venta, ya que explica como deben controlarse la temperatura y la humedad, mostrando la necesidad de aire acondicionado para todo el año. La carta es representativa de las condiciones encontradas en casas, teatros, oficinas, etc., en donde ocurren periodos largos de ocupación. Sin embargo no es completamente precisa para condiciones en almacenes comerciales, bancos, droguerías y situaciones similares en donde los periodos cortos de ocupación acoplada a rápidos cambios en temperatura y movimiento del aire, cambiaran la temperatura efectiva experimentada. Por consiguiente cuando se diseñan sistemas se deben consultar las recomendaciones del productor específico, la asociación comercial o las compañías locales de electricidad.



**Figura 1.7** Zona de confort

## 1.7. GASES REFRIGERANTES ACTUALES Y ALTERNATIVOS USADOS EN AIRE ACONDICIONADO

Los sistemas de aire acondicionado refrigerados por aire (o unitarios) basados en R22 son los más ampliamente usados. La industria es un gran usuario de R22 y, en 1990, ha sido responsable del 86 por ciento de la utilización en el sector del aire acondicionado y la refrigeración. Dado que el R22 es una sustancia que agota la capa de ozono y que su producción debe reducirse en el futuro, la industria está investigando sustitutos e intenta disminuir su uso. La mayoría de los frigorigenos se usan para mantener los equipos existentes, por lo que se están concentrando esfuerzos para mejorar las técnicas de mantenimiento.

El R134a puede que sea el sustituto más adecuado aunque su utilización comporte la modificación de los equipos existentes, ya que el R134a es incompatible con algunos de los lubricantes y materiales más comúnmente usados. Además, el R134a es algo menos eficaz que el R22 y habrá que aumentar los cambiadores y las líneas de frigorígenos, aumentar los volúmenes de los compresores y mejorar la calidad de los motores para compensar esta pérdida de rendimiento. Estas modificaciones encarecen los sistemas R134a de un 10 a un 30 por ciento respecto a los sistemas R22, y ello hace impracticable la conversión.

La investigación del R32 y del R152a como posibles sustitutos esta en una fase poco avanzada. Además, se están investigando ciclos alternativos (distintos de la compresión de vapor). Entre estos están el ciclo de absorción, que usa amoniaco como frigorígeno, y el ciclo Stirling, basado en hidrocarburos no fluorados. Entre los inconvenientes de estos ciclos están el alto coste, el bajo rendimiento, problemas de emisiones y más altos riesgos de seguridad.

La utilización del R22 en sistemas unitarios de aire acondicionado se ha estimado, para 1990, en 137000 toneladas. De estas, 33200 fueron usadas en nuevos equipos y las restantes 103800 se usaron para el mantenimiento de los equipos existentes. Las prácticas de mantenimiento comportan actualmente la liberación de R22 a la atmósfera. Las nuevas técnicas de mantenimiento, basadas en la recuperación y el reciclaje de frigorígenos, podrían reducir considerablemente la demanda del R22.

Entre otros refrigerantes alternativos también tenemos el R-407-C que es una mezcla de HFC-32, HFC-125 y HFC 134-A, desarrollada como reemplazo definitivo del refrigerante R-22 para diferentes aplicaciones de equipo de aire acondicionado y la mayoría de sistemas de refrigeración.

El R-407-C es un refrigerante con presiones parecidas al refrigerante 22, puede ser utilizado para realizar adecuaciones. El R-407-C puede utilizarse en aplicaciones de sistemas de aire acondicionado residencial y comercial, con una capacidad comparable a los equipos con R-22. Así mismo puede ser usado en chillers de desplazamiento positivo sin intercambiador de calor inundado. Debido a que el R-407-C es una mezcla no azeotrópica, muestra un deslizamiento de temperatura, y por lo tanto no es recomendable para chillers con evaporador inundado.

El R-407-C también puede ser usado como reemplazo del R-22 en sistemas en operación de refrigeración comercial de mediana temperatura, tales como vitrinas e supermercados. El R-407-C puede ser usado exitosamente como un refrigerante para realizar adecuaciones de equipo. Pero se pueden requerir algunas modificaciones tales como el cambio de aceite lubricante.

El aceite mineral y alkilbenceno tradicionalmente usado con R-22, no son miscibles con el R-407-C y debe ser reemplazado por aceite polioléster.

El R-410A es una mezcla azeotrópica de HFC-32 y HFC-125, desarrollada como reemplazo definitivo del refrigerante R-22 para diferentes aplicaciones de equipo original. En aplicaciones de sistemas de aire acondicionado residencial y comercial, para compresores scroll o recíprocos, el R-410A ha demostrado tener una eficiencia de 5 a 6 % mayor que los equipos con R-22.

Así mismo se están fabricando actualmente chillers de desplazamiento positivo e incluso para la realización de adecuaciones en chillers de R-22 con componentes aprobados para altas presiones. El R-410A también puede ser usado como reemplazo del R-22 en sistemas nuevos de refrigeración comercial de mediana temperatura, tales como vitrinas y supermercados. (Ver Anexos F, para ver propiedades del R-22)

## CAPITULO II

### CRITERIOS PARA LA CLIMATIZACION DE UNA AULA DE CLASES

#### 2.1. CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR

Las condiciones interiores de proyecto que se reseña en la tabla 2.1 se recomiendan para las aplicaciones indicadas en la misma. Estas condiciones se han deducido de la experiencia y han sido ratificadas por los ensayos de la ASRAHE.

Para nuestro trabajo elegimos nuestros parámetros de diseño interior del aula de clases para cada estación.

➤ Condiciones de Verano: de lujo

Temperatura de Bulbo Seco:  $24^{\circ}C = 75.2^{\circ}F$

Humedad Relativa: 50%

➤ Condiciones de Invierno: con humectación

Temperatura de Bulbo Seco:  $23^{\circ}C = 73.4^{\circ}F$

Humedad Relativa: 35%

| TIPO DE APLICACION  | VERANO                 |                      |                     |                      |                                   | INVIERNO               |                      |                                |                     |                                |
|---|------------------------|----------------------|---------------------|----------------------|-----------------------------------|------------------------|----------------------|--------------------------------|---------------------|--------------------------------|
|   | DE LUJO                |                      | PRACTICA COMERCIAL  |                      |                                   | CON HUMECTACION        |                      |                                | SIN HUMECTACION     |                                |
|   | Temper<br>seca<br>(°C) | Hum<br>Relativa<br>% | Temper<br>seca (°C) | Hum<br>Relativa<br>% | Variación<br>de<br>temper<br>(°C) | Temper<br>seca<br>(°C) | Hum<br>Relativa<br>% | Variación<br>de temper<br>(°C) | Temper<br>seca (°C) | Variación de<br>temper<br>(°C) |
| <b>CONFORT GENERAL</b><br>Apartamento, Chalet, hotel, Oficina,<br>Colegio, Hospital, etc.   | 23-24                  | 50-45                | 25-26               | 50-45                | 1 a 2                             | 23-24                  | 35-30                | -1.5 a -2                      | 25-24               | -2                             |
| <b>TIENDAS COMERCIALES</b><br>(Ocupación de corta duración)<br>Bancos, Barberos y peluquería,<br>Grandes almacenes, Supermercados,<br>Etc.  | 24-26                  | 50-45                | 26-27               | 50-45                | 1 a 2                             | 22-23                  | 35-30                | -1.5 a -2                      | 23-24               | -2                             |
| <b>APLICACION DE BAJO FACTOR DE<br/>CALOR SENSIBLE</b><br>(Carga latente elevada)<br>Auditorio, Iglesia, Bar, Restaurante,<br>Cocinas, etc. | 24-26                  | 55-50                | 26-27               | 60-50                | 0.5 a 1                           | 22-23                  | 40-35                | -1 a -2                        | 23-24               | -2                             |
| <b>CONFORT INDUSTRIAL</b><br>Secciones de montaje, Salas de<br>maquinas, etc.   | 25-27                  | 55-45                | 26-29               | 60-50                | 2 a 3                             | 20-22                  | 35-30                | -2 a -3                        | 21-23               | -3                             |

**Tabla 2.1** Condiciones de proyecto recomendadas para ambiente interior – Invierno y Verano

## 2.2. CONDICIONES DE DISEÑO EXTERIOR

Las condiciones climatológicas que se muestran en la Figura 2.1 y 2.2 son las condiciones de temperaturas exteriores de Lima en la época de verano e invierno, respectivamente.

De igual manera en las Figuras 2.3 y 2.4 se muestran las condiciones de humedad relativa máxima en las épocas de verano e invierno, respectivamente.

Estas distribuciones han sido proporcionadas por el Senamhi (Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología) para el transcurso del año 2004

Para nuestro trabajo elegimos nuestros parámetros de diseño exterior del aula de clases para cada estación del distrito de Santiago de Surco.

➤ Condiciones de Verano:

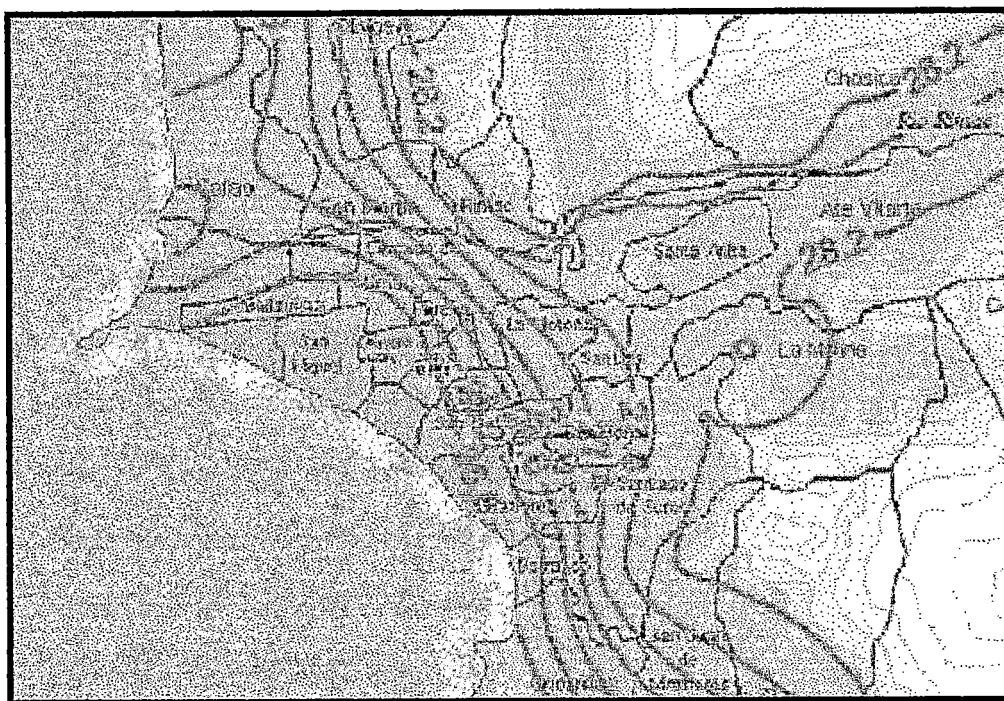
Temperatura de Bulbo Seco:  $82.76^{\circ}F$

Humedad Relativa: 95%

➤ Condiciones de Invierno:

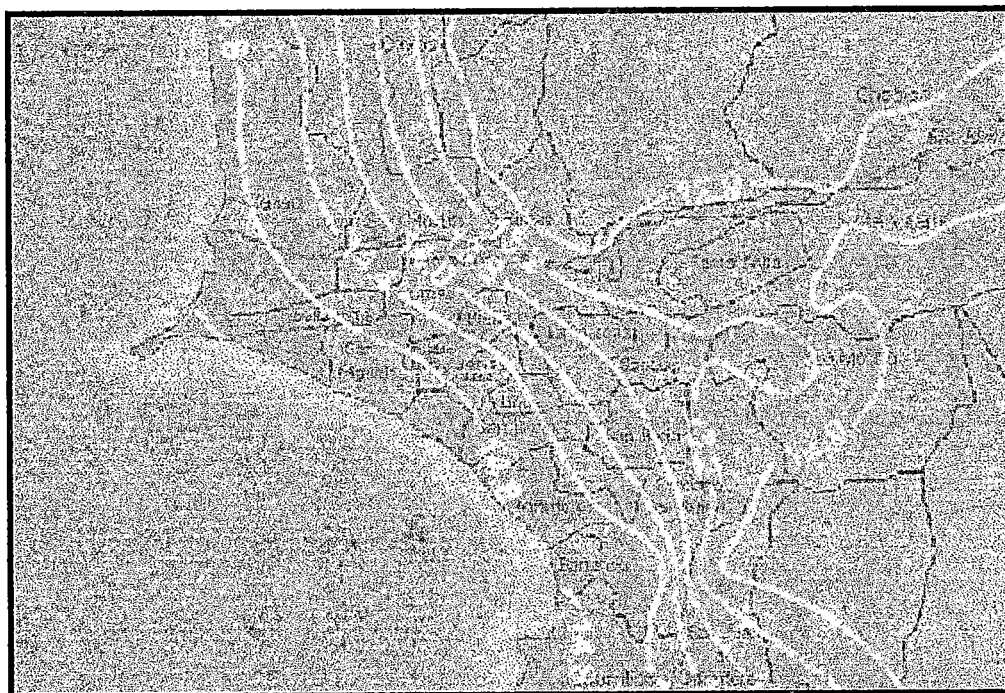
Temperatura de Bulbo Seco:  $55.4^{\circ}F$

Humedad Relativa: 96%

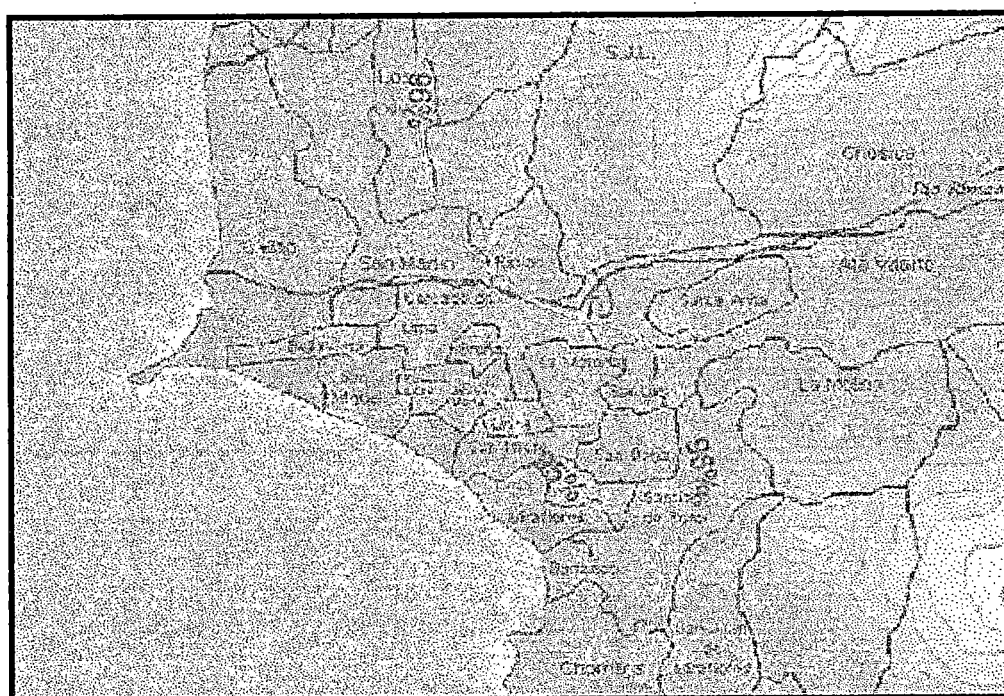


**Figura 2.1** Distribución promedio de las temperaturas máximas en el mes de febrero

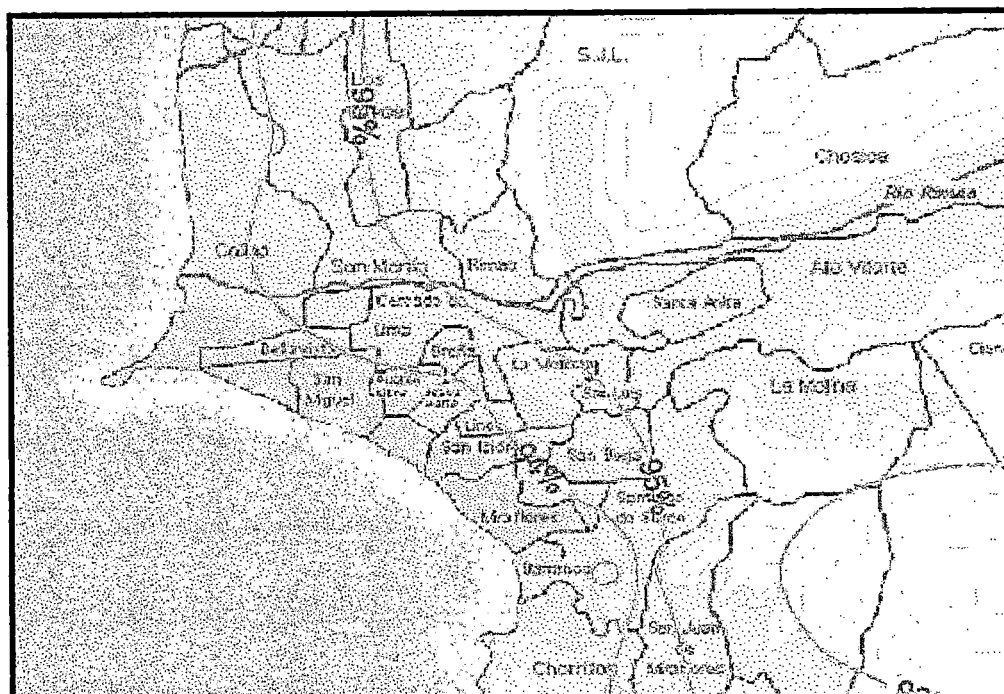




**Figura 2.2** Distribución promedio de las temperaturas mínimas en el mes de agosto



**Figura 2.3** Distribución promedio de las humedades relativas máximas en el mes de agosto



**Figura 2.4** Distribución promedio de las humedades relativas máximas en el mes de agosto

### 2.3. CAUDAL Y VELOCIDAD DEL AIRE INTERIOR

La finalidad de un sistema de aire forzado consiste en suministrar la cantidad correcta de aire acondicionado al espacio ocupado. Cuando esta función se cumple, el aire se mezcla con el del local creando una atmósfera confortable en dicho espacio.

Los diferentes espacios requieren cantidades de aire diferentes y resulta fácil imaginar que un edificio pueda tener necesidades distintas de enfriamiento, debido al volumen también distinto de cada habitación. Por ejemplo, un dormitorio requiere menos cantidad de calor o de frío que una gran sala de estar. Por consiguiente, deben

suministrase cantidades diferentes de aire a cada habitación para mantener las condiciones de comodidad adecuadas.

La corriente de aire en un sistema de acondicionamiento es normalmente de  $11 \text{ m}^3$  por minuto (400 pies cúbicos por minuto) por tonelada de refrigeración en un clima húmedo, este factor será comprobado mas adelante para verificar si el aire suministrado es capaz de remover los calores que se forman en el interior del aula

Una buena distribución de aire en el recinto necesita las siguientes características para proporcionar confort:

- a. Las temperaturas en la zona ocupada del recinto deben estar a  $\pm 2 \text{ }^\circ\text{F}$  ( $1^\circ\text{C}$ ) de la temperatura de diseño. Las fluctuaciones de temperaturas mayores a la citada en general ocasionan incomodidad. La zona ocupada en la mayoría de los recintos se considera desde el piso hasta una altura de 6 pies. Más allá de esta altura se permiten fluctuaciones mayores de temperatura.
- b. Las velocidades de aire en la zona ocupada (llamada velocidades residuales) deben ser de 25 a 35 pies por minuto para aplicaciones en donde las personas permanezcan sentadas. Altas velocidades (corrientes) causan incomodidad, así como las velocidades mas bajas, producen en general una sensación de pesadez. En aplicaciones en las que la gente se mueve y la ocupación es por periodos cortos, como en las tiendas comerciales, se pueden aceptar velocidades más altas de aire, de 50 a 70 pies por minuto.

Para nuestro caso deberíamos de tener una velocidad de aire en el local de 25 a 35 pies por minuto para no provocar una incomodidad tanto para el profesor como para los alumnos.

## 2.4. CONDICIONES DE MEZCLA DE AIRE

El proceso del mezclado de aire es aquel en la cual dos corrientes de aire se mezclan para formar una tercera corriente. Este proceso, se da con frecuencia en el acondicionamiento de aire, en especial cuando se mezclan aire del exterior con aire de retorno proveniente de los recintos. Si se conocen las condiciones de las dos corrientes que se mezclan, se pueden calcular las condiciones después de mezclarlas.

De acuerdo con el principio de conservación de la energía, el contenido de calor sensible del aire antes y después de mezclarse es el mismo.

Esto es,

$$m_{AM} \times BS_{AM} = m_{AR} \times BS_{AR} + m_{AE} \times BS_{AE} \dots\dots\dots(2.1)$$

Donde:

$m_{AM}$  : masa de aire de mezcla en lb.

$m_{AR}$  : masa de aire de retorno en lb.

$m_{AE}$  : masa de aire exterior en lb.

$BS_{AM}$  : temperatura de bulbo seco del aire de mezcla en °F

$BS_{AR}$  : temperatura de bulbo seco del aire de retorno en °F

$BS_{AE}$  : temperatura de bulbo seco del aire de exterior en °F

Despejando  $BS_{AM}$  de la ecuación (2.1)

$$BS_{AM} = \frac{m_{AR} \times BS_{AR} + m_{AE} \times BS_{AE}}{m_{AM}} \dots\dots\dots(2.2)$$

Si no son muy distintos los volúmenes específicos de las corrientes antes de la mezcla, se puede escribir la ecuación empleando flujos volumétricos, en  $\text{pie}^3 / \text{min}$ , en lugar de  $\text{lb} / \text{h}$ , sin pérdida apreciable de exactitud.

$$BS_{AM} = \frac{CFM_{AR} \times BS_{AR} + CFM_{AE} \times BS_{AE}}{CFM_{AM}} \dots\dots\dots(2.3)$$

Donde:

$CFM_{AM}$ : caudal de aire de mezcla en  $\text{pies}^3/\text{min}$ .

$CFM_{AR}$ : caudal de aire de retorno en  $\text{pies}^3/\text{min}$ .

$CFM_{AE}$ : caudal de aire del exterior en  $\text{pies}^3/\text{min}$ .

La relación de humedad, o humedad específica, se calcula de modo semejante, aplicando el principio de la conservación de la masa; esto es, el contenido de vapor de agua antes y después del mezclado es el mismo

$$m_{AM} \times W'_{AM} = m_{AR} \times W'_{AR} + m_{AE} \times W'_{AE} \dots\dots\dots(2.4)$$

Donde:

$W'_{AM}$ : humedad del aire de mezcla en granos por libra de aire seco

$W'_{AR}$ : humedad del aire de retorno en granos por libra de aire seco

$W'_{AE}$ : humedad del aire exterior en granos por libra de aire seco

Despejando  $W'_{AM}$  de la ecuación (2.4)

$$W'_{AM} = \frac{m_{AR} \times W'_{AR} + m_{AE} \times W'_{AE}}{CFM_{AM}} \dots\dots\dots(2.5)$$

Como en le caso anterior, se puede emplear la siguiente ecuación, que aproximadamente es correcta:

$$W'_{AM} = \frac{CFM_{AR} \times W'_{AR} + m_{AE} \times W'_{AE}}{m_{AM}} \dots\dots\dots(2.6)$$

Para determinar las condiciones del aire mezclado las ecuaciones anteriores son lo suficientemente exactas si los volúmenes específicos de las corrientes de aire por mezclar coinciden entre si dentro de 0.5 pie<sup>3</sup> / lb.

## 2.5. CONDICIONES DEL AIRE DE SUMINISTRO

Los recintos de una construcción ganan tanto calor sensible como latente durante el verano. Para mantener la temperatura y humedad del recinto en los valores confortables planificados, se deben eliminar los calores sensible y latente de cada recinto.

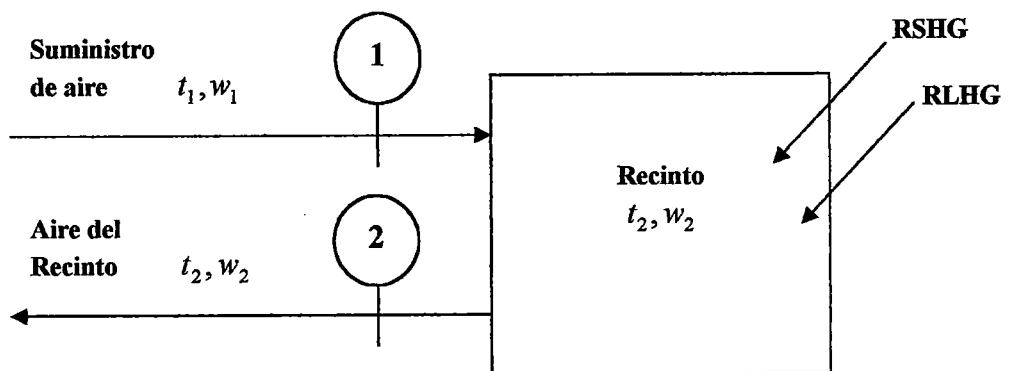
Cuando se acondiciona un recinto mediante aire en la época de verano, se logra esta eliminación de calor suministrando aire a una temperatura y humedad menores a las del recinto. Este aire de suministro debe tener un contenido menor en calor sensible y latente que el aire del recinto, en una cantidad igual a las ganancias netas

de calor sensible y latente del recinto, de acuerdo con el principio de conservación de energía, para evitar que varíen las condiciones en el recinto. A propósito de la figura 2.5, esto se muestra en el siguiente análisis

$$\text{Entrada de energía} - \text{salida de energía} = \text{cambio de energía} \dots \dots \dots (2.7)$$

Si se debe evitar que varíen la temperatura y humedad del recinto, esto significa que no debe haber cambio de energía en él, y por tanto, la ecuación 2.7 será:

$$\text{Entrada de energía} = \text{salida de energía} \dots \dots \dots (2.8)$$



**Figura 2.5** Flujo de energía para un recinto con acondicionamiento de aire

El flujo de energía hacia el recinto (Figura 2.5) está constituido por ganancias de calor sensible y ganancias de calor latente del recinto (RSHG y RLHG). La suma de ellas es la ganancia de calor total del recinto (RTHG). Estas ganancias deben estar compensadas por un flujo igual de energía que salga. Esto se logra suministrando

aire a una temperatura y humedad lo suficientemente bajas como para que pueda absorber esas ganancias de calor. El aire de suministro se encarga de eliminar por igual energía sensible y latente. Notemos que la variación del contenido de energía del aire de suministro se expresa por las ecuaciones de calor sensible y latente.

Con las ecuaciones (2.9) y (2.10) se determinan las condiciones necesarias en el aire de suministro para compensar las ganancias de calor sensible y latente en un recinto o en una construcción.

$$RSHG = 1.1 \times CFM_{as} \times (t_2 - t_1) \dots \dots \dots (2.9)$$

$$RLHG = 0.68 \times CFM_{as} \times (W_2' - W_1') \dots \dots \dots (2.10)$$

Donde:

$CFM_{as}$  es el aire de suministrado en  $\text{pies}^3$  por minuto

$t_1, t_2$  son las temperaturas de bulbo seco de suministro e interior en  $^{\circ}F$

$W_1', W_2'$  son las humedades de suministro e interior en granos de agua

Se acostumbra determinar primero, en la ecuación 2.9, la condición del aire de suministro necesario para manejar en primer lugar la ganancia de calor sensible, y a continuación la condición de la ganancia de calor latente.

Al examinar la ecuación de 2.9 se observa que podemos escoger diferentes combinaciones de CFM y CT, siendo todas ellas satisfactorias. Se debe escoger primero una, a partir de la cual se calcula la otra. A veces se escogen los CFM primero, porque el recinto necesita cierta cantidad de aire para su adecuada ventilación. Otras veces se escoge primero la temperatura del aire de suministro,



porque este valor traerá consigo la mejor selección del equipo de acondicionamiento de aire.

En general se escogen temperaturas de suministro de modo que la diferencia de temperatura entre la entrada del evaporador y la salida del evaporador es decir la temperatura de suministro esté entre 15°F y 30°F, los CFM del aire de suministro no deben ser pocos ni demasiados, ASHRAE sugiere que pueden ser entre 350 CFM a 450 CFM, dentro de estos valores se encontrará la condición ideal del aire de suministro.

## **2.6. LIMPIEZA, FILTRADO Y PURIFICACIÓN DE AIRE**

Los sistemas de acondicionamiento que hacen circular aire en general tienen la posibilidad de eliminar algunos de los contaminantes. La mayor parte de los sistemas cuentan con dispositivos que eliminan las partículas de polvo o tierra, que se originan principalmente por la contaminación industrial. A veces también se eliminan gases cuyo olor es desagradable.

La limpieza de aire con frecuencia se trata casuísticamente cuando se diseña y se opera un sistema de acondicionamiento de aire. Se puede escoger el tipo incorrecto de filtro, o bien los filtros no se conservan en forma correcta. Esta negligencia es grave, porque se trata de un asunto de contaminación de aire y salud humana. Es necesaria la limpieza adecuada del aire por las siguientes razones:

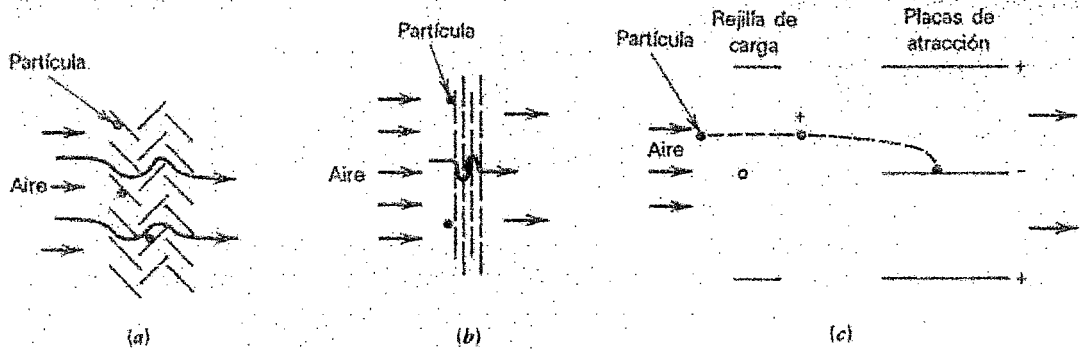
- a. *Protección de la salud y el confort humano.* Las partículas de polvo se relacionan con serios padecimientos respiratorios (enfisema y asma).
- b. *Mantenimiento de la limpieza de las superficies y muebles del recinto.*

- c. *Protección del equipo de acondicionamiento de aire.* Algunos equipos no trabajan correctamente o se gastan con mayor rapidez sin la limpieza adecuada. Algunos procesos de fabricación son especialmente sensibles.
- d. *Protección de la maquinaria de acondicionamiento de aire.* El polvo que se acumula en los serpentines aumenta su resistencia a la transferencia de calor.

Los limpiadores de aire pueden eliminar el polvo de tres formas principales:

- a. *Impacto.* Las partículas de polvo en la corriente de aire chocan con el medio filtrante y se detienen.
- b. *Colado.* Las partículas de polvo son mayores que el espacio entre las fibras adyacentes y por lo tanto no pasan a la corriente de aire.
- c. *Precipitación electrostática.* A las partículas de polvo se les comunica una carga eléctrica. Al medio filtrante se le comunica la carga opuesta, y por lo tanto las partículas son atraídas hacia el medio.

Un filtro puede eliminar el polvo mediante uno o más de los métodos anteriores, como se muestran en la figura 2.6



**Figura 2.6** Métodos de eliminación de las partículas del aire: (a) Impacto. (b) Colado. (c) Precipitación electrostática

## **2.7. NIVEL DE RUIDO**

Los ruidos en un sistema de aire acondicionado son mayormente provocados por un incorrecto diseño de ductos o por la incorrecta instalación del ventilador, estos consisten en una serie de tonos discretos superpuestos sobre un componente de banda ancha. La primera, que se podría denominar componente rotacional, puede tener su origen en el proceso de transmisión de energía que también puede conducir al desarrollo de carga (altura). El segundo, que se podría denominar componente vertical, puede atribuirse a la formación de remolinos turbulentos de una clase u otra que normalmente conducen a pérdida de carga.

### **RUIDOS DE VENTILADOR CENTRÍFUGO**

El tono predominante del componente giratorio de los ruidos de un ventilador centrífugo es el que se encuentra en la frecuencia que pasa por los alabes. En diseño de alabes muy estrechos, los armónicos (sonidos) superiores pueden tener la misma intensidad. El ensanchamiento de los alabes atenúa progresivamente los armónicos altos.

Se pueden producir vórtices en los bordes delanteros o posteriores de los alabes, a lo largo de los laterales de los alabes o en puntos alejados de los mismos. En general, la magnitud, la relación de desarrollo y desintegración y el punto de origen y movimiento de estos vortices son caóticos y, por tanto, el ruido resultante tendrá un espectro de banda ancha.

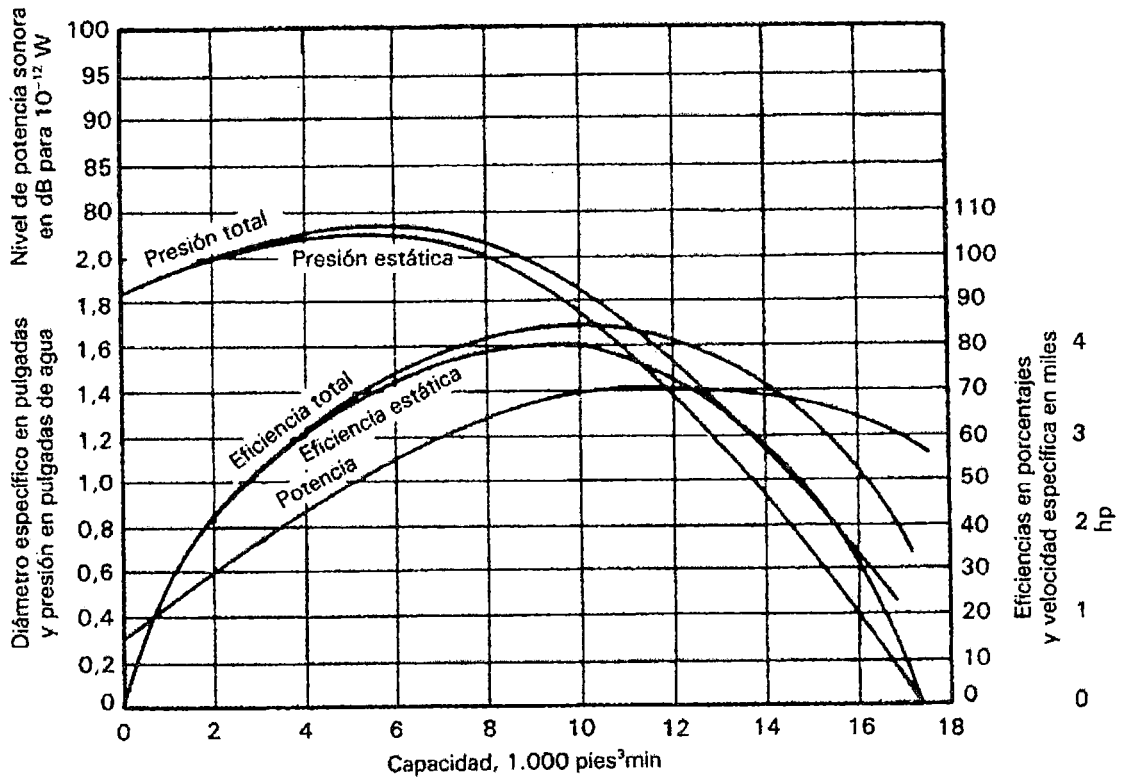
El diseño aerodinámico de los bordes delanteros de los alabes minimiza la formación de vórtice en ese punto. Al caudal de diseño. Los alabes finos con bordes tanto redondeados como gruesos con secciones aerodinámicas son suficientemente

eficaces para reducir la formación de vortices. El alabe aerodinámico puede ser algo mas ventajoso, especialmente cuando el ángulo del borde delantero no coincide con el del flujo entrante a lo largo del ancho del alabe.

Grandes remolinos pueden producirse en los pasos de los alabes debido a la separación del flujo de las zonas limítrofes. El mayor beneficio que se pueda derivar del uso de los alabes aerodinámicos es la reducción de esta separación. Aunque esta ventaja pueda no ser idónea del todo desde el punto de vista acústico por la reducción del numero optimo de alabes frente al caso de alabes finos, el espesor de los alabes, aparentemente, tiene poco efecto en los ventiladores centrífugos.

La velocidad de sonido excede la velocidad del aire de tal forma, en la mayoría de los ventiladores, que el ruido se propaga aguas arriba y abajo con la misma facilidad. Las impedancias acústicas de las aberturas de admisión y descarga son tan similares que, en la mayoría de los casos, el sonido radiado en la descarga puede asumirse, sin riesgo, como igual al radiado en la admisión. La transmisión a través de las paredes de la descarga es tan pequeña en comparación que, cuando se mide el sonido total producido por un ventilador, las porciones radiadas por la admisión y salida se consideran la mitad del total de cada una. Los niveles de sonido correspondientes son, por tanto, cada uno 3 dB menos que el nivel total de sonido.

La curva del nivel de energía acústica para un ventilador centrífugo de alabes finos curvados hacia atrás se muestra en la Figura 2.7, junto con otras características de rendimiento.



**Figura 2.7** Curvas de un ventilador centrífugo, incluyendo ruidos

Esa curva es la típica de las curvas para todos los tipos de ventilador centrífugo. La forma global de la curva del nivel de sonido indica que el sonido producido por un ventilador está en función tanto de la capacidad o caudal como de la presión. Las pruebas indican que los ruidos son proporcionales a la relación de capacidad multiplicada por el cuadrado de la relación de presión, siendo iguales el resto de condiciones. El espectro para un ventilador centrífugo puede estimarse en la mayoría de los casos restando 8.4, 8.9, 11, 16, 20 y 25 dB del nivel global, para obtener los niveles en las bandas (de una octava) de 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 y 8000 Hz, respectivamente, siempre que la frecuencia que pasa por los alabes esté en cualquier otra banda.

## **RUIDOS DEL VENTILADOR AXIAL**

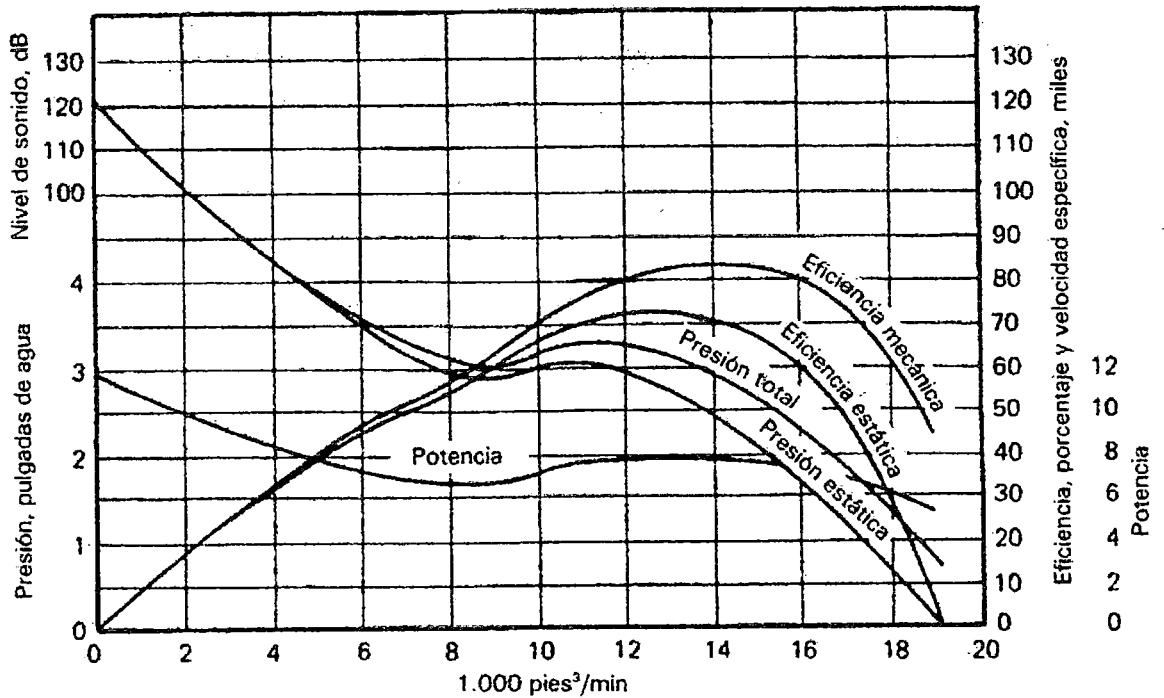
Las características de los ruidos de ventiladores axiales son muy similares a las de los ventiladores centrífugos. La división de los ruidos entre tonos rotacionales y componentes vorticiales se aplica a ambos tipos.

En los aparatos con un ventilador axial, el tono predominante del componente rotacional puede ser uno de alto armónico mas que la frecuencia que pasa por los alabes si el ventilador esta empleado para desarrollar una presión apreciable.

Los aumentos del numero de alabes generalmente producen un efecto beneficioso sobre los ruidos del ventilador axial. El numero de alabes deberá ser diferente al numero de alabes guía o directores para evitar el aumento del tono básico.

Los efectos del diseño aerodinámico sobre vortices en el borde delantero y remolinos por separación lateral son iguales para ventiladores axiales y centrífugos. Se produce un notable aumento de ruido si la estela de un alabe es cortada por los alabes sucesivos.

La figura 2.8 muestra la curva de nivel de energía acústica de un ventilador axial con alabes guía, junto con otras características de rendimiento. Esta curva es típica para todos los tipos de ventilador axial. La forma global de la curva es ligeramente diferente a la de un ventilador centrífugo, consistente con la diferencia en las curvas presión-capacidad. En la mayoría de los casos , el espectro para un ventilador axial con alabes guía se podrá estimar aproximadamente restando 11, 13, 7, 5, 7, 11, 16 y 19 dB del nivel total para obtener los niveles en las bandas de octavas de 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 y 8000 Hz, respectivamente. Los valores correspondientes para un ventilador helicoidal de baja presión son 5.5, 7.9, 15, 18, 25 y 30 dB.



**Figura 2.8** Curvas, incluyendo nivel acústico, de un ventilador axial con alabes guía

## RUIDO DE DIFUSOR

El ruido producido por el difusor de aire puede llegar a ser molesto para los ocupantes del espacio acondicionado. Los ruidos asociados con el movimiento de aire generalmente no tienen características de frecuencias distinguibles, y su intensidad se define analizando una muestra estadísticamente representativa de reacciones humanas. Pueden establecerse contornos de sonoridad (curvas de igual intensidad sonora versus frecuencia) para tales reacciones.

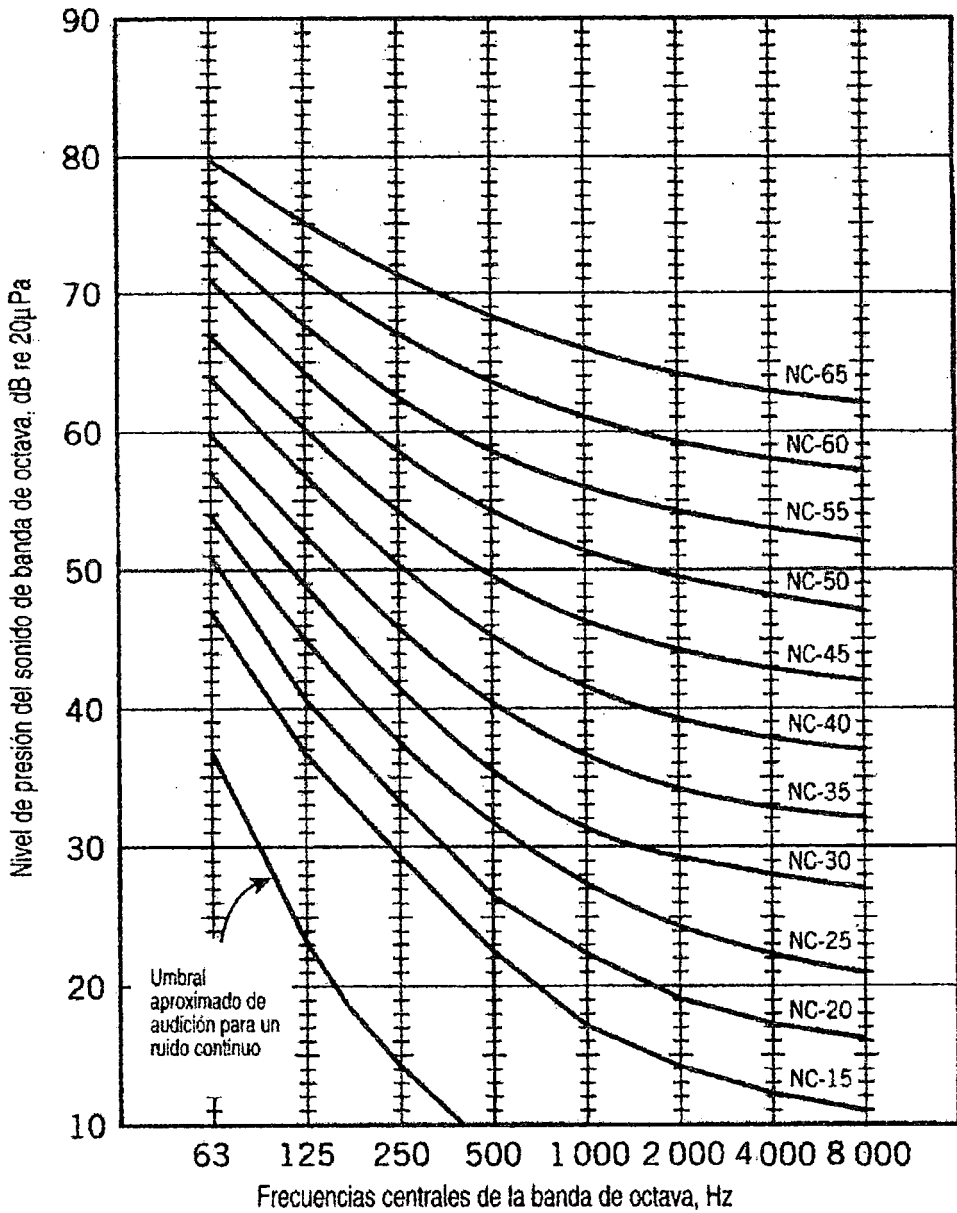
Un método ampliamente utilizado para proporcionar información sobre el contenido espectral del ruido es el de las curvas y números de criterio del ruido (NC, por sus siglas en inglés). En la figura 2.10 se muestran las curvas NC. Se trata de una serie de curvas elaboradas a partir de los contornos de sonoridad y de la capacidad

del ruido para interferir en una conversación, las cuales se utilizan para especificar los límites tolerables del ruido en un medio ambiente, de acuerdo con un criterio de un solo número. Se ha encontrado que estas curvas son perfectamente aplicables al cálculo de las condiciones de confort de un lugar. En general, de acuerdo con el criterio de ruido un lugar con nivel de 30 o menos se considera tranquilo, mientras que un lugar con el nivel de 50 a 55 es considerado ruidoso. La actividad que se realiza dentro del espacio bajo evaluación es un factor muy importante para determinar el nivel de ruido aceptable. La tabla 2.2 proporciona los números del criterio de ruido recomendados para varias aplicaciones. Para determinar la aceptabilidad un espacio dado para una especificación dada, el nivel de presión del sonido debe medirse a varias frecuencias centrales de bandas separadas por octavas y compararse con la curva NC de la figura. Para satisfacer un NC en particular, la lectura de la banda de octava real debe estar sobre o debajo de la curva NC.

Aun cuando todavía se utilizan muchos, las curvas de criterio del ruido están comenzando a ser reemplazadas por las curvas de criterio de recinto (RC, por sus siglas en inglés), las cuales proporcionan más información acerca de la calidad del sonido. Las curvas RC están diseñadas especialmente para satisfacer las metas del diseño de un sistema de climatización. Las formas de las curvas NC y RC son similares, pero difieren en las frecuencias alta y baja. Las formas de las curvas RC constituyen una mejor aproximación a un espectro bien balanceado de sonoridad neutral, y son guías particularmente útiles cuando se utiliza el ruido de fondo de un sistema de climatización para enmascarar otros ruidos. Las curvas RC también muestran áreas de baja frecuencia en donde el ruido puede inducir a los materiales de construcción ligeras (tales como las baldosas) a vibrar por resonancia. Debido a que



se sigue utilizando mucho la información de los NC en los catálogos de los fabricantes, este será el criterio utilizado.



**Figura 2.10** Curvas NC para especificar el nivel de diseño en términos de presión de sonido máxima permitida para cada banda de frecuencias

| Uso  | Criterio de ruido |
|--|-------------------|
| Residencial privada                            | NC 25-30          |
| Departamentos                                  | NC 30-35          |
| Hoteles o moteles                              |                   |
| Cuartos individuales o suites                  | NC 30-35          |
| Salones de reuniones o de banquete             | NC 30-35          |
| Salas, corredores, vestíbulos                  | NC 35-40          |
| Áreas de servicio                              | NC 40-45          |
| Oficinas                                       |                   |
| Oficinas ejecutivas                            | NC 25-30          |
| Salas de convenciones                          | NC 25-30          |
| Privados                                       | NC 30-35          |
| Áreas abiertas                                 | NC 35-40          |
| Áreas de maquinas de oficina o de computadoras | NC 40-45          |
| Áreas de circulación                           | NC 40-45          |
| Hospitales y clínicas                          |                   |
| Cuartos privados                               | NC 25-30          |
| Sala de guardia                                | NC 30-35          |
| Quirófanos                                     | NC 25-30          |
| Laboratorios                                   | NC 35-40          |
| Corredores                                     | NC 30-35          |
| Áreas publicas                                 | NC 35-40          |
| Iglesias                                       | NC30-35           |
| Escuelas                                       |                   |
| Salones de cátedra y aulas                     | NC 25-30          |
| Aulas de asesoría                              | NC 35-40          |
| Bibliotecas                                    | NC 35-40          |
| Juzgados                                       | NC 35-40          |
| Teatros para obras clásicas                    | NC 20-35          |
| Salas de cine                                  | NC 30-35          |
| Restaurantes                                   | NC 40-45          |
| Salas de recitales y conciertos                | NC 15-20          |
| Estudios de grabación                          | NC 15-20          |
| Estudios de televisión                         | NC 20-25          |

**Tabla 2.2** Niveles de ruido aceptables en un sistema de climatización para espacios desocupados

## 2.8. SISTEMAS DE DUCTOS

La función de un sistema de ductos es proporcionar un medio para transportar el aire desde los equipos de tratamiento (calentamiento, ventilación o acondicionamiento) de aire. En un sistema de escape (extracción) el sistema de conductos ofrece el medio de transportar el aire desde el espacio o zonas al ventilador de aspiración para ser expulsado a la atmósfera.

El objetivo primario del diseñador de ductos consiste en diseñar sistemas de conductos que cumplan esta función de una forma práctica, económica además de conservar la energía dentro de las limitaciones de espacio, pérdidas de fricción, velocidad, niveles de ruido y pérdidas o fugas y/o aumentos de calor impuestos.

Con los volúmenes de aire requeridos en pies cúbicos por minuto (metros cúbicos por segundo) determinados para cada sistema, los requisitos de zonas y espacio conocidos del cálculo de cargas de diseño, y el tipo de sistema de distribución de aire determinado (tales como zona única en baja velocidad, volumen de aire variable – VAV – o multizona, o zona VAV de alta velocidad, o en doble conducto), se procederá a dimensionar los conductos de aire.

El diseñador también deberá elegir uno de los tres métodos para dimensionar los sistemas de conductos: el método de fricción igual (uniforme), de velocidad uniforme, o el método de recuperación (compensación) estática. De los tres métodos, los métodos de fricción uniforme y de recuperación estática son los más habituales. El método de la velocidad uniforme se emplea principalmente para sistemas de exhaustación industriales donde debe mantenerse una velocidad mínima para transportar las partículas en suspensión en los gases de escape.

La recuperación estática es el método de mayor precisión, minimiza los problemas de equilibrio y proporciona las dimensiones de conductos más económicas, así como la mínima potencia de ventilador. Asimismo es el único método que debe utilizarse para los sistemas de climatización de alta velocidad para confort humano.

El método de fricción uniforme se utiliza principalmente en proyectos pequeños y/o sencillos. Para cálculos manuales, este método es más sencillo y más fácil que el

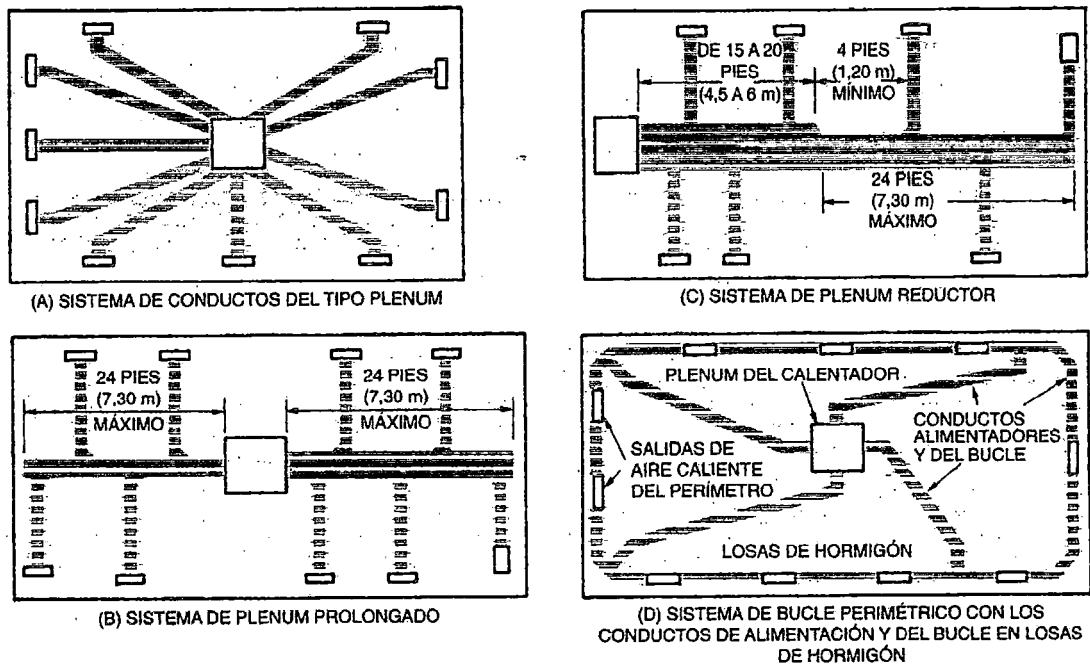
de recuperación estática; sin embargo, esta ventaja desaparece si el cálculo se realiza por ordenador.

Las velocidades sugeridas en la tabla 2.3 pueden que necesiten ajustes hacia valores inferiores para cumplir ciertos criterios de ruido requeridos

| Tipo de edificio  | Descargas de aire | Bocas de retorno | Descarga principal | Descarga (ramificación) | Retorno principal | Retorno (ramificación) | Difusores y Rejillas de retorno |
|---|-------------------|------------------|--------------------|-------------------------|-------------------|------------------------|---------------------------------|
| Viviendas   | 500-750           | 500              | 1000               | 600                     | 800               | 600                    | 200-400                         |
| Apartamentos, habitaciones de hoteles y hospitales        | 500-750           | 500              | 1200               | 800                     | 1000              | 800                    | 200-400                         |
| Despachos particulares, iglesias, bibliotecas, escuelas   | 500-1000          | 600              | 1500               | 1200                    | 1200              | 1000                   | 200-400                         |
| Oficinas, restaurantes de lujo, almacenes de lujo, bancos | 1200-1500         | 700              | 1700               | 1600                    | 1500              | 1200                   | 200-400                         |
| Tiendas en general, cafeterías                            | 1500              | 800              | 2000               | 1600                    | 1500              | 1200                   | 200-400                         |

**Tabla 2.3** Velocidades en pies por minuto recomendadas para los diferentes tipos de conductos

Sea el diseño del sistema de conducto manual o por ordenador, deberán tenerse en cuenta efectos de altitud si el sistema ha de ser instalado a una altitud de 760 m o superior.



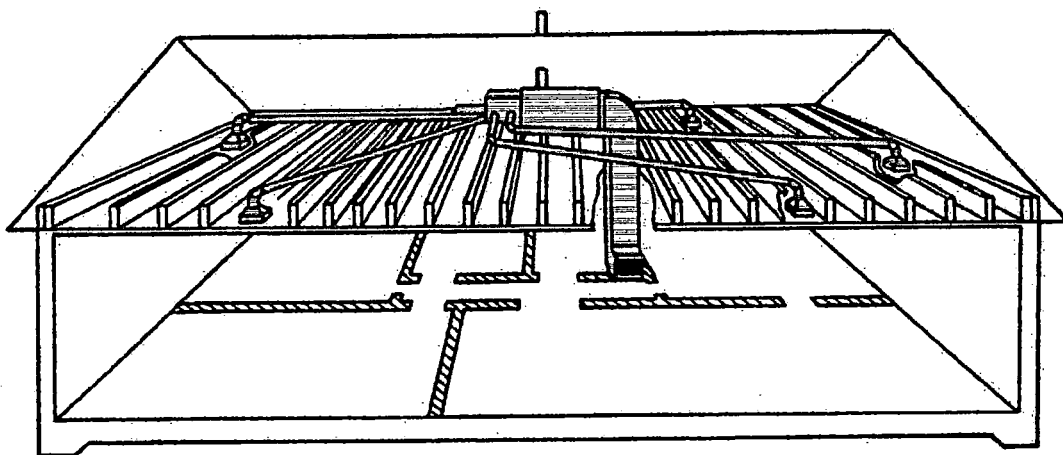
**Figura 2.11** Diferentes sistemas de conductos de alimentación de aire

El sistema de conductos debe proyectarse a fin de que al aire se traslade al espacio acondicionado con toda la libertad posible sin impedimentos, pero el conducto no debe sobredimensionarse. Un conducto sobredimensionado resulta más caro de coste y puede, además, causar problemas en la circulación del aire. Los sistemas de conductos pueden ser de diferentes tipos (Figura 2.11), cada uno de estos sistemas tienen sus ventajas y sus inconvenientes

## EL SISTEMA CON PLENUM

El sistema a base de plenum posee un sistema individual de suministro de aire que lo hace muy indicado para locales donde las bocas de descarga se hallan muy cerca de la unidad (Figura 2.12). Este sistema resulta muy económico desde el punto de vista de su coste y puede instalarse fácilmente por un especialista poco

experimentado. Normalmente, dispone de difusores (desde los cuales se distribuye el aire en el local) localizados en las paredes interiores y se utiliza en los sistemas de calefacción que disponen de aire muy caliente como fuente de calor. Los sistemas con plenum trabajan mejor con sistemas de combustibles fósiles (carbón, fuel-oil o gas) que con bombas de calor, debido a que sus temperaturas de cesión al aire son muchos más altas. Los sistemas con plenum no se limitan a instalaciones interiores para cortos recorridos, por ejemplo, en instalaciones de apartamentos.



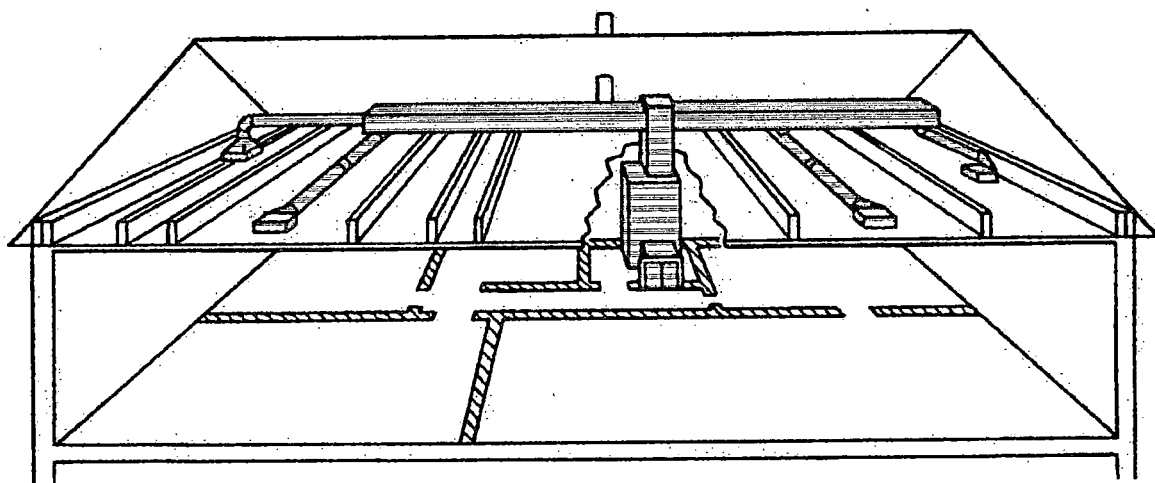
**Figura 2.12** Instalación de conductos con el sistema a base de plenum

Cuando se emplean difusores en las paredes interiores interesa disponer de aire mas caliente. La máxima temperatura de descarga en un sistema de bomba de calor es de 38°C (100°F), mientras que la de un sistema con combustible fósil puede alcanzar fácilmente los 54°C (130°C).

El sistema de retorno de aire puede ser de un solo conducto localizado en el renovador o mezclador de aire, que resulta más económico.

## SISTEMA CON PLENUM PROLONGADO

El sistema con plenum prologado puede aplicarse a un edificio de mucha capacidad estilo casa de campo. El plenum se instala, en este caso, en el punto más distante. El plenum prolongado se conoce como conducto principal y puede ser circular, cuadrado o rectangular (Figura 2.13).

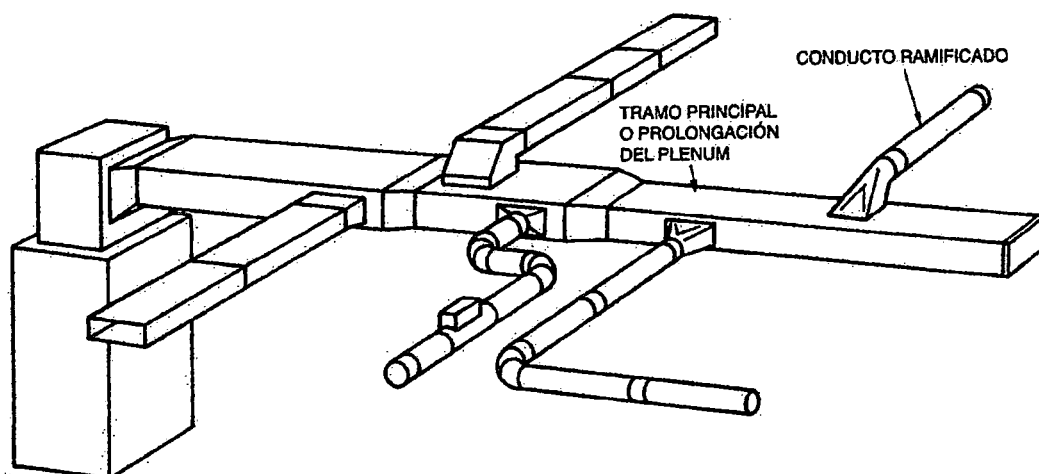


*Figura 2.13* Sistema de conductos con plenum prolongado

El sistema comprende conductos más pequeños, llamados ramificaciones, que completan la conexión a las unidades terminales. Estos pequeños conductos pueden ser también circulares, cuadrados o rectangulares. En las zonas de volumen reducido se instalan normalmente conductos circulares, que resultan más económicos y fáciles de ensamblar. En una construcción media se suele usar conductos de 6 pulg. (15 cm.) de diámetros para las ramificaciones.

## SISTEMA CON PLENUM REDUCTOR

El sistema de plenum reductor (Figura 2.14) reduce el conducto principal a medida que se le añaden ramificaciones. Este sistema presenta la ventaja del ahorro de material y de mantener la misma presión desde un extremo a otro del conducto, cuando esta instalado debidamente. Asegura, además, que cada ramificación del conducto principal tenga aproximadamente la misma presión en la descarga del aire que aquel.



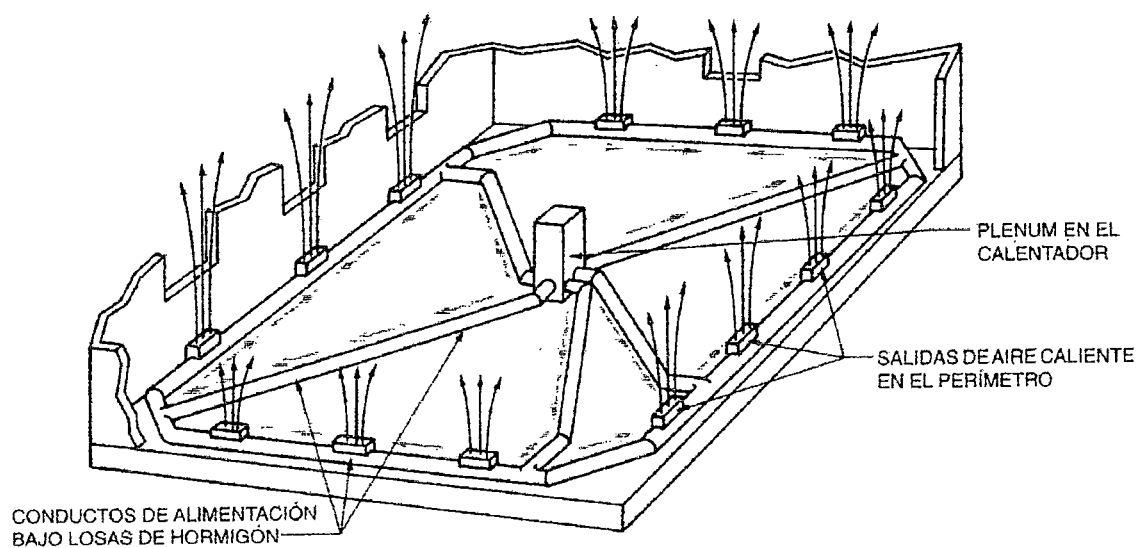
*Figura 2.14* Sistema con plenum reductor

## SISTEMA DE BUCLE PERIMÉTRICO

El sistema de conductos con bucle perimétrico (Figura 2.15) se adapta perfectamente a las instalaciones bajo suelo de hormigón en climas muy fríos. El tendido de tubos se puede efectuar bajo las losas de hormigón en el suelo a lo largo de las paredes exteriores con descarga próximas a ellas. En el tendido de todo el circuito existe aire caliente cuando funciona el ventilador del calentador,



permitiendo que las losas de hormigón se encuentren a igual temperatura. El bucle o circuito mantiene una presión constante alrededor del sistema y proporciona la misma presión a todas las descargas.



**Figura 2.15** Sistema de bucle perimétrico

## **CAPITULO 3**

### **CALCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO PARA VERANO**

La estimación de la carga sirve de base para seleccionar el equipo de acondicionamiento. Debe tenerse en cuenta el calor procedente del exterior en un “día de proyecto”, lo mismo que el calor que se genera en el interior del local.

#### **3.1. CARGAS EXTERIORES**

##### **3.1.1. GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISIÓN A TRAVÉS DE LOS VIDRIOS QUE DAN AL EXTERIOR**

*Tipo de Vidrio:*

Vertical, Triple

Espesor de la lámina de aire 13 mm, Chasis Simple

**Área total de los Vidrios:**

$$A_v = \# \text{ de vidrios} \times (\text{Altura} \times \text{Ancho})$$

$$A_p = 4 \times (3 \text{ m} \times 5.3 \text{ m})$$

$$A_p = 63.6 \text{ m}^2 \times \frac{1 \text{ pie}^2}{0.093 \text{ m}^2}$$

$$A_p = 683.87 \text{ pies}^2$$

**Coefficiente Global  $U_v$  de transferencia de calor**

$$U_v = 1.7 \frac{\text{KCal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} = 1.129 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

**Temperatura exterior**

$$t_e = 82.76^\circ\text{F} \text{ y } HR_e = 95\% \text{ (Senamhi)}$$

**Temperatura y Humedad Relativa Interior**

Tipo de Aplicación: Confort General, de Lujo

$$t_i = 75.2^\circ\text{F} \text{ y } HR_i = 50\% \text{ (Por Confort)}$$

**Calor Sensible Ganado por los vidrios que dan al exterior**

$$Q_v = U_v \times A_v \times (t_e - t_i)$$

$$Q_v = 1.129 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}} \times 683.87 \text{ pie}^2 \times (81.5^\circ\text{F} - 75.2^\circ\text{F})$$

$$Q_v = 5838 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

### 3.1.2. GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISIÓN A TRAVÉS DE LAS PAREDES A RECINTOS ADYACENTES ACONDICIONADOS

#### *Material de Construcción de las paredes:*

Mampostería

Block concreto de 8 pulg., sin acabados

#### *Área total de las paredes:*

$$A_p = \# \text{ de paredes} \times (\text{Altura} \times \text{Ancho})$$

$$A_p = 2 \times (3m \times 5.3m)$$

$$A_p = 31.8m^2 \times \frac{1 \text{ pie}}{0.093m^2}$$

$$A_p = 341.94 \text{ pies}^2$$

#### *Coefficiente Global $U_p$ de transferencia de calor*

$$U_p = 0.49 \frac{BTU}{h - \text{pie}^2 - ^\circ F}$$

#### *Temperatura exterior*

$$t_e = 82.76^\circ F \text{ y } HR_e = 95\%$$

#### *Temperatura y Humedad Relativa Interior*

Tipo de Aplicación: Confort General, de Lujo

$$t_i = 75.2^\circ F \text{ y } HR_i = 50\%$$

**Temperatura de cuartos adyacentes**

Como en el contacto de estas paredes lo hacen con cuartos adyacentes acondicionado, la temperatura de los cuartos adyacentes es igual al del interior, por lo tanto

$$t_a = 75.2^\circ F$$

**Calor Sensible Ganado por las paredes**

$$Q_p = U_p \times A_p \times (t_a - t_i)$$

$$Q_p = 0.49 \frac{BTU}{h - pie^2 - ^\circ F} \times 341.94 pie^2 \times (75.2^\circ F - 75.2^\circ F)$$

$$Q_p = 0 \frac{BTU}{h}$$

### 3.1.3. GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISIÓN A TRAVÉS DE CIELO RASO

**Material de Construcción del Techo:**

Techo Plano y Cielo Raso terminado

Cubierta de Acero, Aislamiento de 1 pulg.

**Área del Techo:**

$A_t =$  Area de un exagono de lado  $a$

$$A_t = \frac{3}{2} \sqrt{3} \times a^2$$

$$A_t = \frac{3}{2} \sqrt{3} \times (5.3 m)$$

$$A_t = 72.98 m^2 \times \frac{1 pie^2}{0.093 m^2}$$

$$A_t = 784.73 pie^2$$

***Coefficiente Global  $U_t$  de transferencia de calor***

$$U_t = 0.17 \frac{BTU}{h - pie^2 - ^\circ F}$$

***Temperatura del espacio creado por el cielo raso sin acondicionamiento***

$$\text{Asumimos } t_a = t_e - 5^\circ F$$

$$t_a = 82.76^\circ F - 5^\circ F$$

$$t_a = 77.76^\circ F$$

***Temperatura y Humedad Relativa Interior***

$$t_i = 75.2^\circ F \text{ y } HR_i = 50\%$$

***Calor Sensible Ganado por el techo***

$$Q_t = U_t \times A_t \times (t_a - t_i)$$

$$Q_t = 0.17 \frac{BTU}{h - pie^2 - ^\circ F} \times 784.73 pie^2 \times (77.76^\circ F - 75.2^\circ F)$$

$$Q_t = 342 \frac{BTU}{h}$$

### 3.1.4. GANANCIA DE CALOR POR RADIACIÓN A TRAVÉS DE LOS VIDRIOS

*Clase de Vidrio:*

Polarizado, Verde Oscuro, Sin Sombra

**VIDRIO 1: (Este)**

*Área del Vidrio 1*

$$A_1 = \text{Altura} \times \text{Ancho}$$

$$A_1 = 3\text{ m} \times 5.3\text{ m}$$

$$A_1 = 15.9\text{ m}^2 \times \frac{1\text{ pie}}{0.093\text{ m}^2}$$

$$A_1 = 170.97\text{ pie}^2$$

*Ganancia solar a través de cristales (10° Latitud Sur, Mes de  
Febrero, Este)*

$$q_1' = 11 \frac{\text{BTU}}{\text{h} - \text{pie}^2}$$

*Factor de corrección para diferentes tipos de dispositivos protectores  
contra la luz solar*

$$f_1 = 0.32$$

***Ganancia de Calor Sensible por el vidrio 1***

$$q_1 = q_1' \times f_1 \times A_1$$

$$q_1 = 11 \frac{BTU}{h - pie^2} \times 0.32 \times 107.97 pie^2$$

$$q_1 = 601.81 \frac{BTU}{h}$$

**VIDRIO 2: (Sur-Este)*****Área del Vidrio 2***

$$A_2 = \text{Altura} \times \text{Ancho}$$

$$A_2 = 3 m \times 5.3 m$$

$$A_2 = 15.9 m^2 \times \frac{1 pie}{0.093 m^2}$$

$$A_2 = 170.97 pie^2$$

***Ganancia solar a través de cristales (10° Latitud Sur, Mes de  
Febrero, Sur-Este)***

$$q_2' = 11 \frac{BTU}{h - pie^2}$$

***Factor de corrección para diferentes tipos de dispositivos protectores  
contra la luz solar***

$$f_2 = 0.32$$



**Ganancia de Calor Sensible por el vidrio 2**

$$q_2 = q_2' \times f_2 \times A_2$$

$$q_2 = 11 \frac{BTU}{h \cdot pie^2} \times 0.32 \times 107.97 \text{ pie}^2$$

$$q_2 = 601.81 \frac{BTU}{h}$$

**VIDRIO 3: (Oeste)****Área del Vidrio 3**

$$A_3 = \text{Altura} \times \text{Ancho}$$

$$A_3 = 3 \text{ m} \times 5.3 \text{ m}$$

$$A_3 = 15.9 \text{ m}^2 \times \frac{1 \text{ pie}}{0.093 \text{ m}^2}$$

$$A_3 = 170.97 \text{ pie}^2$$

**Ganancia solar a través de cristales (10° Latitud Sur, Mes de  
Febrero, Oeste)**

$$q_3' = 163 \frac{BTU}{h \cdot pie^2}$$

**Factor de corrección para diferentes tipos de dispositivos protectores  
contra la luz solar**

$$f_3 = 0.32$$

**Ganancia de Calor Sensible por el vidrio 3**

$$q_3 = q'_3 \times f_3 \times A_3$$

$$q_3 = 163 \frac{BTU}{h \cdot pie^2} \times 0.32 \times 107.97 pie^2$$

$$q_3 = 8917.79 \frac{BTU}{h}$$

**VIDRIO 4: (Nor-Este)****Área del Vidrio 4**

$$A_4 = \text{Altura} \times \text{Ancho}$$

$$A_4 = 3 m \times 5.3 m$$

$$A_4 = 15.9 m^2 \times \frac{1 pie}{0.093 m^2}$$

$$A_4 = 170.97 pie^2$$

**Ganancia solar a través de cristales (10° Latitud Sur, Mes de Febrero, Nor-Este)**

$$q'_4 = 11 \frac{BTU}{h \cdot pie^2}$$

**Factor de corrección para diferentes tipos de dispositivos protectores contra la luz solar**

$$f_4 = 0.32$$

***Ganancia de Calor Sensible por el vidrio 4***

$$q_4 = q'_4 \times f_4 \times A_4$$

$$q_4 = 11 \frac{BTU}{h-pie^2} \times 0.32 \times 107.97 pie^2$$

$$q_4 = 601.81 \frac{BTU}{h}$$

**GANANCIA TOTAL A TRAVÉS DE LOS VIDRIOS**

**(Tipo de Vidrio: Vidrio Absorbente, Sin Persiana)**

***Factor total de ganancia solar a través del vidrio***

*FACTOR* = 0.62 (Coeficiente de Absorción 0.56 a 0.70)

***Calor Sensible Total Ganado por Radiación Solar a través de los vidrios)***

$$Q_{v-t} = (q_1 + q_2 + q_3 + q_4) \times FACTOR$$

$$Q_{v-t} = (601.81 + 601.81 + 8917.79 + 601.81) \frac{BTU}{h} \times 0.62$$

$$Q_{v-t} = 6648 \frac{BTU}{h}$$

**3.1.5. GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN DE AIRE POR PUERTAS Y VENTANAS**

Utilizando el Método de las Fisuras

(Basada para una Velocidad del Viento de 25 MPH)

***Tasa Máxima recomendadas de infiltración para diseño por  
ventanas***

$$\text{Por Ventanas: } 0.75 \frac{CFM}{\text{pie de fisura}}$$

$$\text{Fisura total de Ventanas: } 21m \times \frac{1 \text{ pie}}{0.3048m} = 68.898 \text{ pies}$$

***Tasa de Infiltración por Ventanas***

$$i_v = 0.75 \frac{CFM}{\text{pie de fisura}} \times 68.898$$

$$i_v = 51.6735CFM$$

***Tasa Máxima recomendadas de infiltración para diseño por puertas***

$$\text{Por Puertas: } 1.0 \frac{CFM}{\text{pie de fisura}}$$

$$\text{Fisura total de Puertas: } 10.31m \times \frac{1 \text{ pie}}{0.3048m} = 33.793 \text{ pies}$$

***Tasa de Infiltración por Puertas***

$$i_p = 1.00 \frac{CFM}{\text{pie de fisura}} \times 33.793$$

$$i_p = 33.793CFM$$

***Tasa de infiltración total (por puertas y ventanas)***

$$i_{\text{inf}} = i_v + i_p$$

$$i_{\text{inf}} = 51.6735CFM + 33.793CFM$$

$$i_{\text{inf}} = 85.4665CFM$$

Las infiltraciones de aire a través de fisuras en las ventanas y puertas ocasionan una ganancia de calor, tanto sensible como latente, en el recinto.

### **Efecto de la infiltración de aire sobre la ganancia de calor sensible**

#### ***Calor Sensible Ganado por infiltración***

$$Q_{\text{inf-s}} = 1.1 \times i_{\text{inf}} \times (t_e - t_i)$$

$$Q_{\text{inf-s}} = 1.1 \times 85.4665 \text{ CFM} \times (82.76^\circ \text{ F} - 75.2^\circ \text{ F})$$

$$Q_{\text{inf-s}} = 711 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

### **Efecto de la infiltración de aire sobre la ganancia de calor latente**

Relaciones de humedad mayor (exterior) y menor (interior) expresada en granos de agua por cada libra de aire seco

#### ***Para el interior***

$$TBS_i = t_i = 75.2^\circ \text{ F}$$

$$HR_i = 50\%$$

Obtenemos de la Tabla Psicrometrica

$$W_i' = 65 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

**Para el exterior**

$$TBS_e = t_e = 82.76^\circ F$$

$$HR_e = 95\%$$

Obtenemos de la Tabla Psicrometrica

$$W'_e = 163 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

**Calor Latente Ganado por infiltración**

$$Q_{\text{inf-l}} = 0.68 \times i_{\text{inf}} \times (W'_e - W'_i)$$

$$Q_{\text{inf-l}} = 0.68 \times 85.4665 \text{ CFM} \times \left( 163 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}} - 65 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}} \right)$$

$$Q_{\text{inf-l}} = 5698 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

**3.1.6. GANANCIA DE CALOR POR VENTILACIÓN**

En general se admite algo de aire exterior por razones sanitarias y de confort. El calor sensible y el latente de este aire son mayores que el del aire del recinto, por lo cual se vuelve parte de la carga de enfriamiento, pero no de la carga del recinto

**Aire de Ventilación necesario por persona**

(Institucional, Escuelas, Salón de clases)

$$i_{\text{vent}} = 10 \frac{\text{CFM}}{\text{persona}} \text{ (Mínimo recomendado)}$$

***Número de personas***

$$n = 36 \text{ personas}$$

***Cantidad de aire exterior necesario***

$$CFM_{vent} = n \times i_{vent}$$

$$CFM_{vent} = 36 \text{ personas} \times 10 \frac{CFM}{\text{persona}}$$

$$CFM_{vent} = 360 CFM$$

**Efecto de la ventilación de aire sobre la ganancia de calor sensible*****Calor Sensible Ganado por ventilación***

$$Q_{inf-s} = 1.1 \times CFM_{ventilacion} \times (t_e - t_i)$$

$$Q_{inf-s} = 1.1 \times 360 CFM \times (82.76^\circ F - 75.2^\circ F)$$

$$Q_{inf-s} = 2994 \frac{BTU}{h}$$

**Efecto de la ventilación de aire sobre la ganancia de calor latente**

Relaciones de humedad mayor (exterior) y menor (interior)  
expresada en granos de agua por cada libra de aire seco

***Para el interior***

$$TBS_i = t_i = 75.2^\circ F$$

$$HR_i = 50\%$$

Obtenemos de la Tabla Psicrometrica

$$W'_i = 65 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

**Para el exterior**

$$TBS_e = t_e = 82.76^\circ F$$

$$HR_e = 95\%$$

Obtenemos de la Tabla Psicrometrica

$$W'_e = 163 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

**Calor Latente Ganado por ventilación**

$$Q_{\text{inf-l}} = 0.68 \times CFM_{\text{ventilacion}} \times (W'_e - W'_i)$$

$$Q_{\text{inf-l}} = 0.68 \times 360 CFM \times \left( 163 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}} - 65 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}} \right)$$

$$Q_{\text{inf-l}} = 23990 \frac{BTU}{h}$$

## 3.2. CARGAS INTERIORES

### 3.2.1. GANANCIA DE CALOR POR LAS PERSONAS DENTRO DEL LOCAL A ACONDICIONAR

En el cuerpo humano se producen unas transformaciones exotérmicas cuya intensidad es variable según el individuo y la actividad desarrollada. La temperatura interior más favorable a estas



transformaciones es de 37°C, con una tolerancia muy pequeña. El cuerpo humano es capaz de mantener esta temperatura dentro de variaciones bastante amplias de la temperatura ambiente, gracias a su facultad de expulsar hacia el exterior una cantidad mas o menos importante de calor desarrollado.

El cuadro a continuación presenta los calores sensibles y latentes expulsados por los ocupantes para diferentes recintos y actividades desarrolladas en el, estos son validos para una permanencia superior a tres horas en los locales acondicionados. (Ver Tabla 3.1)

#### ***Numero de Personas***

$n = 36$  personas , de los cuales:

35 son alumnos adultos, que se encuentran sentados y;

1 es profesor, que se encuentra de pie con marcha lenta

#### ***Factor de carga de enfriamiento para las personas***

$FCE = 1.00$  (Cuando el sistema de acondicionamiento se apaga durante la noche)

De la tabla 3.1, obtenemos los calores sensibles y latentes tanto para el alumno y el profesor, según su grado de actividad

| GRADO DE ACTIVIDAD                   | TIPO DE APLICACION                            | Metabolismo hombre adulto (KCal/h) | Metabolismo medio (KCal/h) | TEMPERATURA SECA DEL LOCAL (°C) |     |        |     |        |     |        |     |        |     |
|--------------------------------------|---|------------------------------------|----------------------------|---------------------------------|-----|--------|-----|--------|-----|--------|-----|--------|-----|
|                                      |   |                                    |                            | 28                              |     | 27     |     | 26     |     | 24     |     | 21     |     |
|                                      |   |                                    |                            | KCal/h                          |     | KCal/h |     | KCal/h |     | KCal/h |     | KCal/h |     |
|                                      |   |                                    |                            | Sens                            | Lat | Sens   | Lat | Sens   | Lat | Sens   | Lat | Sens   | Lat |
| Sentados, en reposo                  | Teatro, escuela primaria                      | 98                                 | 88                         | 44                              | 44  | 49     | 39  | 53     | 35  | 58     | 30  | 65     | 23  |
| Sentados, trabajo muy ligero         | Escuela secundaria                            | 113                                | 100                        | 45                              | 35  | 48     | 52  | 54     | 46  | 60     | 40  | 68     | 32  |
| Empleado de oficina                  | Oficina, hotel, apartamento, escuela superior | 120                                | 113                        | 45                              | 68  | 50     | 63  | 54     | 59  | 61     | 52  | 71     | 42  |
| De pie, marcha lenta                 | Almacenes, tienda                             | 139                                |                            |                                 |     |        |     |        |     |        |     |        |     |
| Sentado, de pie                      | Farmacia                                      | 139                                | 126                        | 45                              | 81  | 50     | 76  | 55     | 71  | 64     | 62  | 73     | 53  |
| De pie, marcha lenta                 | Banco   | 139                                |                            |                                 |     |        |     |        |     |        |     |        |     |
| Sentado                              | Restaurante                                   | 126                                | 139                        | 48                              | 91  | 55     | 84  | 61     | 78  | 71     | 68  | 81     | 58  |
| Trabajo ligero en el banco de taller | Fabrica, trabajo ligero                       | 202                                | 189                        | 48                              | 141 | 55     | 134 | 62     | 127 | 74     | 115 | 92     | 97  |
| Baile o danza                        | Sala de baile                                 | 227                                | 214                        | 55                              | 159 | 62     | 152 | 69     | 145 | 82     | 132 | 101    | 113 |
| Marcha; 5 Km/h                       | Fabrica, trabajo bastante penoso              | 252                                | 252                        | 68                              | 184 | 76     | 176 | 83     | 169 | 96     | 156 | 116    | 136 |
| Trabajo penoso                       | Pista de Bowling Fabrica                      | 378                                | 265                        | 113                             | 252 | 117    | 248 | 122    | 243 | 132    | 233 | 152    | 213 |

**Tabla 3.1** Ganancias de calor debidas a los ocupantes según el grado de actividad

## Ganancias de Calor Sensible

### Ganancia de calor sensible por persona

$$q_{s \text{ alumnos}} = 60 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 238.09524 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$q_{s \text{ profesores}} = 61 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 242.06349 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

### Calor Sensible ganado por personas

$$Q_{sp} = \# \text{ profesores} \times q_{s \text{ profesores}} + \# \text{ alumnos} \times q_{s \text{ alumnos}}$$

$$Q_{sp} = 1 \times 242.06349 + 35 \times 238.09524$$

$$Q_{sp} = 8575 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

## Ganancias de Calor Latente

### Ganancia de calor latente por persona

$$q_{l \text{ alumnos}} = 40 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 158.73016 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$q_{l \text{ profesores}} = 52 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 206.34921 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

### Calor Latente ganado por personas

$$Q_{sp} = \# \text{ profesores} \times q_{l \text{ profesores}} + \# \text{ alumnos} \times q_{l \text{ alumnos}}$$

$$Q_{sp} = 1 \times 206.34921 + 35 \times 158.73016$$

$$Q_{sp} = 5762 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

### 3.2.2. GANANCIA DE CALOR POR ALUMBRADO

#### *Capacidad del alumbrado*

$$W = 80 \text{ Watt}$$

#### *Factor de balastra*

Este factor toma en cuenta las pérdidas de calor en la balastra de las unidades fluorescentes, u otras pérdidas especiales. Un valor típico de FB es 1.25 para el alumbrado fluorescente

$$FB = 1.25$$

#### *Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado*

Este factor toma en cuenta el almacenamiento de parte de la ganancia de calor por alumbrado. El efecto de almacenamiento depende de cuanto tiempo esta encendido el alumbrado y trabaja el sistema de enfriamiento, así como de la construcción del local, el tipo de unidades de alumbrado, y la cantidad de ventilación

$$FCE = 1.00$$

#### *Ganancia de Calor Sensible por alumbrado*

$$Q_a = \# \text{ fluorescentes} \times 3.4 \times W \times FB \times FCE$$

$$Q_a = 13 \times 3.4 \times 80 \text{ W} \times 1.25 \times 1.00$$

$$Q_a = 4420 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

### 3.2.3. GANANCIA DE CALOR POR COMPUTADORAS

*Numero de PC'S*

$$n = 36 \text{ computadoras}$$

*Ganancia de calor sensible por cada computadora*

$$q_s = 150 \text{ W}$$

*Calor Sensible ganado por equipos*

$$Q_{sc} = n \times 3.4 \times q_s$$

$$Q_{sc} = 36 \text{ computadoras} \times 3.4 \times 150 \text{ W}$$

$$Q_{sc} = 18360 \frac{\text{BTU}}{h}$$

### 3.2.4. GANANCIA DE CALOR POR PROYECTOR

*Ganancia de calor sensible por el proyector multimedia*

$$q_s = 400 \text{ W}$$

*Calor Sensible ganado por el proyector multimedia*

$$Q_{sc} = 3.4 \times q_s$$

$$Q_{sc} = 3.4 \times 400 \text{ W}$$

$$Q_{sc} = 1360 \frac{\text{BTU}}{h}$$

**RESUMEN****Cargas Exteriores**

Calor Sensible Ganado por los vidrios que dan al exterior

$$5838 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible Ganado por las paredes

$$0 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible Ganado por el techo

$$342 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible Total Ganado por Radiación Solar a través de los vidrios

$$6648 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible Ganado por infiltración

$$711 \frac{BTU}{h}$$

Calor Latente Ganado por infiltración

$$5698 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible Ganado por ventilación

$$2994 \frac{BTU}{h}$$

Calor Latente Ganado por ventilación

$$23990 \frac{BTU}{h}$$

### **Cargas Interiores**

Calor Sensible ganado por personas

$$8575 \frac{BTU}{h}$$

Calor Latente ganado por personas

$$5762 \frac{BTU}{h}$$

Ganancia de Calor Sensible por alumbrado

$$4420 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible ganado por computadoras

$$18360 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible ganado por el proyector multimedia

$$1360 \frac{BTU}{h}$$

**BALANCE TERMICO***Calor Sensible Ganado Total*

$$49248 \frac{BTU}{h}$$

*Calor Latente Ganado Total*

$$35450 \frac{BTU}{h}$$

**Calor Ganado Total**

$$84698 \frac{BTU}{h}$$

**CONCLUSION:** Se necesita que el aire que entre al local posea bajo calor sensible y bajo calor latente para que absorba estos calores que posee el local



## **CAPITULO 4**

### **CALCULO DE LA CARGA DE CALEFACCION PARA INVIERNO**

La valoración de la carga de calefacción sirve de base para seleccionar el equipo de calefacción. Normalmente se calcula dicha carga considerando las temperaturas invernales que se producen generalmente de noche.

#### **4.1 CARGAS EXTERNAS**

##### **4.1.1. PERDIDA DE CALOR POR TRANSMISIÓN A TRAVÉS DE LOS VIDRIOS QUE DAN AL EXTERIOR**

*Tipo de Vidrio:*

Vertical, Triple

Espesor de la lámina de aire 13 mm, Chasis Simple

**Área total de los Vidrios:**

$$A_v = \# \text{ de vidrios} \times (\text{Altura} \times \text{Ancho})$$

$$A_p = 4 \times (3 \text{ m} \times 5.3 \text{ m})$$

$$A_p = 63.6 \text{ m}^2 \times \frac{1 \text{ pie}}{0.093 \text{ m}^2}$$

$$A_p = 683.87 \text{ pies}^2$$

**Coefficiente Global  $U_v$  de transferencia de calor**

$$U_v = 1.7 \frac{\text{KCal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ \text{C}} = 1.129 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ \text{F}}$$

**Temperatura Interior**

Tipo de Aplicación: Confort General con Humectación

$$t_i = 73.4^\circ \text{F} \text{ y } HR_i = 35\%$$

**Temperatura Exterior**

$$t_e = 55.4^\circ \text{F} \text{ y } HR_e = 96\%$$

**Calor Sensible Perdido por los vidrios**

$$Q_v = U_v \times A_v \times (t_i - t_e)$$

$$Q_v = 1.129 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ \text{F}} \times 683.87 \text{ pie}^2 \times (73.4^\circ \text{F} - 55.4^\circ \text{F})$$

$$Q_v = 13901 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

#### 4.1.2. PERDIDA DE CALOR POR TRANSMISIÓN A TRAVÉS DE LAS PAREDES A RECINTOS ADYACENTES ACONDICIONADOS

*Material de Construcción de las paredes:*

Mampostería

Block concreto de 8 pulg., sin acabados

*Área total de las paredes:*

$$A_p = \# \text{ de paredes} \times (\text{Altura} \times \text{Ancho})$$

$$A_p = 2 \times (3m \times 5.3m)$$

$$A_p = 31.8m^2 \times \frac{1 \text{ pie}}{0.093m^2}$$

$$A_p = 341.94 \text{ pies}^2$$

*Coefficiente Global  $U_p$  de transferencia de calor*

$$U_p = 0.49 \frac{BTU}{h - \text{pie}^2 - ^\circ F}$$

*Temperatura Interior*

Tipo de Aplicación: Confort General con Humectación

$$t_i = 73.4^\circ F \text{ y } HR_i = 35\%$$

***Temperatura Exterior***

$$t_e = 55.4^\circ F \text{ y } HR_i = 96\%$$

***Temperatura de cuartos adyacentes***

Como el contacto de estas paredes lo hacen con cuartos adyacentes acondicionado, la temperatura de los cuartos adyacentes es igual al del interior, por lo tanto

$$t_a = 75.2^\circ F$$

***Calor Sensible Ganado por las paredes***

$$Q_p = U_p \times A_p \times (t_a - t_i)$$

$$Q_p = 0.49 \frac{BTU}{h - pie^2 - ^\circ F} \times 341.94 pie^2 \times (75.2^\circ F - 75.2^\circ F)$$

$$Q_p = 0 \frac{BTU}{h}$$

### **4.1.3. PERDIDA DE CALOR POR TRANSMISION A TRAVÉS DE CIELO RASO**

***Material de Construcción del Techo:***

Techo Plano y Cielo Raso terminado

Cubierta de Acero, Aislamiento de 1 pulg.

**Área del Techo:**

$A_t = \text{Área de un exágono de lado } a$

$$A_t = \frac{3}{2}\sqrt{3} \times a^2$$

$$A_t = \frac{3}{2}\sqrt{3} \times (5.3\text{ m})^2$$

$$A_t = 72.98\text{ m}^2 \times \frac{1\text{ pie}^2}{0.093\text{ m}^2}$$

$$A_t = 784.73\text{ pies}^2$$

**Coefficiente Global  $U_t$  de transferencia de calor**

$$U_t = 0.17 \frac{\text{BTU}}{\text{h} - \text{pie}^2 - ^\circ\text{F}}$$

**Temperatura del espacio generado por el cielo raso**

Como el contacto de estas paredes lo hacen con cuartos adyacentes no

acondicionados, asumimos  $t_a = 0.5 \times (t_i + t_e)$

$$t_a = 0.5 \times (73.4 + 55.4)$$

$$t_a = 64.4^\circ\text{ F}$$

**Temperatura Interior**

Tipo de Aplicación: Confort General con Humectación

$$t_i = 73.4^\circ\text{ F} \text{ y } HR_i = 35\%$$

**Calor Sensible Perdido por el techo**

$$Q_i = U_i \times A_i \times (t_i - t_a)$$

$$Q_i = 0.17 \frac{BTU}{h - pie^2 - ^\circ F} \times 784.73 pie^2 \times (73.4^\circ F - 64.4^\circ F)$$

$$Q_i = 1201 \frac{BTU}{h}$$

#### 4.1.4. PERDIDA DE CALOR POR TRANSMISION A TRAVÉS DEL PISO

**Material de Construcción del Piso:**

Concreto, Piso loseta asfáltica

Cubierta de concreto de 4 pulg.

**Área del Techo**

$A_i =$  Area de un exagono de lado  $a$

$$A_i = \frac{3}{2} \sqrt{3} \times a^2$$

$$A_i = \frac{3}{2} \sqrt{3} \times (5.3m)^2$$

$$A_i = 72.98m^2 \times \frac{1 pie^2}{0.093m^2}$$

$$A_i = 784.73 pies^2$$

**Coficiente Global  $U_{sub}$  de transferencia de calor**

$$U_{sub} = 0.25 \frac{BTU}{h - pie^2 - ^\circ F}$$

### ***Temperatura del subsuelo***

A veces se estima en 50°F la temperatura del subsuelo

$$t_{sub} = 50^\circ F$$

### ***Temperatura Interior***

Tipo de Aplicación: Confort General con Humectación

$$t_i = 73.4^\circ F \text{ y } HR_i = 35\%$$

### ***Perdida de Calor Sensible por el Suelo***

$$Q_{sub} = U_{sub} \times A_{sub} \times (t_i - t_a)$$

$$Q_{sub} = 0.25 \frac{BTU}{h - pie^2 - ^\circ F} \times 784.73 pie^2 \times (73.4^\circ F - 50^\circ F)$$

$$Q_{sub} = 4591 \frac{BTU}{h}$$

## **4.1.5. PERDIDA DE CALOR POR INFILTRACIÓN DE AIRE POR PUERTAS Y VENTANAS.**

### **Perdida de Calor Sensible por Infiltración de Aire**

Utilizando el Método de las Fisuras

(Basada para una Velocidad del Viento de 25 MPH)

***Tasa Máxima recomendadas de infiltración para diseño por  
ventanas***

$$\text{Por Ventanas: } 0.75 \frac{CFM}{\text{pie de fisura}}$$

$$\text{Fisura total de Ventanas: } 21m \times \frac{1 \text{ pie}}{0.3048m} = 68.898 \text{ pies}$$

***Tasa de Infiltración por Ventanas***

$$i_v = 0.75 \frac{CFM}{\text{pie de fisura}} \times 68.898$$

$$i_v = 51.6735CFM$$

***Tasa Máxima recomendadas de infiltración para diseño por puertas***

$$\text{Por Puertas: } 1.0 \frac{CFM}{\text{pie de fisura}}$$

$$\text{Fisura total de Puertas: } 10.31m \times \frac{1 \text{ pie}}{0.3048m} = 33.793 \text{ pies}$$

***Tasa de Infiltración por Puertas***

$$i_p = 1.00 \frac{CFM}{\text{pie de fisura}} \times 33.793$$

$$i_p = 33.793CFM$$

***Tasa de infiltración total (por puertas y ventanas)***

$$i_{\text{inf}} = i_v + i_p$$

$$i_{\text{inf}} = 51.6735CFM + 33.793CFM$$

$$i_{\text{inf}} = 85.4665CFM$$



Las infiltraciones de aire a través de fisuras en las ventanas y puertas ocasionan una pérdida de calor, tanto sensible como latente, en el recinto.

### **Efecto de la infiltración de aire sobre la pérdida de calor sensible**

#### ***Calor Sensible Perdido por infiltración***

$$Q_{\text{inf-s}} = 1.1 \times i_{\text{inf}} \times (t_i - t_e)$$

$$Q_{\text{inf-s}} = 1.1 \times 85.4665 \text{ CFM} \times (75.2^\circ \text{ F} - 55.4^\circ \text{ F})$$

$$Q_{\text{inf-s}} = 1693 \frac{\text{BTU}}{h}$$

### **Efecto de la infiltración de aire sobre la ganancia de calor latente**

Relaciones de humedad mayor (exterior) y menor (interior)  
expresada en granos de agua por cada libra de aire seco

#### ***Para el interior***

$$TBS_i = t_i = 73.4^\circ \text{ F}$$

$$HR_i = 35\%$$

Obtenemos de la Tabla Psicrometrica

$$W_i' = 43 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

**Para el exterior**

$$TBS_e = t_e = 55.4^\circ F$$

$$HR_e = 96\%$$

Obtenemos de la Tabla Psicrometrica

$$W'_e = 63.5 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

**Calor Latente Ganado por infiltración**

$$Q_{\text{inf-l}} = 0.68 \times i_{\text{inf}} \times (W'_e - W'_i)$$

$$Q_{\text{inf-l}} = 0.68 \times 85.4665 \text{ CFM} \times \left( 63.5 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}} - 43 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}} \right)$$

$$Q_{\text{inf-l}} = 1192 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

**4.1.6. PERDIDA DE CALOR POR VENTILACIÓN**

En general se admite algo de aire exterior por razones sanitarias y de confort. El calor sensible y el latente de este aire son mayores que el del aire del recinto, por lo cual se vuelve parte de la carga de enfriamiento, pero no de la carga del recinto

**Aire de Ventilación necesario por persona**

(Institucional, Escuelas, Salón de clases)

$$i_{\text{vent}} = 10 \frac{\text{CFM}}{\text{persona}} \text{ (Mínimo recomendado)}$$

**Numero de personas**

$$n = 36 \text{ personas}$$

**Cantidad de aire exterior necesario**

$$CFM_{vent} = n \times i_{vent}$$

$$CFM_{vent} = 36 \text{ personas} \times 10 \frac{CFM}{\text{persona}}$$

$$CFM_{vent} = 360 CFM$$

**Efecto de la ventilación de aire sobre la pérdida de calor sensible**

$$Q_{inf-s} = 1.1 \times CFM_{ventilacion} \times (t_i - t_e)$$

$$Q_{inf-s} = 1.1 \times 360 CFM \times (73.4^\circ F - 55.4^\circ F)$$

$$Q_{inf-s} = 7128 \frac{BTU}{h}$$

**Efecto de la ventilación de aire sobre la ganancia de calor latente**

Relaciones de humedad mayor (exterior) y menor (interior)

expresada en granos de agua por cada libra de aire seco

**Para el interior**

$$TBS_i = t_i = 73.4^\circ F$$

$$HR_i = 35\%$$

Obtenemos de la Tabla Psicrometrica

$$W'_i = 43 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

***Para el exterior***

$$TBS_e = t_e = 55.4^\circ F$$

$$HR_e = 96\%$$

Obtenemos de la Tabla Psicrometrica

$$W'_e = 63.5 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

***Calor Latente Ganado por ventilación***

$$Q_{\text{inf-l}} = 0.68 \times CFM_{\text{ventilacion}} \times (W'_e - W'_i)$$

$$Q_{\text{inf-l}} = 0.68 \times 360 CFM \times \left( 63.5 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}} - 43 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}} \right)$$

$$Q_{\text{inf-l}} = 5018 \frac{BTU}{h}$$

**4.2. CARGAS INTERNAS****4.2.1. GANANCIA DE CALOR POR LAS PERSONAS DENTRO DEL LOCAL A ACONDICIONAR*****Numero de Personas***

$n = 36$  personas , de los cuales,

35 son alumnos adultos, que se encuentran sentados y;

1 es profesor, que se encuentra de pie con marcha lenta

***Factor de carga de enfriamiento para las personas***

$FCE = 1.00$  (Cuando el sistema de acondicionamiento se apaga durante la noche)

**Ganancia de Calor Sensible*****Ganancia de calor sensible por persona***

$$q_{s \text{ alumnos}} = 60 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 238.09524 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$q_{s \text{ profesores}} = 61 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 242.06349 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

***Calor Sensible ganado por personas***

$$Q_{sp} = \# \text{ profesores} \times q_{s \text{ profesores}} + \# \text{ alumnos} \times q_{s \text{ alumnos}}$$

$$Q_{sp} = 1 \times 242.06349 + 35 \times 238.09524$$

$$Q_{sp} = 8575 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

**Ganancia de Calor Latente*****Ganancia de calor latente por persona***

$$q_{l \text{ alumnos}} = 40 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 158.73016 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$q_{l \text{ profesores}} = 52 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 206.34921 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

**Calor Latente ganado por personas**

$$Q_{sp} = \# \text{ profesores} \times q_{l \text{ profesores}} + \# \text{ alumnos} \times q_{l \text{ alumnos}}$$

$$Q_{sp} = 1 \times 206.34921 + 35 \times 158.73016$$

$$Q_{sp} = 5762 \frac{BTU}{h}$$

**4.2.2. GANANCIA DE CALOR POR ALUMBRADO****Capacidad del alumbrado**

$$W = 80 \text{ Watt}$$

**Factor de balastra**

$$FB = 1.25$$

**Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado**

$$FCE = 1.00$$

**Ganancia de Calor Sensible por alumbrado**

$$Q_a = \# \text{ fluorescentes} \times 3.4 \times W \times FB \times FCE$$

$$Q_a = 13 \times 3.4 \times 80 \text{ W} \times 1.25 \times 1.00$$

$$Q_a = 4420 \frac{BTU}{h}$$

### 4.2.3. GANANCIA DE CALOR POR COMPUTADORAS

*Numero de PC'S*

$$n = 36 \text{ computadoras}$$

*Ganancia de calor sensible por cada computadora*

$$q_s = 150 \text{ W}$$

*Calor Sensible ganado por equipos*

$$Q_{sc} = n \times 3.4 \times q_s$$

$$Q_{sc} = 36 \text{ computadoras} \times 3.4 \times 150 \text{ W}$$

$$Q_{sc} = 18360 \frac{\text{BTU}}{h}$$

### 4.2.4. GANANCIA DE CALOR POR PROYECTOR

*Ganancia de calor sensible por el proyector multimedia*

$$q_s = 400 \text{ W}$$

*Calor Sensible ganado por el proyector multimedia*

$$Q_{sc} = 3.4 \times q_s$$

$$Q_{sc} = 3.4 \times 400 \text{ W}$$

$$Q_{sc} = 1360 \frac{\text{BTU}}{h}$$

**RESUMEN****Cargas Exteriores**

Calor Sensible Ganado por los vidrios que dan al exterior

$$13901 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible Ganado por las paredes

$$0 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible Ganado por el techo

$$1201 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible Perdido por infiltración

$$1693 \frac{BTU}{h}$$

Calor Latente Ganado por infiltración

$$1192 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible Perdido por ventilación

$$7128 \frac{BTU}{h}$$

Calor Latente Ganado por ventilación

$$5018 \frac{BTU}{h}$$



**Cargas Interiores**

Calor Sensible ganado por personas

$$8575 \frac{BTU}{h}$$

Calor Latente ganado por personas

$$5762 \frac{BTU}{h}$$

Ganancia de Calor Sensible por alumbrado

$$4420 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible ganado por computadoras

$$18360 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible ganado por el proyector multimedia

$$1360 \frac{BTU}{h}$$

**BALANCE TERMICO***Calor Sensible Ganado Total*

$$32715 \frac{BTU}{h}$$

*Calor Latente Ganado Total*

$$11972 \frac{BTU}{h}$$

*Calor Sensible Perdido Total*

$$28513 \frac{BTU}{h}$$

*Calor Latente Perdido Total*

$$0 \frac{BTU}{h}$$

Como se puede apreciar el local en época de invierno, con sus 36 ocupantes todavía tiene que expulsar calor latente como sensible

**CONCLUSION:** Se necesita que el aire que entra al local posea bajo calor sensible y bajo calor latente para que absorba estos calores que posee el local.

A continuación se hará el balance térmico cuando el local esta desocupado, esto quiere decir, cuando no existe ninguna carga interna, esto nos servirá para encontrar la carga de calefacción máxima.

**Cargas Exteriores**

Calor Sensible Ganado por los vidrios que dan al exterior

$$13901 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible Ganado por las paredes

$$0 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible Ganado por el techo

$$1201 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible Perdido por infiltración

$$1693 \frac{BTU}{h}$$

Calor Latente Ganado por infiltración

$$1192 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible Perdido por ventilación

$$7128 \frac{BTU}{h}$$

Calor Latente Ganado por ventilación

$$5018 \frac{BTU}{h}$$

**Cargas Interiores**

Calor Sensible ganado por personas

$$0 \frac{BTU}{h}$$

Calor Latente ganado por personas

$$0 \frac{BTU}{h}$$

Ganancia de Calor Sensible por alumbrado

$$0 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible ganado por computadoras

$$0 \frac{BTU}{h}$$

Calor Sensible ganado por el proyector multimedia

$$0 \frac{BTU}{h}$$

**BALANCE TERMICO***Calor Sensible Ganado Total*

$$0 \frac{BTU}{h}$$

*Calor Latente Ganado Total*

$$6210 \frac{BTU}{h}$$

*Calor Sensible Perdido Total*

$$28513 \frac{BTU}{h}$$

*Calor Latente Perdido Total*

$$0 \frac{BTU}{h}$$

Como se puede apreciar el local en época de invierno en estas condiciones extremas en la que no existe ganancia de calor sensible posee una pérdida de calor sensible de  $28513 \frac{Btu}{hr}$  y una ganancia de calor latente de  $6210 \frac{Btu}{hr}$ , esto ultimo es muy usual cuando el aire exterior posee mas humedad que el interior.

**CONCLUSION:** Se necesita que el aire que entra al local posea alto calor sensible y bajo calor latente.

A medida que el aula este ocupada existirá diversas calores tanto latentes como sensibles en el local, como se muestra en la tabla 4.1 a diferentes ocupaciones del aula.

| Asistencia de alumnos | CALOR SENSIBLE | CALOR LATENTE |
|-----------------------|----------------|---------------|
| 0                     | -28513         | 6210          |
| 1                     | -21233         | 6575          |
| 2                     | -20485         | 6734          |
| 3                     | -19737         | 6893          |
| 4                     | -18989         | 7052          |
| 5                     | -18241         | 7210          |
| 6                     | -17493         | 7369          |
| 7                     | -16745         | 7528          |
| 8                     | -15997         | 7686          |
| 9                     | -15248         | 7845          |
| 10                    | -14500         | 8004          |
| 11                    | -13752         | 8163          |
| 12                    | -13004         | 8321          |
| 13                    | -12256         | 8480          |
| 14                    | -11508         | 8639          |
| 15                    | -10760         | 8798          |
| 16                    | -10012         | 8956          |
| 17                    | -9264          | 9115          |
| 18                    | -8516          | 9274          |
| 19                    | -7767          | 9432          |
| 20                    | -7019          | 9591          |
| 21                    | -6271          | 9750          |
| 22                    | -5523          | 9909          |
| 23                    | -4775          | 10067         |
| 24                    | -4027          | 10226         |
| 25                    | -3279          | 10385         |
| 26                    | -2531          | 10544         |
| 27                    | -1783          | 10702         |
| 28                    | -1035          | 10861         |
| 29                    | -287           | 11020         |
| 30                    | 462            | 11179         |
| 31                    | 1210           | 11337         |
| 32                    | 1958           | 11496         |
| 33                    | 2706           | 11655         |
| 34                    | 3454           | 11813         |
| 35                    | 4202           | 11972         |

**Tabla 4.1** Calores del local a diferentes ocupaciones del local (el signo (-) indica que pierde calor y el que no posee signo indica que gana calor)

**CAPITULO 5**  
**ANALISIS COMPLETO DE LA PSICROMETRIA DEL**  
**ACONDICIONAMIENTO**

**5.1. DIAGRAMA PSICROMETRICO DE LAS CONDICIONES INICIALES**

Ver Anexo A-1 y A-2

**5.2. FACTOR DE CALOR SENSIBLE DEL AULA DE CLASES**

Las propiedades térmicas del aire se pueden clasificar en las dependientes del calor latente y del calor sensible. El termino factor de calor sensible del local significa la razón aritmética del calor total sensible del local al calor total del local, en que el calor total del local es la suma de calor sensible y calor latente del local. Esta relación esta expresada por la ecuación 5.1

$$RSHF = \frac{RSH}{RSH + RLH} = \frac{RSH}{RTH} \dots\dots\dots(5.1)$$

donde:  $RSHF$  = coeficiente del calor sensible del local

$RSH$  = calor sensible del local

$RLH$  = calor latente del local

$RTH$  = calor total del local

Para nuestro caso el Factor de Calor Sensible del aula será: (aplicando la ecuación 5.1)

$$RSHF = \frac{8898.33}{8898.33 + 9905.67}$$

$$RSHF = 0.47$$

### 5.3. AIRE SUMINISTRADO AL AULA DE CLASES (CARGA DE ENFRIAMIENTO MÁXIMA CON CFM TEÓRICO)

$$\text{Ganancia de Calor Sensible} = RSHG = 49248 \frac{BTU}{h}$$

$$\text{Ganancia de Calor Latente} = RLHG = 34874 \frac{BTU}{h}$$

#### *Condiciones del Recinto*

$$t_i = 75.2^\circ F$$

$$HR_i = 50\%$$

Considerando un diferencial entre la temperatura del aire de suministro y la temperatura del aire interior de 20°F.

*Caudal del Aire de Suministro* (Aplicando la ecuación 2.9)

$$CFM = \frac{RSHG}{1.1 \times (t_2 - t_1)}$$



$$CFM = \frac{49248 \frac{BTU}{h}}{1.1 \times 20^\circ C}$$

$$CFM = 2239 CFM$$

### **Temperatura del Aire de Suministro**

$$t_2 - t_1 = 20^\circ F$$

$$t_1 = t_2 - 20^\circ F$$

$$t_1 = 75.2^\circ F - 20^\circ F$$

$$t_1 = 55.2^\circ F$$

### **Humedad del Aire de Suministro (Aplicando la ecuación 2.10)**

$$W_2' - W_1' = \frac{RLHG}{0.68 \times CFM}$$

$$W_2' - W_1' = \frac{34874 \frac{BTU}{h}}{0.68 \times 2239 CFM}$$

$$W_2' - W_1' = 22.91 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

$$W_1' = W_2' - 22.91 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

$$W_1' = 64 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}} - 22.91 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

$$W_1' = 42.1 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

#### 5.4. AIRE SUMINISTRADO AL AULA DE CLASES (CARGA DE CALEFACCIÓN MÁXIMA CON CFM TEÓRICO)

$$\text{Pérdida de Calor Sensible} = \text{RSHG} = 28513 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$\text{Ganancia de Calor Latente} = \text{RLHG} = 6210 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

##### *Condiciones del Recinto*

$$t_i = 73.4^\circ F$$

$$HR_i = 50\%$$

Aplicando la ecuación 2.9:

$$t_1 - t_2 = \frac{\text{RSHG}}{1.1 \times \text{CFM}}$$

$$t_1 - t_2 = \frac{28513 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}}{1.1 \times 2239 \text{CFM}}$$

$$t_1 - t_2 = 11.58^\circ F$$

##### *Temperatura del Aire de Suministro*

$$t_1 - t_2 = 11.58^\circ F$$

$$t_1 = t_2 + 11.58^\circ F$$

$$t_1 = 73.4^\circ F + 11.58^\circ F$$

$$t_1 = 84.98^\circ F$$

**Humedad del Aire de Suministro** (Aplicando la ecuación 2.10)

$$W_2' - W_1' = \frac{RLHG}{0.68 \times CFM}$$

$$W_2' - W_1' = \frac{6210 \frac{BTU}{h}}{0.68 \times 2239 CFM}$$

$$W_2' - W_1' = 4.08 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

$$W_1' = W_2' - 4.08 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

$$W_1' = 43 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}} - 4.08 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

$$W_1' = 38.92 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

## 5.5. MEZCLA DE AIRE ANTES DEL ACONDICIONAMIENTO (CARGA DE ENFRIAMIENTO MÁXIMA CON CFM TEÓRICO)

### *Mezcla de aire antes del acondicionamiento*

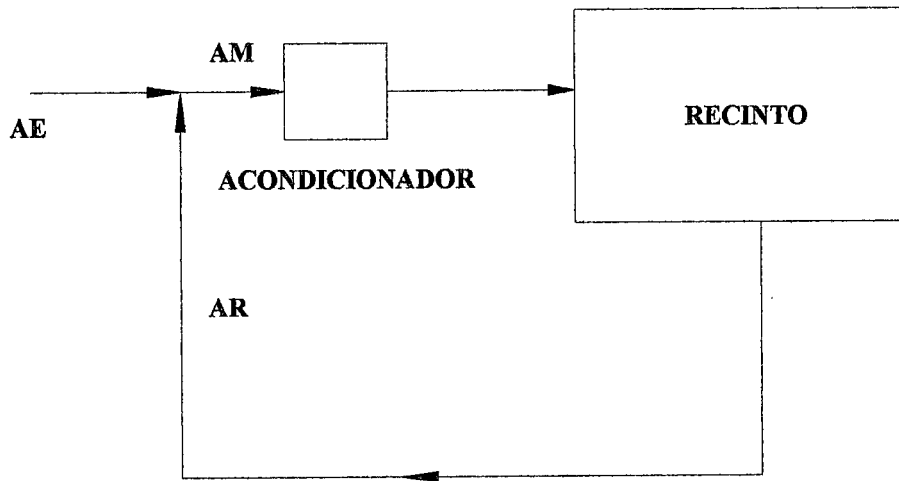
Esta mezcla de aire es producida por el aire exterior con el aire de retorno (Figura 5.1)

#### *Aire Exterior*

$$AE = 360 CFM$$

#### *Aire de Mezcla*

$$AM = 2239 CFM$$



**Figura 5.1** Esquema del acondicionamiento del aire de mezcla producido por el aire exterior e interior

### ***Aire de Retorno***

$$AR = AM - AE$$

$$AR = 2239 \text{ CFM} - 360 \text{ CFM}$$

$$AR = 1879 \text{ CFM}$$

### ***Temperatura del Aire de Mezcla*** (Aplicando la ecuación 2.3)

$$t_m = \frac{AE \times t_e + AR \times t_i}{AM}$$

$$t_m = \frac{360 \text{ CFM} \times 82.76^\circ \text{ F} + 1879 \times 75.2^\circ \text{ F}}{2239 \text{ CFM}}$$

$$t_m = 76.4^\circ \text{ F}$$

**Humedad Relativa de Aire de Mezcla** (Aplicando la ecuación 2.6)

$$W_m = \frac{AE \times W_e + AR \times W_i}{AM}$$

$$W_m = \frac{360 \text{ CFM} \times 161.1 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}} + 1879 \text{ CFM} \times 64 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}}{2239 \text{ CFM}}$$

$$W_m = 80.8 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

## 5.6. MEZCLA DE AIRE ANTES DEL ACONDICIONAMIENTO (CARGA DE CALEFACCIÓN MÁXIMA CON CFM TEÓRICO)

### *Mezcla de aire antes del Acondicionamiento*

Esta Mezcla de Aire es producida por el Aire Exterior con el Aire de Retorno (Figura 5.2)

### *Aire Exterior*

$$AE = 360 \text{ CFM}$$

### *Aire de Mezcla*

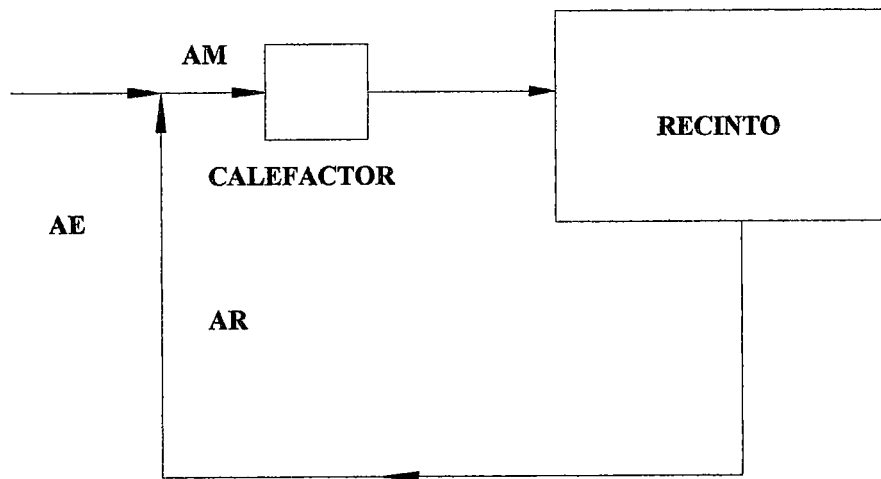
$$AM = 2239 \text{ CFM}$$

### *Aire de Retorno*

$$AR = AM - AE$$

$$AR = 2239 \text{ CFM} - 360 \text{ CFM}$$

$$AR = 1879 \text{ CFM}$$



**Figura 5.2** Esquema del acondicionamiento del aire de mezcla producido por el aire exterior e interior

**Temperatura del Aire de Mezcla** (Aplicando la ecuación 2.3)

$$t_m = \frac{AE \times t_e + AR \times t_i}{AM}$$

$$t_m = \frac{360 \text{ CFM} \times 55.4^\circ \text{ F} + 1879 \times 73.4^\circ \text{ F}}{2239 \text{ CFM}}$$

$$t_m = 70.5^\circ \text{ F}$$

**Humedad Relativa de Aire de Mezcla** (Aplicando la ecuación 2.6)

$$W_m = \frac{AE \times W_e + AR \times W_i}{AM}$$

$$W_m = \frac{360 \text{ CFM} \times 63 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}} + 1879 \text{ CFM} \times 43 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}}{2239 \text{ CFM}}$$

$$W_m = 46.22 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

## 5.7. ESTIMACIÓN DE LA CAPACIDAD DEL SERPENTÍN DEL EVAPORADOR (CON CFM TEÓRICO)

Cantidad de Aire que circula por el Serpentín = 2239 CFM

*Condiciones del Aire que entra al Serpentín*

$$TBS = 76.4^\circ F$$

$$W' = 80.5 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

*Condiciones del Aire que sale al Serpentín*

$$TBS = 55.2^\circ F$$

$$W' = 42.1 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

De la Carta Psicrometrica encontramos las entalpías a la entrada y salida del Serpentín

$$h_{\text{entrada}} = 31 \frac{\text{BTU}}{\text{lb. a.s.}}$$

$$h_{\text{salida}} = 19.8 \frac{\text{BTU}}{\text{lb. a.s.}}$$

$$Q_{\text{serpentin}} = 4.5 \times CFM \times (h_{\text{entrada}} - h_{\text{salida}})$$

$$Q_{\text{serpentin}} = 4.5 \times 2239 \text{ CFM} \times \left( 31 \frac{\text{BTU}}{\text{lb. a.s.}} - 19.8 \frac{\text{BTU}}{\text{lb. a.s.}} \right)$$

$$Q_{\text{serpentin}} = 112824 \frac{\text{BTU}}{h}$$

Se debe apreciar que la carga de enfriamiento del Serpentín es mayor que la del Recinto

Para saber que cantidad de calor sensible y latente necesita el evaporador eliminar es necesario conocer un punto en el diagrama psicrométrico el cual separa la línea del calor sensible con el latente.

$$h_{\text{medio}} = 25.1 \frac{\text{BTU}}{\text{lb. a.s.}}$$

### **Calor Sensible expulsado**

$$Q_{\text{serpentin-sensible}} = 4.5 \times \text{CFM} \times (h_x - h_{\text{salida}})$$

$$Q_{\text{serpentin-sensible}} = 4.5 \times 2239 \text{ CFM} \times \left( 25.1 \frac{\text{BTU}}{\text{lb. a.s.}} - 19.8 \frac{\text{BTU}}{\text{lb. a.s.}} \right)$$

$$Q_{\text{serpentin-sensible}} = 53390 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

### **Calor Latente expulsado**

$$Q_{\text{serpentin-latente}} = 4.5 \times \text{CFM} \times (h_{\text{entrada}} - h_x)$$

$$Q_{\text{serpentin-latente}} = 4.5 \times 2239 \text{ CFM} \times \left( 31 \frac{\text{BTU}}{\text{lb. a.s.}} - 25.2 \frac{\text{BTU}}{\text{lb. a.s.}} \right)$$

$$Q_{\text{serpentin-latente}} = 59434 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$



**Cantidad de humedad que se condensa**

$$m_w = \frac{CFM \times (W'_{entrada} - W'_{salida})}{1556}$$

$$m_w = \frac{2239 \times \left( 80.5 \frac{\text{grano agua}}{\text{lb. aire seco}} - 42.1 \frac{\text{grano agua}}{\text{lb. aire seco}} \right)}{1556}$$

$$m_w = 5.52 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

**5.8. ESTIMACIÓN DE LA CAPACIDAD DE LA RESISTENCIA (CON CFM TEÓRICO)**

Cantidad de Aire que circula por el Serpentin = 2239 CFM

**Condiciones del Aire que entra al Serpentin**

$$TBS = 70.5^\circ F$$

$$W' = 46.22 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

**Condiciones del Aire que sale al Serpentin**

$$TBS = 84.98^\circ F$$

$$W' = 38.92 \frac{\text{granos agua}}{\text{lb. aire seco}}$$

De la Carta Psicrometrica encontramos las entalpías a la entrada y salida del Serpentin

$$h_{entrada} = 24.2 \frac{\text{BTU}}{\text{lb. a.s.}}$$

$$h_{salida} = 26.7 \frac{BTU}{lb. a.s.}$$

Para saber que cantidad de calor sensible y latente necesita introducir es necesario conocer un punto en el diagrama psicrométrico el cual separa la línea del calor sensible con el latente.

$$h_{medio} = 23 \frac{BTU}{lb. a.s.}$$

### ***Calor Sensible expulsado***

$$Q_{resistencia} = 4.5 \times CFM \times (h_{salida} - h_x)$$

$$Q_{resistencia} = 4.5 \times 2239 \text{ CFM} \times \left( 26.7 \frac{BTU}{lb. a.s.} - 23 \frac{BTU}{lb. a.s.} \right)$$

$$Q_{resistencia} = 37279.35 \frac{BTU}{h} = 10.92 \text{ Kw}$$

### ***Calor latente expulsado***

$$Q_{latente} = 4.5 \times CFM \times (h_{entrada} - h_x)$$

$$Q_{latente} = 4.5 \times 2239 \text{ CFM} \times \left( 24.2 \frac{BTU}{lb. a.s.} - 23 \frac{BTU}{lb. a.s.} \right)$$

$$Q_{latente} = 12090.6 \frac{BTU}{h}$$

## 5.9. RECALCULO DE LAS CONDICIONES DEL AIRE EN EL SISTEMA CON EL CFM DEL FANCOIL

Ahora que estos valores son teóricos, encontremos los valores reales una vez seleccionado el compresor, evaporador y condensador (Ver Anexos A-5, A-6, A-7, A-8)

El sistema de aire acondicionado del local estará constituido por 6 aparatos acondicionadores de aire o sea 6 evaporadores distribuidos equitativamente en el local, estos serán alimentados de R-22 por 3 compresores cada uno alimentara a dos evaporadores

El evaporador que utilizaremos será un Fan Coil con expansión directa, con los datos de *calor total*  $\frac{112824}{6} = 18804 \frac{BTU}{h}$  y *calor sensible*  $\frac{53390}{6} = 8898 \frac{BTU}{h}$  nos vamos al catalogo *Magic Aire* (Ver Anexo D) seleccionamos un *Fan Coil con 3 hileras* del tipo *018 CHWA-3* ya que sus capacidades son superiores a la que requerimos:

$$\text{Calor Total: } 21400 \frac{BTU}{h}$$

$$\text{Calor Sensible: } 13500 \frac{BTU}{h}$$

Caudal de Aire: 500 CFM

Ahora con este dato de caudal de aire recalculamos las condiciones del aire en el acondicionador

***Aire de Mezcla (con 500 CFM)***

TBS 76.1 °F

Humedad Absoluta 76.8 g / lb

Energía 30.4 BTU / lb

***Aire de Suministro (con 500 CFM)***

TBS 60.3 °F

Humedad Absoluta 47.6 g / lb

Energía 21.8 BTU / lb

***Capacidad de evaporación necesaria (con 500 CFM)***

Calor Total 19350 Btuh

Calor Sensible 10575 Btuh

El compresor que alimentara gas a los 3 condensadores poseerá una capacidad frigorífica de  $\frac{112824}{3} = 37608 \text{ Btuh} = 11.02 \text{ Kw}$

En el catalogo de ***Compresores Herméticos Tecumseh Europeo*** (Ver Anexo E), seleccionamos el compresor ***Modelo TAG5546E***, cuyos rangos son:

|        |          |
|--------|----------|
| 0°C    | 9254 Kw  |
| +7.2°C | 13225 Kw |

Con nuestra capacidad la ***temperatura de evaporación*** será ***3.8 °C***

Ahora para la unidad de calefacción utilizaremos una resistencia el cual entregara el calor sensible necesario para el calentamiento del local. Los valores reales con los 500CFM serán:

***Aire de Mezcla (con 500 CFM)***

TBS 71.2 °F

Humedad Absoluta 45.4 g / lb

Energía 15.9 BTU / lb

***Aire de Suministro (con 500 CFM)***

TBS 82 °F

Humedad Absoluta 40 g / lb

Energía 26 BTU / lb

***Capacidad de calefacción necesaria (con 500 CFM)***

Calor Sensible 6075 Btuh = 1.78 Kw

**5.10. DIAGRAMA PSICROMETRICO DE LAS CONDICIONES DE LA  
MEZCLA DE AIRE RECIRCULADO PARA CARGA DE  
ENFRIAMIENTO MÁXIMO**

Ver Anexo A-3

**5.11. DIAGRAMA PSICROMETRICO DE LAS CONDICIONES DE LA  
MEZCLA DE AIRE RECIRCULADO PARA CARGA DE  
CALEFACCION MÁXIMO**

Ver Anexo A-4

**5.12. DIAGRAMA PSICROMETRICO CON EL PROCESO COMPLETO  
DE ENFRIAMIENTO Y CALEFACCIÓN (CON CFM TEÓRICO)**

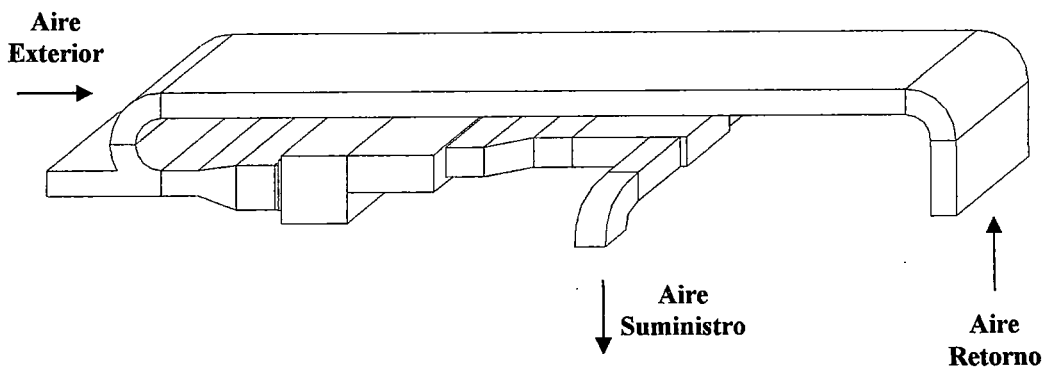
Ver Anexo A-9 y A-10

## CAPITULO 6

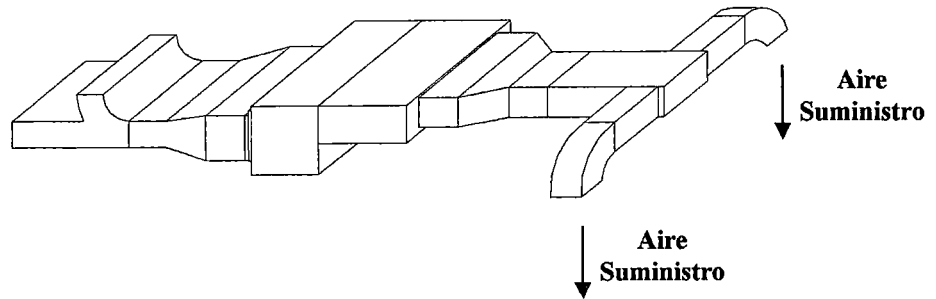
### DESARROLLO DEL SISTEMA DE DUCTOS DE SUMINISTRO Y RETORNO

#### 6.1. ELECCIÓN DEL SISTEMA AIRE- AIRE

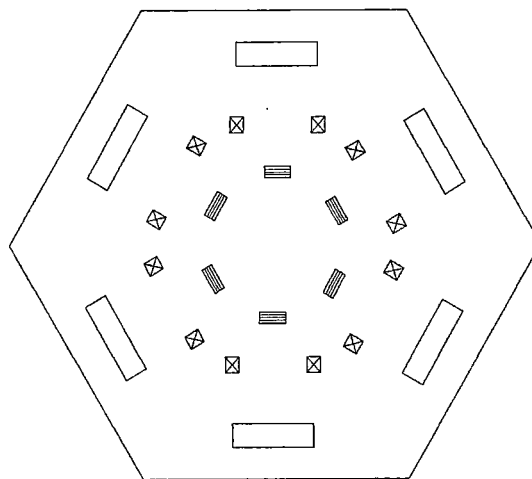
Para la alimentación de aire acondicionado al recinto utilizaremos 6 unidades de FanCoil como unidades evaporadoras, cada una con dos difusores, que suministrarán aire, una rejilla, la cual hará que retorne el aire al equipo enfriador y una boca de aire exterior, el cual aportará aire de ventilación (Véanse figuras 6.1, 6.2 y 6.3)



**Figura 6.1** Sistema de ducto con dos suministros, un retorno y una entrada de aire exterior



**Figura 6.2** Sistema de distribución de aire acondicionado con dos suministros



**Figura 6.3** Distribución equitativa de los seis fan Coil en el aula de clase con sus respectivos difusores y rejillas

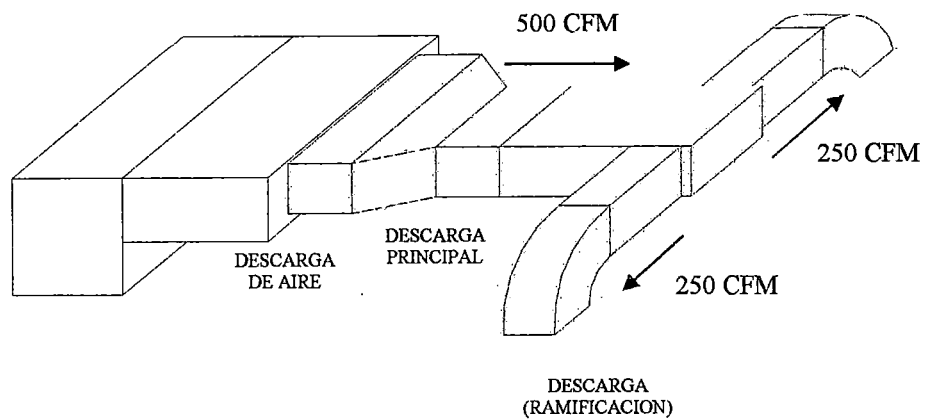
## 6.2. DETERMINACIÓN DEL CAUDAL REQUERIDO

El caudal de aire necesario para el proyecto es de 373 CFM por cada evaporador, pero el Fan Coil seleccionado posee 500 CFM, el cual será nuestro CFM del sistema.



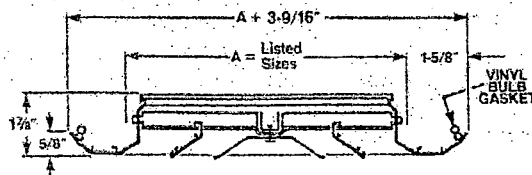
**6.3. CÁLCULO DEL DIMENSIONAMIENTO DE LA DUCTERIA POR EL MÉTODO DE IGUAL VELOCIDAD POR LOS DUCTOS SEGÚN SEA PRINCIPAL O RAMAL (Ver Anexo I)**

**ANÁLISIS DEL SISTEMA DE DUCTERIA DE SUMINISTRO**



**Figura 6.4** Sistema de ductería de Suministro (Color Rojo), mostrando los CFM y la designación en cada ducto

**Difusores**



*Caudal de aire: CFM = 250FM*

*La velocidad antes del difusor (6.75"x6.75"):*  $V_1 = 790 \text{ ppm}$

*La velocidad después difusor (12"x12"):*  $V_2 = 250 \text{ ppm}$

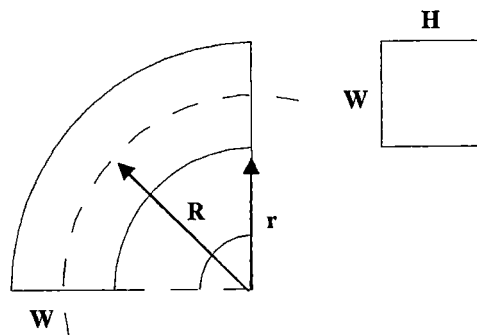
De catalogo Source seleccionamos un difusor cuadrado de techo de  $A = 12$ "

$$H_f = R \left( \left[ \frac{V_1}{4000} \right]^2 - \left[ \frac{V_2}{4000} \right]^2 \right)$$

Factor de recuperación:  $R = 0.7$

Ganancia de presión:  $H_f = 0.02457$  in agua

**Codo, rectangular de radio uniforme sin alabes**



Dimensiones:  $H = 6.75''$ ,  $W = 6.75''$ ,  $r = 3''$ ,  $R = r + \frac{W}{2}$ ,  $R = 6.375''$

Caudal de aire:  $CFM = 250$

$$\frac{R}{W} = 0.94 \approx 1, \quad \frac{H}{W} = 1$$

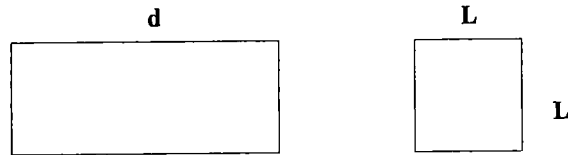
El coeficiente de pérdidas:  $C = 0.21$

$$V = \frac{CFM}{A} = \frac{CFM}{W \times H}$$

La velocidad en el ducto:  $V = 790$  ppm

$$H_f = C \times \left( \frac{V}{4000} \right)^2$$

Pérdida de presión:  $H_f = 0.0081913$  in agua

**Ducto Cuadrado**

*Dimensiones:  $L = 6.75''$ ,  $d = 14''$*

*Caudal de aire:  $CFM = 250$*

$$A = L \times L, A = 45.5625 \text{ pulg}^2$$

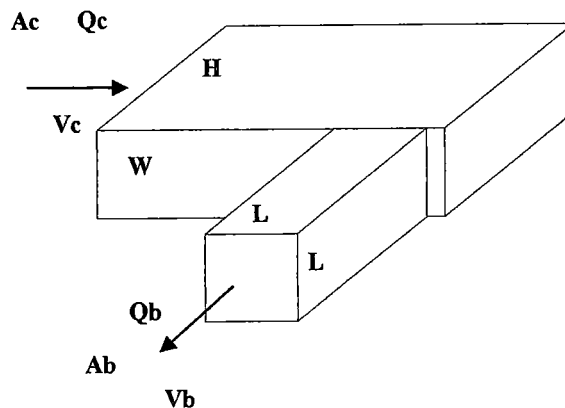
$$V = 144 \times \frac{CFM}{A}$$

*La velocidad en el ducto:  $V = 790.12 \text{ ppm}$*

*El coeficiente de pérdida:  $K = 0.15 \frac{\text{in agua}}{100'}$*

$$H_f = K \times \frac{d}{12}$$

*Perdida de presión:  $H_f = 0.00175 \text{ in agua}$*

**Te. Cabezal y ramal rectangulares**

*Dimensiones:  $W = 6.75''$ ,  $H = 13.5''$ ,  $L = 6.75''$*

$$Ac = W \times H, Ac = 91.125''$$

$$Ab = L \times L, Ab = 45.5625''$$

*Caudal de aire:  $Qc = 500CFM$ ,  $Qb = 250CFM$*

$$Vb = \frac{Qb}{Ab}$$

*La velocidad en el ducto:  $Vb = 790 ppm$*

$$Vc = \frac{Qc}{Ac}, Vc = 790 ppm$$

$$\frac{Vb}{Vc} = 1, \frac{Qb}{Qc} = 0.5$$

*El coeficiente de pérdidas:  $C = 1.27$*

$$H_f = C \times \left( \frac{Vb}{4000} \right)^2$$

*Pérdida de presión:  $H_f = 0.0495378$  in agua*

### **Ducto Rectangular**



*Dimensiones:  $H = 13.5''$ ,  $W = 6.75''$ ,  $d = 24''$*

*Caudal de aire:  $CFM = 500$*

$$A = H \times W, A = 91.125 \text{ pulg}^2$$

$$V = 144 \times \frac{CFM}{A}$$

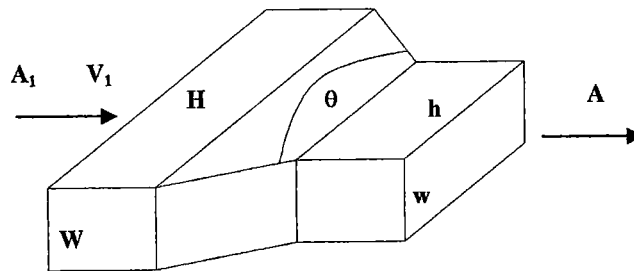
La velocidad en el ducto:  $V = 790.12 \text{ ppm}$

El coeficiente de pérdidas:  $K = 0.1 \frac{\text{in agua}}{100'}$

$$H_f = K \times \frac{d}{12}$$

Perdida de presión:  $H_f = 0.002 \text{ in agua}$

### Contracción Rectangular



Dimensiones:  $H = 27.10''$ ,  $W = 6.75''$ ,  $h = 13.5''$ ,  $w = 6.75''$

$$A_1 = H \times W, A_1 = 182.925 \text{ pulg}^2$$

$$A = h \times w, A = 91.125 \text{ pulg}^2$$

$$\frac{A_1}{A} = 2, \theta = 90^\circ$$

El coeficiente de pérdidas:  $C = 0.12$

Caudal de aire:  $\text{CFM} = 500$

$$V_1 = \frac{\text{CFM}}{A_1}$$

La velocidad en el ducto:  $V_1 = 393.6 \text{ ppm}$

$$H_f = C \times \left( \frac{V_1}{4000} \right)^2$$

*Perdida de presión:  $H_f = 0.0011619$  in agua*

### **Ducto Rectangular**



*Dimensiones:  $H = 27.10''$ ,  $W = 6.75''$ ,  $d = 6''$*

*Caudal de aire:  $CFM = 500$*

$$A = H \times W, A = 182.925 \text{ pulg}^2$$

$$V = 144 \times \frac{CFM}{A}$$

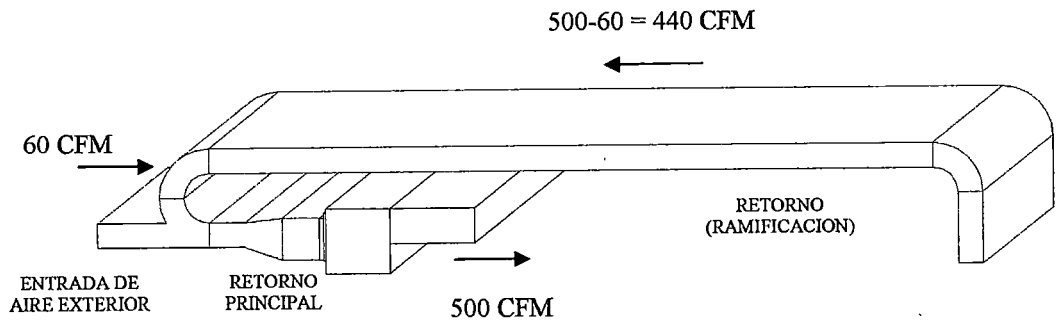
*La velocidad en el ducto:  $V = 393.6$  ppm*

*El coeficiente de pérdidas:  $K = 0.0175 \frac{\text{in agua}}{100'}$*

$$H_f = K \times \frac{d}{12}$$

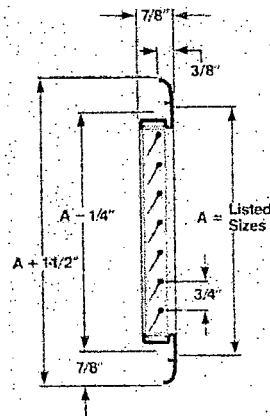
*Perdida de presión:  $H_f = 0.0000875$  in agua*

## ANÁLISIS DEL SISTEMA DE DUCTERIA DE RETORNO



**Figura 6.4** Sistema de ducteria de Retorno (Color Azul), mostrando los CFM y designaciones en cada ducto

### Rejillas



Caudal de aire:  $CFM = 440$

De catalogo Source seleccionamos un difusor cuadrado de techo de  $A = 16''$

La velocidad antes de la rejilla: ( $16'' \times 16''$ ):  $V_1 = 247.5 \text{ ppm}$

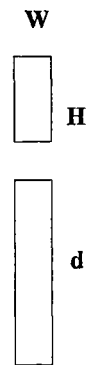
La velocidad después de la rejilla: ( $14'' \times 4''$ ):  $V_2 = 1131 \text{ ppm}$

$$H_f = C \times \left( \left[ \frac{V_2}{4000} \right]^2 - \left[ \frac{V_1}{4000} \right]^2 \right)$$

El coeficiente de perdida:  $C = 0.7$

Perdida de presión:  $H_f = 0.05328$  in agua

### Ducto Rectangular



Dimensiones:  $H = 14''$ ,  $W = 4''$ ,  $d = 11.575''$

Caudal de aire:  $CFM = 440$

$$A = H \times W, A = 56 \text{ pulg}^2$$

$$V = 144 \times \frac{CFM}{A}$$

La velocidad en el ducto:  $V = 1131.43$  ppm

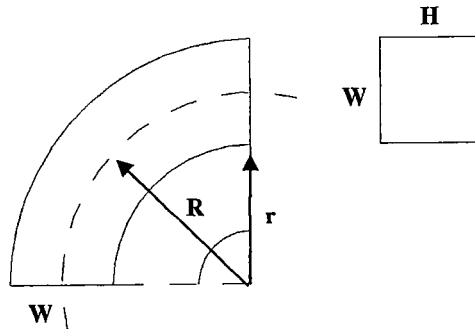
El coeficiente de pérdidas:  $K = 0.25 \frac{\text{in agua}}{100'}$

$$H_f = K \times \frac{d}{12}$$

Perdida de presión:  $H_f = 0.0024115$  in agua



**Codo, rectangular de radio uniforme sin alabes**



Dimensiones:  $H = 14''$ ,  $W = 4''$ ,  $r = 4''$ ,  $R = r + \frac{W}{2}$ ,  $R = 6''$

Caudal de aire:  $CFM = 440$

$$\frac{R}{W} = 1.5, \quad \frac{H}{W} = 3.5$$

El coeficiente de pérdida:  $C = 0.145$

$$V = \frac{CFM}{A} = \frac{CFM}{W \times H}$$

La velocidad en el ducto:  $V = 1131.43 \text{ ppm}$

$$H_f = C \times \left( \frac{V}{4000} \right)^2$$

Pérdida de presión:  $H_f = 0.0116012 \text{ in agua}$

**Ducto Rectangular**



Dimensiones:  $H = 14''$ ,  $W = 4''$ ,  $d = 118''$

Caudal de aire:  $CFM = 440$

$$A = H \times W, A = 56 \text{ pulg}^2$$

$$V = 144 \times \frac{CFM}{A}$$

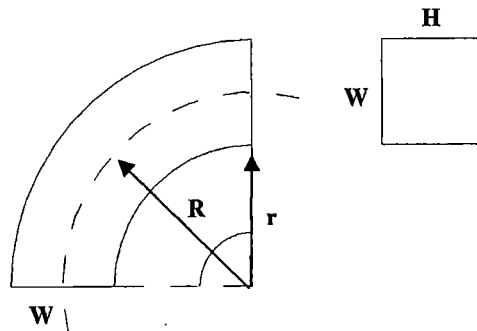
La velocidad en el ducto:  $V = 1131.43 \text{ ppm}$

$$\text{El coeficiente de pérdidas: } K = 0.25 \frac{\text{in agua}}{100'}$$

$$H_f = K \times \frac{d}{12}$$

Perdida de presión:  $H_f = 0.0245833 \text{ in agua}$

### Codo, rectangular de radio uniforme sin alabes



$$\text{Dimensiones: } H = 14", W = 4", r = 4", R = r + \frac{W}{2}, R = 6"$$

Caudal de aire:  $CFM = 440$

$$\frac{R}{W} = 1.5, \frac{H}{W} = 3.5$$

El coeficiente de pérdidas:  $C = 0.145$

$$V = \frac{CFM}{A} = \frac{CFM}{W \times H}$$

La velocidad en el ducto:  $V = 1131.43 \text{ ppm}$

$$H_f = C \times \left( \frac{V}{4000} \right)^2$$

Perdida de presión:  $H_f = 0.0116012$  in agua

### Ducto Rectangular



Dimensiones:  $H = 14''$ ,  $W = 4''$ ,  $d = 12''$

Caudal de aire:  $CFM = 60$

$$A = H \times W, A = 56 \text{ pulg}^2$$

$$V = 144 \times \frac{CFM}{A}$$

La velocidad en el ducto:  $V = 154.3$  ppm

El coeficiente de pérdidas:  $K = 0.0125 \frac{\text{in agua}}{100'}$

$$H_f = K \times \frac{d}{12}$$

Perdida de presión:  $H_f = 0.000125$  in agua

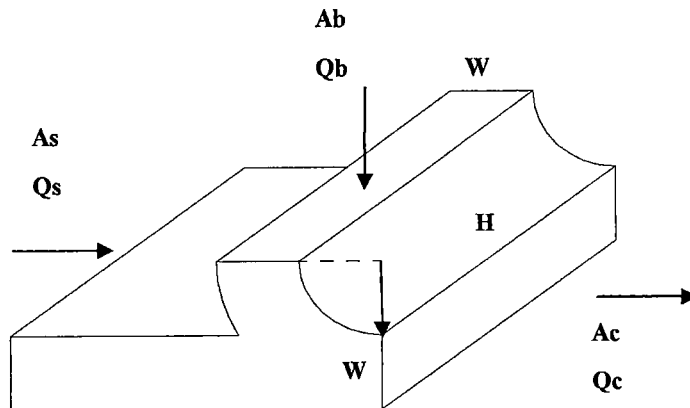
### Ye convergente, rectangular

Dimensiones:  $H = 14''$ ,  $W = 4''$

$$Ab = Ac = As = H \times W$$

$$Ab = Ac = As = 56 \text{ pulg}^2$$

Caudal de aire:  $Qb = 440$  CFM,  $Qc = 500$  CFM



### Ramal

$$V_b = \frac{Q_b}{A_b} \times 144$$

La velocidad en el ducto:  $V_b = 1131.43 \text{ ppm}$

$$\frac{A_b}{A_s} = 1, \frac{A_b}{A_c} = 1, \frac{Q_b}{Q_c} = 0.88 \approx 0.9$$

El coeficiente de pérdidas:  $C = 0.42$

$$H_f = C \times \left( \frac{V_b}{4000} \right)^2$$

Pérdida de presión:  $H_f = 0.0336034 \text{ in agua}$

### Cabezal

$$V_s = \frac{Q_s}{A_s} \times 144$$

Velocidad en el ducto:  $V_s = 154.29 \text{ ppm}$

$$\frac{As}{Ac} = 1, \frac{Ab}{Ac} = 1, \frac{Qb}{Qc} = 0.88 \approx 0.9$$

El coeficiente de ganancia:  $C = -0.12$

$$H_f = C \times \left( \frac{Vs}{4000} \right)^2$$

Ganancia de presión:  $H_f = -0.0001785$  in agua

### Ducto Rectangular



Dimensiones:  $H = 14''$ ,  $W = 4''$ ,  $d = 6''$

Caudal de aire:  $CFM = 500$

$$A = H \times W, A = 56 \text{ pulg}^2$$

$$V = 144 \times \frac{CFM}{A}$$

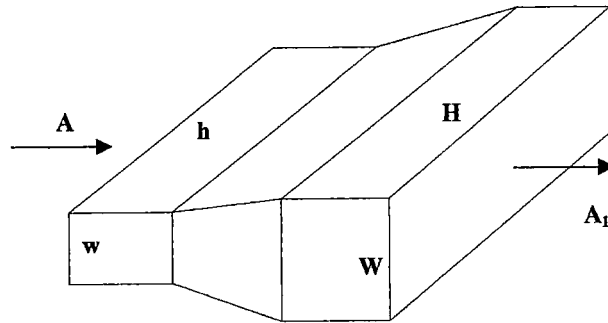
La velocidad en el ducto:  $V = 1285.7$  ppm

El coeficiente de pérdidas:  $K = 0.35 \frac{\text{in agua}}{100'}$

$$H_f = K \times \frac{d}{12}$$

Pérdida de presión:  $H_f = 0.00175$  in agua

### Transición, rectangular piramidal



Dimensiones:  $H = 25.8''$ ,  $W = 8.625''$ ,  $h = 14''$ ,  $w = 4''$

$$A_1 = H \times W, A_1 = 222.525 \text{ pulg}^2$$

$$A = h \times w, A = 56 \text{ pulg}^2$$

$$\theta = 90^\circ, \frac{A_1}{A} = 3.9 \approx 4$$

El coeficiente de pérdidas:  $C = 0.63$

Caudal de aire:  $Q = 500 \text{ CFM}$

$$V = \frac{Q}{A} \times 144$$

Velocidad en el ducto:  $V = 1285.7 \text{ ppm}$

$$H_f = C \times \left( \frac{V}{4000} \right)^2$$

Pérdida de presión:  $H_f = 0.0651181 \text{ in agua}$

### Ducto Rectangular



Dimensiones:  $H = 25.8''$ ,  $W = 8.625''$ ,  $d = 6''$

*Caudal de aire: CFM = 500*

$$A = H \times W, A = 222.525 \text{ pulg}^2$$

$$V = 144 \times \frac{CFM}{A}$$

*La velocidad en el ducto: V = 323.55 ppm*

$$\text{El coeficiente de pérdidas: } K = 0.01 \frac{\text{in agua}}{100'}$$

$$H_f = K \times \frac{d}{12}$$

*Perdida de presión: H<sub>f</sub> = 0.00005 in agua*

#### **6.4. ANÁLISIS DE LAS ECUACIONES DE RECUPERACIÓN ESTÁTICA**

El análisis en la recuperación estática se encuentra en los difusores, ya que en estos se recupera presión gracias a la divergencia que poseen en las salidas, esto produce una disminución de la velocidad para convertirse en aumento de presión. Este punto ya ha sido tocado en el ítem 6.3 donde se calcula la ganancia de presión en los difusores.

#### **6.5. ESTIMACIÓN DE LA CAÍDA DE PRESIÓN MÁS PERJUDICIAL AL SISTEMA**

*Caída de presión en el ducto de suministro: 0.0730676 in agua*

*Caída de presión en el ducto de retorno: 0.0668646 in agua*

*Aumento de presión en el ventilador a 500 CFM: 0.20 in agua*

*Sobre-presión de ingreso del aire al local: 0.06 in agua*

## CAPITULO 7

### SELECCIÓN DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO

Entre los factores que debemos considerar para elegir el equipo de aire acondicionado son los siguientes:

- a) Posibilidad de usar un equipo de ventana, en la ventana o pared con un drenaje no complicado y estético.
- b) Posibilidad de usar un Split decorativo, ante la dificultad de colocar un equipo de ventana; por no tener la posibilidad de abrir un orificio grande, el equipo Split solo necesita un pequeño orificio para los 2 tubos de cobre y el drenaje con un diámetro máximo de 4", también ver la ejecución de un drenaje de condensado estético; además si son varios equipos es necesario que se evalúen la potencia eléctrica a solicitar, abreviadamente se considera  $1TR = 12,000$  Btuh = 1 HP (consumo de potencia), por cada HP se solicita a las empresas eléctricas 1 KW.
- c) Posibilidad de usar un Split-ducto, principalmente cuando hay cielos rasos, se debe tener en cuenta la altura entre el cielo raso y el techo de concreto, no debe ser menor a 24", de ser menor la distancia, se usaran Fan Coil de expansión

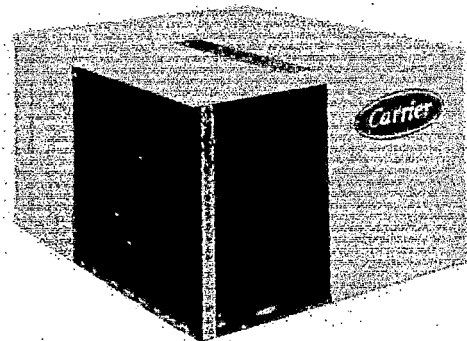


directa, además se tomaran en cuenta las otras condiciones antes mencionadas, de acometida eléctrica y drenaje.

## **7.1. TIPOS DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO QUE SE PUEDEN USAR**

### **7.1.1. EL EQUIPO TIPO PAQUETE, VENTAJAS Y DESVENTAJAS**

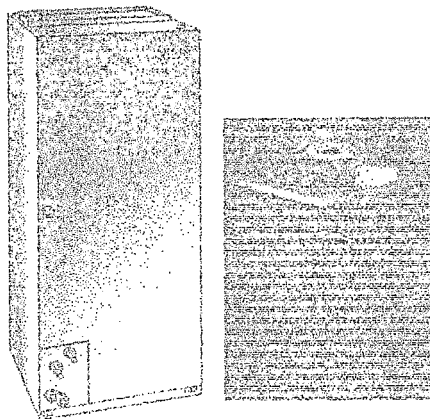
El equipo de aire acondicionado tipo paquete (Figura 7.1) tiene bastante semejanza con el equipo del tipo ventana es decir, los cuatro elementos básicos del sistema de refrigeración se encuentra dentro de una caja. Las diferencias radican en que el equipo paquete es para grandes capacidades que van desde 48 000 Btuh hasta 240 000 Btuh y la otra diferencia es que el equipo tipo paquete debe acompañársele con un ducto de suministro para que distribuyan el aire dentro de los ambientes acondicionados y con un ducto de retorno de aire.



*Figura 7.1* Equipo tipo paquete

### **7.1.2. EL EQUIPO DEL TIPO SPLIT DUCTO , VENTAJAS Y DESVENTAJAS**

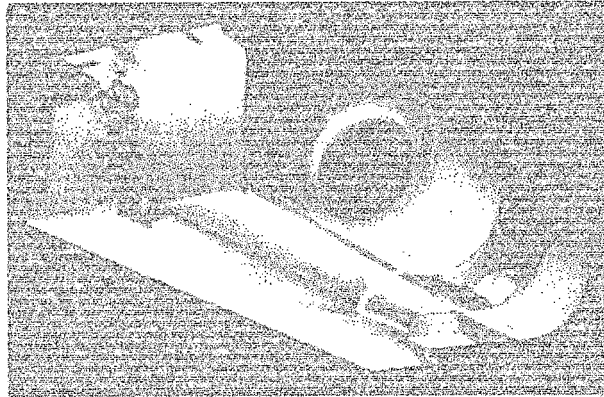
Este equipo de aire acondicionado es una combinación de una misma unidad condensadora con la posibilidad de tener como evaporadora a un decorativo o a una caja de ductos. (Figura 7.2). sus capacidades van desde 24000 hasta 360000 Btuh



**Figura 7.2** Equipo tipo Split ducto

### **7.1.3. FAN COIL (MANEJADORES DE AIRE)**

Pueden usarse con agua helada o con expansión directa de refrigerante. Estos evaporadores pueden poseer o no gabinete metálico para trabajar dentro o fuera del falso techo. Tiene moto ventiladores centrífugos de velocidad variable (Figura 7.3)



*Figura 7.3* Fancoil de expansión directa

## 7.2. CIMENTACIÓN DEL EQUIPO

El equipo condensador de denominación comercial de 48,000 Btuh, tiene un peso estimado en 175 libras (79.37 Kg) y como todas las máquinas como, compresores, ventiladores, refrigeradoras, torres de refrigeración que están rígidamente atornillados a una estructura, transmiten el 100% de su energía vibratoria. La introducción de aislantes de vibración seleccionados apropiadamente reducirá esta energía transmitida hasta un valor imperceptible. La eficiencia del aislamiento de la vibración se define como el porcentaje de vibración que no se transmite a la estructura debido a la introducción de aisladores de vibración.

### MATERIALES AISLANTES

Un material aislante puede ser definido ampliamente como cualquier material elástico que aceptará una carga a régimen permanente y producirá una frecuencia natural o resonante y que es fácilmente consistente y predecible.

## **AMORTIGUADORES DE VIBRACIÓN**

El término elastómeros describe cualquier material de goma. A pesar que el caucho natural es el material que tiene las mejores características en cuanto a rendimiento, por motivo de costos y mejoras en su duración se puede mezclar con (SBR) goma estireno – butadieno.

Si bien la selección del propio elastómero es una selección importante en términos de rendimiento y envejecimiento, las propiedades físicas del compuesto se controlan específicamente mediante la formulación.

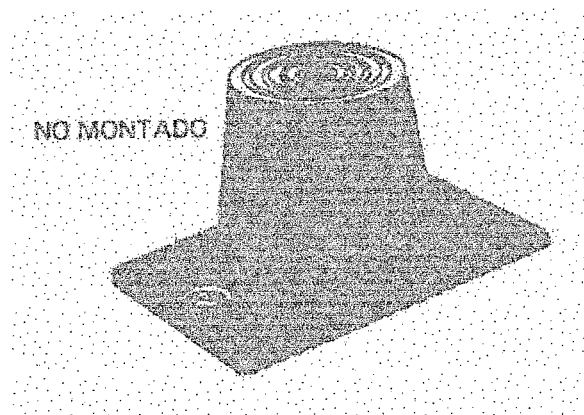
## **MUELLES**

En los montajes de muelles se necesitan que proporcionen la mínima flexión para compensar por flexibilidad estructural. El corazón de cualquier montaje de muelles de acero es el muelle mismo. Debería de diseñarse con una proporción mínima diámetro / altura de flexión de 0.8, es decir, que la constante del muelle horizontal  $K_h$  es de un mínimo del 80% de la vertical  $K_v$ .

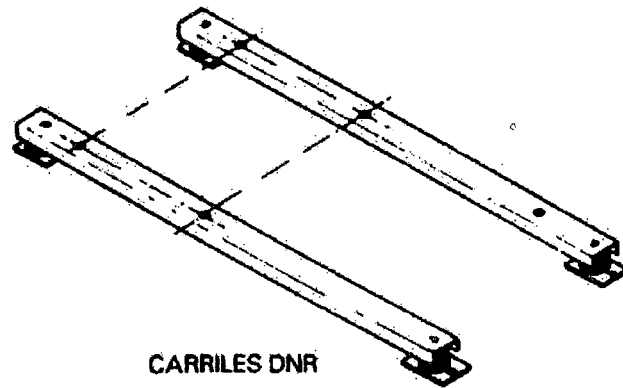
## **BASAMENTOS**

Cuando un equipo se suministra de fábrica con un conjunto de componentes unidos por una base común, los basamentos pueden construirse de acero estructural y donde se necesite o sea mejor un aporte de masa con lo que se formaría una estructura de acero rellena de hormigón. La mayoría de equipos de aire acondicionado están bien equilibrados que no se necesitan seguir los criterios del peso para el basamento y la rigidez es la única preocupación.

En el caso particular de nuestro trabajo se usarán amortiguadores de neopreno de doble flexión de una flexión estática de 0.35 pulgadas (8.9mm) con agujeros de pasador para las áreas que necesiten atornillado. carriles de acero se usarán encima de los montajes de neopreno , en estos carriles se atornillará la unidad condensadora de 48,000 BTUH, los soportes de neopreno se atornillarán a una losa de concreto, para esto se ha realizado un hueco en el jardín posterior de 50 cm. de profundidad , colocándose primero una mezcla de hormigón con piedras de un diámetro no menor de 20 cm. , encima de esta base se colocará un emparrillado de fierro de construcción de 3/8" con un reticulado entortolado de 15 cm., posteriormente viene el relleno de una mezcla de arena gruesa piedra chancada y cemento en una proporción de 3:1, la parte superior debe de estar enlucida con cemento y arena fina en la misma proporción anterior , las dimensiones de esta base serán de 1m por 1m la altura que sobresale del jardín será de 10 cm. Previamente se han colocado espárragos de 3/8" anclados en un extremo, el otro extremo sale encima de la base para atornillarse al soporte de neopreno como se muestran en las figuras 7.4 y 7.5.



**Figura 7.4** Montaje de neopreno de doble flexión



*Figura 7.5* Carriles de acero

### 7.3. DIMENSIONAMIENTO DE LAS LÍNEAS DE VAPOR Y LÍQUIDO

El diámetro óptimo de las líneas de refrigerante en el sistema debe ser seleccionado con respecto a:

- a. Costo inicial
- b. Perdida de fricción
- c. Retorno de aceite

Partiendo de un bajo costo inicial, como punto de referencia, es deseable contar con líneas del menor diámetro posible. Sin embargo, el rendimiento de todo sistema debe ser evaluado reconociendo lo siguiente:

- a. La caída de presión en las líneas de succión y descarga, debido a la pérdida por fricción, ocasiona reducción de capacidad del compresor y aumento del consumo de energía.
- b. La caída de presión en la línea de líquido, debido a la pérdida por fricción y a la carga estática del líquido, puede ocasionar el fenómeno del gas instantáneo (flash

gas), que resulta de la vaporización del refrigerante líquido para enfriar el remanente, desde un determinado nivel de presión a otro menor.

- c. Las líneas de succión y de descarga deben ser diseñadas para que el gas fluya a una velocidad apropiada con el objeto de asegurar el retorno del aceite al compresor.

*Velocidades mínimas:*

- ◆ Líneas horizontales      750 ppm = 3.81 m / s
- ◆ Líneas verticales    1500 ppm = 7.62 m / s

*Velocidad máxima*              3000 ppm = 15.24 m / s

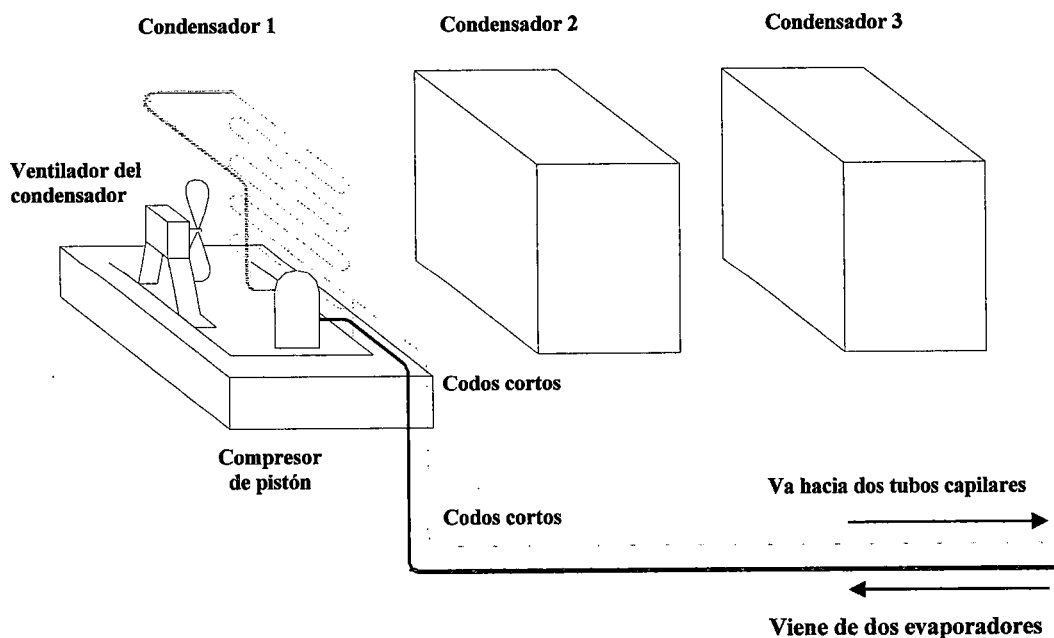
## **LÍNEAS DE SUCCIÓN**

El diseño y dimensiones de las líneas de succión de las unidades condensadoras remotas es de lo mas crítico para la operación eficiente de una unidad. La caída de presión en la línea de succión obliga al compresor a opera a una presión menor, dando como resultado una reducción de capacidad.

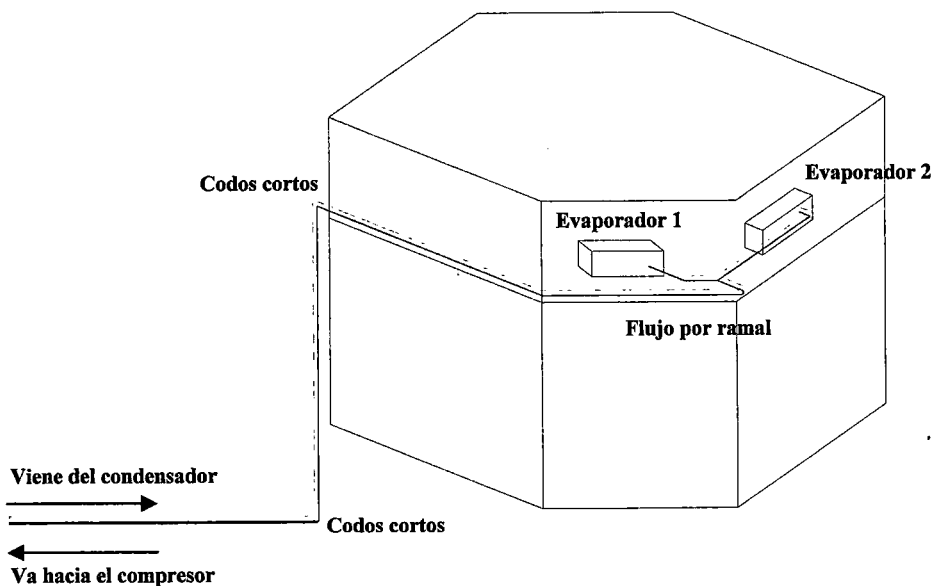
Las líneas de succión deben diseñarse:

- a. Para una caída total de 3 lb/pulg<sup>2</sup>, equivalente a un cambio de 2 grados en la temperatura de saturación.
- b. Para mantener una velocidad suficiente que permita el retorno del aceite del compresor.

- c. Para evitar que el refrigerante liquido se escurra dentro del compresor durante el ciclo de "PARO"



**Figura 7.6** Disposición de los tres condensadores con sus respectivas líneas de líquido (color naranja) y líneas de aspiración (color celeste) y accesorios.

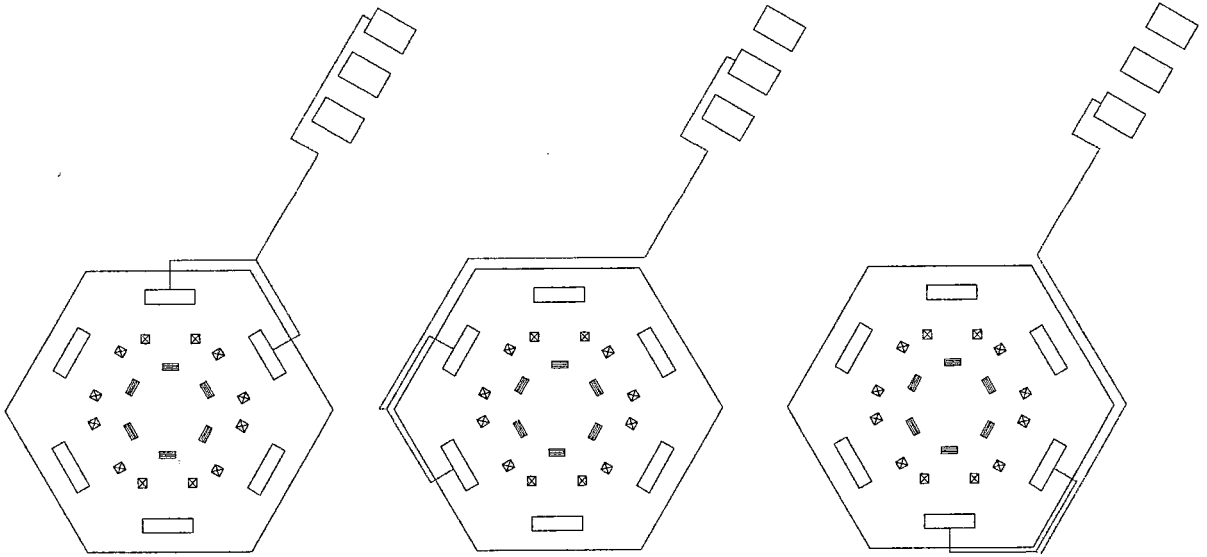


**Figura 7.7** Disposición de dos evaporadores sobres el cielo raso con sus respectivas líneas de líquido (color naranja) y líneas de aspiración (color celeste) y accesorios



## DISEÑO DE LA LÍNEA DE SUCCIÓN

Cada Condensador recibirá la carga térmica de dos evaporadores, el cual generara dos líneas de diferentes capacidades en la aspiración (Figura 7.8)



**Figura 7.8** Representación superior de la línea de succión para cada compresor

- Para la línea de aspiración de capacidad 11.75 Kw, escogemos un tubo de cobre tipo L de 7/8". Con estos datos encontramos en el *diagrama de caída de presión* (Ver Anexo B)

Caída de presión por metro para el R-22 de 1.25 KPa / m.

Estimando la longitud total de la línea: (Véanse figuras 7.6 y 7.7)

$$\text{Longitud de tubo: } 9.4 + 5.5 \times 2 = 20.4 \text{ m}$$

Cada codo corto de 7/8" tiene una longitud equivalente de 1.8', entonces con 4 codos tenemos  $1.8' \times 4 = 7.2' = 2.19 \text{ m}$

$$\text{Longitud Total: } 20.4 + 2.19 = 22.59 \text{ m}$$

$$\text{Caída de presión: } 28.24 \text{ KPa} = 4.1 \text{ psi}$$

Del *Diagrama de velocidades* (Ver Anexo C)

Velocidad del refrigerante: 9.5 m/s

- Para la línea de aspiración de capacidad 5.75 Kw, escogemos un tubo de cobre tipo L de 3/4". Con estos datos encontramos en el *diagrama de caída de presión* (Ver Anexo)

Caída de presión por metro para el R-22 de 0.9 KPa/m.

Estimando la longitud total de la línea: (Véanse figuras 7.6 y 7.7)

Longitud de tubo: 4.4 m

Cada codo corto de 3/4" tiene una longitud equivalente de 1.6', entonces con 1 codo tenemos  $1.6' \times 1 = 1.6' = 0.49 \text{ m}$

Cada flujo por ramal de 3/4" tiene una longitud equivalente de 3.5", entonces con 1 flujo por ramal tenemos  $3.5' \times 1 = 3.5' = 1.07 \text{ m}$

Longitud Total:  $4.4 + 0.49 + 1.07 = 5.96 \text{ m}$

Caída de presión:  $5.364 \text{ KPa} = 0.78 \text{ psi}$

Del *Diagrama de velocidades* (Ver Anexo)

Velocidad del refrigerante: 8 m/s

### Para cada Fan Coil

- Caída de presión en la línea de aspiración

$$\frac{4.01}{2} + 0.78 = 2.83 \text{ psi}$$

- Existe 1.83% en la caída de capacidad

$$5.75 \times \frac{2.83}{100} = 0.1625651 Kw$$

- Capacidad real de refrigeración

$$5.75 - 0.105225 = 5.5874349 Kw = 19064.322 \frac{BTU}{h}$$

Por lo tanto la capacidad necesaria es satisfecha por la capacidad del sistema

$$19064.322 \frac{BTU}{h} > 18804 \frac{BTU}{h}$$

## LÍNEA DE LÍQUIDO

Las líneas de líquido son las menos críticas de diseñar debido a que: el aceite refrigerante es miscible con el refrigerante R-22 en forma líquida, garantizando la mezcla y el retorno del aceite, las bajas velocidades de líquido y trampas no causan problemas al retorno del aceite, y la caída de presión no afecta directamente la capacidad del sistema.

Las líneas de líquido deben diseñarse para:

- a. Una caída de presión total debido a la pérdida por fricción de 3 a 6 lbs / pulg<sup>2</sup> (similar a un cambio de 1 a 2 grados en la temperatura de saturación)
- b. Que el líquido sub-enfriado alcance al dispositivo de control de refrigerante para evitar la formación de gas instantáneo (flash gas)

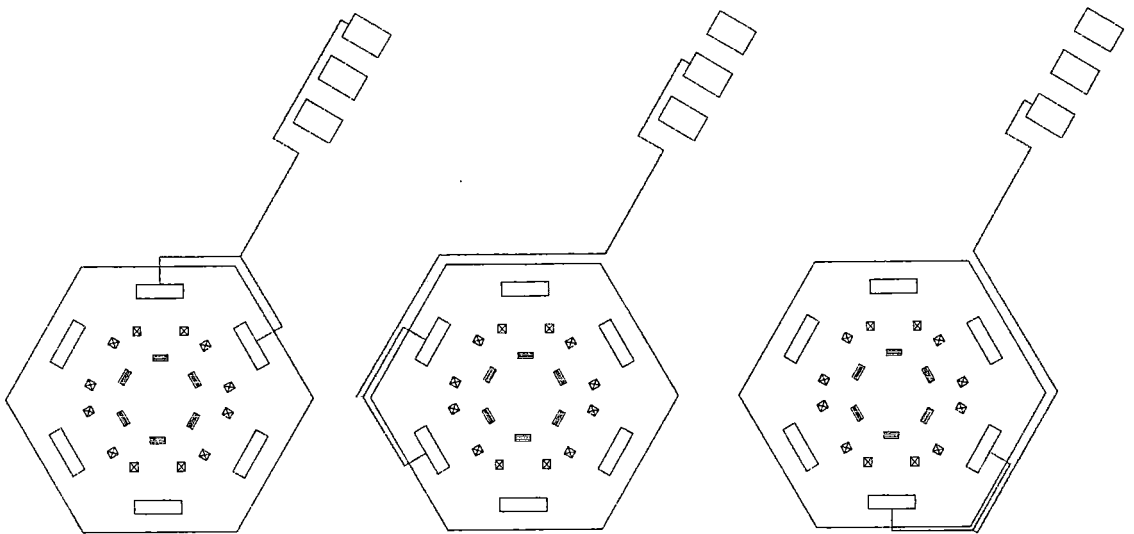
El gas instantáneo tiene efectos perjudiciales, por los siguientes hechos:

- a. Incrementa las pérdidas de presión en la línea debido a la fricción que a su vez causa más gas instantáneo

- b. Reduce la capacidad del dispositivo de control de refrigerante, mermando la capacidad de enfriamiento del evaporador
- c. Produce erosión y desgaste en el asiento del dispositivo de control de refrigerante
- d. Ocasiona un control errático del refrigerante que entra al evaporador.

### DISEÑO DE LA LÍNEA DE LÍQUIDO

Cada Condensador alimentará a dos evaporadores, lo cual genera líneas de diferentes capacidades en las líneas de líquido (Figura 7.9)



**Figura 7.9** Representación superior de la línea de líquido para cada evaporador

- Para la línea de líquido de capacidad 11.75 Kw, escogemos un tubo de cobre tipo L de 1/2". Con estos datos encontramos en el *diagrama de caída de presión* (Ver Anexo B)

Caída de presión por metro para el R-22 de 1.4 KPa/m.

Estimando la longitud total de la línea: (Véanse figura 7.6 y 7.7)

Longitud de tubo:  $9.4 + 5.5 \times 2 = 20.4 \text{ m}$

Cada codo corto de 1/2" tiene una longitud equivalente de 1.2', entonces  
con 4 codos tenemos  $1.2' \times 4 = 4.8' = 1.463 \text{ m}$

Longitud Total:  $20.4 + 1.463 = 21.863 \text{ m}$

Caída de presión:  $30.61 \text{ KPa} = 4.44 \text{ psi}$

Del *Diagrama de velocidades* (Ver Anexo C)

Velocidad del refrigerante:  $0.7 \text{ m/s}$

- Para la línea de líquido de capacidad 5.75 Kw, escogemos un tubo de cobre tipo L de 3/4". Con estos datos encontramos en el diagrama una caída de presión por metro para el R-22 de  $0.19 \text{ KPa/m}$ . (Ver Anexo B)

Estimando la longitud total de la línea: (Véanse figuras 7.6 y 7.8)

Longitud de tubo:  $4.4 \text{ m}$

Cada codo corto de 3/4" tiene una longitud equivalente de 1.6', entonces  
con 1 codo tenemos  $1.6' \times 1 = 1.6' = 0.49 \text{ m}$

Cada flujo por ramal de 3/4" tiene una longitud equivalente de 3.5',  
entonces con 1 flujo por ramal tenemos  $3.5' \times 1 = 3.5' = 1.07 \text{ m}$

Longitud Total:  $4.4 + 0.49 + 1.07 = 5.96 \text{ m}$

Caída de presión:  $1.1381 \text{ KPa} = 0.17 \text{ psi}$

Del *Diagrama de velocidades* (Ver Anexo C)

Velocidad del refrigerante:  $0.15 \text{ m/s}$

- Longitud vertical:  $3.1 \text{ m} = 10.17'$

Caída de presión por cada pie de altura:  $2 \text{ psi / pie}$

Caída de presión: 5.1 psi

- Filtro

Caída de presión: 2 psi

- Condensador con 10°F de sub-enfriamiento

Caída de presión: 20 psi

Presión necesaria que el compresor deberá tener para que el liquido llegue a los fan Coil

$$4.44 + 2 \times 0.17 + 5.1 + 2 + 20 = 31.88 \text{ psi}$$

#### 7.4. SELECCIÓN DEL SOPLADOR CENTRÍFUGO

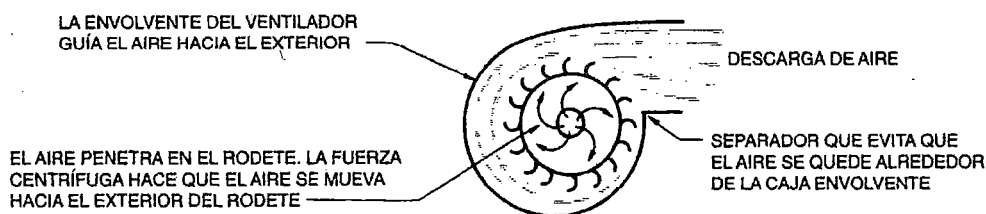
El FanCoil seleccionado posee dos ventiladores centrífugos (Anexo D), también llamados ventilador con rodete en jaula de ardilla, cada uno de ellos proporciona 250 CFM haciendo un total de 500 CFM por cada Fancoil. (Figura 7.10)



**Figura 7.10** Ventilador de tipo centrífugo

Este ventilador centrífugo se encuentra antes del serpentín de expansión directa y de la resistencia. Este ventilador tiene como se conoce en la industria como paletas curvadas hacia adelante y un dispositivo para cortar el aire alrededor del

rodete. El aire es impulsado por acción centrífuga hacia el perímetro del rodete del ventilador. Parte de este aire se mantendría alrededor del rodete si no fuese por el citado dispositivo que corta el aire y lo envía hacia fuera del ventilador (Figura 7.11)



**Figura 7.11** Dispositivo de corte del aire alrededor del rodete

## 7.5. INSTALACIÓN FÍSICA DEL EQUIPO

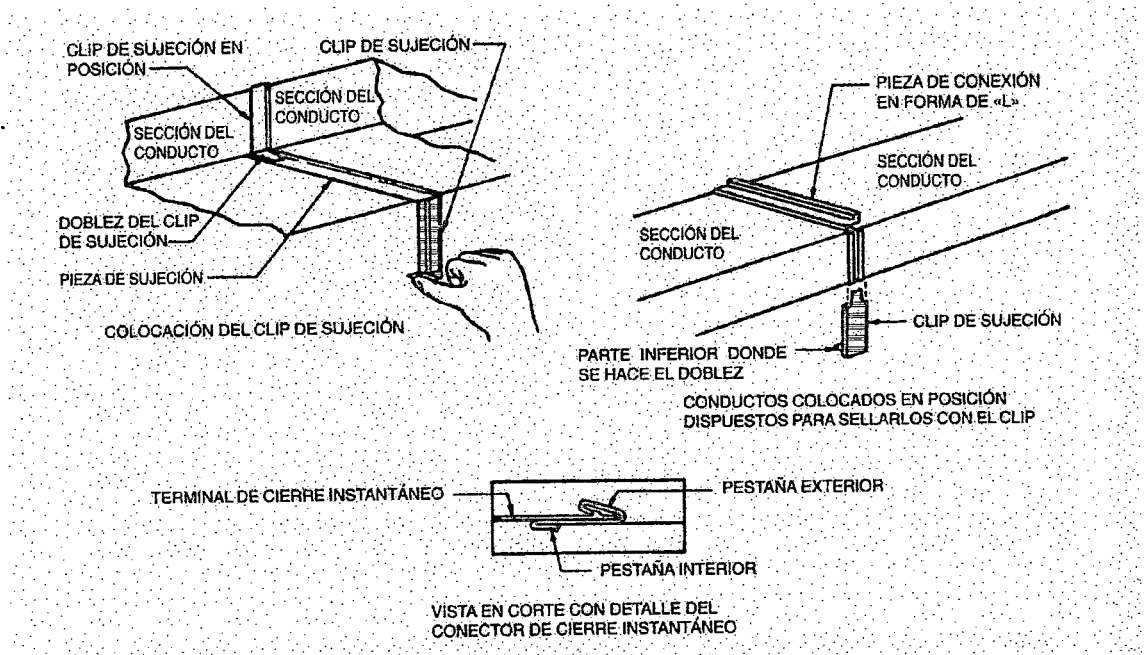
La instalación de equipos de aire acondicionado precisa el dominio de tres especialidades: conducción del aire, electricidad y mecánica incluyendo en esta última la refrigeración. Algunos contratistas de instalaciones emplean personal especializado en cada una de estas diferentes tareas para realizarlas. Otros se encargan de dos de ellas, y subcontratan la tercera con algún instalador más calificado. Algunos pequeños contratistas llevan a cabo las tres fases en que se divide la instalación a base de personal muy preparado. Las tres disciplinas corresponden normalmente a disposiciones oficiales locales que emanan de diferentes departamentos cuyas licencias han de ser solicitadas. El contratista que se mueve dentro de las tres tareas citadas dispone normalmente de las autorizaciones pertinentes.

## CONDUCCIÓN DEL AIRE

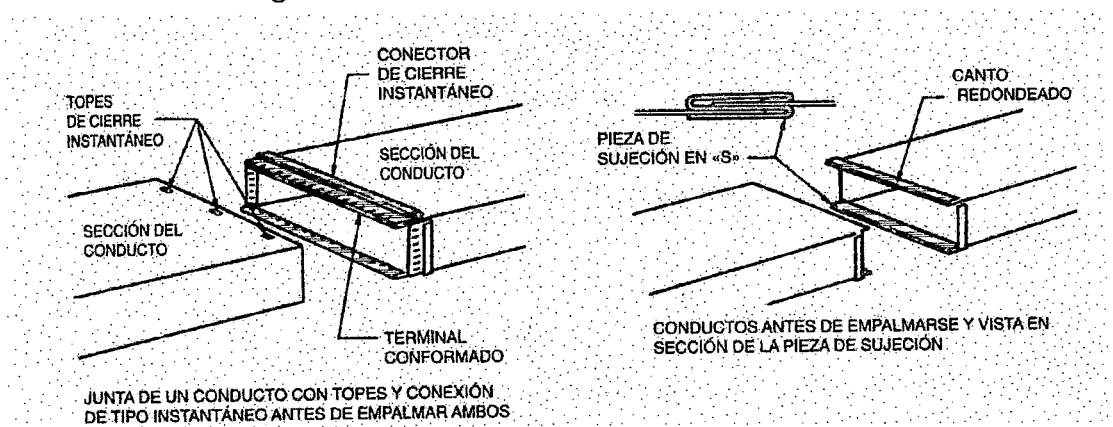
Los conductos metálicos cuadrados se realizan en un taller de ductería por personal especializado en su desarrollo y fabricación. Los conductos así realizados se trasladan al lugar de la instalación para su ensamblaje y constitución del sistema, por personal especializado. Como sea que los conductos de metal constituyen una estructura rígida, las dimensiones deben ser muy precisas, ya que, en caso contrario, será difícil su ensamblaje. El conducto debe emplazarse a veces por encima o debajo de determinados elementos en el local, por lo que ha de insistirse acerca de la precisión en sus medidas para poder alcanzar el lugar correcto donde ha de empalmarse un tramo. Este tramo o ramificación del conducto principal debe tener las dimensiones correctas para alcanzar el final o boca de registro.

Los conductos cuadrados o rectangulares se ensamblan con clips (Figura 7.12) y piezas sujetadoras en "S" (Figura 7.13) que permiten su hermeticidad. Si se requiere de un sello más completo, se puede recubrir dicho empalme con cinta. Cuando se efectúa el ensamblaje del conducto, este debe fijarse en la estructura del local para soporte del mismo. Ello puede conseguirse de varias maneras, bien dejando reposar sobre el piso de un desván, o soportándolo colgado promedio de bandas suspendidas del techo. El conducto debería soportarse de forma bien fija ya que, en caso contrario, al ponerse en marcha el ventilador de la instalación transmitirá ruido a la estructura. La corriente de aire (la cual tiene su peso) moverá el conducto si este no se encuentra fuertemente fijado. En la figura 7.14 se muestra una conexión flexible que puede instalarse entre el ventilador y el conducto de metal para eliminar vibraciones

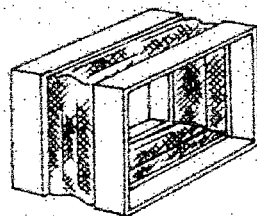




**Figura 7.12** Unión de ductos mediante clip de sujeción



**Figura 7.13** Unión de ductos mediante pieza de sujeción en «S»



**Figura 7.14** Conexión flexible para las bocas de salida de los ventiladores

El aislamiento en los conductos metálicos puede aplicarse tanto en el interior como el exterior de los mismos. Cuando el aislamiento se halla en el interior, normalmente se efectúa este en taller del propio fabricante. El aislamiento se puede fijar por medio de tachuelas o de cola, así como también con ambas a la vez.

## **ELECTRICIDAD**

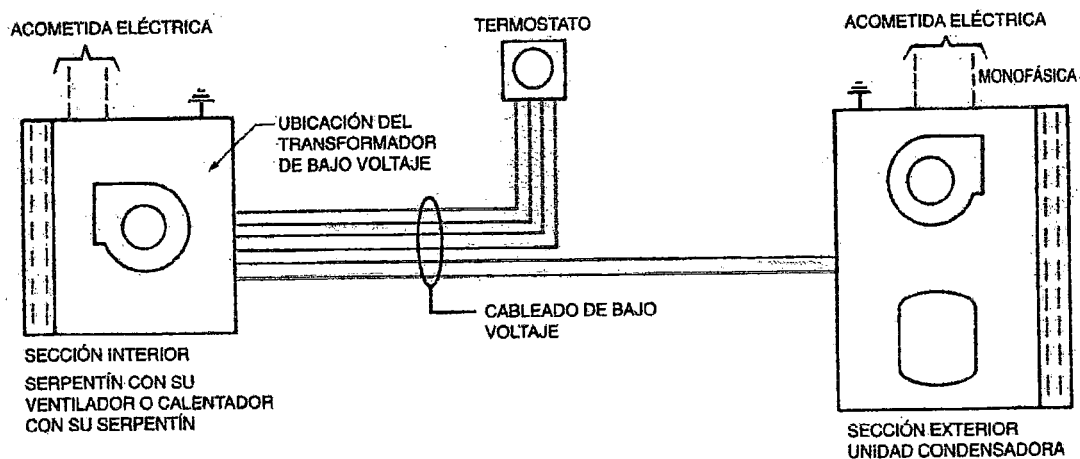
Existen, algunas líneas de conducta que deben ser familiares para el técnico en acondicionamiento de aire, en particular para tener la seguridad de que la unidad dispone del suministro de corriente eléctrica necesario, de que dicho suministro es adecuado para la instalación, para el operario que ha de prestar servicio, y par el propio cliente.

Para la instalación se requiere un suministro de corriente eléctrica que incluye el voltaje correcto y las conexiones oportunas, así como el empleo de cables conductores a la dimensión debida. Las disposiciones legales requieren que el fabricante facilite en cada aparato eléctrico una placa de características que indique el voltaje necesario y su consumo de corriente. El voltaje aplicado (al que realmente trabajara la unidad) debería ser  $\pm 10\%$  del voltaje especificado para el equipo. O sea, si el voltaje indicado para la unidad es de 230 V, el máximo que debería admitirse para su funcionamiento sería 253 V ( $230 \times 1.10 = 253$ ). El voltaje mínimo será, pues, de 207 V ( $230 \times 0.90 = 207$ ). Si el equipo funcionara largo tiempo fuera de estos límites, resultarían dañados tanto los motores como los controles.

Cuando se trabaja con un equipo compacto, existe una sola entrada de corriente a la unidad. Si se trata de un sistema con elementos separados, existen dos entradas de corriente, una para la unidad interior, y otra para la exterior. Ambas líneas de

suministro regresan al panel principal, pero con un fusible separado, o disyuntor, en dicho panel. Debería intercalarse un interruptor para desconectar la corriente dentro de unos 7 metros de cada unidad y a la vista de la misma, esta es una medida de seguridad para el técnico que trabaja con la unidad. Si el interruptor esta oculto en un rincón, cualquiera puede poner en marcha la unidad en cuestión mientras el técnico esta trabajando en el sistema eléctrico.

Las tablas de dimensionamiento de los cables conductores especifican el diámetro de los conductores que cada componente necesita. El correspondiente código o reglamento nacional facilita las normas incluyendo disposiciones sobre la mano de obra, el dimensionado de los cables, método de tendido y sistemas de protección en cajas, así como su desconexión.

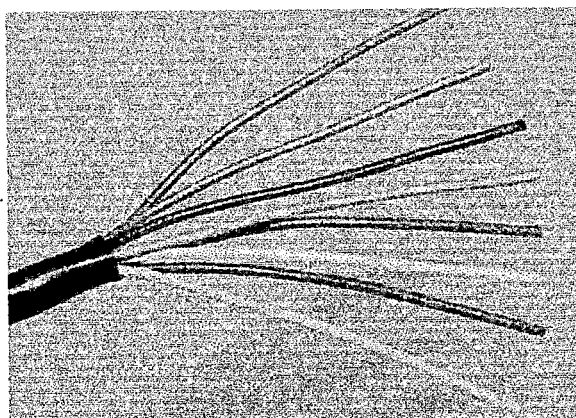


**Figura 7.15** Esquema mostrando la posición relativa del conexionado que va hacia el termostato del local, el mezclador de aire y la unidad condensadora.

El conexionado eléctrico de los controles de un equipo de acondicionamiento de aire y de calefacción trabaja bajo un voltaje reducido a través de un transformador reductor. Se instala bajo un código de colores, o bien con conductores numerados, a

fin del que circuito pueda seguirse a través de los diversos componentes. Por ejemplo se suministran 24 V a la unidad mezcladora del aire que puede estar ubicada en un cielo raso. El tendido de interconexión que sale de la unidad mezcladora va hacia el termostato del local y a la unidad condensadora en la parte trasera de la casa. El mezclador de aire puede considerarse como el punto de unión de dichas conexiones (Figura 7.15)

Los conductos empleados en el circuito de control son de poca potencia (ligeros) ya que conducen un voltaje y una corriente pequeños. El conductor estándar es de calibre 18. Un cable estándar para aire acondicionado tiene cuatro conductores de calibre 18 en el mismo aislamiento de plástico y se conoce como 18-4 (calibre 18, 4 hilos). Pueden así mismo, tener 8 conductores, siendo entonces llamados 18-8 (figura 7.16). Los conductores son de color rojo, blanco, amarillo y azul. Este tipo de cable puede emplearlo el instalador del equipo de acondicionamiento de aire en la mayoría de áreas debido a su bajo voltaje, aunque deba precisarse de licencia o permiso en determinadas zonas de la instalación.

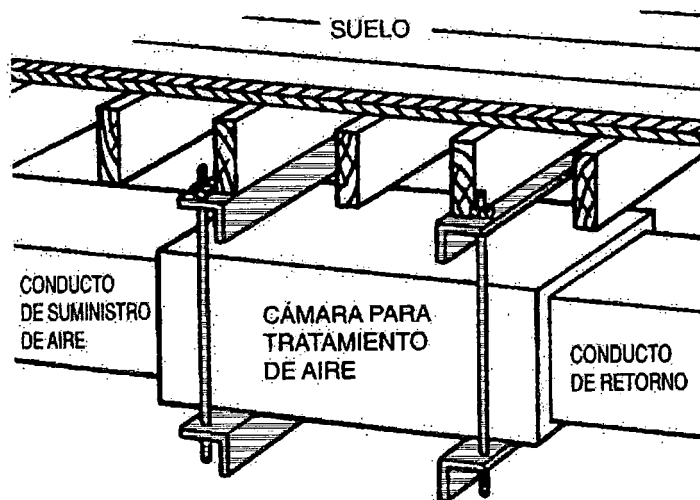


**Figura 7.16** Cable conductor para el termostato de calibre 18-8.

Aunque los circuitos de bajo voltaje no suelen ser peligrosos, se pueden sufrir daños si se tocan los cables con las manos mojadas. Deben tomarse, pues, todas las precauciones inherentes a todo circuito eléctrico

## SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

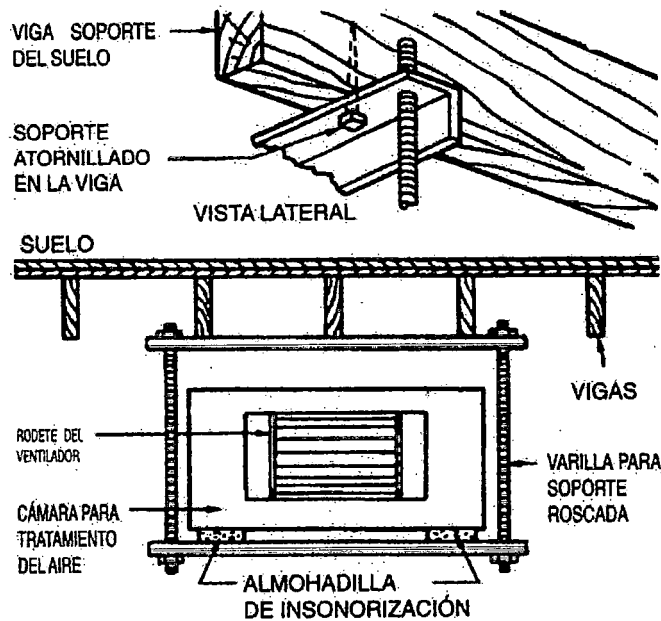
Los equipos de aire acondicionado con elementos separados tienen el condensador apartado del evaporador. Describiremos este tipo de instalación empezando por el evaporador, para marchar hacia el condensador, y termina con los tubos que conducen el refrigerante



**Figura 7.17** Cámara de tratamiento del aire colgada de las vigas, con el sistema de conductos conectado a la misma altura

El evaporador se encuentra situado normalmente cerca de la sección del ventilador independientemente de que este se halle situado en un calentador o en un dispositivo especial para tratamiento (mezcla o renovación) del aire. Esta cámara y el serpentín evaporador deben estar emplazados sobre una base sólida, o suspendidos por medio de un soporte resistente (Figura 7.17). Cuando dicha cámara de tratamiento se

encuentra colgada desde arriba, se colocan unos amortiguadores de vibraciones a fin de evitar que pueda transmitirse ruido o vibración al local. En la figura 7.18 se ilustra un sistema de trapecio para colgar la unidad empleando una base para minimizar el ruido.



**Figura 7.18** Trapecio para colgar la cámara de tratamiento del aire con las almohadillas de insonorización

Ahora calcularemos los pernos que se usaran para el soporte de la cámara de tratamiento. Se usaran pernos del tipo St 34-1, EURONORM 25 Fe 34-A con contenido al carbono 0.17% cuyas características son:

$$\sigma_B = 330 - 410 \frac{N}{mm^2} \text{ (Limite de rotura)}$$

$$\sigma_B = 200 \frac{N}{mm^2} \text{ (Limite de fluencia)}$$

El diámetro de los pernos sean de  $\frac{3}{16}$ " (4.7625 mm), cuya sección es de 17.81 mm<sup>2</sup>. Se utilizaran cuatro (4) tornillos, los cuales sostendrán el FanCoil Magic Air

Modelo 018 CHA – 3 (con peso de 59 lb) adaptado a un tubo capilar, seleccionado para este fin de tablas (Ver Anexo J) de longitud 1 m y 0.064” de diámetro en número de dos en paralelo.

Cada tornillo soporta un peso máximo de

$$F_{\max} = \sigma_s \times A$$

$$F_{\max} = 200 \frac{N}{mm^2} \times 17.81 mm^2$$

$$F_{\max} = 3468.3 N = 353.8 Kgf = 778.55 lbf$$

El máximo momento que existe es

$$M_{\max} = \frac{W_{fancoil}}{\#tornillos} \times L$$

$$M_{\max} = \frac{59}{4} lb \times 31.25''$$

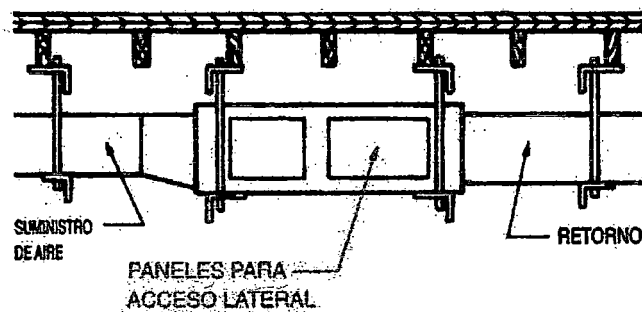
$$M_{\max} = 460.93 lbf - pulg$$

Los cuatro tornillos soportan en su límite de fluencia hasta  $(778.55 lbf \times 4)$  3114.2 lbf. que es mayor a 59 lbf y absorbe cualquier momento flector que se presente

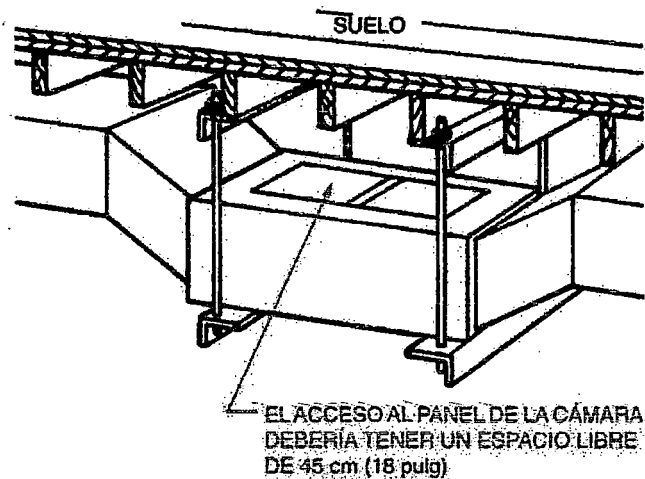
La cámara de tratamiento de aire (zona del ventilador) debería instalarse siempre de forma que pueda ser accesible con facilidad para ulterior servicio de mantenimiento. Dicha cámara contiene el ventilador y algunas veces los controles y el intercambiador de calor.

Cuando se instala una cámara de tratamiento del aire en un espacio angosto, es importante que el acceso a dicha cámara sea por un lado, situándola junto a las vigas

del suelo. El tendido de los conductos se realizara igualmente por debajo del suelo (Figura 7.19). Si la cámara de tratamiento del aire tiene acceso por la parte superior tendrá que emplazarse mas baja que los conductos, disponiendo al efecto de un empalme de conexión que conduzca hacia abajo la boca del aire de suministro y la de retorno (Figura 7.20)



**Figura 7.19** Acceso lateral a la cámara de tratamiento del aire en un espacio angosto

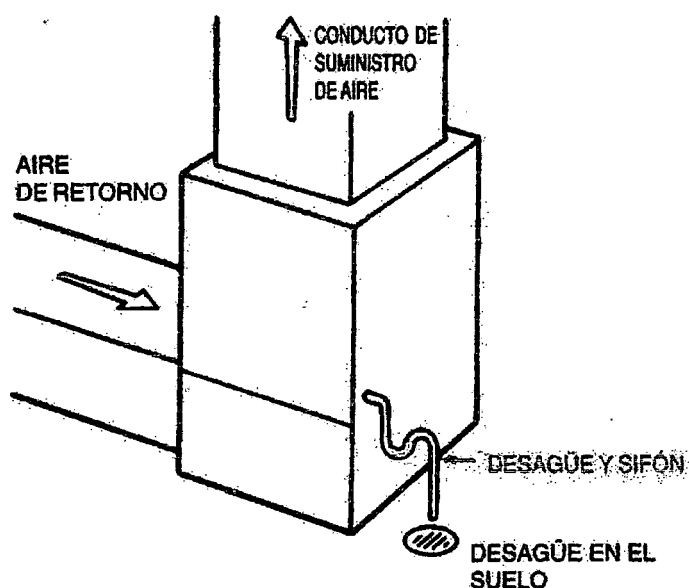


**Figura 7.20** Acceso a la cámara de tratamiento del aire por la parte superior

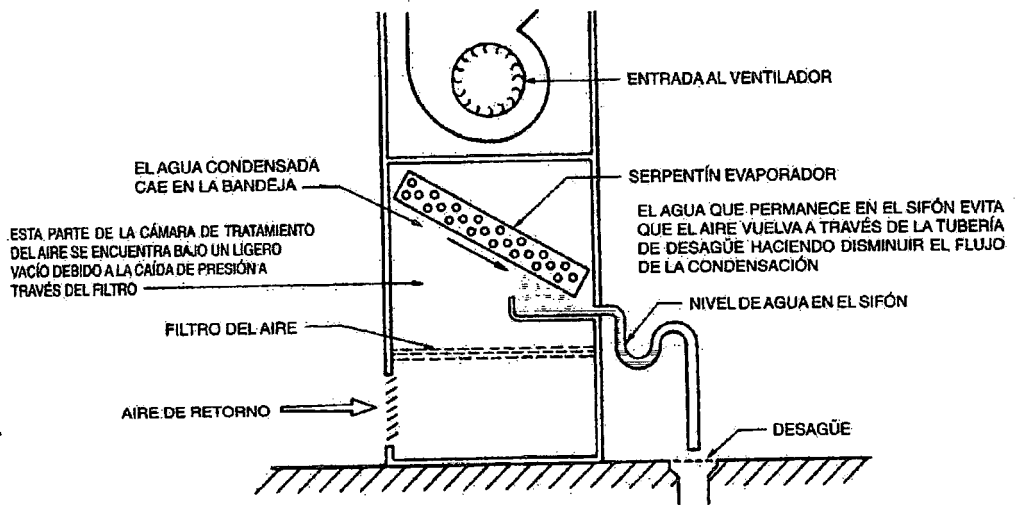
Cuando se instala el evaporador, debe preverse que el agua condensada se recoja en el correspondiente ciclo de acondicionamiento de aire. Un acondicionador de aire



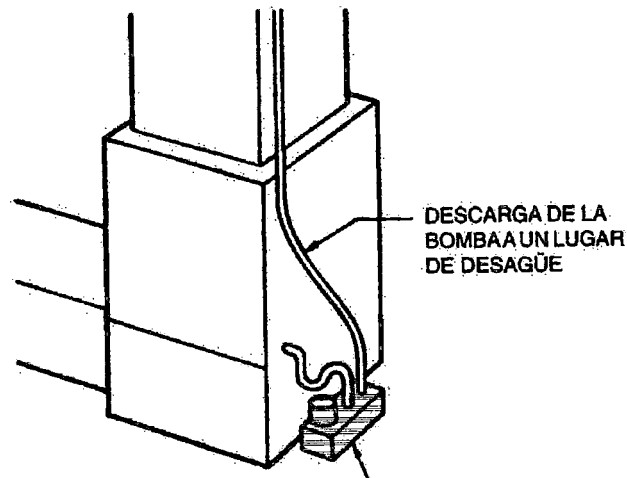
instalado en un clima de humedad media producirá cerca de 1,5 litros de agua de agua condensada por hora de funcionamiento por cada tonelada (12000 Btuh). Así pues, nuestro sistema de 112824 Btuh (9.402 ton) condensara alrededor de 14,1 litros de agua por hora. Esto es más de 338 litros en un periodo de 24 horas, lo que significa una importante cantidad de agua durante un tiempo prolongado. Si la unidad se encuentra cerca de un desagüe debajo de la bandeja recogedora de agua, conéctese simplemente con un tubo dicha bandeja al desagüe (Figura 7.21). Si se instala un sifón en dicho tubo, este mantendrá una cantidad de agua y evitara que el agua retorne hacia la unidad una vez completado el desagüe del evaporador. El desagüe puede terminar en un punto desde el cual ciertas partículas del exterior puedan ser impulsadas a la bandeja recogedora. El sifón antes indicado evitara que ello se produzca (Figura 7.22). Si no existe un desagüe cerca de la unidad, el agua condensada deberá conducirse a otro punto para lograr su drenaje por medio de una bomba (Figura 7.23).



**Figura 7.21** Tubería del agua condensada que marchá a un desagüe situado debajo de la bandeja recogedora de agua



**Figura 7.22** Vista de corte en un sifón en el tubo de desagüe

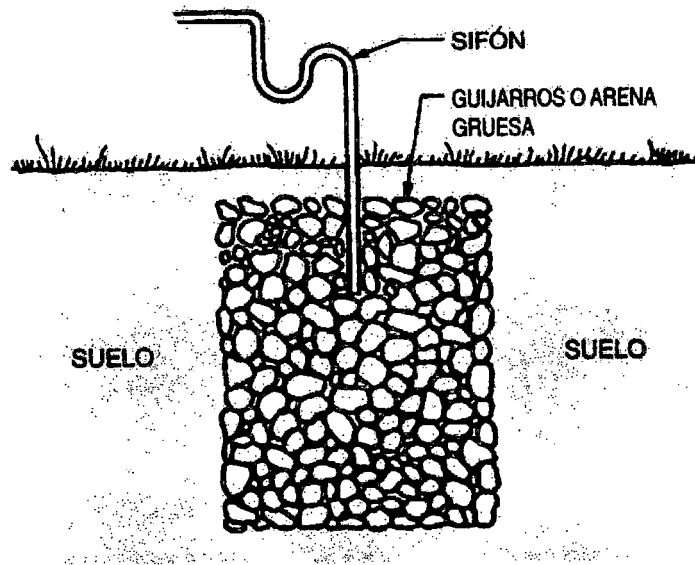


LA BOMBA DEL AGUA CONDENSADA TIENE UN FLOTADOR QUE LA PONE EN MARCHA. ALGUNAS BOMBAS INCORPORAN UN SEGUNDO FLOTADOR Y UN INTERRUPTOR POR SI FALLA EL PRIMERO

**Figura 7.23** El desagüe en esta instalación se halla por encima de la conexión de desagüe en el evaporador, debiendo bombearse el agua condensada a un desagüe situado a un nivel superior

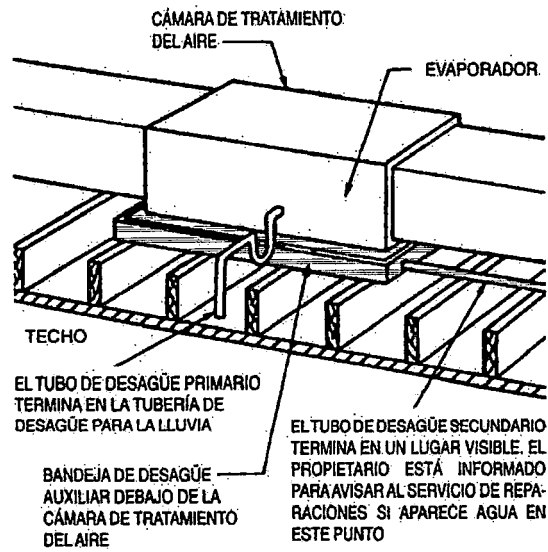
En algunas localidades el agua de condensación se recomienda ser vertida en un pozo "seco", que es un agujero en la tierra lleno de guijarros. El agua que penetra en

dicho pozo es absorbida por el suelo (Figura 7.24). Para que esto tenga éxito, el suelo debe poder absorber toda el agua que recoja la unidad.

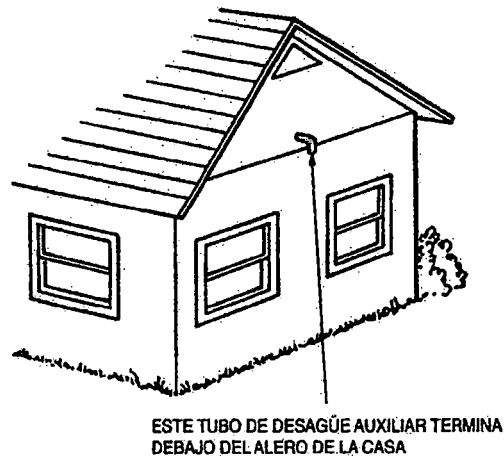


**Figura 7.24** Pozo "seco" para el agua condensada

Cuando el evaporador y su sistema de desagüe están situados encima del espacio acondicionado, se recomienda la instalación de una bandeja auxiliar para recoger agua, junto con el polvo y el polen, y conducirla al desagüe (Figura 7.25). Las algas suelen crecer en tuberías, sifones y bandejas recogedoras y pueden taponar el desagüe exterior. En este caso, la bandeja recogedora auxiliar evitara que el agua se deteriore cuanto este debajo. Este desagüe auxiliar se conecta, para su salida, a cualquier punto del edificio que sea visible. El propietario debería avisar al servicio de reparaciones si sale agua de la tubería de drenaje. Algunos instaladores dirigen este desagüe a un patio del edificio donde fácilmente puede verse la salida (Figura 7.26)



**Figura 7.25** Desagüe auxiliar para la instalación

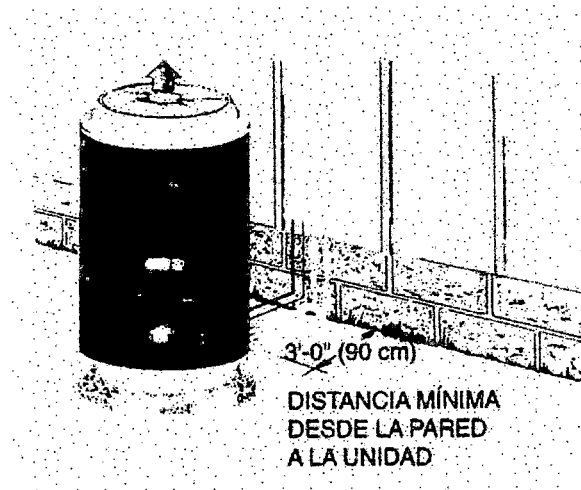


**Figura 7.26** Tubería de desagüe auxiliar en la parte trasera

El emplazamiento de la unidad condensadora está apartado del evaporador. Deben tenerse en cuenta los siguientes puntos al instalar una unidad condensadora:

- a. Buena circulación de aire (Figura 7.27)
- b. Comodidad para el tendido de tuberías y el servicio eléctrico

- c. Buen emplazamiento para el servicio futuro de reparaciones
- d. Drenaje para el agua natural y la procedente del tejado
- e. Influencia solar
- f. Aspecto aceptable



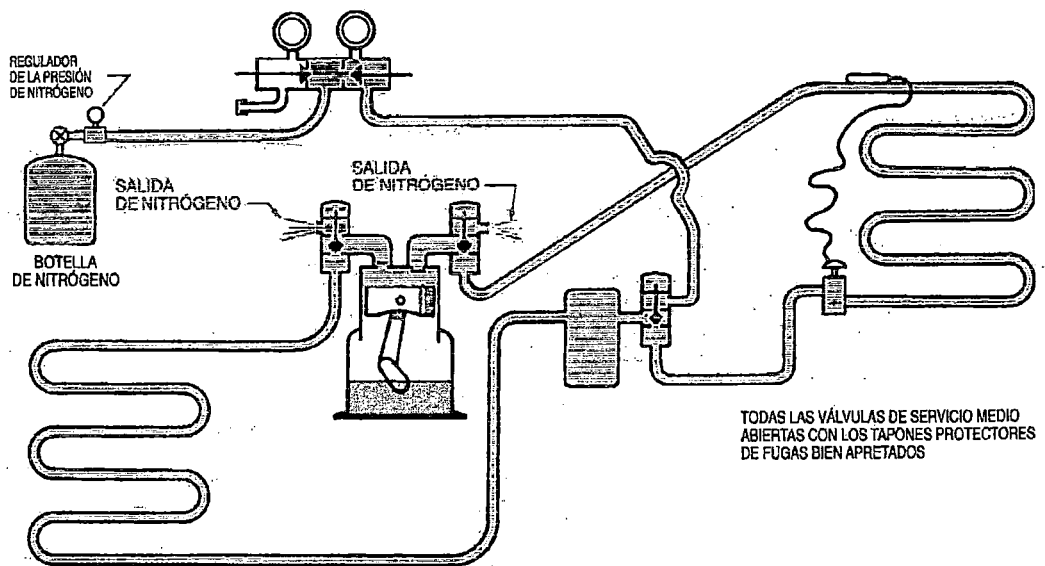
**Figura 7.27** Unidad condensadora de un sistema con elementos separados emplazada a fin que disponga de una buena corriente de aire y espacio para el servicio de la misma

## 7.6. PUESTA EN MARCHA DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

### 7.6.1. UTILIZACIÓN DE NITRÓGENO SECO

Dentro de la observancia de buenas prácticas de trabajo seguidas en el montaje e instalación de un sistema frigorífico, la operación de vaciado es una función agradable. Una vez terminado el tendido e instalación de las tuberías de conexionado, un soplado de nitrógeno seco a través de dichas tuberías servirá para expulsar el aire y limpiar, asimismo, los tubos. Resulta relativamente económico el empleo de nitrógeno seco a la vez que ahorra tiempo y dinero.

También cuando un sistema ha quedado abierto y expuesto al aire atmosférico durante algún periodo de tiempo, se necesita hacer el vació del mismo. Esta función puede efectuarse con rapidez con un buen soplado a base de nitrógeno seco antes de proceder a la evacuación. El esquema de la figura 7.28 es un buen ejemplo de la forma de efectuar esta operación.



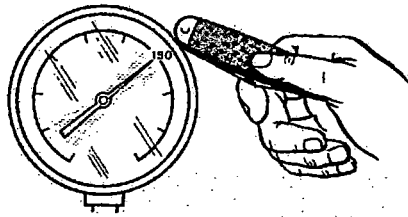
**Figura 7.28** El frigorista emplea nitrógeno seco para hacer un soplado de nitrógeno seco antes de efectuar el vació.

### 7.6.2. DETECCIÓN DE FUGAS POR EL SISTEMA DE PRESIÓN ESTABILIZADA

El mejor procedimiento para la detección de fugas es el de presión constante o estabilizada utilizando una presión que no cambie en cantidad apreciable por causa de las variaciones en la temperatura ambiente. El nitrógeno es un buen gas para realizar esta prueba. No debe usarse nunca el aire. Para llevar a cabo esta prueba, se carga el sistema con una pequeña

cantidad de refrigerante, con el objeto de verificar las fugas, hasta una presión aproximada de 10 psig (0,70 Kg/cm<sup>2</sup>). Con la carga de nitrógeno se incrementará dicha presión hasta 150 psig (10,5 Kg/cm<sup>2</sup>). La pequeña cantidad de refrigerante que se escapa podrá detectarse con una lámpara normal para detección de fugas. No debe presurizarse ningún sistema por encima de la presión de trabajo indicada en la placa de características del equipo. Ningún fabricante emplea una presión de trabajo inferior a 150 psig (10,5 Kg/cm<sup>2</sup>) con los refrigerantes actuales o sus actuales sustitutos. Por consiguiente, podemos tomar 150 psig como un valor de seguridad. Cuando la presión en el sistema llega a 150 psig, golpetee ligeramente el manómetro para comprobar que la aguja esta libre y hágase una señal (Figura 7.29). Déjese el sistema estabilizado a esta presión mientras se busca la fuga. Una vez efectuada la verificación, obsérvese de nuevo la lectura del manómetro. Si la aguja a descendido es señal de que existe una fuga, no debiendo, no debiendo olvidar que puede haber un escape en el propio colector de manómetros o en las uniones del mismo. Cuando se ha terminado la comprobación de fugas y no se nota ninguna caída en el manómetro, déjese el sistema parado durante un tiempo. Si se trata de una instalación poco dimensionada, se necesitara un paro mas corto. Por ejemplo, un equipo de ventana, que es de pequeñas dimensiones puede necesitar una parada de una hora aproximadamente para tener la seguridad de que el sistema esta exento de fugas, mientras que una instalación de 20 toneladas de refrigeración (como un chiller) puede llegar a necesitar estar parada, a presión, durante 12

horas. Cuanto más tiempo de parada se emplee, habrá mayor seguridad de la ausencia de fugas.



**Figura 7.29** Cuando se emplea el manómetro de presión en una verificación de fugas con el sistema de presión estabilizada, golpéese ligeramente dicho manómetro para tener la seguridad de que la guja esta libre, y hágase entonces una señal

### 7.6.3. PRUEBAS DE VACÍO DEL SISTEMA

Los sistemas de refrigeración están proyectados para la circulación solamente de refrigerante y aceite en su interior. Cuando se instala un equipo entra aire en el sistema. El aire contiene oxígeno, nitrógeno, hidrogeno y vapor de agua, todo lo cual va en detrimento del sistema. Estos gases causan dos problemas. El nitrógeno es conocido como un gas incondensable. No se condensará en el condensador correspondiente y ocupará en el un espacio que debería ser normalmente empleado para la función de condensación. Ello motivara el aumento de la presión de alta del sistema. Los otros gases antes mencionados también son incondensables y producen reacciones químicas con la consiguiente formación de ácidos en el sistema. Estos ácidos motivan el deterioro en las partes del sistema, entre ellas el cobreado de los engranajes en movimiento, y deterioran el aislamiento del motor.

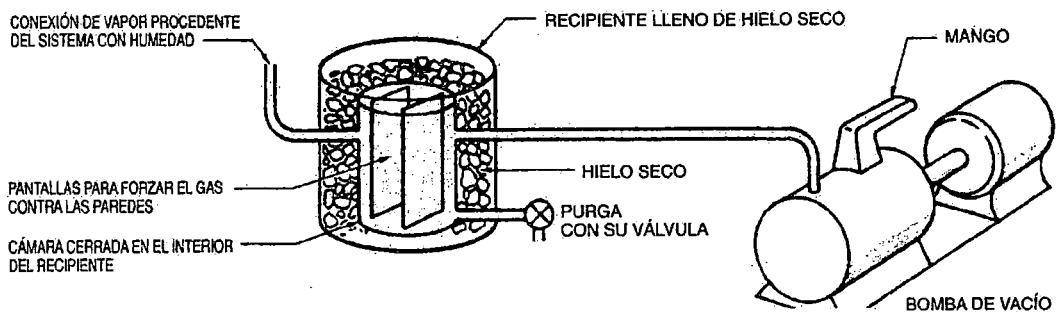
Estos gases incondensables deben expulsarse del sistema si se desea lógicamente que este tenga la vida esperada. Muchos son los sistemas que funcionan durante años con pequeñas cantidades de estas sustancias en su



interior, pero no tendrán la duración ni ofrecerán el rendimiento por el que ha pagado el usuario.

Los gases incondensables se expulsan del sistema por medio de una bomba de vacío después de haber efectuado la prueba de fugas. La presión en el interior del sistema queda entonces reducida a un vacío casi perfecto.

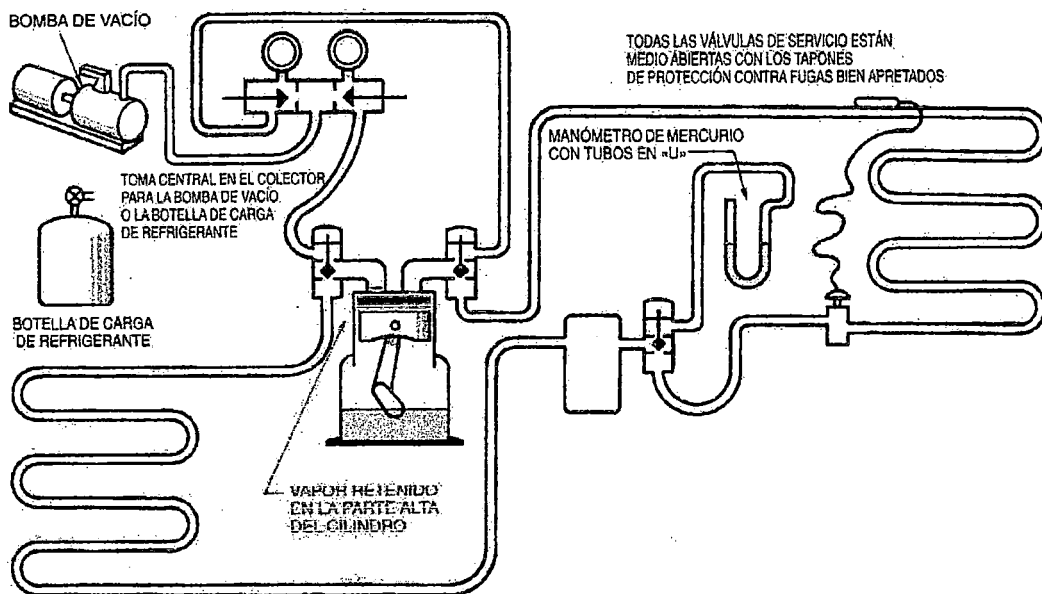
Existen reglas generales para aplicar un alto vacío o un vacío múltiple. Si el sistema es de gran capacidad, o si se desea evacuar la humedad de varios sistemas, puede construirse un depósito o recipiente de purga frío para emplear in situ. Este recipiente de purga frío se sitúa en la tubería de vaciado entre el sistema que posee humedad y la bomba de vacío. Cuando el vapor de agua pasa a través del recipiente, la humedad se congela en sus paredes. Este depósito está enfriado con hielo seco ( $\text{CO}_2$ ) que es un producto fácil de encontrar en el mercado. Este depósito debe calentarse, presurizarse y vaciarse periódicamente para extraer la humedad que contenga (Figura 7.30). Este depósito puede salvar la vida de una bomba de vacío.



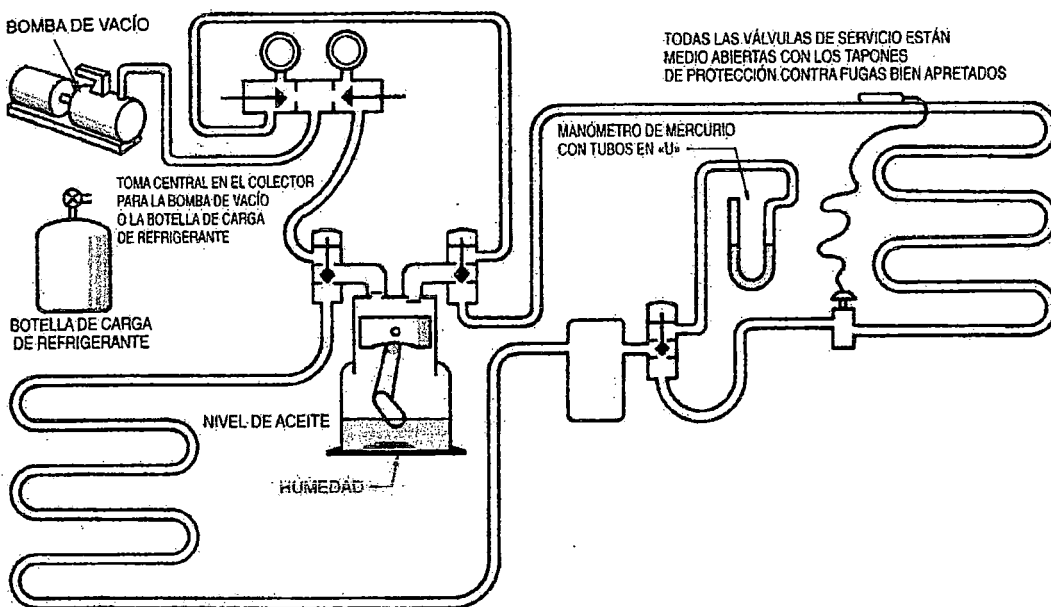
**Figura 7.30** Recipiente de purga frío

Los gases incondensables y la humedad pueden quedar retenidos en el compresor y difícilmente serán liberados como vapor que pueda vaciarse del sistema. En un compresor puede haber pequeñas cámaras, tales como los cilindros, en las que existe aire o la humedad. En la parte superior de estas cámaras solo existen las válvulas de lengüeta, pero no hay razón alguna para que el aire o la humedad puedan expulsarse del cilindro mientras el sistema se halla en alto vacío. En ocasiones es aconsejable poner en marcha el compresor después de haber efectuado su vacío. Este procedimiento resulta fácil de conseguir con el método de vacío triple. Cuando el primer vacío ha sido realizado, se puede cargar refrigerante en el sistema hasta alcanzar la presión atmosférica, haciendo funcionar el compresor durante unos pocos segundos. Todas las cámaras quedan llenas. No debe ponerse en marcha un compresor de tipo hermético cuando se halla bajo un vacío elevado, ya que puede averiarse el motor eléctrico.

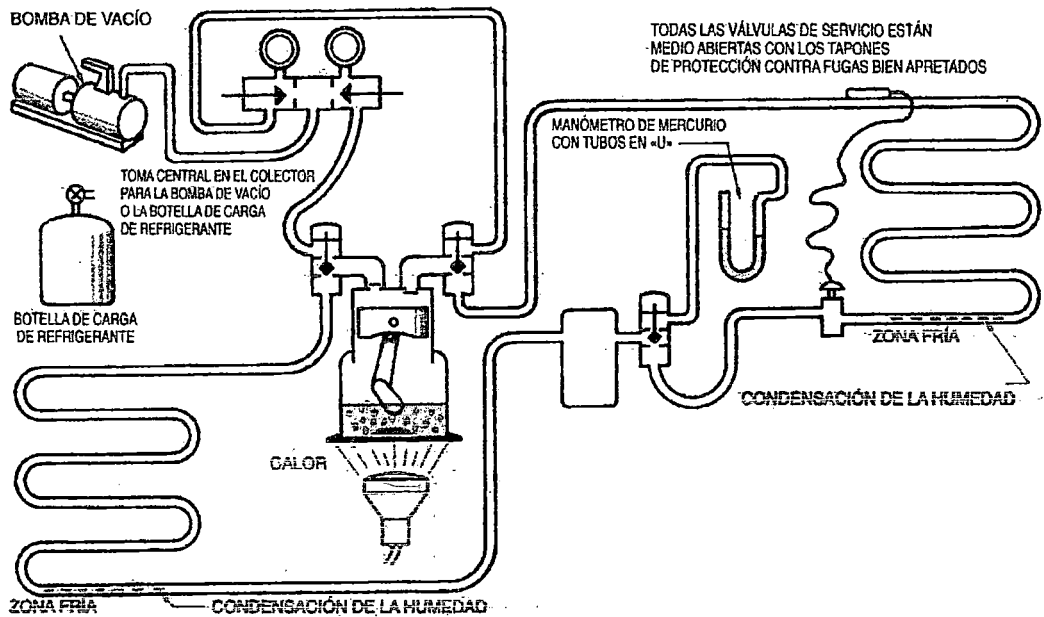
La figura 7.31 es una muestra de vapor atrapado en el cilindro del compresor. El agua puede quedar retenida en el compresor debajo de la capa de aceite. El aceite tiene tensión superficial y la humedad puede quedar debajo del mismo, a pesar de que exista un alto vacío en el sistema. Durante un vacío elevado, la tensión superficial del aceite puede quedar rota por vibración, con el simple golpeteo del carter del compresor con un martillo de cabeza blanda. Cualquier movimiento que sacuda la capa de aceite servirá para solucionar este problema (Figura 7.32). La aplicación de calor exterior al fondo del carter del compresor servirá para liberar el agua depositada debajo del aceite (Figura 7.33)



*Figura 7.31* Vapor retenido en el cilindro del motor



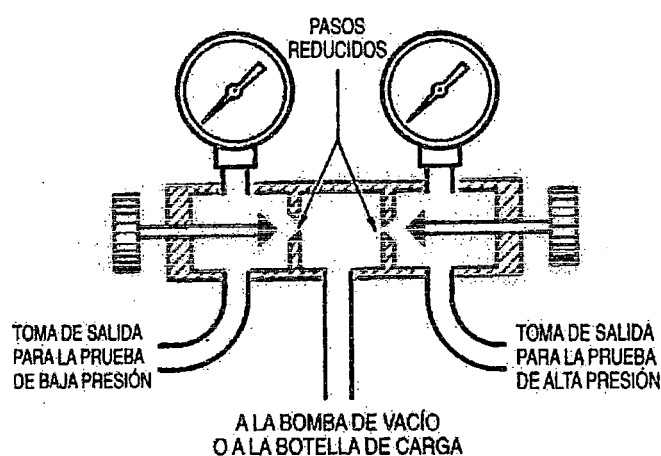
*Figura 7.32* Compresor con agua debajo del aceite en el carter



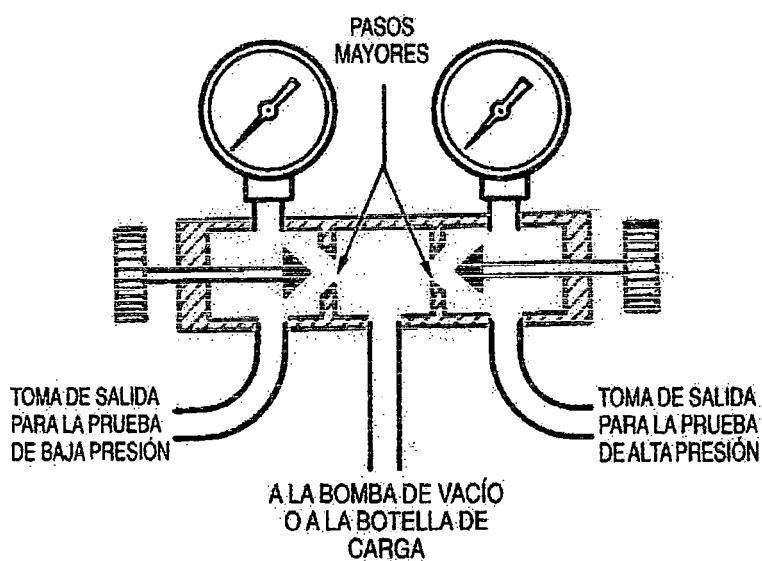
**Figura 7.33** Aplicación de calor al compresor para que hierva el agua depositada debajo del aceite

Los frigoristas que llevan a cabo muchas operaciones de vacío usan métodos para ahorrar tiempo. Por ejemplo, el colector de manómetros corriente no puede ser un método preferido, ya que sus tomas incorporan válvulas de paso reducido y retardan el proceso de evacuación (Figura 7.34). Sin embargo, existen algunos de estos colectores equipados con válvulas de gran paso conectadas a un tubo especial que va a la bomba de vacío (Figura 7.35). El colector de manómetros de la figura 7.36 tiene cuatro válvulas con cuatro tomas de conexión. Las dos válvulas extra se utilizan para controlar los manguitos del refrigerante y de la bomba de vacío. Cuando se emplea este tipo de colector, no habrá necesidad de desconectar la bomba de vacío y conmutar el manguito a la botella de carga de refrigerante para cargar el

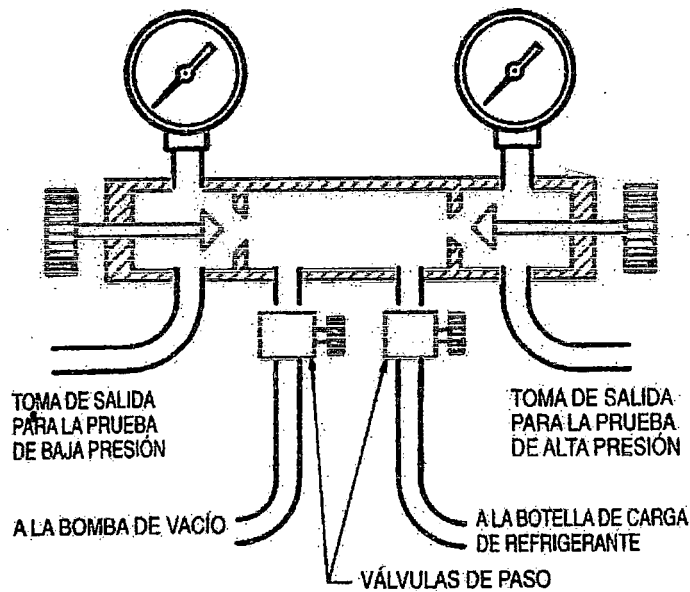
sistema. Cuando llega el momento en que ha de pararse el vacío y cargar refrigerante en el sistema, se cierra una válvula y se abre la otra (Figura 7.30). Es un método mucho más limpio y sencillo para cambiar de la tubería de vacío a la de la carga de refrigerante.



**Figura 7.34** Colector de manómetros con pasos de comunicación pequeños



**Figura 7.35** Colector de manómetros con pasos de comunicación grandes

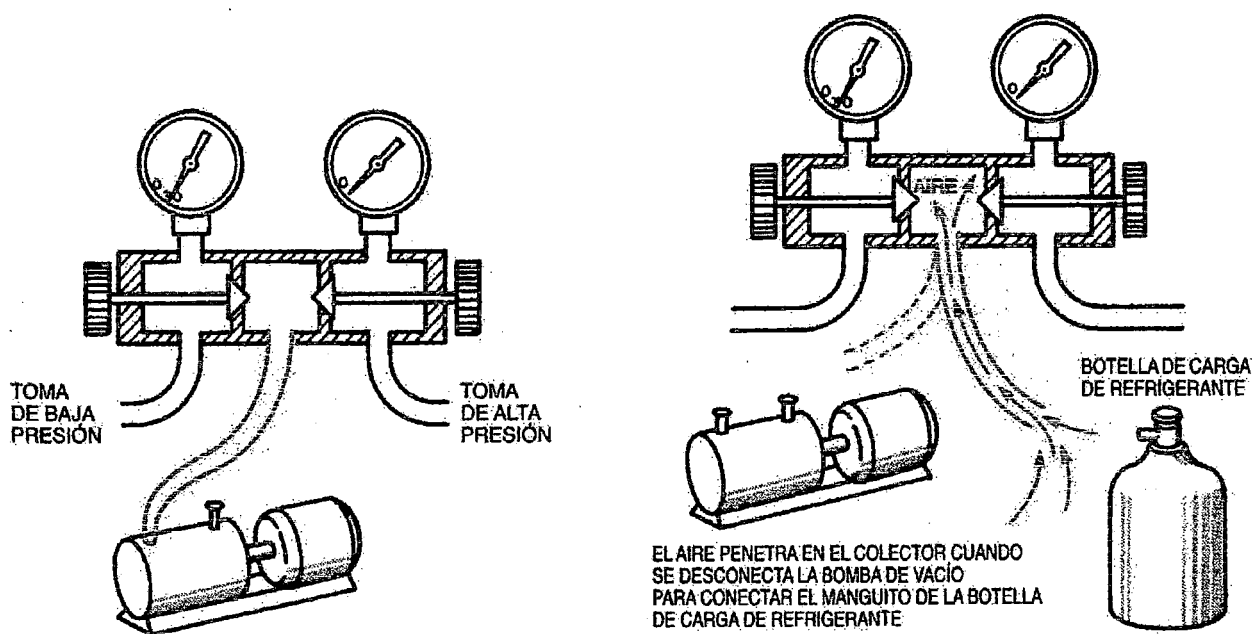


**Figura 7.36** Colector de manómetros con cuatro válvulas y cuatro manguitos de conexión

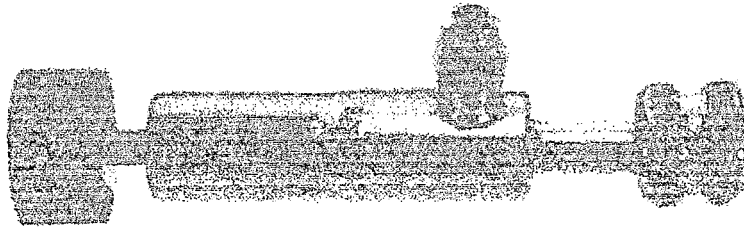
Cuando el manguito de colector se desconecta de la bomba de vacío, penetra aire en dicho tubo. Este aire debe purgarse por la parte superior del manguito cerca del colector de manómetros. Resulta imposible extraer todo este aire del colector, ya que parte del mismo habrá sido recogido y dirigido hacia el sistema (Figura 7.37)

Muchos de los colectores de manómetros incorporan las llamadas válvulas depresoras al final de los manguitos de conexión. Estos depresores se emplean en las operaciones de mantenimiento de los sistemas, acoplados a válvulas de intervención (“Schrader”), que son semejantes a las que llevan los neumáticos de los automóviles. Constituyen un freno en el proceso de vaciado. Cuando la bomba de vacío alcanza un nivel muy bajo (1mm Hg), estas válvulas depresoras reducen considerablemente el proceso de vaciado.

Muchos frigoristas emplean, por error, bombas de vacío sobredimensionadas y pasos de conexión reducidos porque no tienen en cuenta que el vacío se realiza más rápidamente con conexiones mayores. Las válvulas depresoras pueden desconectarse de los extremos de los manguitos de conexión del colector, quedando los adaptadores para emplearse cuando requiera el uso de depresores. En la figura 7.38 se ilustran uno de estos adaptadores. La válvula de la figura 7.39 es una válvula de tamaño reducido que coloca al final del manguito del colector; servirá para que el frigorista sepa cuando el vástago de la válvula se encuentra bajo presión.



**Figura 7.37** Esquema mostrando como se recoge el aire del manguito en el colector de manómetros



**Figura 7.38** Este adaptador puede emplearse en lugar de la válvula depresora que se incorpora normalmente al final del manguito de conexión. Este adaptador se utiliza para obtener lecturas manométricas



**Figura 7.39** Esta pequeña válvula puede usarse también para disponer de lecturas manométricas controladas. Cuando el operario desee saber la presión en la toma de una válvula "Schrader", esta válvula adaptadora se emplea girando hacia abajo su llave de paso

#### **7.6.4. CARGA DE GAS POR EL MÉTODO DE SOBRECALENTAMIENTO EN EL CONDENSADOR Y SUBENFRIAMIENTO EN EL EVAPORADOR.**

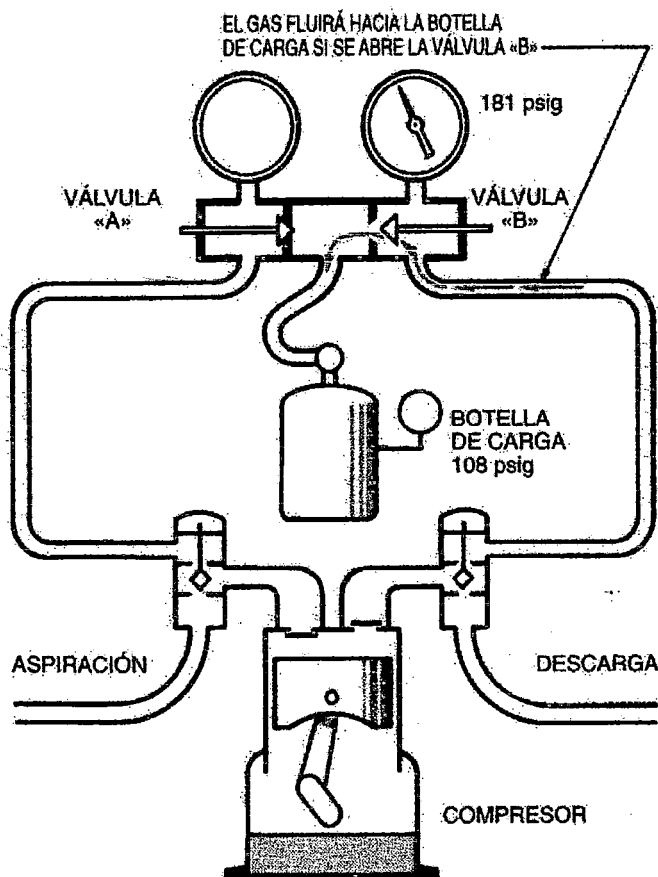
La carga del sistema significa añadir refrigerante a un sistema frigorífico. La carga correcta que debe añadirse a un sistema de refrigeración, para que funcione tal como se ha proyectado, no siempre es fácil de saber.



Cada uno de los componentes del sistema debe tener la cantidad adecuada de refrigerante. El refrigerante puede cargarse en el sistema en los estados de vapor o líquido, midiéndolo, o usando las tablas de presiones correspondientes a sus condiciones de trabajo.

### **CARGA DE REFRIGERANTE EN ESTADO DE VAPOR.**

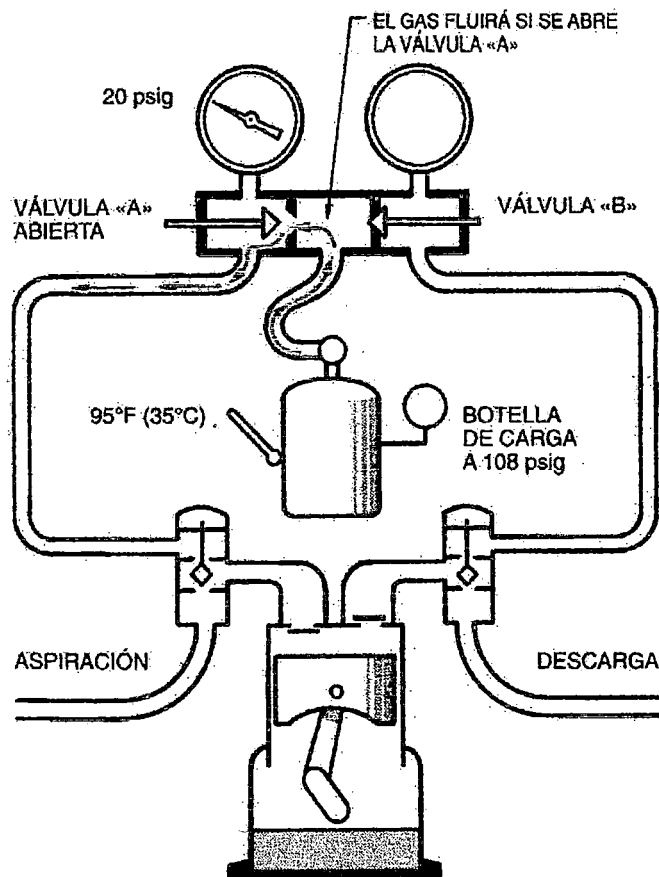
Se lleva a cabo dejando que se transfiera el vapor de una botella de carga al lado de baja presión del sistema frigorífico. Cuando el sistema no está funcionando – por ejemplo, al terminar de hacer vacío o porque está libre de refrigerante en su interior – puede efectuarse la carga de refrigerante en estado de vapor tanto en el lado de baja como en el de alta presión del sistema. Si el sistema está funcionando, el refrigerante se carga normalmente por el lado de baja presión del sistema, debido a que el lado de alta presión se encuentra a una presión más alta que el refrigerante en la botella de carga. Por ejemplo un sistema con R-22 puede tener una presión de alta de 297 psig a una temperatura de 95°F (35°C) en el aire ambiental (esta presión se determina añadiendo 35°F (19°C) a la temperatura del aire ambiente, lo que significa una temperatura de condensación de 130°F (54°C), que corresponde a 297 psig para R22). La botella de carga se halla a la misma temperatura ambiente de 95°F (35°C), pero tiene solamente una presión de 181.9 psig de acuerdo con la tabla de presiones temperaturas (Figura 7.40)



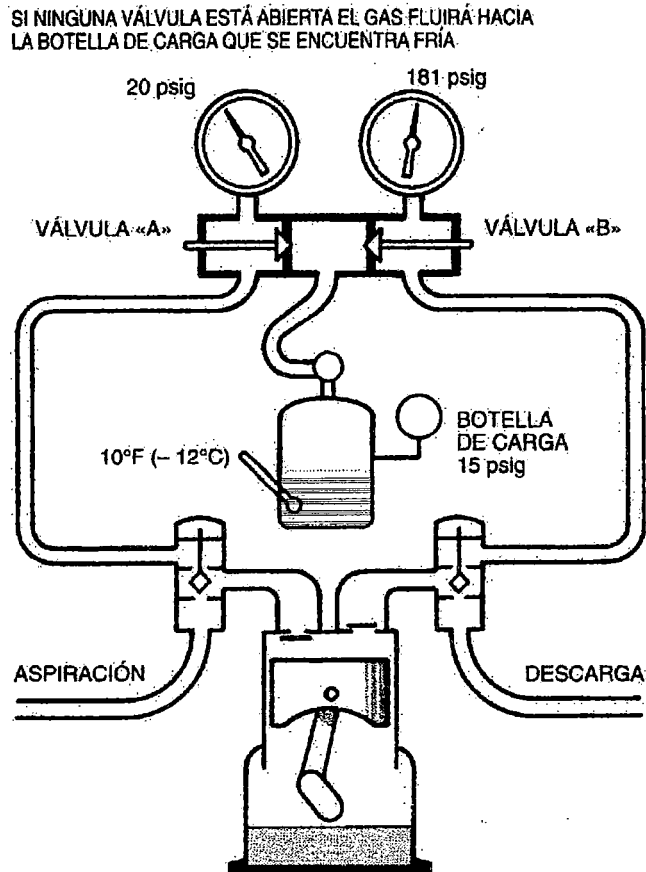
**Figura 7.40** El refrigerante de la botella da carga tiene una presión de 181.9 psig. El lado de alta del sistema tiene una presión de 297 psig. La presión del sistema impedirá que el refrigerante de la botella de carga se transfiera al sistema

La presión del lado de baja del sistema, que se halla funcionando, es mucho mas baja que la presión de la botella de carga si la botella esta caliente. Con una temperatura ambiente de 95°F (35°C), la botella tendrá una presión de 181.9 psig y la presión del evaporador será solamente de 27.6 psig. El refrigerante circulara fácilmente de la botella al sistema (Figura 7.41). Sin embargo, en invierno, la botella de carga puede haber estado toda la noche en la furgoneta de servicio y, por consiguiente, la presión en la botella es inferior a la del lado de baja del sistema (Figura 7.42) En este caso, la botella

de carga deberá calentarse para que el refrigerante pueda transferirse desde la botella al sistema. Resulta una buena idea tener siempre a mano una botella de carga en el lugar de la instalación. Esta botella estará siempre disponible si no se lleva botella alguna en la furgoneta, y además se hallara a la temperatura interior del local aun en épocas de frío.



**Figura 7.41** La temperatura en la botella es de 95°F (35°C). La presión en el interior de la botella es de 1981.9 psig. La presión en el lado de baja del sistema es de 27.6 psig.



**Figura 7.42** El refrigerante en la botella de carga se halla a baja temperatura y presión porque la botella ha estado toda la noche depositada en la furgoneta con un tiempo frío. La presión en la botella es de 32.8 psig que corresponde a una temperatura de 10°F (-12°C). La presión en el sistema es de 27.6 psig

Cuando se expulsa refrigerante en estado de vapor de la botella de carga, el líquido hierve para recuperar el vapor que se saca. A medida que se va extrayendo mas vapor de la botella, el liquido que se encuentra en el fondo de la botella continua hirviendo, y descende su temperatura. Si se extrae bastante refrigerante, la presión en la botella descenderá hasta alcanzar la presión del lado de baja del sistema. Se tendrá que aplicar calor al refrigerante líquido para mantener alta la presión. No debe emplearse nunca el calor producido por el mechero de una lámpara de soldar, por ejemplo. Debe ser un calor suave, como el que exhala un cubo de agua caliente. La

temperatura del agua no debe exceder de 90°F (32°C). Así se mantendrá una presión de 168.4 psig para el R-22, manteniendo la temperatura de la botella al mismo nivel que el agua en el cubo. Muévase la botella de refrigerante para que el líquido en el centro de la misma se ponga en contacto con el exterior caliente de la botella. (Figura 7.43).



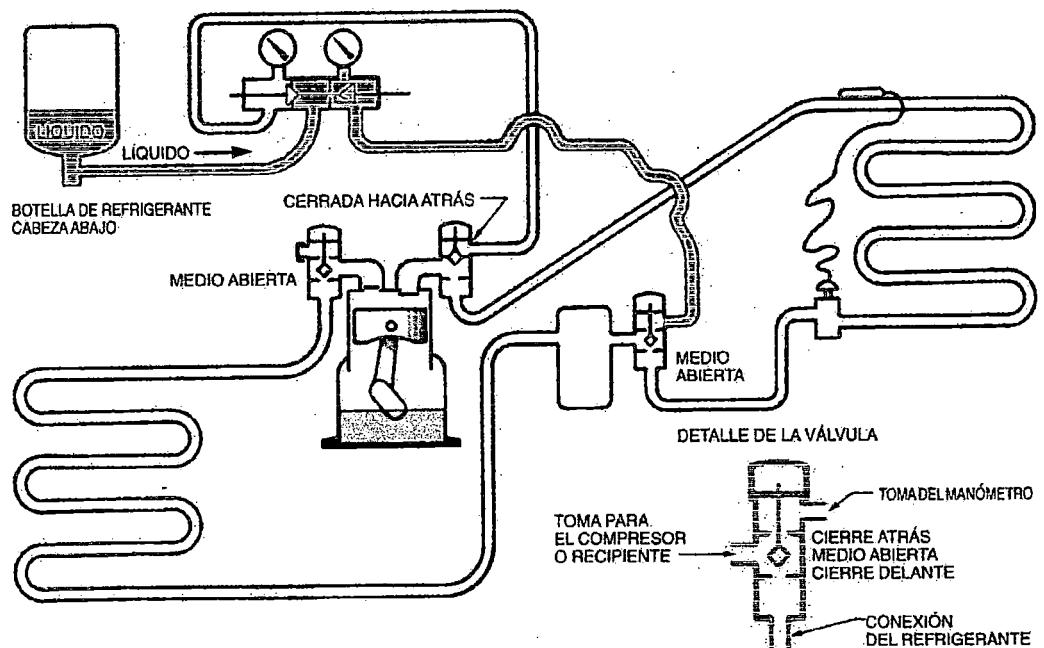
**Figura 7.43** Botella de refrigerante en agua para mantener alta presión

Cuanto mayor sea el volumen de refrigerante líquido en el fondo de la botella, más tiempo se mantendrá la presión en la misma. Si se han de cargar grandes cantidades de refrigerante dentro del sistema, empleése una botella de carga de la mayor capacidad posible. Por ejemplo, no debe utilizarse una botella de 25 libras si deben cargarse 20 libras al sistema y se dispone de una botella de 125 libras.

### **CARGA DE REFRIGERANTE EN ESTADO LÍQUIDO**

Se lleva a cabo normalmente a través de la línea de líquido. Por ejemplo, cuando el sistema se encuentra vacío de refrigerante, el líquido se carga a través de la válvula principal (“King valve”) en la línea de líquido. Si el

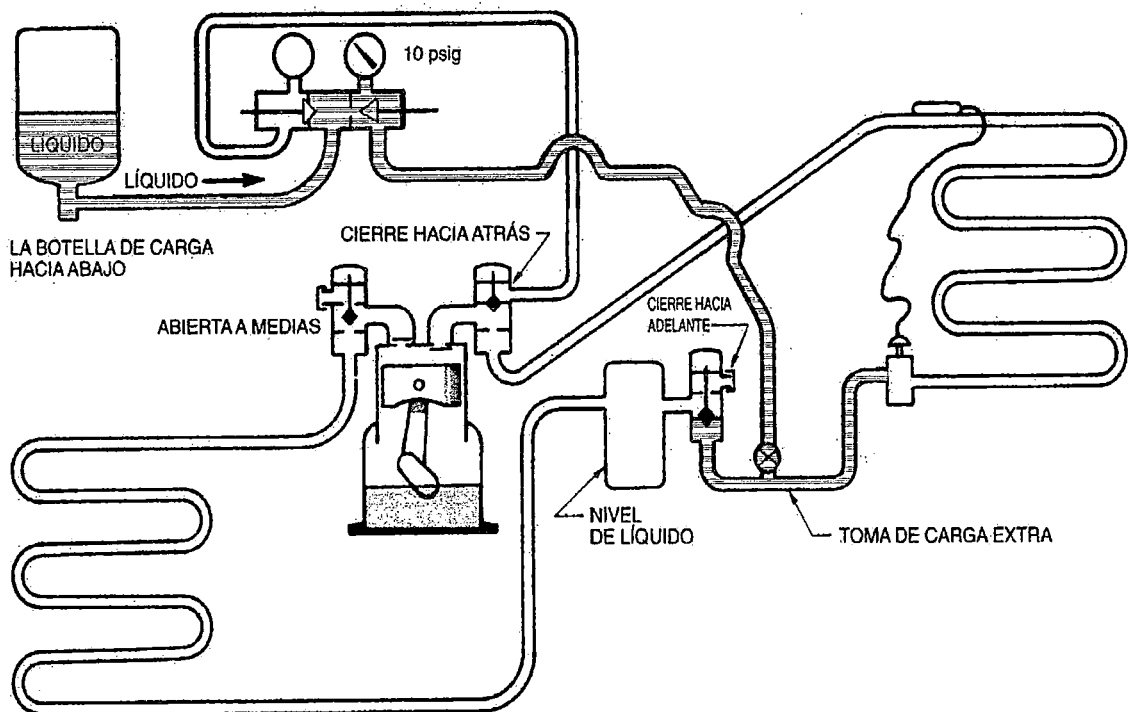
sistema se halla en vacío, se conecta a la toma de refrigerante de la botella de carga y el líquido entrará en el sistema circulando hacia el evaporador y condensador. Al ponerse en marcha el sistema, el refrigerante se encuentra a medias entre el evaporador y el condensador sin peligro de que inunde el compresor (Figura 7.44). Al cargar refrigerante líquido, no se reduce la presión de la botella. Cuando se necesita una carga importante de refrigerante, resulta preferible el método de carga en estado líquido porque ahorra tiempo.



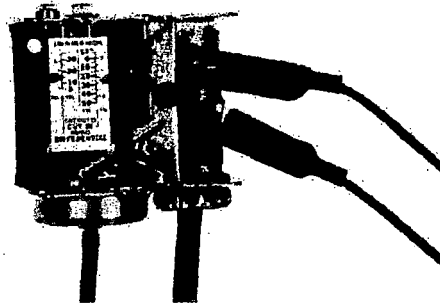
**Figura 7.44** El sistema se carga cuando no contiene refrigerante. El líquido refrigerante circula hacia el condensador y evaporador en la operación de carga. No encontrara refrigerante líquido en el compresor

Cuando el sistema emplea la antes mencionada válvula principal (“King valve”), debe cerrarse hacia adelante mientras funciona el sistema por lo que

caerá la presión del lado de baja del sistema. El líquido procedente de la botella de carga puede cargarse a la vez en el sistema a través de una toma extra de carga. El refrigerante líquido alimentara entonces el evaporador por medio de la válvula de expansión. Debe tenerse cuidado de no sobrecargar el sistema (Figura 7.45). El control del lado de baja presión ha de anularse durante la carga para evitar que pueda detenerse el sistema. Téngase después la seguridad de haber conectado de nuevo dicho control al completarse la carga (Figura 7.46). Todos los fabricantes aconsejan no cargar refrigerante líquido a través de la línea de aspiración de los compresores, porque este podría entrar al compresor y sería perjudicial.



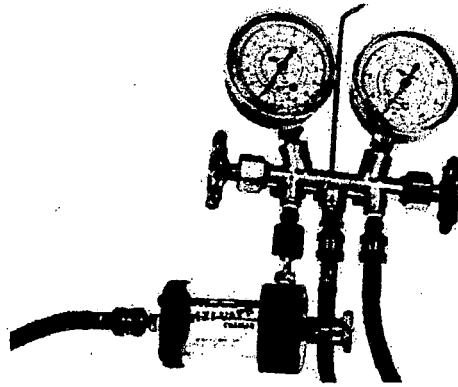
**Figura 7.45** El sistema se carga cerrando hacia adelante la válvula principal ("King valve") y dejando entrar el líquido por la línea de líquido



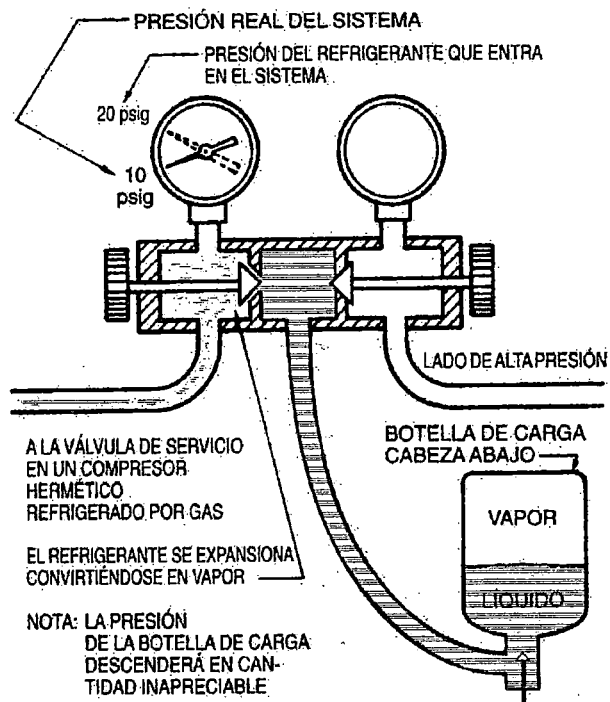
**Figura 7.46** By-pass en el control de la baja presión

Existen en el mercado dispositivos de carga que permiten conectar la línea de líquido de la botella a la línea de aspiración para cargar el sistema cuando esta en marcha. Se trata de accesorios con orificios dimensionados que actúan realmente de restrictores entre el colector de manómetros y la línea de aspiración del sistema (Figura 7.47). Hacen pasar líquido refrigerante a la línea de aspiración donde se convierte en vapor. El mismo proceso puede llevarse a cabo utilizando la válvula de colector de manómetros (Figura 7.48). La presión en la línea de aspiración se mantiene en 10 libras por encima de la presión de aspiración del sistema, lo que hará verter líquido refrigerante como vapor en la línea de aspiración. Solo debe emplearse en los compresores en que el gas aspirado atraviesa los bobinados del motor, lo que motivara la ebullición de todo el refrigerante líquido que pueda llegar al compresor. Si la parte inferior del carter del compresor esta fría, debe dejarse de añadir líquido. Este método solo puede llevarse a cabo bajo la revisión de un experimentado frigorista.





**Figura 7.47** Dispositivo de carga en el colector de manómetros entre el refrigerante líquido de la botella de carga y la línea de aspiración del sistema

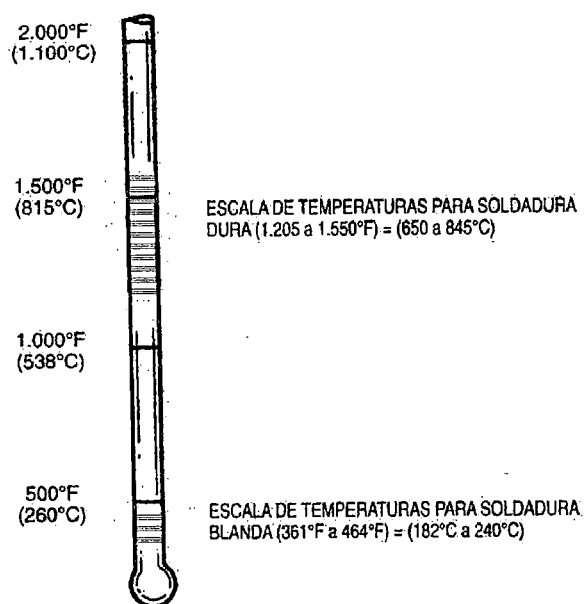


**Figura 7.48** Colector de manómetros utilizado para cumplir igual operación que la descrita en la figura 10.20

Cuando debe cargarse una cantidad exacta de refrigerante al sistema, debe pesarse dentro del sistema, o bien debe medirse por medio de un cilindro de carga graduado. Los sistemas de refrigeración compactos, como los acondicionadores de aire u otros muebles frigoríficos, llevan indicada la carga de refrigerante en su placa de características. Esta carga debe introducirse en el sistema después de haber efectuado un vacío a fondo, ya que de otro modo la carga no será correcta.

#### 7.6.5. SOLDADURA DE TUBERÍAS

La soldadura es el procedimiento que se emplea para unir las tuberías y sus accesorios. Esta soldadura, también llamada soldadura blanda, se realiza a temperaturas por debajo de los 800°F (427°C), normalmente entre 375 y 500°F (190 a 260°C) (Figura 7.49)



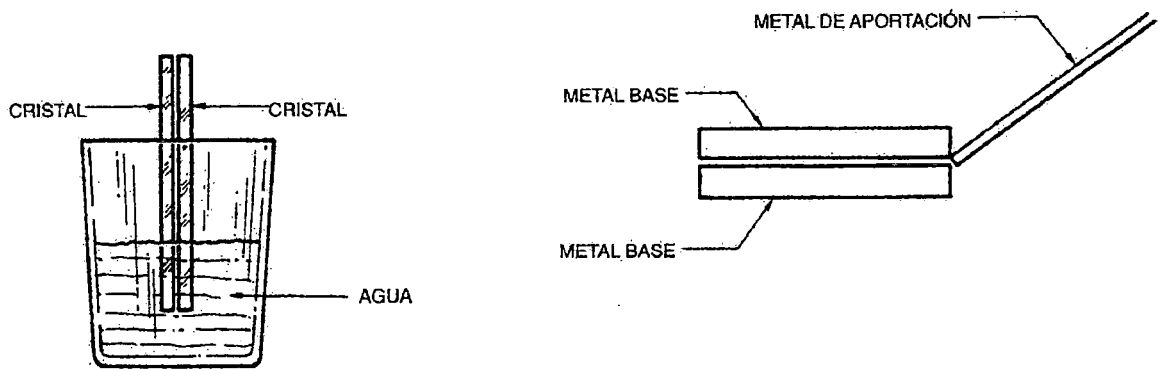
**Figura 7.49** Escalado de temperaturas para soldadura duras y blandas

La soldadura de 50/50 estaño-plomo es adecuada para trabajar con presiones y temperaturas moderadas. Para presiones mas altas, o donde se requiera un punto de soldadura mas fuerte debe usarse la soldadura 95/5 de estaño-antimonio.

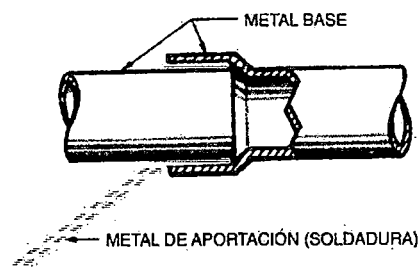
La soldadura dura requiere temperaturas mas altas, y es similar en su proceso al de la soldadura blanda. Se utiliza para unir tuberías en los sistemas de acondicionamiento de aire y refrigeración. No debe confundirse con la soldadura eléctrica. En la soldadura dura se emplean temperaturas por encima de los 800°F (427°C). las temperaturas de soldadura son diferentes debido a las diversas aleaciones de metal empleadas.

Los metales de unión para tubo de cobre son aleaciones que contienen de un 15 a un 60% de plata (BAg), o aleaciones de cobre conteniendo fósforo (BCuP). Estos metales son conocidos normalmente como soldaduras fuertes o soldadura de plata. Existen expresiones confusas empleadas por los operarios, pero es aconsejable evitar el empleo de las mismas.

Tanto en un tipo de soldadura como en otro, el metal base (el tubo) se calienta hasta el punto de fusión del material de aportación. El tubo no debe llegar a fundirse. Cuando dos metales pulidos y limpios, casi juntos, se calientan hasta el punto en que se funde el metal de fusión, este se introduce por capilaridad entre el espacio existente entre los tubos o metales que deben unirse. En las figura 7.50 y 7.51 se explica este proceso. Si la soldadura esta bien realizada, el metal de soldadura quedara absorbido en los poros del metal base (el tubo) y se quedara adherido a todas las superficies, formando un cordón o bordón.



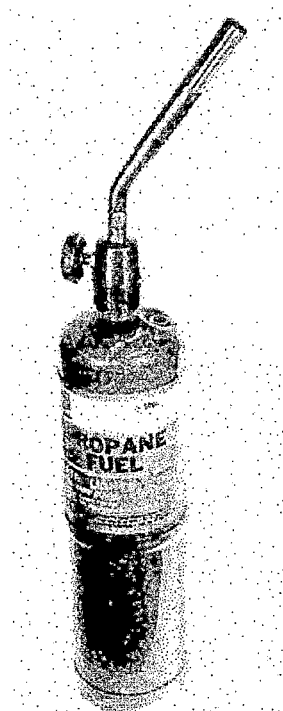
**Figura 7.50** He aquí dos ejemplos de atracción capilar. En el de la izquierda hay dos piezas de cristal muy poco separadas. Cuando se coloca agua en el vaso, la atracción capilar la conduce al espacio existente entre las dos piezas de cristal. Las moléculas de agua tienen una mayor atracción hacia el cristal entre ellas. Por consiguiente, ascienden entre dichas dos piezas. En el grabado de la derecha se muestra fundente que se introduce entre el espacio existente entre dos piezas de metal base. Las moléculas del fundente (metal de aportación) tiene mayor atracción hacia el metal base que la que tienen entre si. Estas moléculas avanzan a lo largo de la junta, “humectando” primero el metal base y llenando después la junta.



**Figura 7.51** El metal de aportación en una soldadura es absorbido las superficies de contacto del metal base

## FUENTES DE CALOR PARA LAS SOLDADURAS BLANDAS Y DURAS

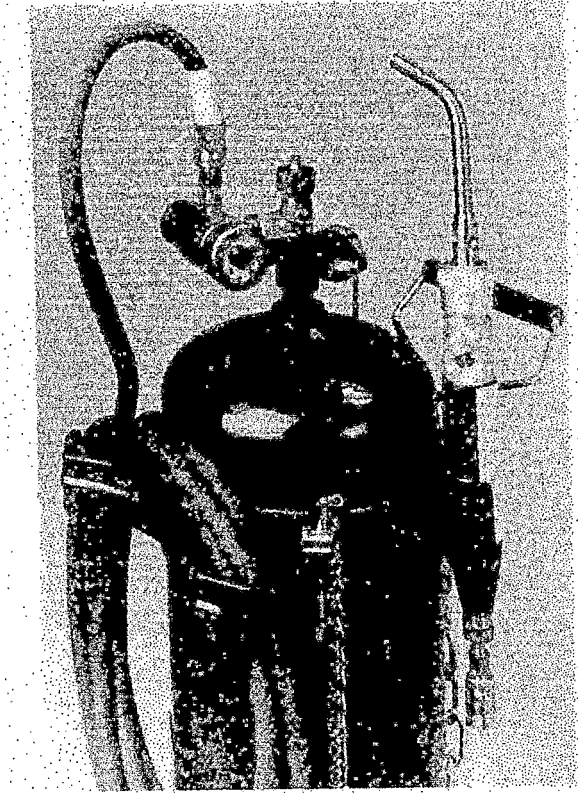
Los mecheros de propano, de butano o de acetileno son las fuentes de calor mas usadas en las soldaduras blandas o duras. El mechero de propano, o de butano, puede ser fácilmente encendido y ajustado al tipo y tamaño de la junta que se esta soldando. Existen varios tipos de mecheros (Figura 7.52)



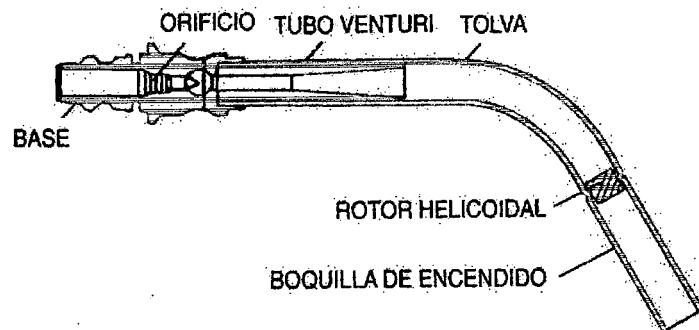
*Figura 7.52* Mechero de propano con la típica boquilla de soldar

La unidad de acetileno es el tipo de soldador más utilizado por los especialistas de acondicionamiento de aire y refrigeración. Consta normalmente de una botella de gas acetileno, un regulador, una manguera y la boquilla de soldar (Figura 7.53). Existen varios tipos de boquillas para acoplar a unidades como esta. Las boquillas pequeñas se emplean en tubos de diámetros reducidos, y las boquillas mas dimensionadas, en tubos de gran

diámetro y en aplicaciones de alta temperatura. En la figura 7.54 se ilustra una boquilla para soldadura de alta velocidad.



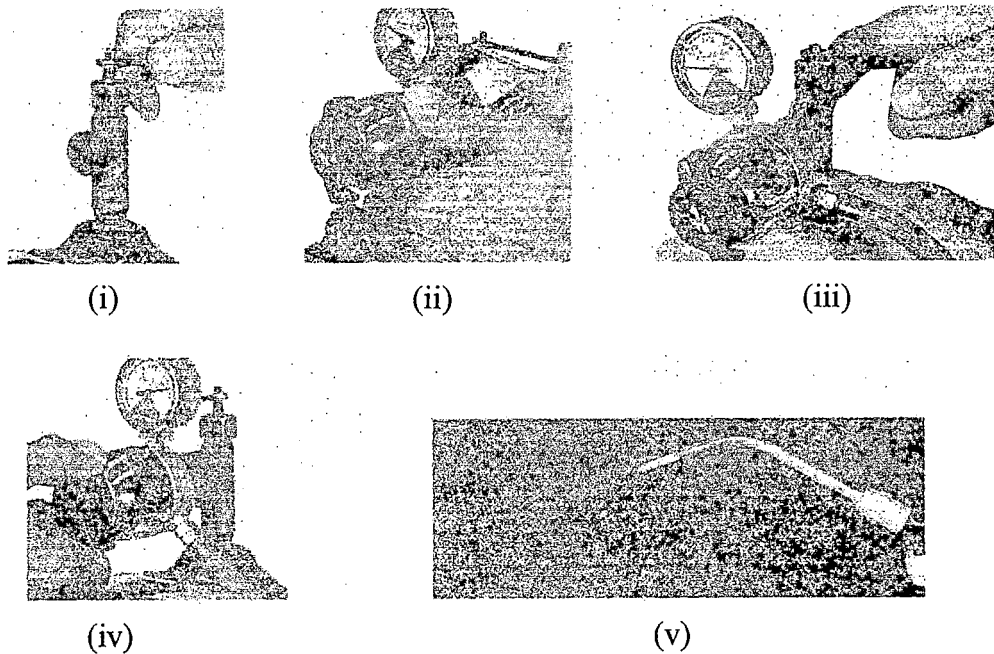
*Figura 7.53* Conjunto soldador de acetileno



*Figura 7.54* Tipo de boquilla soldadora de alta velocidad utilizada por muchos especialistas

El proceso a seguir para el encendido y uso de un equipo de soldadura para gas acetileno es: (Figura 7.55)

- i. Antes de conectar el regulador en la botella, abrase ligeramente la válvula de la misma para expulsar cualquier partícula de suciedad que pudiera estar alojada en la válvula.
- ii. Conéctese a la botella el regulador con el tubo manguera y la boquilla, asegurándose de que todas las conexiones están bien apretadas.
- iii. Ajústese la válvula reguladora a medio recorrido.
- iv. Abrase la válvula de la boquilla ligeramente y enciéndase el gas con un encendedor automático. No deben emplearse cerillas o colillas de cigarro).
- v. Ajústese la intensidad de la llama por medio de la válvula en el mango de la boquilla, a fin de lograr una llama aguda en su interior y de color azul en la superficie de la misma. Después de cada operación de soldadura, debe cerrarse la válvula de la botella apagando la llama de acetileno y abriendo la válvula situada en el mango de la boquilla. El vaciado del acetileno que queda en la manguera descarga la presión cuando no se usa el soldador



**Figura 7.55** Procedimiento adecuado para ajustar, encender y usar un soldador de gas acetileno

Los soldadores oxiacetilénicos son los preferidos cuando deben efectuarse soldaduras en tubos de gran diámetro. Este equipo puede resultar muy peligroso si no se emplea adecuadamente. Por ello apenas se utiliza en las instalaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire comerciales o domésticas, así como también poco en la calefacción doméstica. Se recomienda comprender totalmente las instrucciones para su manejo, antes de decidir la utilización de este tipo de unidad. Se recomienda asimismo que, al empezar a emplear este equipo, se efectúe solo bajo la supervisión de personal calificado.

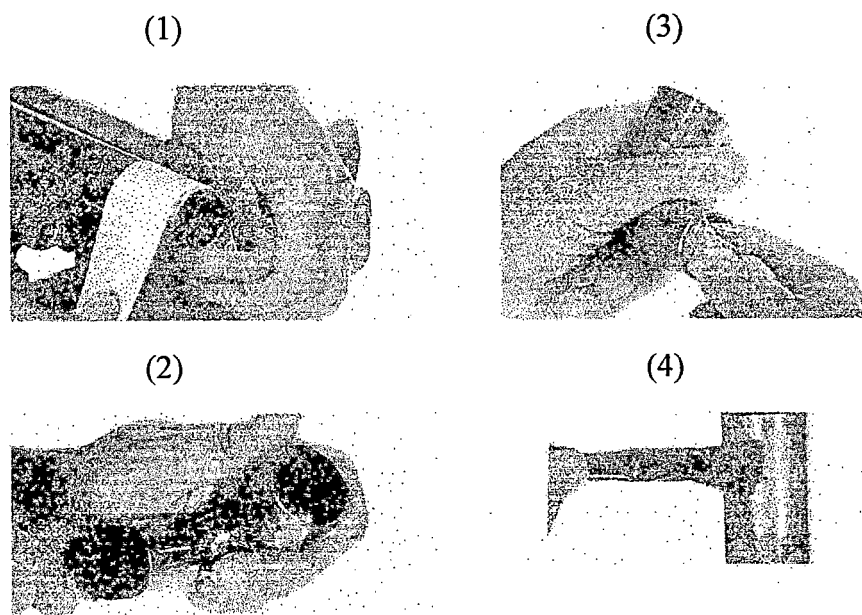


## TÉCNICAS DE SOLDADURA BLANDA

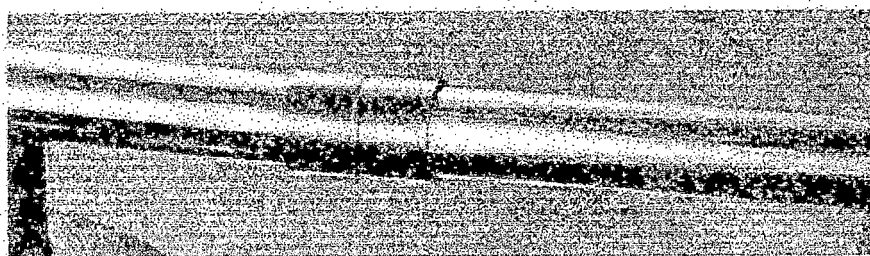
Los diámetros de las tuberías y de los accesorios están diseñados para lograr su adecuada unión. Para una perfecta capilaridad debe existir entre los metales una separación de 0.003 pulg. (0.075 mm). Después cortar el tubo y quitarle las rebabas, deben efectuarse las siguientes operaciones para obtener una junta bien soldada:

- a. *Limpiar los puntos de unión.* Los bordes de los tubos de cobre y el interior de la pieza que ha de acoplarse han de estar absolutamente limpios. Aunque pueda parecer que ambas superficies están limpias, contienen huellas digitales, polvo y señales de oxidación. Para lograr esta limpieza debe emplearse un papel de lija fino, un paño o bien un cepillo metálico. Si se trata de un sistema con compresor hermético, no es aconsejable emplear papel de lija (Figura 7.56)
- b. *Aplicar el fundente a la conexión macho.* Aplíquese el fundente cuando las superficies citadas estén bien limpias. El fundente para soldaduras blandas puede ser pasta, gelatina o un líquido. Debe aplicarse con un cepillo o pincel bien limpio. No ha de emplearse un pincel que haya servido para otro fin. El fundente debe aplicarse solamente en la superficie que debe soldarse, evitando que penetre en el tubo. El fundente minimiza la oxidación durante el calentamiento de la junta. Ayuda también a que no se deposite polvo o suciedad en la unión.
- c. *Acoplar la pieza de conexión al tubo.* Tan pronto se ha extendido el fundente deben acoplarse las dos piezas a fin de que resten en posición y no se muevan mientras se efectúa la soldadura (Figura 7.57)

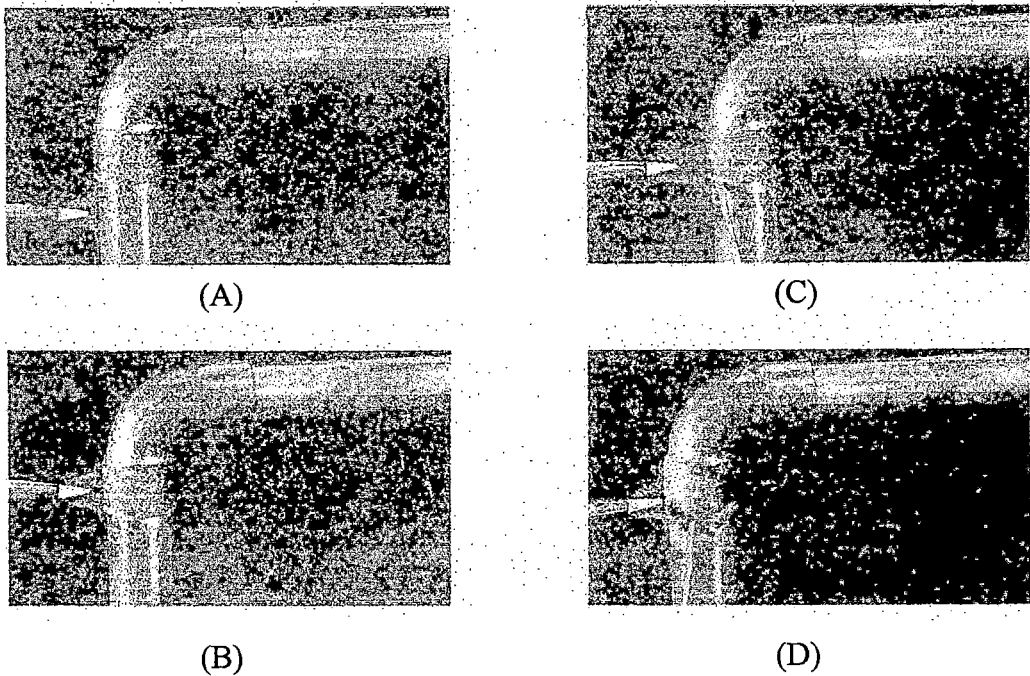
- d. Calentar la junta y aplicar la soldadura.* Al soldar, caliéntese primeramente el tubo cerca al accesorio al que debe acoplarse durante un corto tiempo. Muévase entonces la llama desde el tubo al accesorio. Manténgase el movimiento de la llama para distribuir el calor en forma igual, sin calentar en exceso ningún otro punto. No debe introducirse la llama en el casquillo del accesorio, manteniendo el mechero de forma que el cono interior de la misma toque solamente el metal. Después de haber calentado brevemente la junta, hágase contacto con la soldadura. Si esta no se funde fácilmente, debe apartarse y continuar calentando el punto de la junta. Continúese la prueba hasta ver si el calor del metal acoge la soldadura. No debe hacerse fundir la soldadura con la llama de la antorcha, sino por medio del calor existente en el metal. Cuando la soldadura aportada fluya libremente en la junta, debe irse aplicando más soldadura hasta llenar la junta. No debe emplearse un exceso de soldadura. En la figura 7.58 se muestra paso a paso el procedimiento de calentamiento y de aplicación de la soldadura
- e. Secar y dejar la junta bien limpia.* Mientras la junta se halla todavía caliente, frótese con un trapo. Esta operación no es necesaria para lograr una buena unión, pero ayuda a mejorar el aspecto de la soldadura efectuada



**Figura 7.56** Limpieza y empleo del fundente. (1) Límpiase el exterior del tubo con papel de lija. (2) Limpieza del accesorio de conexión con un cepillo. (3) limpieza del accesorio con papel de lija. (4) Aplicación del fundente



**Figura 7.57** Unión debidamente acoplada y lista para efectuar la soldadura



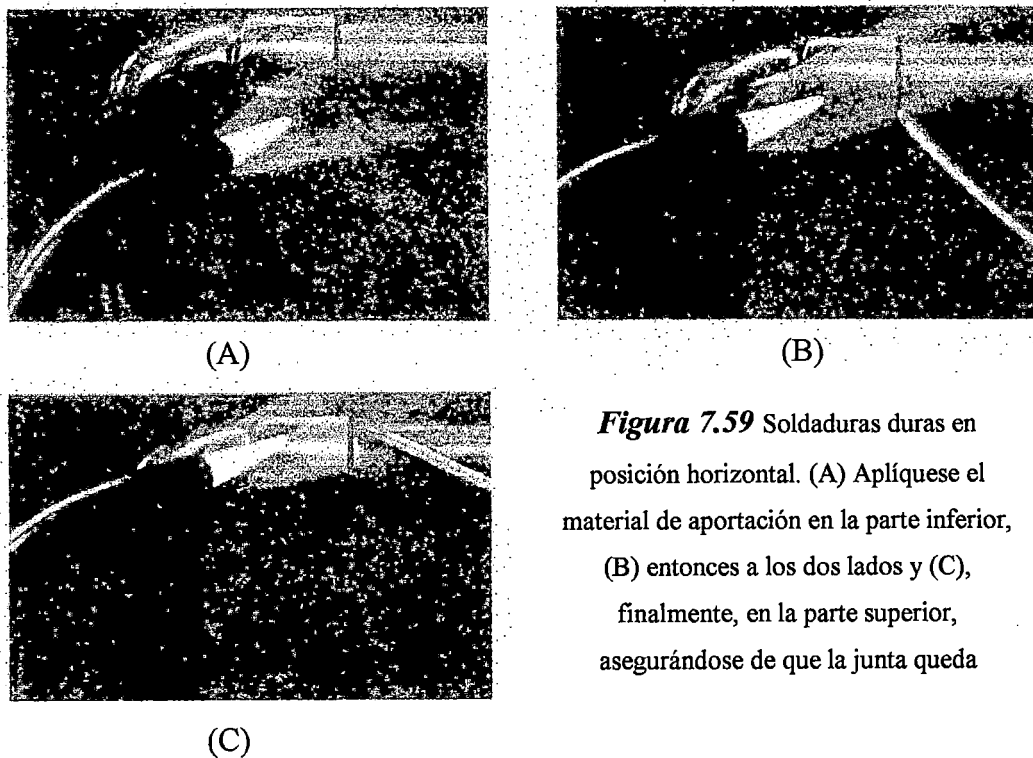
**Figura 7.58** Procedimiento adecuado para calentar una junta y aplicar el material de aportación. (A) Se empieza para calentar el tubo. (B) Se sigue moviendo la llama. No debe dirigirse la llama sobre el borde del accesorio a soldar. (C) Tóquese con el material de aportación el lugar de la unión para comprobar si existe calor suficiente. No debe fundirse la soldadura con la llama. (D) cuando el punto de la junta esta lo suficientemente caliente, la soldadura fluirá libremente.

## TÉCNICAS DE SOLDADURA DURA

- a. *Limpieza.* El proceso de limpieza en una soldadura dura es muy similar al de una soldadura blanda. El fundente se aplica con un pincel en el borde limpio del tubo. Evítese que el fundente fluya en el interior del tubo. Algunas clases de aleaciones de plata-cobre-fósforo no requieren una limpieza excesiva cuando se hacen soldaduras de cobre a cobre. Signase las instrucciones del suministrador del material de aportación
- b. *Aplicación del calor.* Antes de calentar la junta, resulta una buen practica inyectar nitrógeno o dióxido de carbono para purgar el aire y reducir así

las posibilidades de oxidación. Aplíquese calor a las partes que deben unirse con el mechero de acetileno. Caliéntese primero el tubo, a veinte milímetros aproximadamente por debajo del borde del accesorio que ha de acoplarse, moviendo la llama alrededor del tubo. Es muy importante mantener la llama en movimiento y no sobrecalentar ningún punto. Diríjase entonces la llama a la base del casquillo del accesorio. Caliéntese de modo uniforme, moviendo la llama desde el accesorio al tubo. Aplíquese la soldadura o material de aportación en el punto donde el tubo se inserta en el accesorio. Cuando se ha alcanzado la temperatura adecuada, el metal de la soldadura fluirá con facilidad, por atracción capilar, en el interior del espacio existente entre el tubo y accesorio. Al igual que en el proceso de soldadura blanda, el metal de aportación no debe calentarse directamente. La temperatura en el punto donde se efectúa la soldadura debe ser suficiente para fundir el metal de aportación. Cuando el lugar de la junta se halla a la temperatura correcta se notará por su coloración cereza. Los procedimientos son los mismos que los de la soldadura blanda con excepción de los materiales empleados y el calor más elevado que debe aplicarse.

En las juntas horizontales es preferible aplicar la soldadura de aportación primero en la parte inferior, después a los lados y, finalmente, en la parte superior, teniendo la seguridad de que la junta quede bien recubierta (Figura 7.59). En las soldaduras verticales, no tiene importancia la aplicación del metal de aportación.



**Figura 7.59** Soldaduras duras en posición horizontal. (A) Aplíquese el material de aportación en la parte inferior, (B) entonces a los dos lados y (C), finalmente, en la parte superior, asegurándose de que la junta queda

El fundente usado en este tipo de soldaduras fuertes causara oxidaciones. Cuando la soldadura este terminada, límpiese con agua y jabón si es posible.

#### **DATOS PRÁCTICOS SOBRE LA SOLDADURA BLANDA Y DURA**

**Baja temperatura.** Al soldar, deben estar limpias las superficies de las dos piezas, macho y hembra, que han de unirse. Es necesaria la limpieza de la superficie para asegurar una conexión libre de fugas. Toma más tiempo la preparación de las superficies que han de soldarse que la propia acción de soldar. Aunque una conexión a soldar necesita estar bien limpia de antemano, puede también necesitar un retoque de limpieza al efectuar la soldadura. El cobre se oxida y el hierro coge orín inmediatamente. Hay algunos fundentes que sirven para evitar – una vez limpiadas las partes – la oxidación y

formación de ohín hasta el momento en que esta a punto de iniciarse la soldadura.

Solamente deben aplicarse las mejores soldaduras (metales de aportación) para las conexiones soldadas en los lados de baja temperatura en instalaciones de acondicionamiento de aire y refrigeración. Durante muchos años estos sistemas se soldaron satisfactoriamente con aleaciones 95/5. si la conexión a soldar se efectúa en la forma correcta, la aleación 95/5 puede usarse todavía. No debe emplearse nunca en conexiones del lado de alta presión del sistema cerca del compresor. La alta temperatura de la línea de descarga y la vibración pueden causar fugas.

Una elección mejor de soldadura para bajas temperaturas de fusión, que la aleación 95/5, podría ser una aleación de alta resistencia y baja temperatura a la vez. Las soldaduras para bajas temperaturas con un contenido de plata ofrecen esta condición de alta resistencia a bajas temperaturas de fusión.

Uno de los problemas con las soldaduras de bajo punto de fusión es que se hallan muy cerca los puntos de fusión y fluidez. Resulta evidente que, cuando se intenta emplear la soldadura de aportación, esta fluye demasiado aprisa y hay trabajo para mantenerla en el punto de unión. Algunas de las soldaduras de plata con baja temperatura de fusión tienen una relación más amplia entre fusión y fluidez y se usan, por consiguiente, con mayor facilidad. Tiene también la ventaja de ser más elástica durante el proceso de soldadura. Con ellas pueden llenarse con mayor facilidad los espacios entre los dos accesorios que se sueldan.

*Alta temperatura (soldadura duras).* Existen varias soluciones para soldaduras duras a altas temperaturas. Algunas consisten en un alto contenido de plata (45% de plata) y deben usarse siempre con un fundente. Otras soldaduras para este fin se han logrado sin tan alto contenido de plata (15% de plata). Estas aleaciones, sin embargo, no requieren el uso de fundente cuando se hacen conexiones de cobre a cobre. Existen otros tipos de soldadura sin contenido de plata. La experiencia señalará bien pronto cual es la que debe escogerse.

*Juntas diferentes.* El tipo de junta dicta siempre el tipo de soldadura de aportación que debe emplearse. Todas las conexiones no son de cobre a cobre. Algunas pueden ser de cobre-acero, cobre-latón o latón-acero, que pueden llamarse conexiones de metales diferentes. Siguen algunos ejemplos.

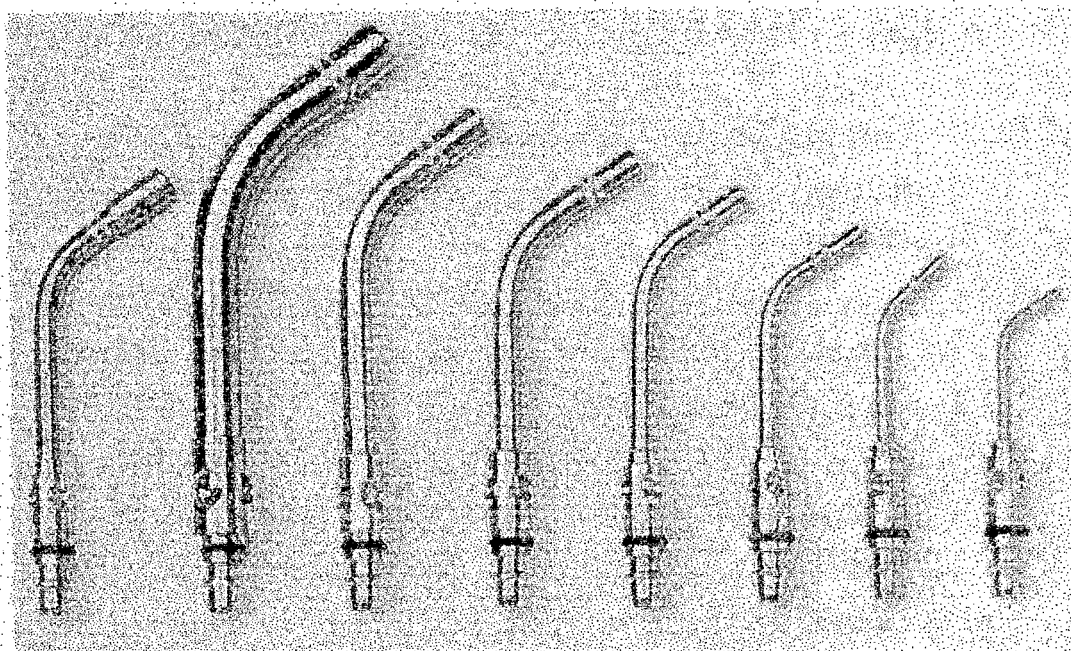
- a. Una tubería de cobre para la línea de aspiración debe unirse a la conexión de acero de un compresor. La solución lógica es emplear una aleación con un contenido en plata del 45% dada la alta resistencia que debe tener la soldadura, combinada con una temperatura de alto punto de fusión.
- b. Una tubería de aspiración de cobre unida a una válvula de latón. Desde el punto de vista de resistencia, la mejor solución sería una aleación conteniendo un 45% de plata. Se podrían también elegir una soldadura con bajo punto de fusión y un contenido de plata que combine una alta resistencia con un punto de fusión bajo. El cuerpo de la válvula no deberá calentarse al punto alto de fusión de la soldadura con su contenido en plata del 45%.



- c. Una tubería de cobre en la línea de líquido a un filtro secador de acero. La mejor solución es una soldadura con un contenido del 45% de plata, aunque necesita mucha cantidad de calor. Una aleación con su contenido de plata a baja temperatura de fusión puede ser la solución mejor. De esta forma se tendrá opción a retirar fácilmente el secador para su cambio mas adelante.
- d. Una tubería de aspiración grande utilizando tubo de cobre endurecido. Una aleación para soldadura dura de alta temperatura de fusión, con un bajo contenido de plata, será la solución que adoptaran muchos frigoristas, pero no se desea destemplan el endurecimiento propio del tubo de cobre. Una soldadura de baja temperatura de fusión con contenido de plata permitirá una soldadura de alta resistencia sin que la baja temperatura de fusión afecte a la tubería endurecida.

*Selección del calor en las soldaduras blandas y duras.* Muchos operarios prefieren únicamente el uso de soldadores de acetileno, ya que las unidades combinadas oxiacetilénicas son más pesadas y difíciles de emplear. Debe tenerse presente que los soldadores de acetileno incorporan un sistema para mezclar el aire con el acetileno, y pueden utilizarse en soldaduras de alto y bajo punto de fusión. No existen apenas casos en que sea preciso el soldador combinado oxiacetilénico en trabajos de instalación de tuberías con aleaciones de alta temperatura a menos que no se trate de sistemas frigoríficos con capacidades superiores a 15 toneladas de refrigeración. La llama de un soldador de acetileno tiene una temperatura de 5589°F (3090°C).

Debe utilizarse el mechero adecuado al tamaño del soldador y del tubo (Figura 7.60). La practica ayudara a que el frigorista pueda escoger el tipo de mechero adecuado



**Figura 7.60** Se utilizan diversos tipos de bocinas para los distintos tamaños de tubos y las combinaciones de equipos.

**Otra fuente de calor es el MAPP.** Es un gas compuesto de naturaleza similar al propano que puede usarse mezclado con aire. La temperatura de la llama es de 5301°F (2927°C). no es de temperatura tan alta como el acetileno, pero se suministra en contenedores mayores, aunque posiblemente mas ligeros (Figura 7.61)

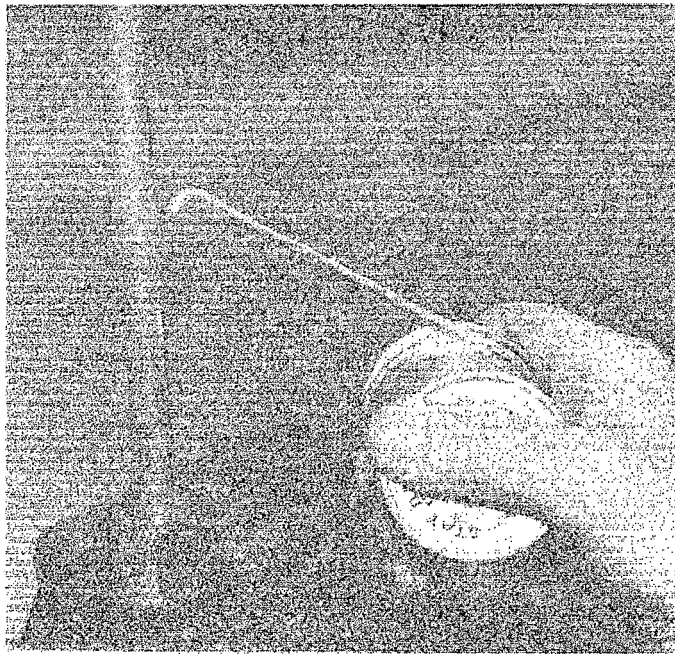


**Figura 7.61** Botella de gas MAPP

***Puntos destacados en las soldaduras blandas y duras.***

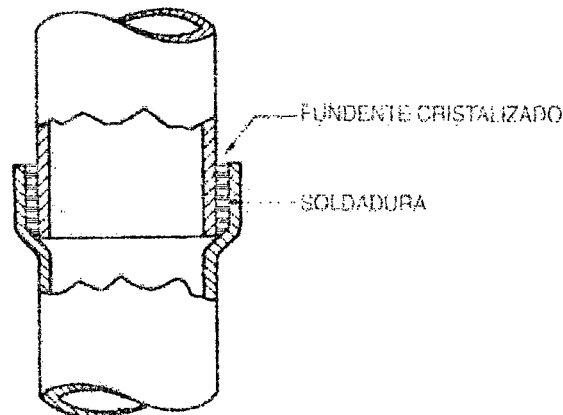
- a. Limpieza de las superficies que han de soldarse.
- b. Evitar que se introduzca fundente o soldadura en el interior de los tubos.
- c. Cuando se efectúan puntos de soldadura hacia arriba aplíquese calor en la parte superior de la unión.
- d. Cuando se hace una soldadura blanda o dura entre componentes de peso diferente, como es por ejemplo soldar un tubo de cobre en el cuerpo de una válvula grande de latón, debe aplicarse mayor cantidad de calor al cuerpo de la válvula.
- e. No deben sobrecalentarse los puntos de unión. El calor puede regularse moviendo el mechero cerca o lejos de la junta. Se recomienda que cuando se aplica calor, este no se aparte totalmente, ya que entonces penetra aire y se producen oxidaciones.

- f. Las aleaciones con punto de fusión bajo pueden aplicarse en exceso en la conexión, si esta se halla sobrecalentada. Es una buena idea marcar la longitud de la soldadura de aportación que se desea introducir por medio de un doblez cuando se llega a este punto debe pararse la aplicación de soldadura, ya que puede llenarse con exceso la junta, entrando este exceso en el sistema.(Figura 7.62)



**Figura 7.62** Hágase una señal con un doblez en la soldadura de aportación a fin de conocer cuando debe detenerse su aplicación

- g. Cuando se emplea un fundente con soldadura de alto punto de fusión, extráigase el fundente al terminar al operación. Es muy duro y aparece como cristal en la conexión que se ha efectuado, Esta dura sustancia puede tapan una posible fuga y ser expulsada mas tarde. Utilizar gafas protectoras (Figura 7.63).



**Figura 7.63** El fundente empleado con una soldadura de alto punto de fusión formara una película con apariencia de cristal endurecido

- h. Cuando se emplee un fundente que corroa el tubo, como ocurre con ciertos fundentes para soldaduras de bajo punto de fusión, límpiese bien de fundente el punto de conexión o se producirá corrosión en aquel lugar. Si no se obra de esta manera, la soldadura parecerá bien pronto un trabajo mal realizado.
- i. Trátese siempre con el personal experto del suministrador acerca de las necesidades especiales en materia de soldadura.

#### **7.6.6. ANCLADO DE LAS UNIDADES CONDENSADORAS Y EVAPORADORAS**

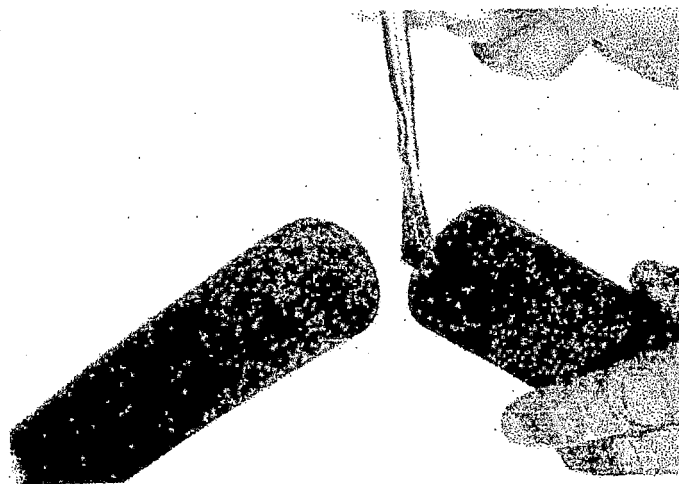
La instalación del evaporador se realizo con tacos de expansión de acero de 3/16" y con tornillos de acero de 3/16", con sus respectivas arandelas. Para mayor explicación y detalle verlo en la parte de instalación del equipo

### 7.6.7. AISLAMIENTO DE LAS TUBERÍAS

En los sistemas de acondicionamiento de aire, los tubos “ACR” (denominación inglesa para los tubos de cobre) se aíslan muchas veces en el lado de baja presión, entre el evaporador y el compresor para evitar que el refrigerante absorba calor (Anexo K). El aislamiento evita además que se formen condensaciones en el exterior de la tubería (Figura 7.64). La estructura celular de este aislamiento elimina normalmente la necesidad de una barrera de vapor. Este aislante puede adquirirse aparte del tubo o venir también instalado de fábrica. Cuando el operario montador coloca él mismo el aislante, le será más práctico y fácil aplicarlo sobre el tubo antes de su instalación. El diámetro interior del aislamiento se escoge para permitir una tolerancia, especialmente alrededor de las curvas. Se debe disponer de una pasta adhesiva para sellar los extremos del aislamiento (Figura 7.65).

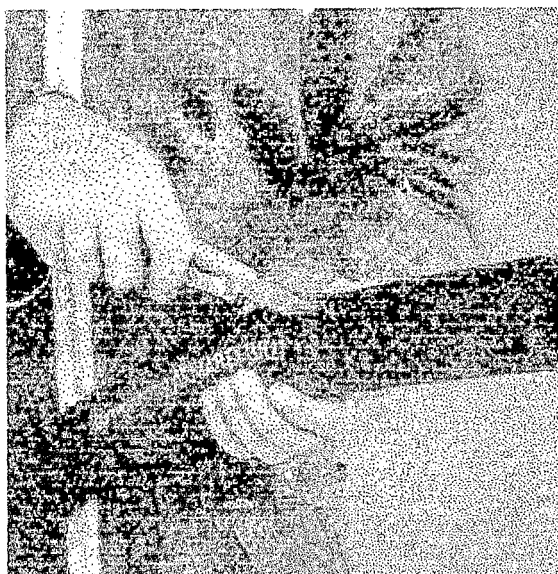


**Figura 7.64** Tubo ACR con aislamiento

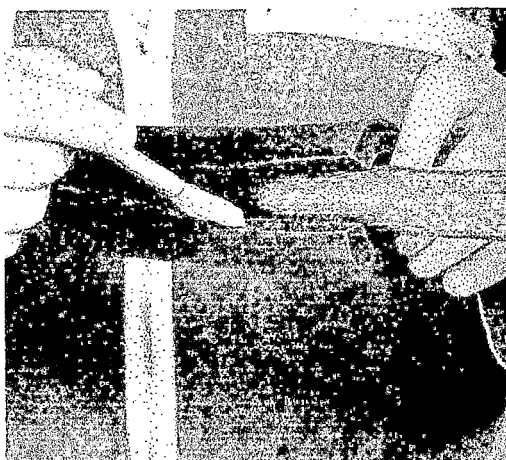


**Figura 7.65** Cuando se unan los dos extremos del aislamiento (coquillas) de un tubo, empléese una pasta adhesiva especial para este propósito

En las tuberías ya instaladas, o cuando resulte poco práctico colocar el aislamiento antes de instalar la tubería, el aislamiento puede cortarse con un cuchillo bien agudo y conformarlo sobre el tubo (Figura 7.66). Todas las costuras deben sellarse con un adhesivo (Figura 7.67). No debe usarse cinta adhesiva para esta operación final



**Figura 7.66** Cuando se trata de una instalación terminada, rajar el aislante con una cuchilla filuda



**Figura 7.67** Colocar sobre la tubería el aislante rajado y aplicar en ambas caras una capa fina de adhesivo

No debe extenderse el aislante sobre el tubo alargándolo ya que, entonces, la pared del aislamiento se reduce y la pasta adhesiva empleada para unirlo puede tener fallos en su unión, reduciendo de esta forma la efectividad del aislamiento

### **REGLAS DE ORO PARA LA INSTALACIÓN DEL AISLAMIENTO:**

#### **Regla 1**

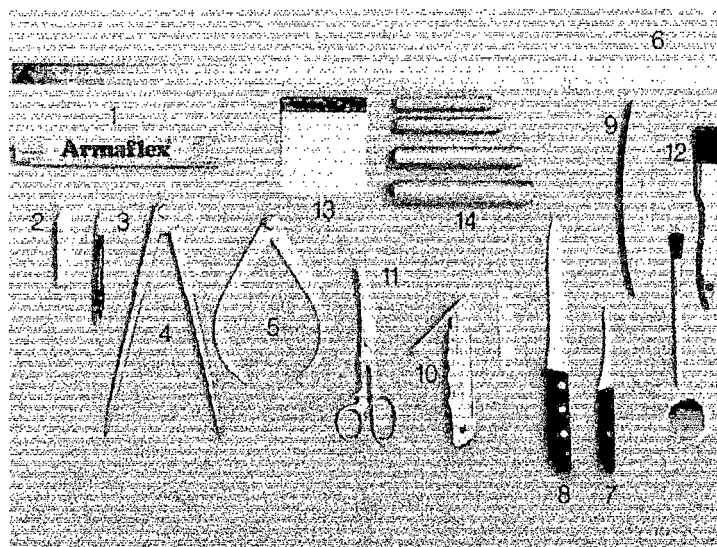
Utilizar buenas herramientas (Figura 7.68); sobre todo

- Adhesivo Armaflex 520 fresco y buenas brochas
- Cuchillos afilados

#### **Regla 2**

Cosquillas que muestren forma ovalada han de rajarse siempre en el lado plano.





**Figura 7.68 Herramientas:** 1. metro, 2. Tiza de pizarra para marcar, 3. Bolígrafo con mina de plata, 4. Compás, 5. Calibre de compás, 6. Regla de hojalata (para corte recto), 7. Cuchillo corto (de lomo estrecho), 8. Cuchillo largo (de lomo estrecho), 9. Piedra de afilar, 10. Cuchillo cortador con cuchillas, 11. Tijeras, 12. Pincel con cerdas cortas y duras, 13. Opcionalmente una espátula (lisa), 14. Extremos de tubos afilados para empleo como perforadores en los diámetros de tubos más usuales

### Regla 3

Emplear material Armaflex limpio (exento de polvo, suciedad, aceite o agua en la superficie)

### Regla 4

Aplicar medidas exactas

### Regla 5

Las juntas a pegar entre cosquillas deben estar siempre sometidas a presión, nunca a tracción

### Regla 6

¡No ha de instalarse jamás aislamiento en elementos que están en servicio!

Realizado el aislamiento, no poner en servicio la instalación antes de

transcurrir 36 horas. (Ha de permitirse el endurecimiento total del pegamento)

### **Regla 7**

Armaflex instalado al exterior se protegerá inmediatamente

## **REGLAS DE ORO PARA LA INSTALACIÓN EN EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO**

### **Regla 1**

En tubos y recipientes de acero ha de eliminarse el óxido de la superficie, aplicando pintura anticorrosiva ¡Dejar endurecer durante 24-28 horas!

### **Regla 2**

Pegar la colilla de Armaflex en ambos extremos al tubo metálico de manera que queden firmemente adheridos, cuidando además que el pegado se realice de forma impecable en puntos críticos, como codos, tes, suspensiones, etc.

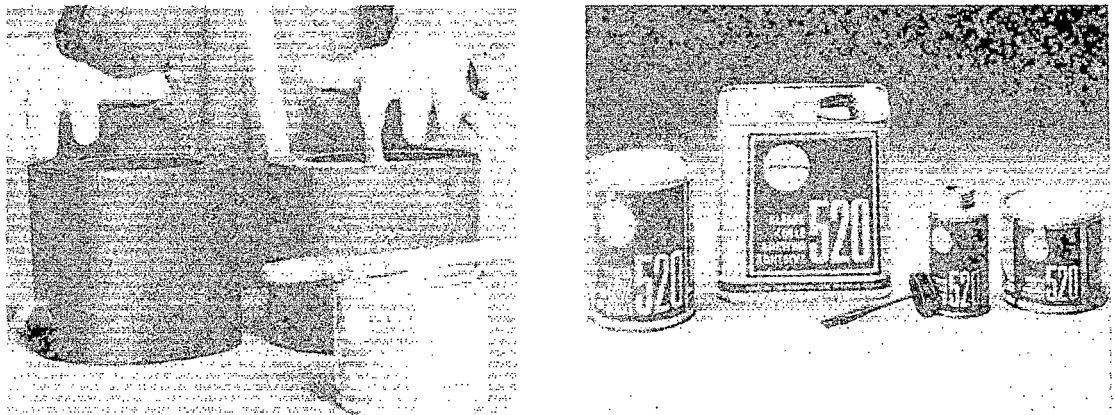
### **Regla 3**

Abstenerse de aislar instalaciones en las que las piezas a aislar estén demasiada cerca unas de otras ¡Cuidarse de que entre aislamiento y aislamiento quede como mínimo un dedo de distancia

## **PEGADO CORRECTO**

Como regla general ha de procederse a limpiar las superficies a pegar con disolvente especial, así como las superficies de Armaflex que estén cubiertas con polvo de talco

- a. *Seguir las instrucciones que figuran en la lata de pegamento.* Emplear latas pequeñas, para que el pegamento no se seque antes de tiempo.  
Trasegar de envases mayores
- b. *Emplear pincel con cerdas cortas y duras*
- c. *Aplicar el Adhesivo uniformemente y en ambos lados* (Figura 7.69), cuidándose que toda la superficie quede cubierta. Cuando se pegue el aislante sobre otras superficies, como por ejemplo, metal, aplicar el pegamento primero sobre el aislamiento y luego sobre el metal (u otras superficies limpias)



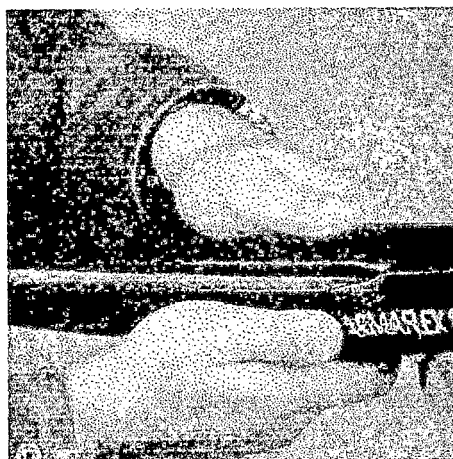
**Figura 7.69** Adhesivos empleados para la unión de asilamientos

- d. *Dejar ventilar el pegamento* (Figura 7.70). El tiempo de ventilación depende de las condiciones ambientales. El pegamento desarrolla la mayor eficacia cuando, al palpar con el dedo, no se producen hilos pero esta aun pegajoso.



**Figura 7.70** Dejar ventilar. Practicar el “ensayo del dedo”: ¡El pegamento no ha de formar ya hilos al tocarlo!

- e. Las superficies a pegar han de unirse primero con esmero, precediendo luego a apretarlas firmemente (Figura 7.71).



**Figura 7.71** Unir ambos extremos con precisión, apretándolos desde el centro uno contra el otro

- f. Cuando hayan de pegarse juntas bajo presión se emplea el pegado húmedo. La junta que esta bajo presión se separa y se le aplica una capa fina de adhesivo. Dado que la junta se encuentra bajo presión, puede



|                                      |  |
|--------------------------------------|--|
| Condiciones normales de trabajo:     | 210 a 250 psig   |
| Tiempo de prueba:                    | 4 a 5 horas  |
| Gas utilizado en la prueba:          | Nitrógeno  |
| Control de presiones:                |  |
| Presión de succión:                  | 40 a 50 psig   |
| Presión de descarga:                 | 220 psig   |
| Regulación de presostato:            | Presión mínima: 40 a 50 psig<br>Presión máxima: 260 a 270 psig |
| Procedimiento de vacío:              | 200 a 500 micrones.  |
| Tiempo de vacío:                     | 3 a 4 horas  |
| De la temperatura y Humedad relativa |  |
| Antes de la climatización:           | Temperatura:<br>H.R.   |
| Después de la climatización          | Temperatura:<br>H.R.   |

## 7.7. CONTROL DE LA PRESIÓN DE ALTA DEL EQUIPO POR MEDIO DE TERMOSTATO AMBIENTAL

El termostato ambiental ordena al circuito de mando para que se auto mantenga a una presión de condensación constante mediante el uso de válvulas de solenoides.

### EFECTO DE LA DISMINUCIÓN DE LA TEMPERATURA DE AMBIENTE POR CAMBIO CLIMÁTICO

Se produce una excesiva condensación, para demostrar esto, consideraremos que el diferencial de temperaturas del condensador ( $\Delta T_{COND}$ ) sea constante, aunque esto no es cierto ya que a medida que disminuye la temperatura ambiente ( $T_{AMB}$ ) también disminuye el  $\Delta T_{COND}$ .

Con la formula siguiente encontraremos diferentes temperaturas de condensación para diferentes temperaturas de ambiente.

$$T_{COND} = T_{AMB} + \Delta T_{COND}$$

Donde:

$T_{COND}$  : temperatura de condensación del refrigerante

$T_{AMB}$  : temperatura ambiental del exterior del local

$\Delta T_{COND}$  : diferencial de temperatura del condensador

Para esto necesitamos las temperaturas mínimas del distrito de Santiago de Surco (Tabla 7.1) y también considerar un  $\Delta T_{COND} = 17^{\circ}C = 30.6^{\circ}F$  constante durante

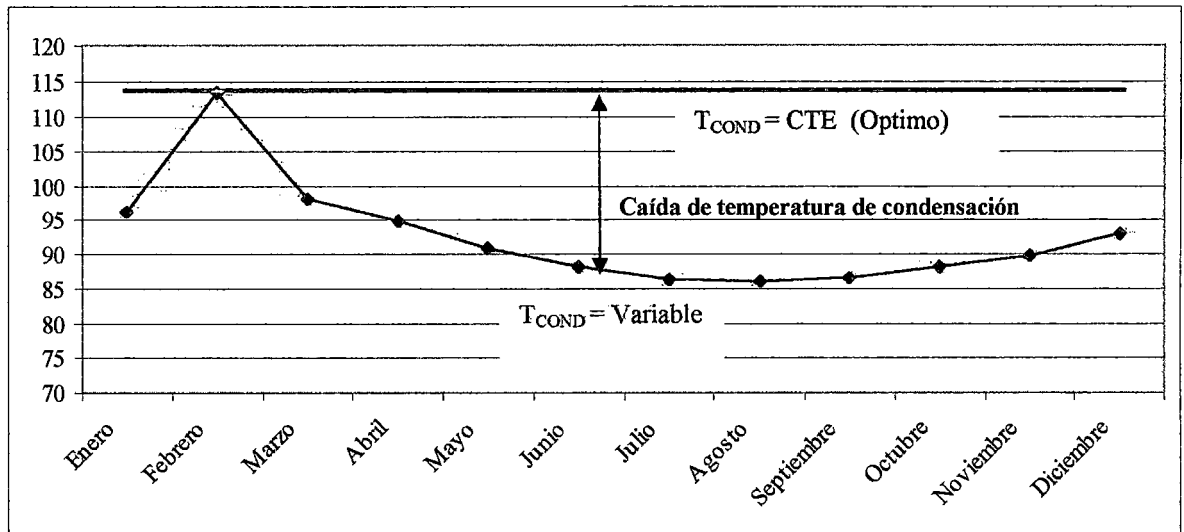
todo el año (Según Manual de Ducilo para condensadores de tubo y aletas con tiro forzado en aire acondicionado)

| Mes              | Temperatura Máximas |       | Temperatura Mínimas |       | Humedad Relativa Máxima (%) | Humedad Relativa Mínima (%) |
|------------------|---------------------|-------|---------------------|-------|-----------------------------|-----------------------------|
|                  | (°C)                | (°F)  | (°C)                | (°F)  |                             |                             |
| <b>Enero</b>     | 26.6                | 79.88 | 18.6                | 65.48 | 95                          | 58                          |
| <b>Febrero</b>   | 28.2                | 82.76 | 19.6                | 67.64 | 95                          | 56                          |
| <b>Marzo</b>     | 28.2                | 82.76 | 19.7                | 67.46 | 95.5                        | 58                          |
| <b>Abril</b>     | 26.4                | 79.52 | 18                  | 64.4  | 96                          | 60                          |
| <b>Mayo</b>      | 23.3                | 73.94 | 15.7                | 60.26 | 96                          | 67                          |
| <b>Junio</b>     | 20.0                | 68    | 14.2                | 57.56 | 96                          | 72                          |
| <b>Julio</b>     | 18.6                | 65.48 | 13.2                | 55.76 | 95                          | 72                          |
| <b>Agosto</b>    | 18.7                | 65.66 | 13.1                | 55.58 | 96                          | 73                          |
| <b>Setiembre</b> | 20.0                | 68    | 13.4                | 56.12 | 96                          | 73                          |
| <b>Octubre</b>   | 21.4                | 70.52 | 14.3                | 57.74 | 95.5                        | 69                          |
| <b>Noviembre</b> | 22.8                | 73.04 | 15.1                | 59.18 | 95                          | 66                          |
| <b>Diciembre</b> | 24.7                | 76.46 | 16.9                | 62.42 | 95                          | 63                          |

**Tabla 7.1** Temperaturas y humedades relativas máximas y mínimas durante el año 2004 del distrito Santiago de Surco

En la 7.72 se muestra como va variando la temperatura de condensación al cambiar la temperatura ambiente por cambio climático, esto produce que la capacidad del condensador aumente sin serle útil al sistema.





**Figura 7.72** Grafico de temperatura de condensación en cada mes del año con área efectiva de condensación constante

De Junio a Setiembre se debe de intervenir en el área del condensador disminuyéndola hasta un porcentaje equivalente a la caída de la temperatura de condensación

Ahora veamos como esta caída de temperaturas hace que varié la capacidad del condensador aumentándola en épocas de invierno en el sistema. Para esto primero haremos un análisis para encontrar un método de cálculo del área de transferencia de calor del condensador

## CONDENSACIÓN POR PELÍCULA DENTRO DE TUBOS HORIZONTALES

Normalmente, los coeficientes de transferencia de calor para la condensación de gotas son un orden de magnitud mayores que los de condensación de película. La condensación dentro de tubos tiene considerable interés práctico debido a las

aplicaciones en condensadores en sistemas de aire acondicionado, pero lamentablemente, estos fenómenos son bastantes complicados y no son susceptibles a un tratamiento analítico sencillo. La rapidez global de flujo de vapor influye mucho en la rapidez de transferencia de calor en el sistema forzado de condensación y convección, y esto a su vez depende de la rapidez de acumulación de líquido en las paredes. Debido a los complicados fenómenos de flujo involucrados, presentaremos solo dos relaciones empíricas para transferencia de calor

*a. Para reynold menores de 35000 (Flujo de baja velocidad)*

$$\text{Re} = \frac{d \times G_v}{\mu_v} < 35000$$

Donde:

$d$  : diámetro interior del tubo de cobre en pies

$\mu_v$  : viscosidad del vapor en Pa-s

$$G_v = \rho_v \times u_{m-v}$$

Donde:

$\rho_v$  : densidad del vapor en libras por pie cúbico

$u_{m-v}$  : velocidad media del vapor en pies por hora

Coefficiente de transferencia de calor por convección:

$$\bar{h}_d = 0.555 \times \left[ \frac{g \times \rho_l \times (\rho_l - \rho_v) \times k_l^3 \times h'_{fg}}{\mu_l \times (T_{sat} - T_s) \times d} \right]^{1/4}$$

Donde:

$g$ : gravedad en m por segundo al cuadrado (9.8 m/s<sup>2</sup>)

$\rho_l$ : densidad de liquido en libras por pies cúbicos

$k_l$ : conductividad térmica del liquido en Btu por hora-pie-°F

$h'_{fg}$ : entalpía de mezcla de la sustancia en Btu por libras

$\mu_l$ : viscosidad del liquido en Pa-s

$T_{sat}$ : temperatura de saturación del refrigerante en °F

$T_s$ : temperatura de la superficie interior del tubo en °F

*b. Para Reynolds mayores de 35000 (Flujo de alta velocidad)*

Según Akers, Deans y Crosser

$$\frac{\bar{h} \times d}{K_l} = 0.026 \times Pr_l^{1/3} \times Re_m^{0.8}$$

$$Pr_l = \frac{Cp_l \times \mu_l}{k_l}$$

$$\text{Si } Re_v = \frac{d \times G_v}{\mu_v} > 20000 \text{ y } Re_f = \frac{d \times G_f}{\mu_f} > 5000$$

Donde:

$k_l$ : conductividad térmica del liquido en Btu por hora-pie-°F

$Cp_i$ : calor específico en Btu por hora-pie-°F

$Re_m$ : reynolds de mezcla liquido-vapor (adimensional)

$Pr_i$ : Numero de Prandtl (adimensional)

Considerando que un condensador trabajara con dos evaporadores, para nuestro sistema de aire acondicionado en la época de verano, sus valores son los siguientes

- Potencia Frigorífica: 38700 Btuh
- Temperatura de diseño exterior: 82.76 °F (28.2 °C)
- Humedad relativa exterior: 95 %
- Temperatura de diseño interior 75.2 °F (24 °C)
- Humedad relativa interior 50 %

#### **Temperatura de condensación:**

$$T_{COND} = T_{AMB} + \Delta T_{COND}$$

$$\Delta T_{COND} = 30.6^\circ F$$

(Según Catalogo Refrigerantes Ducilo Freon, aplicado a condensadores de tiro forzado enfriados por aire)

$$T_{COND} = 82.76^\circ F + 30.6^\circ F$$

$$T_{COND} = 113.36^\circ F$$

#### **Temperatura de película en el condensador ( $T_f$ )**

$$T_f = \frac{T_{SAT} + T_e}{2}$$

$$T_f = \frac{113.36 + 82.76}{2}$$

$$T_f = 98.06^\circ F$$

Nuestro compresor seleccionado admite temperatura de evaporación para acondicionamiento de aire desde  $-10^\circ C$ ,  $-5^\circ C$ ,  $0^\circ C$ ,  $+7.2^\circ C$ ,  $+10^\circ C$ ,  $+15^\circ C$

Nuestra carga térmica es cubierta con una temperatura de evaporación de  $+4^\circ C$  ( $39.2^\circ F$ ) que esta dentro del rango de los catálogos de fabricante

#### **Diferencial de temperatura del evaporador:**

$$T_{EVAP} = T_{INT} - \Delta T_{EVAP}$$

$$\Delta T_{EVAP} = T_{INT} - T_{EVAP}$$

$$\Delta T_{EVAP} = 39.2^\circ F - 75.2^\circ F$$

$$\Delta T_{EVAP} = 36^\circ F$$

Esta es la diferencia de temperatura entre la temperatura del aire de diseño interior y la temperatura de saturación del refrigerante correspondiente a la presión del evaporador.

Existe otro diferencial de temperatura denominado *DMTL*, que es la diferencia de temperatura entre el aire y el refrigerante, esto significa la fuerza de traslado del calor del ambiente caliente al refrigerante frío

Encontrando el Reynolds con los siguientes datos:

- $T_{COND} = 113.36^\circ F$

- $T_{EVAP} = 39.2^\circ F$

- $T_f = 98.06^\circ F$
- $u_{m-g} = 1500 \text{ ppm}$  (recomendado)
- $u_{m-l} = 196 \text{ ppm}$  (recomendado)
- $d = 0.0358 \text{ pies}$

**Para el condensador**

Encontrando las propiedades a  $T_f = 98.06^\circ F$

*Vapor*

Interpolando se encuentra  $\rho_v = 3.7894 \frac{\text{lbm}}{\text{min} - \text{pie}^2} = 341856 \frac{\text{lbm}}{\text{hr} - \text{pie}^2}$

Interpolando se encuentra  $\mu_v = 0.0303$

$$\text{Re}_v = \frac{0.0358 \text{ pies} \times 341856 \frac{\text{lbm}}{\text{hr} - \text{pie}^2}}{0.0303 \frac{\text{lbm}}{\text{pie} - \text{hr}}}$$

$$\text{Re}_v = 403909.0693 > 35000$$

*Líquido*

Interpolando se encuentra  $\rho_l = 71.337$

Interpolando se encuentra  $\mu_l = 0.3418$

$$\text{Re}_l = \frac{0.0358 \text{ pies} \times 838923.12 \frac{\text{lbm}}{\text{hr} - \text{pie}^2}}{0.3418 \frac{\text{lbm}}{\text{pie} - \text{hr}}}$$

$$\text{Re}_l = 87848.99 > 35000$$

$$G_v = \rho_v \times u_v$$

$$G_v = 3.7984 \times 1500 \times 60$$

$$G_v = 341856 \frac{lbm}{hr - pie^2}$$

$$G_l = \rho_l \times u_l$$

$$G_l = 71.337 \times 196 \times 60$$

$$G_l = 838923.12 \frac{lbm}{hr - pie^2}$$

$$Re_m = \frac{d}{\mu_l} \times \left[ G_l + G_v \times \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right]$$

$$Re_m = \frac{0.0358}{0.3418} \times \left[ 838923.12 + 341856 \times \left( \frac{71.337}{3.7984} \right)^{1/2} \right]$$

$$Re_m = 243039.73$$

*Calculo del Número de Prandtl*

$$Pr = \frac{Cp_l \times \mu_l}{k_l}$$

Interpolando encontramos  $Cp_l = 0.3146$

Interpolando encontramos  $k_l = 0.04687$

$$Pr = \frac{0.3146 \times 0.3418}{0.04687}$$

$$Pr = 2.2942$$

Aplicando Akers, Deans, Crosser

$$\frac{\bar{h} \times d}{k_l} = 0.026 \times \text{Pr}_l^{1/3} \times \text{Re}_m^{0.8}$$

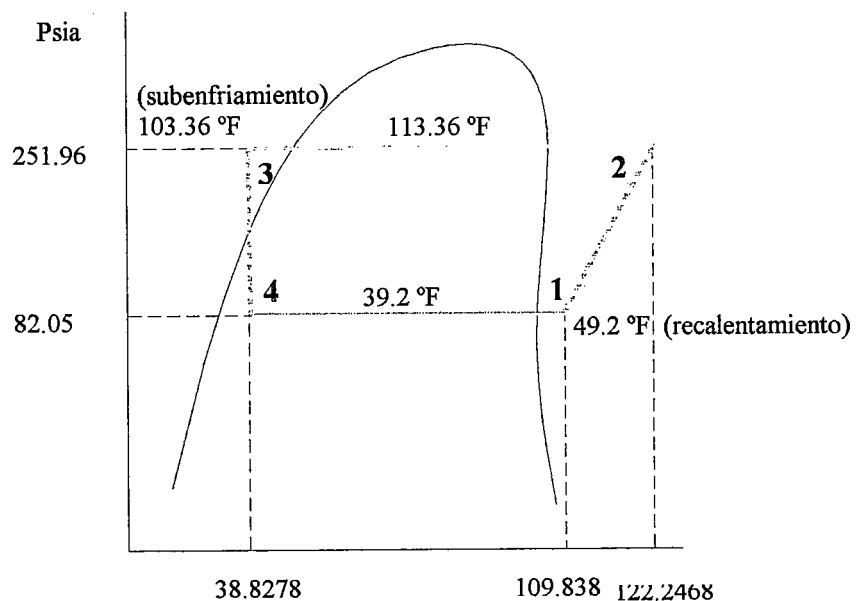
$$\frac{\bar{h} \times d}{k_l} = 0.026 \times (2.2942)^{1/3} \times (243039.73)^{0.8}$$

$$\frac{\bar{h} \times d}{k_l} = 697.7913$$

$$\bar{h} = \frac{697.7913 \times 0.04687}{0.0358}$$

$$\bar{h} = 913.56 \frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ \text{F}}$$

Con ayuda de las temperaturas de evaporación y condensación, plasmados en el Diagrama de Molieres, obtenemos las presiones de evaporación y condensación absolutas, con subenfriamiento de 10 °F y recalentamiento de 10 °F (Figura 7.73)



**Figura 7.73.** Diagrama de Molieres del R-22, mostrando el proceso de refrigeración para la época de verano



El sistema trabajara a las presiones manométricas indicadas:

$$P_{BAJA} = 67.354 \text{ psig}$$

$$P_{ALTA} = 237.264 \text{ psig}$$

Del diagrama de Molierre encontramos las entalpías en cada punto

$$h_1 = 109.838 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

$$h_2 = 122.2468 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

$$h_3 = h_4 = 38.8278 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

De los cálculos de carga térmica necesaria para el evaporador

$$Q_{EVAP} = 38917.26 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Calculo del flujo de masa de refrigerante ( $\dot{m}_R$ )

$$\dot{m}_R = \frac{Q_{EVAP}}{h_1 - h_4}$$

$$\dot{m}_R = \frac{38917.26}{109.838 - 38.8278}$$

$$\dot{m}_R = 548.051 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

*Hallando la capacidad del condensador*

$$Q_{COND} = \dot{m}_R \times (h_2 - h_3)$$

$$Q_{COND} = 548.051 \times (122.2468 - 38.8278)$$

$$Q_{COND} = 45717.8663 \frac{Btu}{hr}$$

*Hallando la capacidad del compresor*

$$Q_{COND} = W_{COMP} = \dot{m}_R \times (h_2 - h_1)$$

$$W_{COMP} = 548.051 \times (122.2468 - 109.838)$$

$$W_{COMP} = 6800.6552 \frac{Btu}{hr} = 2.6658 HP$$

Volviendo al cálculo de transferencia de calor, con el valor de  $\bar{h}$  encontrado lo aplicaremos en la siguiente formula

$$Q_{COND} = \bar{h} \times A \times (T_{SAT} - T_S)$$

Despejando el Área

$$45717.8663 = 913.56 \times A \times (113.36 - T_S)$$

Despejando  $T_S$  en función del Área

$$T_S = 113.36 - \frac{50.043}{A}$$

También poseemos una ecuación básica para encontrar la capacidad del condensador, que depende de otros factores que todavía no hemos mencionado:

$$Q_{COND} = A \times U \times \Delta T$$

En esta ecuación se puede asumir un área o una temperatura de superficie, para nuestro caso asumiremos un área aproximada de un intercambiador de calor de flujo cruzado similar o también en función de "U" ya que este valor varía de 5 a

$$50 \frac{Btu}{hr - pie^2 - ^\circ F} \text{ (Transferencia de calor, autor: Holman, Pag 486)}$$

También el  $\Delta T$ , que es la diferencia de la temperatura de entrada del aire y la salida, varía desde 15 a 35 °F (Refrigeración, autor Roy Dossat, Pag 323)

Examinaremos un condensador de capacidad cercana de la marca Carrier de  $48000 \frac{Btu}{hr}$ , cuya área aproximada es de  $A_{COND} = 40.79 m^2 = 63241.316 pu l g^2$

Tenemos 3 opciones:

- Opción 1: Utilizar un área conocida
- Opción 2: Utilizar  $Q_{COND} = A \times U \times \Delta T$
- Opción 3: Utilizar el balance de temperatura del aire Standard de 800 CFM/ton para el condensador (Ari, tomo 3, Pag 449)

Con la opción 3: la capacidad del evaporador  $38917.26 \frac{Btu}{hr} = 3.243 ton$

necesitaríamos en el condensador  $2594.484 CFM$

Ahora aplicando esta cantidad de aire necesaria para el condensador a otra ecuación de capacidad del condensador en función del aire que circula a través de él:

$$Q_{COND} = 1.1 \times CFM \times (T_s - T_e)$$

Donde: calor específico \* 60 / volumen específico = 1.1

$T_{ent}$ : temperatura de entrada de aire del condensador en °F

$T_{sal}$ : temperatura de salida de aire del condensador en °F

$C_e = 0.24 Btu / lb \cdot ^\circ F$

$v_{aire} = 13.34 \text{ pies}^3 / lb$

Sabemos que,  $T_{ent} = 82.76^\circ F$ , reemplazando en la ecuación anterior, obtenemos

$$45717.8663 = 1.1 \times 2594.484 \times (T_{sal} - T_{ent})$$

$$45717.8663 = 2800.64 \times (T_{sal} - T_{ent})$$

$$T_{sal} = 99.08^\circ F$$

Ahora hallando el  $DMTL$  del Condensador, en vez del  $\Delta T_{COND}$

$$DMTL_{COND} = \frac{(T_{ent} - T_{sat}) - (T_{sal} - T_{sat})}{\ln\left(\frac{T_{ent} - T_{sat}}{T_{sal} - T_{sat}}\right)}$$

$$DMTL_{COND} = \frac{(82.76 - 113.36) - (99.08 - 113.36)}{\ln\left(\frac{30.6}{14.28}\right)}$$

$$DMTL_{COND} = 21.414^\circ F \text{ (se encuentra en el rango admisible de 15 a 35 } ^\circ F)$$

De la ecuación, despejando el área, obtenemos la siguiente ecuación:

$$A = \frac{Q_{COND}}{U \times DMTL}$$

Primer tanteo del Área:

$$A = \frac{45717.8663}{U \times 21.414}$$

$$A = \frac{2134.9521}{U}$$

Construyendo una tabla de posibles valores, con los posibles valores de  $U$  recomendados anteriormente:

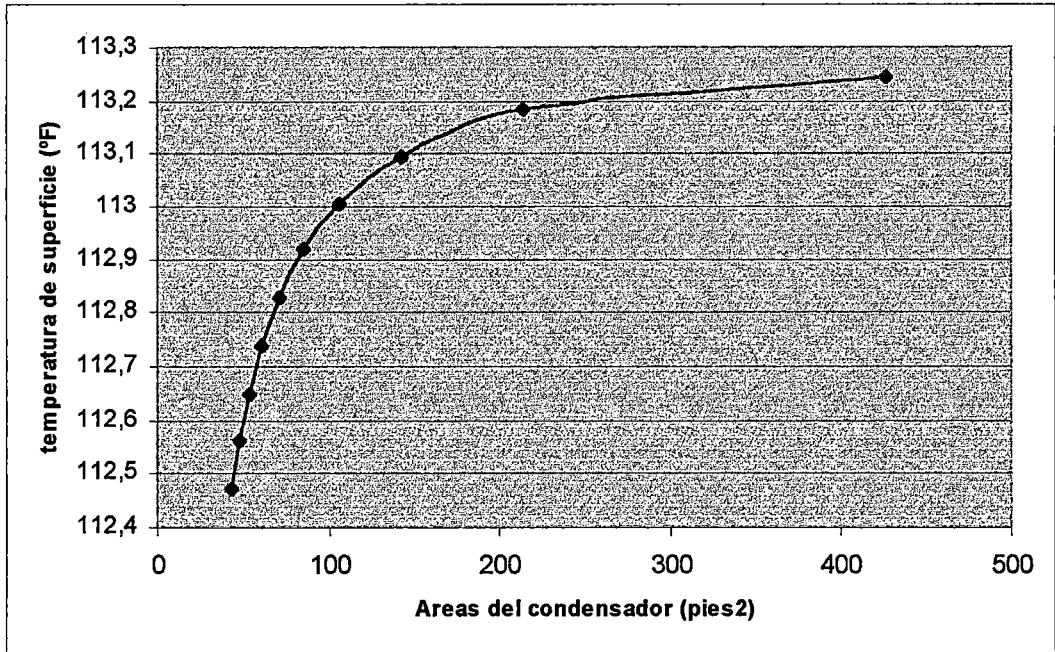
| U                      | 5     | 10    | 15    | 20     | 25    | 30    | 35   | 40    | 45    | 50    |
|------------------------|-------|-------|-------|--------|-------|-------|------|-------|-------|-------|
| A (pies <sup>2</sup> ) | 426.9 | 213.5 | 142.3 | 106.74 | 85.39 | 71.16 | 60.9 | 53.37 | 47.44 | 42.69 |
| A (m <sup>2</sup> )    | 39.66 | 19.83 | 13.21 | 9.9    | 7.93  | 6.61  | 5.6  | 4.95  | 4.4   | 3.96  |

Para el valor de  $U = 5$ , obtenemos una área de 39.66 m<sup>2</sup> aproximadamente al área del condensador de similar capacidad (40.79 m<sup>2</sup>).

Considerando la ecuación, y dando valores de "A" de acuerdo a las obtenidas en función de "U", obtenemos sus respectivas temperaturas de superficie exterior del condensador:

|                        |         |        |         |         |        |         |        |         |        |        |
|------------------------|---------|--------|---------|---------|--------|---------|--------|---------|--------|--------|
| A (pies <sup>2</sup> ) | 426.9   | 213.5  | 142.3   | 106.74  | 85.39  | 71.16   | 60.9   | 53.37   | 47.44  | 42.69  |
| Ts (°F)                | 113,242 | 113,18 | 113,093 | 113,004 | 112,91 | 112,826 | 112,73 | 112,649 | 112,56 | 112,47 |

Estos valores tabulados se muestran en la figura 7.74, a medida que aumenta el área de transferencia de calor del condensador la temperatura superficial se mantiene casi constante



**Figura 7.74** Curva de área del condensador vs. temperatura de superficie

Resumiendo lo anteriormente encontrado para el condensador:

$$Q_{COND} = 45717.8663 \frac{Btu}{hr}$$

$$U_{COND} = 5 \frac{Btu}{hr - pie^2 - ^\circ F}$$

$$\Delta T_{COND} = 21.414^\circ F$$

$$A_{COND} = 39.66 m^2 = 426.9 pies^2$$

$$\text{Flujo de aire} = 2594.484 CFM$$

$$\bar{h} = 913.56 \frac{Btu}{pie^2 - hr - ^\circ F}$$

Comprobando lo hallado anteriormente:

*Caso de Verano*

Solo considerando la transferencia de calor de la superficie del condensador interior con la temperatura de saturación del condensador

$$Q_{COND} = A \times \bar{h} \times (T_{SAT} - T_s)$$

$$Q_{COND} = 426.9 \times 913.56 \times (113.36 - 113.242776)$$

$$Q_{COND} = 45717.2151 \frac{Btu}{h}$$

$$45717.8663 \approx 45717.2151 \text{ (Mínimo error menor del 1\%)}$$

*Caso Invierno*

Temperatura máxima  $65.66^\circ F$

Temperatura mínima  $55.58^\circ F$

Temperatura promedio  $60.62^\circ F$

Si varia la  $T_{AMB}$ , varia la temperatura de condensación

$$T_{COND} = T_{AMB} + 30.6^\circ F$$

$$T_{COND} = 60.62^\circ F + 30.6^\circ F$$

$$T_{COND} = 91.22^\circ F$$

Para un presión de condensación de  $111.23 \text{ psig}$  para el R-22 corresponde una temperatura de condensación de  $65^\circ F$

$$T_{EVAP} = T_{INT} - \Delta T_{EVAP}$$

Hallando el  $\Delta T_{EVAP}$

$$\Delta T_{EVAP} = T_{INT} - T_{EVAP}$$

$$\Delta T_{EVAP} = 75.2^\circ F - 20^\circ F$$

$$\Delta T_{EVAP} = 55.2^\circ F$$

Aplicando Akers, Deans, Crosser

Para una  $T_f$

$$T_f = \frac{20 + 60.62}{2}$$

$$T_f = 40.30^\circ F$$

$$Re_m = \frac{d}{\mu_l} \times \left[ G_l + G_v \times \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right]$$

$$Re_m = \frac{0.0358}{0.484} \times \left[ 79.07 \times 196 \times 60 + 1.524 \times 1500 \times 60 \times \left( \frac{79.07}{1.5241} \right)^{1/2} \right]$$

$$Re_m = 141858.1677$$

Calculo del Numero de Prandtl

$$Pr = \frac{Cp_l \times \mu_l}{k_l}$$

Interpolando encontramos  $Cp_l = 0.2829$ ,  $k_l = 0.0545$

$$Pr = \frac{0.2829 \times 0.484}{0.0545}$$

$$Pr = 2.5123$$



$$Pr = 2.5123$$

$$\frac{\bar{h} \times d}{k_1} = 0.026 \times Pr_i^{1/3} \times Re_m^{0.8}$$

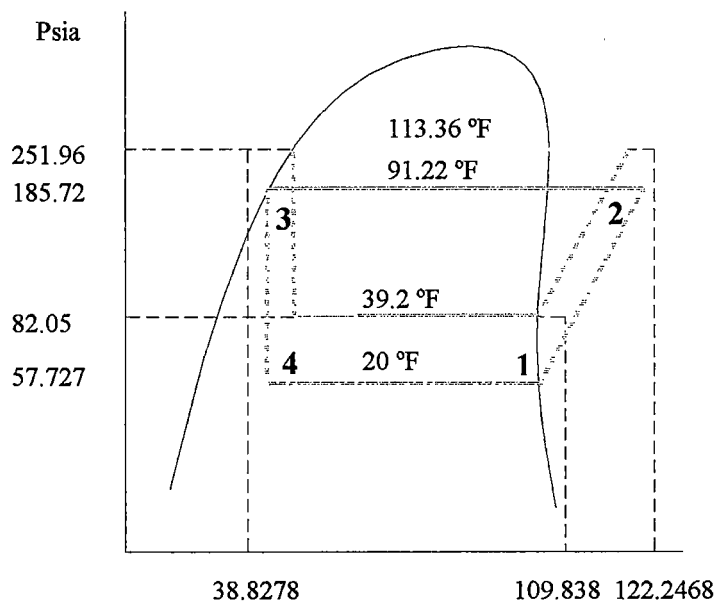
$$\frac{\bar{h} \times d}{k_1} = 0.026 \times (2.5123)^{1/3} \times (141858.1677)^{0.8}$$

$$\frac{\bar{h} \times d}{k_1} = 467.53$$

$$\bar{h} = \frac{467.53 \times 0.0545}{0.0358}$$

$$\bar{h} = 711.7499 \frac{Btu}{pie^2 - hr - ^\circ F}$$

Con ayuda del Diagrama de Mollier, obtenemos las presiones de evaporación y condensación absolutas en un proceso ideal (Figura 7.75)



**Figura 7.75.** Diagrama de Mollier del R-22, mostrando el proceso de refrigeración para la época de invierno (líneas azules)

$$P_{BAJA} = 43.027 \text{ psig}$$

$$P_{ALTA} = 171.02 \text{ psig}$$

A la presión de baja le corresponde una temperatura de evaporación de 20 °F, a esta temperatura el evaporador produce escarcha y pierde capacidad frigorífica

$$Q_{COND} = \bar{h} \times A \times (T_{SAT} - T_s)$$

$$Q_{COND} = 711.7499 \times A \times (T_{SAT} - T_s) \dots \dots \dots (\alpha)$$

Aplicando la misma metodología realizada para verano, encontramos un  $DMTL_{COND} = 16.7$  °F considerando que el sistema exige una capacidad del condensador de 46599 Btuh. Gráficamente obtenemos una Área de 558 pies<sup>2</sup> y  $T_s = 91.10$  °F

Volviendo a la ecuación ( $\alpha$ ):  $Q_{COND} = 711.7499 \times 558 \times (91.22 - 91.10)$

$Q_{COND} = 47658.7 \text{ Btuh} > Q_{COND}$  de Verano (El condensador esta entregando mas calor que el necesario)

**OBSERVACIÓN:** De la formula general de transferencia de calor  $Q_{COND} = A \times U \times DTML_{COND}$ , al disminuir el DTML el área se vera obligada a crecer hasta 558 pies<sup>2</sup>. si aplicamos esto a las condiciones iniciales de verano el  $Q_{COND} = 558 \times 5 \times 21.414 = 59745.06 \text{ Btuh}$

A continuación se muestra el condensador con sus respectivas modificaciones para que trabaje a diferentes condiciones exteriores pero permaneciendo su temperatura de condensación constante

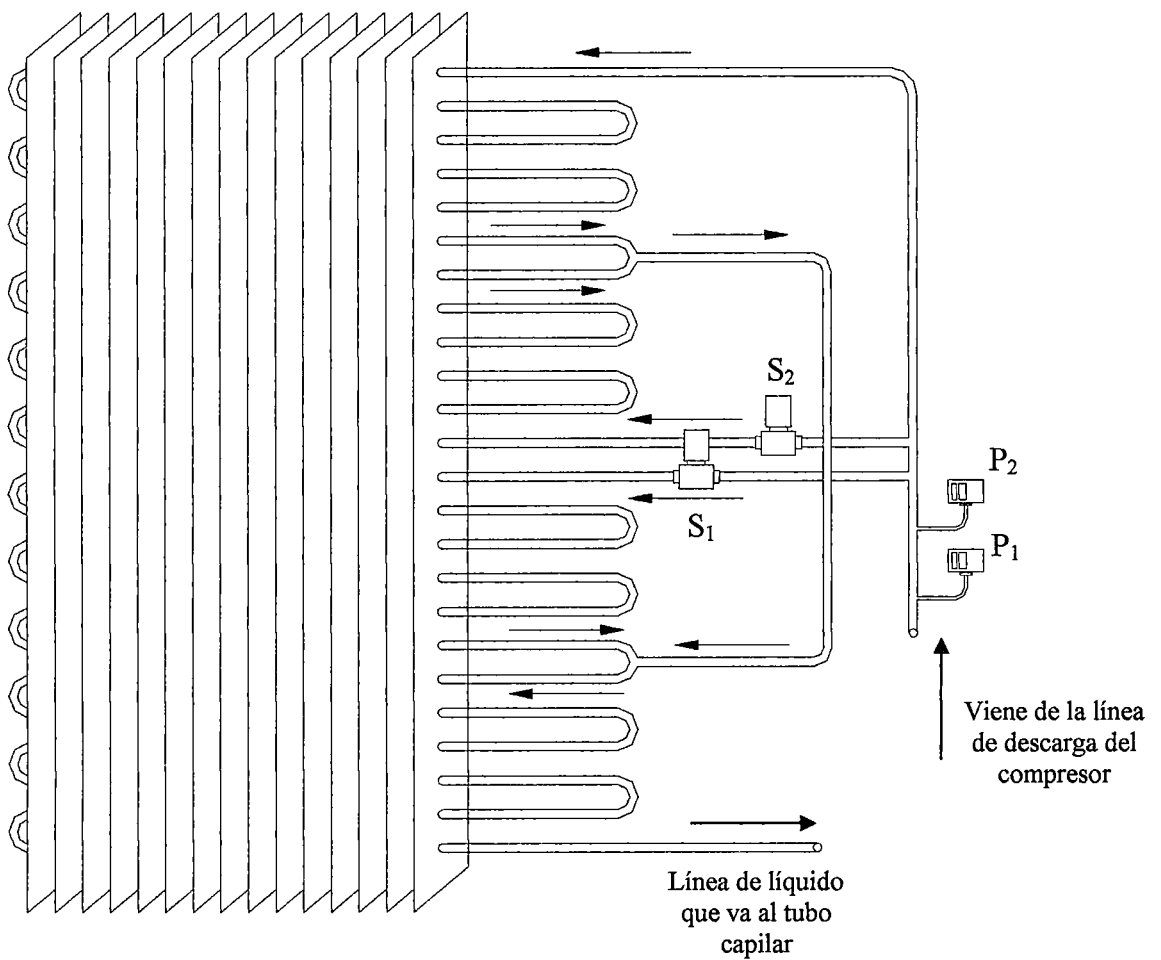
**DIAGRAMA DEL CONDENSADOR CON SUS RESPECTIVAS VÁLVULAS SOLENOIDES Y PRESOSTATOS (Figura 7.76)**

$S_1$  y  $S_2$  abren a presión mayor igual que 251.96 psia

$S_1$  abierto y  $S_2$  cerrado a media estación

$S_1$  y  $S_2$  cerrados en invierno

Para calibrar la presión en los presostatos  $P_1$  y  $P_2$



**Figura 7.76** Representación de la colocación de las válvulas solenoides en el trayecto del condensador

Área aproximada de un condensador Carrier de  $48000 \frac{Btu}{hr}$

$$A_{aleta\ efectiva} = 2 \times (A_{aleta} - A_{huecos})$$

$$A_{aleta\ efectiva} = 2 \times (18 - 4.7123)$$

$$A_{aleta\ efectiva} = 26.5752$$

$$\# Aletas = 25 \frac{Aletas}{pulg} \times 90\ pulg$$

$$\# Aletas = 2250\ Aletas$$

$$A_{t-aletas} = A_{aleta\ efectiva} \times \# Aletas$$

$$A_{t-aletas} = 59794.2\ pulg^2$$

$$L_{t-tubos} = 24\ tubos \times 90''$$

$$L_{t-tubos} = 2160''$$

$$L_{t-codos} = 1.5 \times 23\ codos$$

$$L_{t-codos} = 34.5''$$

$$A_{tubo} = \pi \times D \times L$$

$$A_{tubo} = \pi \times D \times L$$

$$A_{tubo} = 3447.11\ pulg^2$$

Área total de transferencia de calor para el condensador

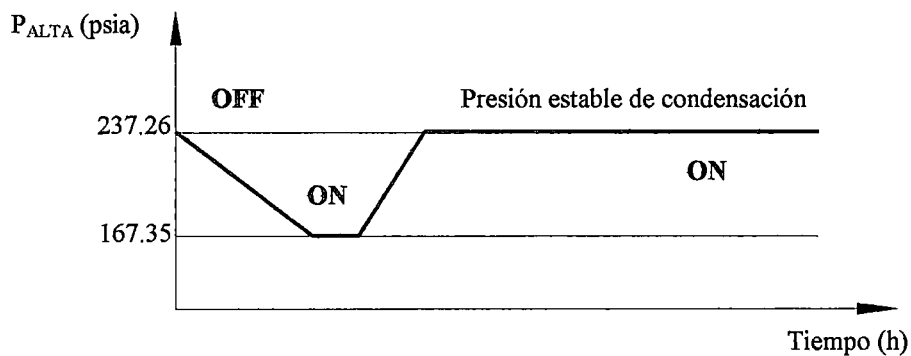
$$A_t = A_{t-aletas} + A_{tubos}$$

$$A_t = 59794.2 + 3.447.11$$

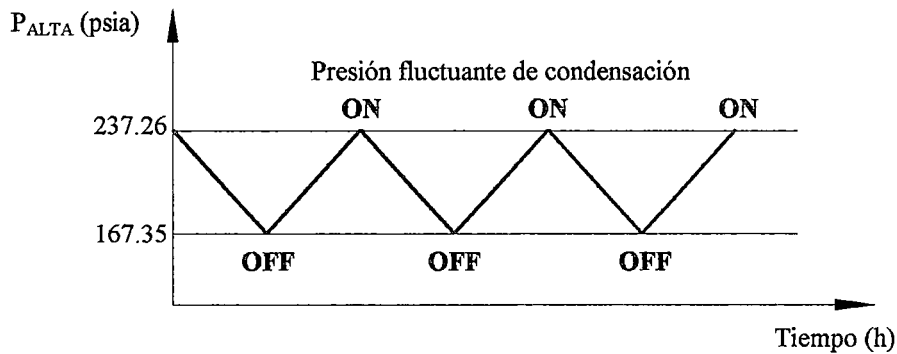
$$A_t = 63241.316 \text{ pulg}^2 = 40.79 \text{ m}^2$$

**VENTAJAS DE CONTROLAR LA CAPACIDAD DEL CONDENSADOR  
MEDIANTE NUESTRO SISTEMA FRENTE AL CONTROL DE LA  
VELOCIDAD DEL VENTILADOR**

**Primero.-** En el sistema A (Figura 7.77) , el funcionamiento es más continuo que el sistema B durante el invierno a temperatura estable, evitando el cicleo del ventilador del condensador.



**Figura 7.77** Sistema A



**Figura 7.78** Sistema B

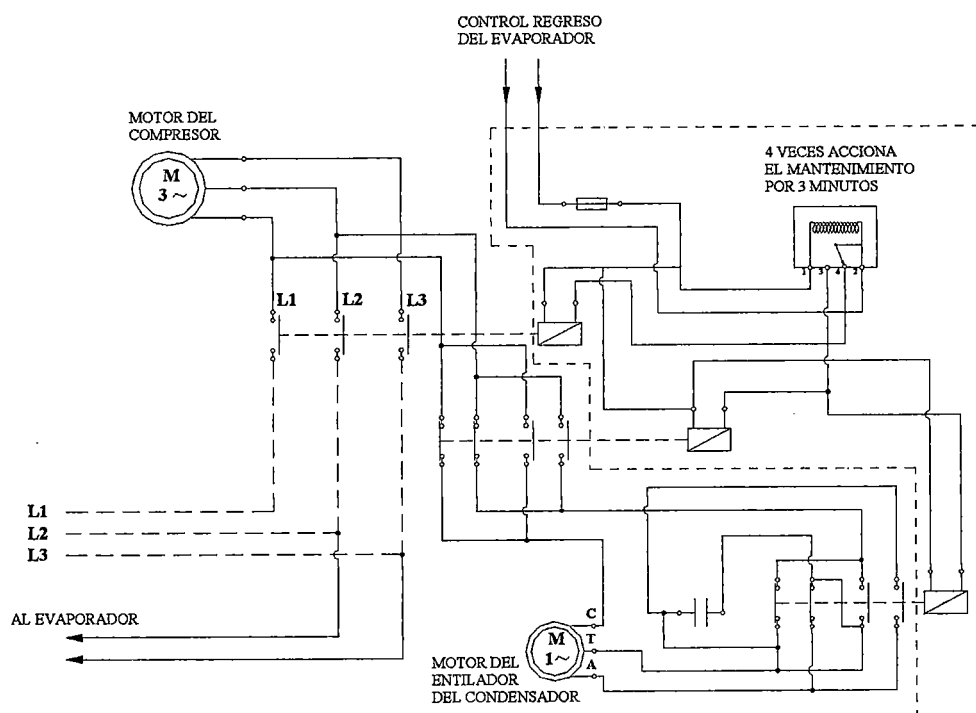
**Segundo.-** El sistema B (Figura 7.78) presenta temperaturas fluctuantes durante todo el tiempo de funcionamiento, teniendo como resultado diferentes temperaturas intermedias entre paradas y arranques lo que hace imposible mantener una temperatura constante que es lo que se requiere en un ambiente confortable, además de arranques continuos del ventilador, originando la falla del contactor del ventilador.

#### **7.8. SISTEMA DE AUTO MANTENIMIENTO INTELIGENTE CON SENSOR DIFERENCIAL DE PRESIÓN ENTRE LA ENTRADA Y SALIDA DE AIRE DEL CONDENSADOR**

Al detectar una caída de presión elevada, el sensor diferencial ordena al circuito de mando que se pare el compresor y el ventilador funcione en alta velocidad y en sentido inverso al de trabajo, por un intervalo de 03 minutos, con lo que se ejecuta la limpieza automática del condensador del equipo sin intervención de la mano del hombre, solucionando un problema constante en los equipos instalados en todas las ciudades del mundo, este mismo sistema de control de la limpieza constante del

condensador se puede lograr mediante un timer que controla el cambio de giro del ventilador del condensador por cuatro veces al día durante 03 minutos.

El circuito eléctrico (Figura 7.79) que hemos diseñado para este fin lo mostramos a continuación:



**Figura 7.79** Circuito eléctrico para el auto-mantenimiento del condensador

## CAPITULO 8

### CIRCUITO ELÉCTRICO DE MANDO Y FUERZA DEL SISTEMA

#### 8.1. POTENCIA ELÉCTRICA TRIFÁSICA SUMINISTRADA POR LA EMPRESA ELÉCTRICA

Realizamos una evaluación del consumo eléctrico de todos los componentes eléctricos del sistema de climatización

*a. Motor Compresor:*

Modelo TAG 5546E, 220 V, 60Hz, 3 fases,  $R = 0.9 \Omega$ ,  $P = 4,918 \text{ W}$ ,  
 $I_n = 13 \text{ Amp}$ ,  $I_{dm} = 99 \text{ Amp}$ ,  $I_{max} = 25 \text{ Amp}$ ,  $Q_0 = 13225 \text{ W}$  a  $7.2 \text{ }^\circ\text{C}$  de temperatura de evaporación.

*b. Ventilador del condensador*

Motor de funcionamiento por inducción y condensador permanente de  $3 \mu\text{F}$  monofasico, 220 V, 60 Hz, Axial,  $\phi_D = 22''$ , RPM = 1080,  $I_n = 1.8 \text{ Amp}$



c. *Dispositivos eléctricos que acompañan a la unidad de condensación*

Se asume un 22% más de amperaje, añadido al de la unidad condensadora, es decir al compresor más el ventilador del condensador; en este caso:  $13 \text{ Amp} + 1.8 \text{ Amp} = 14.8 \text{ Amp}$ . El consumo de los dispositivos será de 3.25 Amp, para los cálculos del conductor solamente para la unidad condensadora.

d. *Ventilador del evaporador por dos*

Motor de funcionamiento por inducción y condensador permanente de  $2 \mu F$ , 220 V, 60 Hz, 1 fase, centrifugo, 500 FM,  $\Delta p = 0.2'' \text{ agua}$ ,  $I_n = 0.6 \text{ Amp}$

e. *Resistencia para calefacción*

$$Q_{\text{calefacion}} = 1.1 \times CFM \times (T_{\text{su min istro}} - T_{\text{mezcla}})$$

$$Q_s = 1.1 \times 500 \times (82 - 71.2)$$

$$Q_s = 5940 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = 1.74 \text{ Kw} = 1740 \text{ W}$$

$$I = \frac{P}{V} = \frac{1740}{220}$$

$$I = 7.9 \text{ Amp}$$

## CONOCIEMINTOS BASICOS NECESARIOS

### Para circuitos monofásicos de corriente alterna

*Potencia Activa (P)*

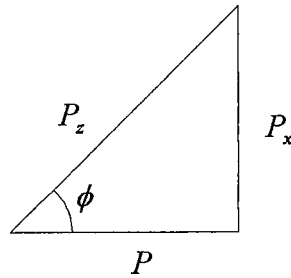
$$P = V \times I \times \cos \phi \text{ En Vatios (W)}$$

*Potencia Reactiva (P<sub>x</sub>)*

$$P_x = V \times I \times \text{sen} \phi \text{ En voltiamperios reactivos (VAr)}$$

Potencia Aparente ( $P_z$ )

$$P_z = V \times I \text{ En Voltiamperios (VA)}$$



### Para circuitos trifásicos de corriente alterna

Potencia Activa ( $P$ )

$$P = q \times V_f \times I_f \times \cos \phi$$

Donde :  $q$  : numero de fases

$V_f$  : Tensión de fase

$I_f$  : Intensidad de fase

Si  $V_f = \frac{V}{\sqrt{3}}$  y  $q = 3$  fases

$$P = 3 \times \frac{V}{\sqrt{3}} \times I \times \cos \phi$$

Con un arreglo algebraico

$$P = 3 \times \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{3} \times \sqrt{3}} \times V \times I \times \cos \phi$$

$$P = \sqrt{3} \times V \times I \times \cos \phi$$

*Potencia Reactiva ( $P_x$ )*

$$P_x = \sqrt{3} \times V \times I \times \text{sen}\phi$$

*Potencia Aparente ( $P_z$ )*

$$P_z = \sqrt{3} \times V \times I$$

$$P_z = \sqrt{P^2 + P_x^2}$$

### **Energía Eléctrica**

*Energía Activa*

$$E = \frac{\sqrt{3} \times V \times I \times \cos\phi}{1000 \times h} \text{ en Kw-h}$$

*Energía Reactiva*

$$E_x = \frac{\sqrt{3} \times V \times I \times \text{sen}\phi}{1000 \times h} \text{ en KVAr-h}$$

*Energía Aparente*

$$E_z = \frac{\sqrt{3} \times V \times I}{1000 \times h} \text{ en KVA-h}$$

### **Consumo de amperaje de un motor eléctrico**

$$I = \frac{736 \times P}{\sqrt{3} \times V \times \cos\phi \times n}$$

$$n = \frac{P_u}{P_a} \times 100 \text{ en \%}$$

donde:  $I$  : en Amp

$P$  : en CV

$\cos \phi$  : factor de potencia

$\eta$  : rendimiento

$P_u$  : Potencia útil en el eje del motor

$P_a$  : Potencia absorbida por el motor

| Potencia útil en el árbol del motor |      | Rendimiento aprox. | Factor de potencia | Potencia absorbida | Intensidad de línea en A por la tensión de: |       |       |       |
|-------------------------------------|------|--------------------|--------------------|--------------------|---|-------|-------|-------|
| CV                                  | KW   | $\eta$             | $\cos \phi$        | KW                 | 220 V                                       | 380 V | 550 V | 660 V |
| 0.2                                 | 0.15 | 0.69               | 0.66               | 0.21               | 0.86  | 0.50  | 0.38  | 0.29  |
| 0.3                                 | 0.22 | 0.70               | 0.67               | 0.32               | 1.24  | 0.72  | 0.55  | 0.41  |
| 0.4                                 | 0.29 | 0.72               | 0.70               | 0.41               | 1.54  | 0.89  | 0.68  | 0.51  |
| 0.5                                 | 0.37 | 0.73               | 0.72               | 0.50               | 1.84  | 1.06  | 0.81  | 0.61  |
| 0.75                                | 0.54 | 0.75               | 0.74               | 0.74               | 2.6   | 1.5   | 1.15  | 0.87  |
| 1                                   | 0.74 | 0.76               | 0.76               | 0.97               | 3.35  | 1.95  | 1.47  | 1.1   |
| 1.5                                 | 1.1  | 0.78               | 0.78               | 1.4                | 4.8   | 2.8   | 2.1   | 1.6   |
| 2                                   | 1.5  | 0.80               | 0.80               | 1.9                | 6.0   | 3.5   | 2.7   | 2.0   |
| 2.5                                 | 1.8  | 0.81               | 0.82               | 2.3                | 7.3   | 4.2   | 3.2   | 2.4   |
| 3                                   | 2.2  | 0.81               | 0.83               | 2.7                | 8.6   | 5.0   | 3.8   | 2.9   |
| 4                                   | 2.9  | 0.82               | 0.84               | 3.6                | 11.2  | 6.5   | 4.9   | 3.7   |
| 5                                   | 3.7  | 0.84               | 0.84               | 4.4                | 13.7  | 7.9   | 6.0   | 4.6   |
| 6                                   | 4.4  | 0.85               | 0.84               | 5.2                | 16.3  | 9.4   | 7.2   | 5.4   |
| 7.5                                 | 5.5  | 0.85               | 0.84               | 6.5                | 20  | 12.1  | 8.9   | 6.8   |
| 10                                  | 7.4  | 0.85               | 0.85               | 8.7                | 26.7  | 15.5  | 11.9  | 8.9   |
| 12                                  | 8.8  | 0.86               | 0.86               | 10.3               | 31  | 18.2  | 13.8  | 10.5  |
| 15                                  | 11   | 0.88               | 0.86               | 12.6               | 38  | 22    | 16.8  | 12.8  |
| 18                                  | 13.3 | 0.88               | 0.87               | 15.6               | 45  | 26    | 20    | 15.1  |
| 20                                  | 14.7 | 0.88               | 0.87               | 16.8               | 51  | 29    | 22    | 16.9  |
| 30                                  | 22.1 | 0.89               | 0.88               | 24.8               | 74  | 43    | 23    | 25    |

**Tabla 8.1** Datos de rendimiento ( $\eta$ ), factor de potencia ( $\cos \phi$ ), potencia absorbida en KW e intensidades absorbidas a diferentes tensiones a partir de la potencia útil

| Potencia<br>KW | N<br>r.p.m. | $\eta$<br>Rendimiento | $\cos \phi$ |
|----------------|-------------|-----------------------|-------------|
| 0.2            | 1500        | 72.5                  | 0.70        |
|                | 1000        | 69.5                  | 0.66        |
|                | 750         | 64.5                  | -           |
| 1.5            | 1500        | 82.5                  | 0.83        |
|                | 1000        | 81.0                  | 0.78        |
|                | 750         | 78.5                  | 0.74        |
| 7.5            | 1500        | 85.5                  | 0.85        |
|                | 1000        | 84.0                  | 0.83        |
|                | 750         | 83.5                  | 0.81        |
| 50             | 1500        | 90.0                  | 0.90        |
|                | 1000        | 90.0                  | 0.88        |
|                | 750         | 89.5                  | 0.87        |
|                | 500         | 89.5                  | 0.83        |
| 100            | 1500        | 91.0                  | 0.90        |
|                | 1000        | 91.0                  | 0.89        |
|                | 750         | 91.0                  | 0.88        |
|                | 500         | 90.5                  | 0.85        |

**Tabla 8.2** Datos de rendimiento y factor de potencia de motores trifásicos a diferentes velocidades (según normas DIN)

| Potencia útil |      | Rendimiento $\eta$ | $\cos \phi$ | c.a. trifásica a 50 Hz |       |       | c.a. bifásica 220 V | c.a. monofásica |       | Corriente continua |       |       |       |
|---------------|------|--------------------|-------------|------------------------|-------|-------|---------------------|-----------------|-------|--------------------|-------|-------|-------|
| CV            | KW   |                    |             | 220 V                  | 380 V | 500 V |                     | 110 V           | 200 V | 110 V              | 220 V | 440 V | 500 V |
| 0.5           | 0.37 | 0.74               | 0.75        | 1.74                   | 1.10  | 0.77  | 1.51                | 6.02            | 3.01  | 4.52               | 2.26  | 1.13  | 1.00  |
| 0.75          | 0.55 | 0.76               | 0.77        | 2.48                   | 1.44  | 1.09  | 2.15                | 8.57            | 4.29  | 6.60               | 3.30  | 1.65  | 1.46  |
| 1             | 0.74 | 0.78               | 0.80        | 3.10                   | 1.79  | 1.37  | 2.58                | 10.8            | 5.36  | 8.58               | 4.29  | 2.15  | 1.89  |
| 1.5           | 1.10 | 0.79               | 0.82        | 4.47                   | 2.59  | 1.97  | 3.87                | 15.5            | 7.75  | 12.7               | 6.35  | 3.18  | 2.80  |
| 2             | 1.47 | 0.81               | 0.83        | 5.74                   | 3.32  | 2.53  | 4.97                | 19.9            | 9.95  | 16.5               | 8.25  | 4.13  | 3.64  |
| 2.5           | 1.84 | 0.81               | 0.83        | 7.17                   | 4.15  | 3.16  | 6.23                | 24.9            | 12.5  | 20.7               | 10.4  | 5.16  | 4.56  |
| 3             | 2.21 | 0.82               | 0.84        | 8.52                   | 4.93  | 3.75  | 7.36                | 29.6            | 14.8  | 24.5               | 12.3  | 6.13  | 5.40  |
| 4             | 2.95 | 0.83               | 0.85        | 11.1                   | 6.40  | 4.89  | 9.60                | 38.4            | 19.2  | 32.3               | 16.2  | 8.16  | 7.10  |
| 5             | 3.68 | 0.85               | 0.87        | 13.4                   | 7.80  | 5.90  | 11.6                | 46.3            | 23.2  | 39.4               | 19.7  | 9.84  | 8.66  |
| 6             | 4.42 | 0.86               | 0.87        | 15.5                   | 9.00  | 6.90  | 13.4                | 53.7            | 26.9  | 46.7               | 23.4  | 11.7  | 10.3  |
| 7             | 5.15 | 0.86               | 0.87        | 18.2                   | 10.5  | 8.00  | 15.7                | 62.6            | 31.4  | 54.5               | 27.3  | 13.7  | 12.0  |
| 8             | 5.89 | 0.87               | 0.87        | 20.4                   | 11.8  | 9.00  | 17.7                | 70.7            | 35.4  | 61.5               | 30.8  | 15.4  | 13.6  |
| 9             | 6.62 | 0.87               | 0.87        | 23.0                   | 13.3  | 10.1  | 19.9                | 79.6            | 39.8  | 69.2               | 34.6  | 17.3  | 15.3  |
| 10            | 7.40 | 0.87               | 0.88        | 25.3                   | 14.6  | 11.1  | 21.8                | 87.4            | 43.7  | 76.8               | 38.4  | 19.2  | 17.0  |
| 11            | 8.10 | 0.87               | 0.88        | 27.8                   | 16.1  | 12.3  | 24.1                | 96.0            | 48.0  | 84.5               | 42.3  | 21.2  | 18.6  |
| 12            | 8.83 | 0.87               | 0.88        | 30.3                   | 17.5  | 13.3  | 26.2                | 105             | 52.5  | 92.0               | 46.0  | 23.0  | 20.4  |
| 13            | 9.57 | 0.87               | 0.88        | 32.8                   | 19.5  | 14.5  | 28.4                | 114             | 56.8  | 100                | 50.0  | 25.0  | 22.0  |
| 14            | 10.3 | 0.87               | 0.88        | 35.4                   | 20.5  | 15.6  | 30.6                | 122             | 61.1  | 108                | 53.8  | 26.9  | 23.8  |
| 15            | 11.0 | 0.88               | 0.88        | 37.4                   | 21.7  | 16.5  | 32.8                | 130             | 64.8  | 114                | 57.0  | 28.5  | 25.2  |
| 16            | 11.8 | 0.88               | 0.88        | 40.0                   | 23.2  | 17.8  | 35.0                | 138             | 69.0  | 124                | 61.8  | 30.4  | 26.8  |
| 17            | 12.5 | 0.88               | 0.88        | 42.5                   | 24.6  | 18.7  | 37.2                | 147             | 73.4  | 130                | 64.6  | 32.3  | 28.4  |
| 18            | 13.2 | 0.88               | 0.89        | 44.5                   | 25.8  | 19.8  | 38.4                | 154             | 76.9  | 137                | 68.5  | 34.2  | 30.2  |
| 19            | 14.0 | 0.88               | 0.89        | 46.9                   | 27.2  | 20.7  | 40.6                | 162             | 81.0  | 145                | 72.2  | 36.1  | 31.8  |
| 20            | 14.7 | 0.88               | 0.89        | 49.4                   | 28.6  | 21.8  | 42.7                | 170             | 85.0  | 152                | 76.0  | 38.0  | 33.6  |
| 21            | 15.5 | 0.89               | 0.89        | 51.2                   | 29.7  | 22.6  | 44.4                | 178             | 88.7  | 158                | 79    | 39.5  | 34.8  |
| 22            | 16.2 | 0.89               | 0.89        | 53.6                   | 31.1  | 23.6  | 46.5                | 186             | 93.0  | 166                | 82.7  | 41.4  | 36.4  |
| 23            | 16.9 | 0.89               | 0.89        | 56.1                   | 32.5  | 24.7  | 48.5                | 195             | 97.2  | 173                | 86.4  | 43.2  | 38.0  |
| 24            | 17.7 | 0.89               | 0.89        | 58.5                   | 33.9  | 25.8  | 50.7                | 203             | 100.2 | 181                | 90.2  | 45.1  | 39.8  |
| 25            | 18.4 | 0.89               | 0.89        | 61.0                   | 35.3  | 26.9  | 52.7                | 212             | 106   | 188                | 94.0  | 47.0  | 41.4  |
| 30            | 22.1 | 0.89               | 0.90        | 72.4                   | 41.9  | 31.9  | 62.7                | 251             | 126   | 226                | 113   | 56.4  | 49.6  |
| 40            | 29.5 | 0.89               | 0.90        | 96.6                   | 55.9  | 42.5  | 83.6                | 334             | 167   | 300                | 150   | 75.1  | 66.2  |
| 50            | 36.8 | 0.90               | 0.91        | 118                    | 68.3  | 52.0  | 102                 | 408             | 204   | 372                | 186   | 93.0  | 81.8  |
| 60            | 44.2 | 0.91               | 0.92        | 139                    | 80.2  | 61.0  | 120                 | 480             | 240   | 441                | 221   | 111   | 97.0  |
| 70            | 51.5 | 0.91               | 0.92        | 162                    | 93.5  | 71.0  | 140                 | 560             | 280   | 515                | 258   | 129   | 114   |
| 80            | 58.9 | 0.91               | 0.92        | 184                    | 107   | 81.1  | 160                 | 640             | 320   | 588                | 294   | 147   | 130   |
| 90            | 66.2 | 0.91               | 0.92        | 208                    | 120   | 91.2  | 180                 | 719             | 360   | 662                | 331   | 166   | 146   |
| 100           | 73.6 | 0.92               | 0.93        | 226                    | 131   | 99.3  | 196                 | 782             | 391   | 727                | 364   | 182   | 160   |
| 125           | 92   | 0.93               | 0.93        | 279                    | 162   | 123   | 242                 | 967             | 484   | 900                | 450   | 225   | 198   |
| 150           | 110  | 0.93               | 0.93        | 335                    | 194   | 148   | 290                 | 1160            | 580   | 1080               | 540   | 270   | 238   |
| 200           | 147  | 0.93               | 0.93        | 446                    | 259   | 197   | 387                 | 1545            | 773   | 1440               | 720   | 360   | 317   |

**Tabla 8.3** Intensidades absorbidas por motores de corriente alterna y corriente continua

| Potencia |     | 3000   | 1500   | 1000   | 750    |
|----------|-----|--------|--------|--------|--------|
| CV       | KW  | r.p.m. | r.p.m. | r.p.m. | r.p.m. |
| 15       | 11  | 38.93  | 40.66  | 43.25  | 45.85  |
| 16.3     | 12  | 41.52  | 43.25  | 45.85  | 48.44  |
| 17.7     | 13  | 44.98  | 46.71  | 49.31  | 51.90  |
| 19       | 14  | 47.58  | 50.17  | 52.77  | 55.36  |
| 20.4     | 15  | 51.04  | 53.63  | 56.23  | 58.82  |
| 21.8     | 16  | 54.50  | 57.09  | 59.69  | 62.28  |
| 23.1     | 17  | 57.09  | 60.55  | 63.15  | 65.74  |
| 24.5     | 18  | 60.55  | 64.01  | 66.61  | 69.20  |
| 25.8     | 19  | 63.15  | 66.61  | 70.07  | 72.66  |
| 27.2     | 20  | 66.61  | 70.07  | 73.53  | 76.12  |
| 28.6     | 21  | 70.07  | 73.53  | 76.12  | 79.58  |
| 29.9     | 22  | 73.53  | 76.12  | 79.58  | 83.04  |
| 31.3     | 23  | 76.12  | 79.58  | 83.04  | 86.50  |
| 32.6     | 24  | 79.58  | 83.04  | 86.50  | 89.96  |
| 34.0     | 25  | 83.04  | 86.50  | 89.96  | 93.42  |
| 35.4     | 26  | 86.50  | 89.96  | 93.42  | 96.88  |
| 36.7     | 27  | 89.96  | 93.42  | 96.88  | 100.34 |
| 38.1     | 28  | 91.69  | 95.15  | 100.34 | 103.80 |
| 39.4     | 29  | 95.15  | 98.61  | 103.80 | 107.80 |
| 40.8     | 30  | 98.61  | 102.07 | 107.26 | 110.22 |
| 47.6     | 30  | 114.18 | 117.64 | 122.83 | 128.02 |
| 54.4     | 40  | 129.75 | 133.21 | 138.40 | 143.59 |
| 63.2     | 45  | 143.59 | 148.78 | 153.97 | 159.16 |
| 68.0     | 50  | 159.16 | 164.35 | 169.54 | 174.73 |
| 74.8     | 55  | 173    | 179.92 | 185.10 | 192.03 |
| 81.6     | 60  | 188.57 | 195.50 | 200.68 | 207.60 |
| 88.4     | 65  | 204.98 | 211.06 | 216.25 | 223.17 |
| 95.2     | 70  | 217.98 | 226.63 | 231.82 | 238.74 |
| 102      | 75  | 233.55 | 242.20 | 245.66 | 256.04 |
| 109      | 80  | 247.40 | 267.77 | 261.23 | 273.34 |
| 116      | 85  | 262.96 | 273.34 | 276.80 | 288.91 |
| 122      | 90  | 278.55 | 288.91 | 292.37 | 306.21 |
| 129      | 95  | 294.10 | 304.48 | 307.94 | 323.51 |
| 136      | 100 | 311.40 | 320.05 | 325.25 | 339.08 |

Nota: Las intensidades dadas en la tabla, corresponden a la tensión de 220 V. para tensiones diferentes a 220 V, multiplicar la columna correspondiente a la velocidad por los valores que se indican a continuación

Para tensión de 380 V, multiplicar por 0.58

440 V, 0.50

500 V, 0.44

**Tabla 8.4** Intensidades absorbidas por motores trifásicos conectados a 220 V con diferentes velocidades

| Potencia del motor<br>KW | Relación de la corriente de arranque a la de marcha normal |                          |                               |
|--------------------------|--|--------------------------|-------------------------------|
|                          | Motores de corriente alterna                               |                          | Motores de corriente continua |
|                          | Normal   | En aparatos de elevación |                               |
| De 0.75 a 1.5            | 4.5  | 5.85                     | 2.5                           |
| De 1.5 a 5               | 3  | 3.9                      | 2                             |
| De 5 a 15                | 2  | 2.6                      | 1.5                           |
| Mas de 15                | 1.5  | 1.95                     | 1.5                           |

**Tabla** Relación de corriente, entre el arranque y la marcha normal o de régimen para motores mayores a 0.75 KW

Calculando los valores para cada maquina eléctrica que participen en el sistema de climatización

### Compresor trifásico

*Potencia:*

$$P = 4 \text{ HP} = 4.05548 \text{ CV}$$

*Voltaje:*

$$V = 220 \text{ V}$$

*Factor de potencia:*

$$\cos \phi = 0.84 \text{ (Tabla 8.3)}$$

*Rendimiento:*

$$\eta = 0.82 \text{ (Tabla 8.3)}$$

*Intensidad de corriente:*

$$I_c = \frac{736 \times P}{\sqrt{3} \times V \times \cos \phi \times \eta}$$

$$I_c = \frac{736 \times 4.05548}{\sqrt{3} \times 220 \times 0.84 \times 0.82}$$

$$I_c = 11.3721 \text{ Amp}$$



*Numero de Calibre:*

Usar cable calibre 14 soporta como máximo 15 Amp (Tabla 8.11)

### **Ventilador monofasico del compresor**

*Potencia:*

$$P = 0.25 \text{ HP} = 0.25346 \text{ CV}$$

*Voltaje:*

$$V = 220 \text{ V}$$

*Factor de potencia:*

$$\cos \phi = 0.665 \text{ (Tabla 8.3)}$$

*Rendimiento:*

$$\eta = 0.695 \text{ (Tabla 8.3)}$$

*Intensidad de corriente:*

$$I_C = \frac{736 \times P}{\sqrt{3} \times V \times \cos \phi \times \eta}$$

$$I_C = \frac{736 \times 0.25346}{\sqrt{3} \times 220 \times 0.665 \times 0.695}$$

$$I_C = 1.834 \text{ Amp}$$

*Numero de calibre:*

Usar cable calibre 16 soporta como máximo 7 Amp (Tabla 8.11)

### **Dispositivos eléctricos que acompañan a la unidad condensadora**

*Intensidad de corriente:*

$$22 \% \text{ mas de } (I_C + I_F) = (11.3721 + 1.834) = 13.26$$

$$13.206 \times \frac{22}{100} = 2.905 \text{ Amp adicionales}$$

*Potencia:*

$$P = V \times I \times \cos \phi$$

$$P = 220 \times 2.9 \times 0.74$$

$$P = 472.12W = 0.6418CV$$

### **Ventilador del evaporador**

$$I = 0.6 \text{ Amp (Placa)}$$

Usar cable calibre 16 soporta como máximo 7 Amp (Tabla 8.11)

$$P = V \times I \times \cos \phi$$

$$P = 220 \times 0.6 \times 0.66$$

$$P = 1452.39W = 1.9746CV$$

### **Resistencia para calefacción en invierno**

*Potencia:*

$$P = 1740W \text{ por cada resistencia}$$

$$P = 10440W \text{ por las 6 resistencias}$$

*Intensidad de corriente:*

$$\text{Si } P = V \times I$$

$$I = \frac{1740}{220}$$

$$I = 7.9 \text{ Amp cada resistencia}$$

$$I = 47.45 \text{ Amp por las 6 resistencias}$$

*Numero de calibre:*

Usar cable calibre 14 soporta como máximo 15 Amp (Tabla 8.11) para cada resistencia

Usar cable calibre 6 soporta como máximo 65 Amp (Tabla 8.11) para las resistencias

Sumando todos los amperajes de cada componente en cada estación se obtiene lo siguiente:

Consumo de corriente en verano:  $16.111 \text{ Amp}$

Consumo de corriente en invierno:  $47 \text{ Amp}$

Sumando todas las potencias consumidas por cada componente en cada estación obtenemos:

Potencia eléctrica en verano:  $6.925 \text{ CV} = 5.093 \text{ KW}$

Potencia eléctrica en invierno:  $10.428 \text{ KW}$

## **TABLERO ELÉCTRICO**

*Unidad Condensadora*

|            |   |
|------------|---|
| Compresor  | 01 Llave termo magnética                |
| Ventilador | 01 Relay térmico                        |
|            | 01 Timer de 200 V Electrónico Regulable |
|            | 01 Temporizador                         |
|            | 01 Transformador de 220 / 24 V – 100 W  |
|            | 02 Válvula de solenoide                 |
|            | 02 Presostatos de alta NC y NA          |

#### *Unidad Evaporadora*

|  |  |
|--|--|
|  | 01 Llave termo magnética para calefacción          |
|  | 01 Relay térmico para calefacción                  |
|  | 01 Termostato digital programable                  |
|  | 01 Bimetal de protección térmica en la resistencia |

### **CALCULO DEL SISTEMA DE PROTECCIÓN**

#### *Diámetro del fusible*

$$d = a \times \sqrt[3]{I^2}$$

Donde:  $d$  : diámetro de hilo en mm.

$a$  : Coeficiente propio del material (para el plomo 0.2046)

$I$  : *Intensidad en Amperios*

#### *Intensidad a la que se fundirá el fusible*

$$I = \sqrt{d^2 \times b}$$

$b = 10.8$  (Para el plomo)

## **CALIBRADO DE FUSIBLES Y RELAY TÉRMICOS**

Un motor eléctrico ha de estar preparado para soportar un sobrecarga de 20% durante 60 minutos y del 50 % durante 2 minutos, por lo tanto los reles térmicos deben de desconectar por debajo de esos límites.

### **FUSIBLES**

Cartuchos del tipo aM para motores eléctricos se elegirán del calibre superior a la intensidad nominal del motor a proteger.

### **RELÉ TÉRMICO**

Este dispositivo actúa en base al calentamiento de un conductor al paso de la corriente eléctrica. Como regla general se ajustara a la intensidad nominal del motor conseguido de la placa de características

### **LLAVES TERMO MAGNÉTICAS**

Su actuación es de acción rápida similar a la de un fusible. Como regla general se dimensiona a un 50% mas de la  $I_n$ , suelen actuar como protección de cortocircuito cuando la intensidad de la línea es 10 veces la  $I_n$  del motor

| Diametro<br>fusible<br>Mm | Plomo-Estaño    |             | Aluminio        |             | Plata           |             | Cobre           |             |
|---------------------------|-----------------|-------------|-----------------|-------------|-----------------|-------------|-----------------|-------------|
|                           | I<br>protección | I<br>fusión | I<br>protección | I<br>fusión | I<br>protección | I<br>fusión | I<br>protección | I<br>fusión |
|                           | Amp.            | Amp.        | Amp.            | Amp.        | Amp.            | Amp.        | Amp.            | Amp.        |
| 0.2                       | 0.78            | 0.98        | 2.75            | 3.45        | 3.15            | 3.95        | 5.70            | 7.15        |
| 0.3                       | 1.45            | 1.80        | 5.05            | 6.30        | 5.75            | 7.20        | 10.50           | 13.15       |
| 0.4                       | 2.25            | 2.80        | 7.80            | 9.80        | 8.95            | 11.20       | 16.35           | 20.45       |
| 0.5                       | 3.10            | 3.85        | 10.75           | 13.45       | 12.30           | 15.40       | 22.50           | 28.10       |
| 0.6                       | 4.00            | 5.00        | 14.00           | 17.50       | 16.00           | 20.00       | 29.20           | 36.50       |
| 0.7                       | 5.10            | 6.40        | 17.90           | 22.40       | 20.50           | 25.60       | 37.35           | 46.70       |
| 0.8                       | 6.30            | 7.90        | 22.10           | 27.65       | 25.30           | 31.60       | 46.10           | 57.60       |
| 0.9                       | 7.50            | 9.35        | 26.20           | 32.75       | 29.95           | 37.40       | 54.60           | 68.25       |
| 1.0                       | 8.80            | 11.00       | 30.38           | 38.50       | 35.20           | 44.00       | 64.25           | 80.30       |
| 1.1                       | 10.15           | 12.70       | 35.55           | 44.45       | 40.65           | 50.80       | 74.15           | 92.70       |
| 1.2                       | 11.50           | 14.45       | 40.50           | 50.60       | 46.25           | 57.80       | 84.40           | 105.50      |
| 1.3                       | 13.05           | 16.30       | 45.60           | 57.05       | 52.15           | 65.20       | 95.20           | 119.00      |
| 1.4                       | 14.55           | 18.20       | 50.95           | 63.70       | 58.25           | 72.80       | 106.30          | 132.85      |
| 1.5                       | 16.15           | 20.20       | 56.55           | 70.70       | 64.65           | 80.80       | 117.95          | 147.45      |
| 1.8                       | 21.25           | 26.60       | 74.50           | 93.10       | 85.10           | 106.40      | 155.30          | 194.15      |
| 2.0                       | 24.85           | 31.10       | 87.10           | 108.85      | 99.50           | 124.40      | 181.60          | 227.00      |
| 2.2                       | 28.15           | 35.20       | 98.55           | 123.20      | 112.60          | 140.80      | 205.60          | 257.00      |
| 2.5                       | 34.30           | 42.90       | 120.10          | 150.15      | 137.35          | 171.60      | 250.50          | 313.15      |
| 3.0                       | 45.65           | 57.10       | 159.90          | 199.85      | 182.70          | 228.40      | 333.50          | 416.80      |

**Tabla 8.5** Intensidades aproximadas de protección y de fusión de hilos para fusibles

| Potencia nominal<br>del motor |       | Intensidad nominal<br>Amp |       |       | Potencia<br>nominal del<br>motor |      | Intensidad nominal<br>Amp |       |       |
|-------------------------------|-------|---------------------------|-------|-------|----------------------------------|------|---------------------------|-------|-------|
| KW                            | CV    | 220 V                     | 380 V | 500 V | KW                               | CV   | 220 V                     | 380 V | 500 V |
| 0.125                         | 0.17  | 0.69                      | 0.4   | 0.30  | 15                               | 20.4 | 53                        | 31    | 23    |
| 0.180                         | 0.245 | 0.95                      | 0.55  | 0.42  | 22                               | 30   | 76                        | 44    | 33    |
| 0.250                         | 0.33  | 1.28                      | 0.74  | 0.56  | 30                               | 41   | 100                       | 59    | 45    |
| 0.370                         | 0.50  | 1.82                      | 1.05  | 0.80  | 38                               | 52   | 130                       | 74    | 56    |
| 0.55                          | 0.75  | 2.6                       | 1.48  | 1.13  | 50                               | 68   | 165                       | 95    | 72    |
| 0.80                          | 1.09  | 3.6                       | 2.1   | 1.58  | 63                               | 86   | 200                       | 120   | 89    |
| 1.10                          | 1.50  | 4.7                       | 2.7   | 2.10  | 80                               | 109  | 255                       | 150   | 110   |
| 1.50                          | 2.04  | 6.2                       | 3.6   | 2.70  | 100                              | 136  | 325                       | 190   | 140   |
| 2.2                           | 3     | 8.7                       | 5     | 3.8   | 110                              | 150  | 355                       | 205   | 160   |
| 3                             | 4.1   | 11.6                      | 6.7   | 5.1   | 125                              | 170  | 405                       | 230   | 180   |
| 4                             | 5.4   | 15.1                      | 8.7   | 6.6   | 140                              | 190  | 450                       | 260   | 200   |
| 5.5                           | 7.5   | 21                        | 12    | 9.1   | 160                              | 218  | 515                       | 300   | 230   |
| 7.5                           | 10.2  | 28                        | 16    | 12.2  | 180                              | 245  | 580                       | 340   | 255   |
| 11                            | 15    | 40                        | 23    | 17.5  | 200                              | 270  | 650                       | 375   | 285   |

**Tabla 8.6** Intensidades absorbidas por motores trifásicos a 1500 r.p.m.

| Intensidad nominal del fusible | Potencias nominales máximas para motor con rotor en c/c y arranque directo (1) |       |      | Potencias nominales máximas para motor con rotor en c/c con arranque en $\lambda$ y $\Delta$ y con rotor bobinado (2) |       |      |
|--------------------------------|--|-------|------|---|-------|------|
|                                | KW   |       |      | KW  |       |      |
| Amp                            | 220 V  | 380 V | 500V | 220 V   | 380 V | 500V |
| 2                              | 0.25   |       |      | 0.43  |       |      |
| 4                              | 0.55   |       |      | 1   |       |      |
| 6                              | 1.05   | 0.45  | 0.6  | 1.55  | 0.75  | 1    |
| 10                             | 1.9  | 1     | 1.3  | 2.6   | 1.7   | 2.2  |
| 16                             | 2.6  | 1.8   | 2.7  |   | 2.7   | 3.6  |
| 20                             | 3.5  | 3.3   | 4.3  | 4   | 4.5   | 6    |
| 25                             | 5.2  | 4.5   | 6    | 5.5   | 7     |      |
| 36                             | 7.2  | 6     | 8    | 7   | 9.5   | 9.2  |
| 50                             | 10   | 9     | 12   | 10  | 12    | 12.5 |
| 63                             | 13.3   | 12.5  | 17   | 14.5  | 17.5  | 16   |
| 80                             | 17   | 17    | 22   | 18  | 25    | 23   |
| 100                            | 23   | 23    | 30   | 24  | 31    | 33   |
| 125                            | 32   | 30    | 40   | 31  | 41    | 41   |
| 160                            | 40   | 40    | 53   | 39  | 53    | 54   |
| 200                            | 52   | 55    | 72   | 49  | 67    | 70   |
| 224                            | 66   | 70    | 92   | 62  | 85    | 88   |
| 250                            | 81   | 90    | 120  | 71  | 107   | 112  |
| 300                            | 93   | 115   | 152  | 81  | 122   | 141  |
| 355                            | 107  | 140   | 185  | 93  | 140   | 160  |
| 425                            | 132  | 160   | 210  | 107   | 160   | 185  |
| 500                            | 155  | 185   |      | 132   | 185   | 210  |
| 600                            | 186  | 225   |      | 155   | 225   |      |
|                                |  |       |      | 186   |       |      |

$$(1) I_a = 6 I_n \\ t < (5 \text{ s})^2$$

$$(2) I_a = 2 I_n \\ t < (15 \text{ s})^2$$

$I_a$ : Intensidad absorbida en el arranque

$I_n$ : Intensidad nominal

t: tiempo para fundirse el fusible

s: segundo

**Tabla 8.7** Fusibles para motores trifásicos

| Potencia |      | 220 V                          |                            |                               | 380 V                          |                            |                               |
|----------|------|--------------------------------|----------------------------|-------------------------------|--------------------------------|----------------------------|-------------------------------|
| CV       | KW   | Intensidad por fase (aproxim.) | Sección en mm <sup>2</sup> | Corriente nominal fusib. Amp. | Intensidad por fase (aproxim.) | Sección en mm <sup>2</sup> | Corriente nominal fusib. Amp. |
| 0.33     | 0.25 | 1.4                            | 3 × 1                      | 3                             | 0.85                           | 3 × 1                      | 2                             |
| 0.6      | 0.45 | 2.25                           | 3 × 1.5                    | 3                             | 1.3                            | 3 × 1                      | 3                             |
| 1        | 0.75 | 3.5                            | 3 × 2.5                    | 6                             | 2                              | 3 × 1.5                    | 3                             |
| 1.5      | 1.1  | 5                              | 3 × 2.5                    | 8                             | 3                              | 3 × 2.5                    | 6                             |
| 2        | 1.5  | 6.5                            | 3 × 2.5                    | 8                             | 4                              | 3 × 2.5                    | 6                             |
| 3        | 2.2  | 9                              | 3 × 2.5                    | 15                            | 5                              | 3 × 2.5                    | 8                             |
| 5        | 3.7  | 15                             | 3 × 4                      | 20                            | 9                              | 3 × 2.5                    | 15                            |
| 7.5      | 5.5  | 22                             | 3 × 6                      | 30                            | 13                             | 3 × 4                      | 20                            |
| 10       | 7.5  | 26                             | 3 × 10                     | 35                            | 15                             | 3 × 4                      | 20                            |
| 15       | 11   | 39                             | 3 × 16                     | 50                            | 23                             | 3 × 10                     | 30                            |
| 20       | 15   | 53                             | 3 × 25                     | 70                            | 31                             | 3 × 10                     | 40                            |
| 25       | 18.5 | 62                             | 3 × 25                     | 80                            | 36                             | 3 × 16                     | 45                            |
| 30       | 22   | 75                             | 3 × 35                     | 100                           | 44                             | 3 × 16                     | 60                            |
| 40       | 29.5 | 105                            | 3 × 50                     | 175                           | 64                             | 3 × 26                     | 80                            |
| 50       | 37   | 125                            | 3 × 50                     | 175                           | 73                             | 3 × 35                     | 100                           |
| 60       | 44.2 | 150                            | 3 × 95                     | 250                           | 87                             | 3 × 50                     | 110                           |
| 75       | 55.2 | 185                            | 3 × 95                     | 250                           | 108                            | 3 × 95                     | 175                           |

Las secciones de los conductores aquí reseñados son par derivaciones cortas

**Tabla 8.8** Valores para sección de conductores y fusibles en motores trifásicos



| Potencia del motor |       | Factor de potencia $\cos \phi$ | Rendimiento | Intensidad Amp. | Fusibles para arranque |           |                    |           |
|--------------------|-------|--------------------------------|-------------|-----------------|------------------------|-----------|--------------------|-----------|
|                    |       |                                |             |                 | DIRECTO                |           | $\lambda - \Delta$ |           |
| CV                 | KW    |                                |             |                 | Rápido Amp             | Lento Amp | Rápido Amp         | Lento Amp |
| 0.17               | 0.125 | 0.70                           | 69.5        | 0.68            | 4                      | 4         | -                  | -         |
| 0.27               | 0.20  | 0.73                           | 72.5        | 1               | 4                      | 4         | -                  | -         |
| 0.47               | 0.33  | 0.76                           | 74.5        | 1.5             | 6                      | 4         | -                  | -         |
| 0.70               | 0.5   | 0.79                           | 76.5        | 2.2             | 10                     | 4         | 6                  | 4         |
| 1.10               | 0.8   | 0.80                           | 79.5        | 3.3             | 10                     | 6         | 10                 | 4         |
| 1.50               | 1.1   | 0.80                           | 79.5        | 4.3             | 15                     | 6         | 10                 | 6         |
| 2                  | 1.5   | 0.82                           | 80.5        | 6.2             | 20                     | 10        | 10                 | 6         |
| 3                  | 2.2   | 0.82                           | 81.5        | 8.75            | 25                     | 15        | 15                 | 10        |
| 4                  | 3     | 0.83                           | 82          | 11.6            | 35                     | 20        | 15                 | 15        |
| 5.5                | 4     | 0.84                           | 83.5        | 15              | 35                     | 25        | 25                 | 20        |
| 6.5                | 4.8   | 0.84                           | 84          | 17.8            | 50                     | 35        | 25                 | 25        |
| 7.5                | 5.5   | 0.84                           | 84.5        | 20.5            | 50                     | 35        | 25                 | 25        |
| 8.5                | 6.25  | 0.84                           | 85          | 27.2            | 60                     | 35        | 35                 | 30        |
| 10                 | 7.5   | 0.84                           | 85          | 27.2            | 60                     | 35        | 35                 | 35        |
| 15                 | 11    | 0.84                           | 87          | 38.4            | 80                     | 60        | 50                 | 50        |
| 20                 | 15    | 0.845                          | 88          | 50.5            | 100                    | 80        | 60                 | 60        |
| 25                 | 18.5  | 0.85                           | 88          | 62              | 125                    | 100       | 80                 | 80        |
| 30                 | 22    | 0.85                           | 88.5        | 74.5            | 125                    | 100       | 80                 | 80        |
| 35                 | 25.8  | 0.85                           | 88.5        | 89.5            | 160                    | 100       | 100                | 100       |
| 41                 | 30    | 0.85                           | 88.5        | 107             | 160                    | 100       | 100                | 100       |
| 46                 | 34    | 0.85                           | 89          | 120             | 200                    | 125       | 125                | 125       |
| 50                 | 37    | 0.86                           | 89          | 129             | 200                    | 160       | 160                | 160       |
| 54                 | 40    | 0.86                           | 89          | 138             | 200                    | 160       | 160                | 160       |
| 60                 | 44.5  | 0.865                          | 89          | 154             | 200                    | 160       | 160                | 160       |

**Tabla 8.9** Valores de potencias, intensidades y fusibles para motores trifásicos a 220 V y 1500 r.p.m. en arranque directo y estrella – triángulo

| Potencia útil |      | 220 V              |            |     | 380 V              |            |     |
|---------------|------|--------------------|------------|-----|--------------------|------------|-----|
| CV            | KW   | Intensidad<br>Amp. | Regulación |     | Intensidad<br>Amp. | Regulación |     |
|               |      |                    | Min.       | Max |                    | Min        | Max |
| 0.5           | 0.37 | 1.74               | 1.7        | 2.4 | 1.10               | 1.2        | 1.7 |
| 0.75          | 0.55 | 2.48               | 2.4        | 3.5 | 1.44               | 1.2        | 1.7 |
| 1             | 0.74 | 3.10               | 2.4        | 3.5 | 1.79               | 1.7        | 2.4 |
| 1.5           | 1.10 | 4.47               | 3.5        | 5.2 | 2.59               | 2.4        | 3.5 |
| 2             | 1.47 | 5.74               | 5.2        | 7.5 | 3.32               | 3.5        | 5.2 |
| 2.5           | 1.84 | 7.17               | 7.5        | 11  | 4.15               | 3.5        | 5.2 |
| 3             | 2.21 | 8.52               | 7.5        | 11  | 4.93               | 5.2        | 7.5 |
| 4             | 2.95 | 11.1               | 11         | 16  | 6.40               | 5.2        | 7.5 |
| 5             | 3.68 | 13.4               | 11         | 16  | 7.80               | 7.5        | 11  |
| 6             | 4.42 | 15.5               | 12.5       | 20  | 9.00               | 7.5        | 11  |
| 7             | 5.15 | 18.2               | 17         | 26  | 10.5               | 11         | 16  |
| 8             | 5.89 | 20.4               | 17         | 26  | 11.8               | 11         | 16  |
| 9             | 6.62 | 23.0               | 23         | 35  | 13.3               | 11         | 16  |
| 10            | 7.40 | 25.3               | 23         | 35  | 14.6               | 12.5       | 20  |
| 11            | 8.10 | 27.8               | 23         | 35  | 16.1               | 12.5       | 20  |
| 12            | 8.83 | 30.3               | 30         | 48  | 17.5               | 17         | 26  |
| 13            | 9.57 | 32.8               | 30         | 48  | 19.0               | 17         | 26  |
| 14            | 10.3 | 35.4               | 30         | 48  | 20.5               | 17         | 26  |
| 15            | 11.0 | 37.4               | 30         | 48  | 21.7               | 17         | 26  |
| 16            | 11.8 | 40.0               | 30         | 48  | 23.2               | 23         | 35  |
| 17            | 12.5 | 42.5               | 43         | 65  | 24.6               | 23         | 35  |
| 18            | 13.2 | 44.5               | 43         | 65  | 25.8               | 23         | 35  |
| 19            | 14.0 | 46.9               | 43         | 65  | 27.2               | 23         | 35  |
| 20            | 14.7 | 49.4               | 43         | 65  | 28.6               | 23         | 35  |
| 21            | 15.5 | 51.2               | 43         | 65  | 29.7               | 23         | 35  |
| 22            | 16.2 | 53.6               | 43         | 65  | 31.1               | 30         | 48  |
| 23            | 16.9 | 56.1               | 56         | 90  | 32.5               | 30         | 48  |
| 24            | 17.7 | 58.5               | 56         | 90  | 33.9               | 30         | 48  |
| 25            | 18.4 | 61.0               | 56         | 90  | 35.3               | 30         | 48  |
| 30            | 22.1 | 72.4               | 56         | 90  | 41.9               | 30         | 48  |
| 40            | 29.5 | 96.6               | 80         | 135 | 55.9               | 43         | 65  |
| 50            | 36.8 | 118                | 80         | 135 | 68.3               | 56         | 90  |
| 60            | 44.2 | 139                | 110        | 170 | 80.2               | 80         | 135 |
| 70            | 51.5 | 162                | 160        | 250 | 93.5               | 80         | 135 |
| 80            | 58.9 | 184                | 160        | 250 | 107                | 80         | 135 |
| 90            | 66.2 | 208                | 160        | 250 | 120                | 110        | 170 |
| 100           | 73.6 | 226                | 160        | 250 | 131                | 110        | 170 |
| 125           | 92   | 279                | 250        | 400 | 162                | 160        | 250 |
| 150           | 110  | 335                | 250        | 400 | 194                | 160        | 250 |
| 200           | 147  | 446                | 400        | 650 | 259                | 250        | 400 |

**Tabla 8.10** Regulación de reles térmicos de protección para motores trifásicos

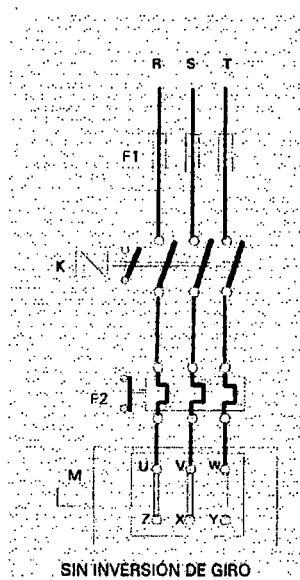
| Calibre<br>AWG-MCM | Sección Real<br>mm <sup>2</sup> | Intensidad admisible en amperios |                                     |
|--------------------|---------------------------------|----------------------------------|-------------------------------------|
|                    |                                 | Al aire un solo conductor        | En ducto<br>no mas de 3 conductores |
| 16                 | 1.309                           | 10                               | 7                                   |
| 14                 | 2.081                           | 20                               | 15                                  |
| 12                 | 3.309                           | 25                               | 20                                  |
| 10                 | 5.261                           | 40                               | 30                                  |
| 8                  | 8.366                           | 62                               | 45                                  |
| 6                  | 13.300                          | 94                               | 65                                  |
| 4                  | 21.150                          | 127                              | 85                                  |
| 2                  | 33.630                          | 169                              | 115                                 |
| 1                  | 42.410                          | 199                              | 133                                 |
| 1/0                | 53.48                           | 234                              | 150                                 |
| 2/0                | 67.43                           | 271                              | 175                                 |
| 3/0                | 85.03                           | 315                              | 200                                 |
| 4/0                | 107.20                          | 354                              | 230                                 |
| 250 MCM            | 126.7                           | 403                              | 255                                 |
| 300                | 151.0                           | 445                              | 285                                 |
| 350                | 177.3                           | 500                              | 310                                 |
| 400                | 202.0                           | 544                              | 335                                 |
| 500                | 253.4                           | 611                              | 380                                 |

**Tabla 8.11** Intensidad de corriente admisible en alambres y cables tipo THW

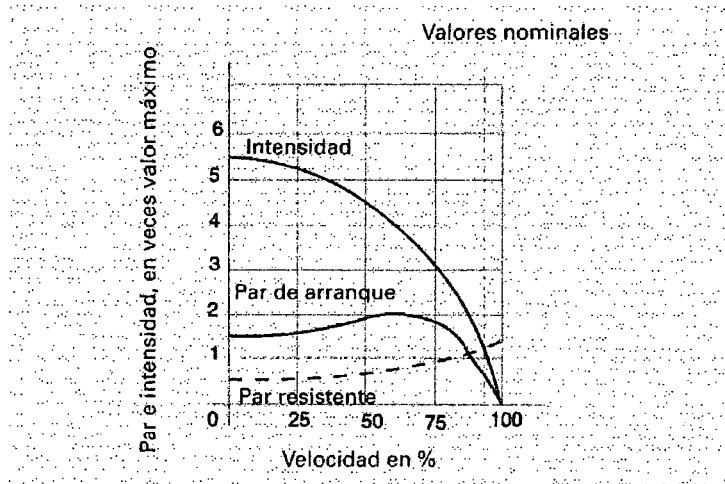
## 8.2. CIRCUITO ELÉCTRICO DE FUERZA

### ARRANQUE DIRECTO A PLENA TENSIÓN

Es el arranque mas sencillo para un motor compresor de Aire acondicionado de inducción y jaula de ardilla, es mediante un interruptor manual o un contactor. Según la figura 8.1

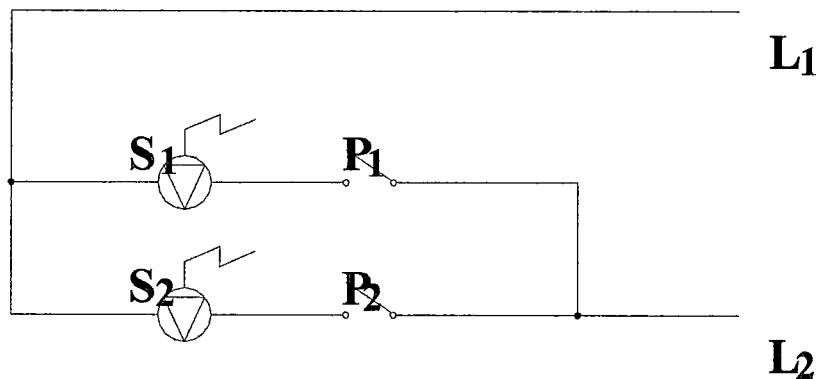


**Figura 8.1** Arranque directo por contactores de un motor asincrónico trifásico



**Figura 8.2** Curvas típicas par - intensidad en un arranque directo

### 8.3. CIRCUITO ELÉCTRICO DE MANDO INTELIGENTE

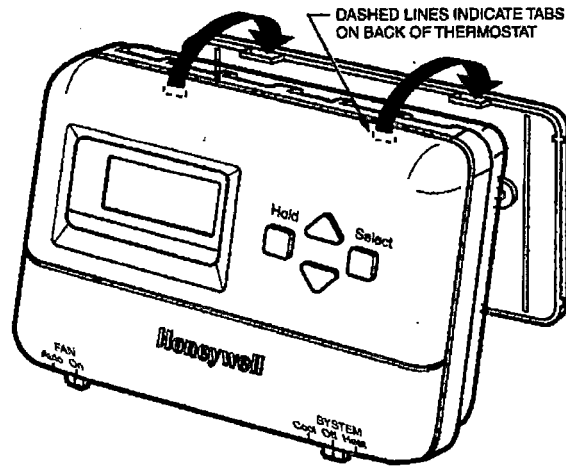


**Figura 8.3** Circuito eléctrico de mando inteligente

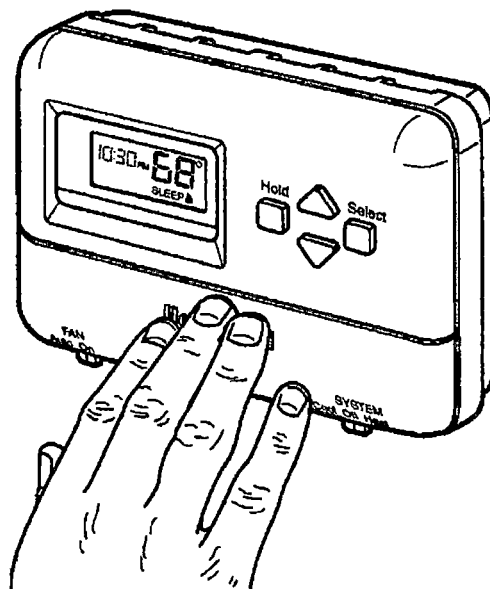
### 8.4. CIRCUITO ELÉCTRICO DEL TERMOSTATO

Deben tenerse en cuenta las conexiones del control para acondicionar el aire durante todo el año. El sistema de control ha de ser capaz de actuar sobre el sistema de calefacción y el de acondicionamiento de aire en el tiempo debido. La calefacción no debe funcionar al mismo tiempo que el enfriamiento. El termostato es el control a

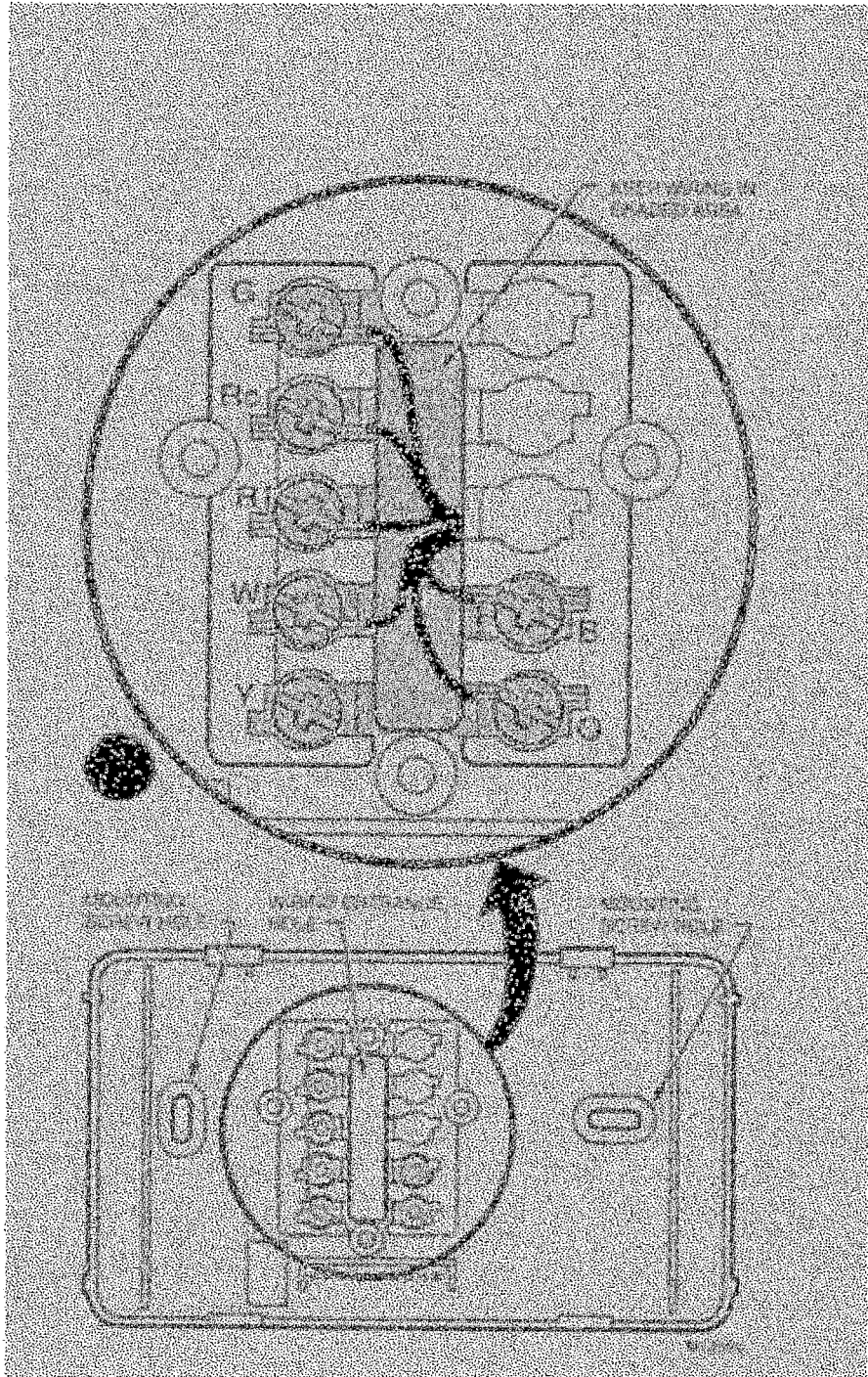
través del cual se cumple este cometido. La figura muestra el termostato que usaremos. Véase también en la figura el circuito eléctrico del termostato



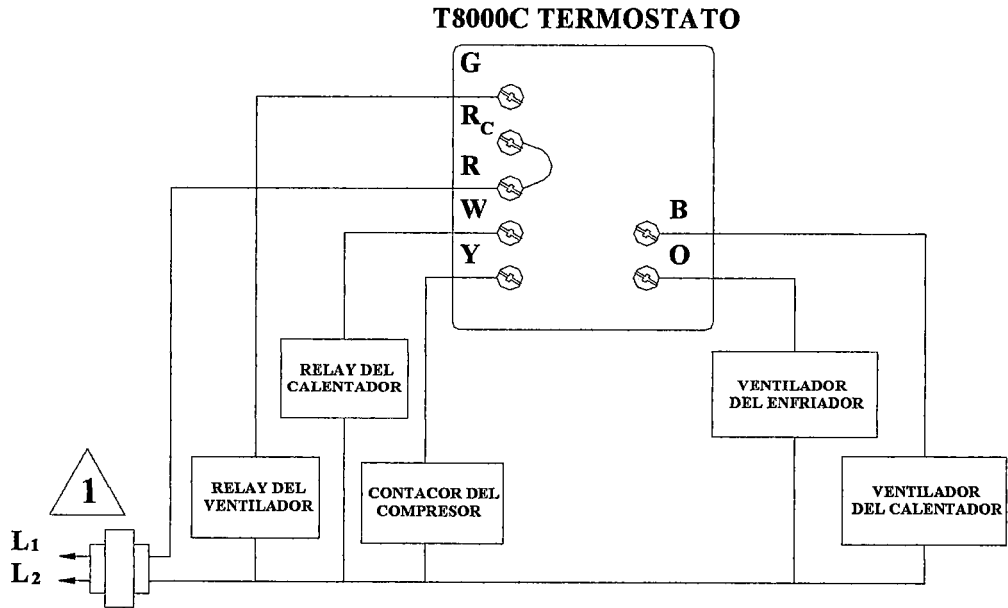
*Figura 8.4* Apertura del termostato



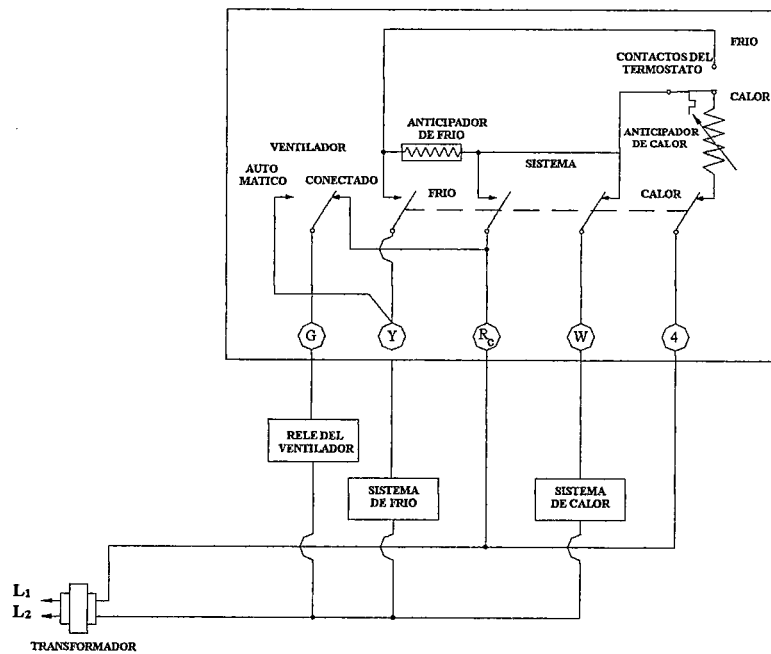
*Figura 8.5* Cierre del termostato



**Figura 8.6** Conexiones internas del termostato ambiental



**Figura 8.7** Conexiones eléctricas del termostato con las partes del sistema de aire acondicionado



**Figura 8.7** Conexiones eléctricas del termostato con las partes del sistema de aire acondicionado en forma detallada

## CAPITULO 9

### ANÁLISIS ECONÓMICO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

#### 9.1. ANÁLISIS ECONÓMICO DE FUNCIONAMIENTO NORMAL

Un equipo cualquiera de aire acondicionado, esta sujeto a la variación del clima atmosférico, y como sabemos bien existen temperaturas diferentes en cada mes del año como se mostró en la tabla. Esto de una manera sutil lo podemos dividir en verano, media estación e invierno, con sus temperaturas medias cada uno y vemos que aproximadamente son como en la tabla 9.1

El  $\Delta T_{COND}$  se ha considerado  $17\text{ }^{\circ}\text{C}$  o  $30.6\text{ }^{\circ}\text{F}$  como valor constante para la justificación

Encontramos 3 temperaturas de condensación estándares para cada estación:

Verano (la máxima):  $T_{COND} = 113.36^{\circ}\text{F}$  a una presión de  $237.44\text{ psig}$

Media estación (promedio):  $T_{COND} = 96.94^{\circ}\text{F}$  a una presión de  $187.24\text{ psig}$

Invierno (la mas baja):  $T_{COND} = 86.18^{\circ}\text{F}$  a una presión de  $158.75\text{ psig}$



| Época    | Mes       | T <sub>AMB MAX</sub><br>°F | T <sub>AMB MIN</sub><br>°F | T <sub>PROM AMB</sub><br>°F | T <sub>COND</sub><br>°F |
|----------|-----------|----------------------------|----------------------------|-----------------------------|-------------------------|
| Verano   | Enero     | 79.88                      | 65.48                      | 72.68                       | 110.48                  |
| Verano   | Febrero   | 82.76                      | 67.64                      | 75.2                        | 113.36                  |
| Verano   | Marzo     | 82.76                      | 67.46                      | 75.11                       | 113.36                  |
| Media    | Abril     | 79.52                      | 64.4                       | 71.96                       | 102.56                  |
| Media    | Mayo      | 73.94                      | 60.26                      | 67.1                        | 97.7                    |
| Media    | Junio     | 68                         | 57.56                      | 62.78                       | 93.38                   |
| Media    | Julio     | 65.48                      | 55.76                      | 60.62                       | 91.22                   |
| Invierno | Agosto    | 65.66                      | 55.58                      | 60.62                       | 86.18                   |
| Invierno | Setiembre | 68                         | 56.12                      | 62.06                       | 86.72                   |
| Invierno | Octubre   | 70.52                      | 57.74                      | 64.13                       | 88.34                   |
| Media    | Noviembre | 73.04                      | 59.18                      | 66.11                       | 96.71                   |
| Media    | Diciembre | 76.46                      | 62.42                      | 69.44                       | 100.04                  |

**Tabla 9.1** Temperaturas de condensación en el sistema para cada mes del año

Ahora dibujando estas tres temperaturas de condensación sobre el diagrama de Molier del R-22, encontramos diferentes temperaturas de evaporación para cada estación (considerando una relación de compresión constante de la época de verano de 3 del compresor)

Verano:  $T_{EVAP} = 39.2^{\circ}F$  a una presión de  $67.45 \text{ psig}$

Media estación:  $T_{EVAP} = 26.87^{\circ}F$  a una presión de  $51.13 \text{ psig}$

Invierno:  $T_{EVAP} = 18.79^{\circ}F$  a una presión de  $41.81 \text{ psig}$

El flujo volumétrico total de los 3 compresores será

$$\dot{Q} = \# \text{Compresores} \times V \times N \times 60 \times 3.528 \times 10^{-5}$$

$$\dot{Q} = 3 \times 90.2 \text{ cm}^3 \times 3540 \text{ RPM} \times 60 \times 3.528 \times 10^{-5}$$

$$\dot{Q} = 2028 \text{ pie}^3 / \text{h}$$

Aplicando las siguientes formulas:

### Flujo de masa refrigerante

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}}{v}$$

### Capacidad de refrigeración

$$Q_{EVAP} = \dot{m}_R \times (h_4 - h_1)$$

| Época          | $h_1$<br>( $\frac{Btu}{lb}$ ) | $h_4$<br>( $\frac{Btu}{lb}$ ) | $v$<br>( $\frac{pie^3}{lb}$ ) | $\dot{m}_R$<br>( $\frac{lb}{hr}$ ) | $Q_{EVAP}$<br>Teórico<br>( $\frac{Btu}{hr}$ ) | $Q_{EVAP}$<br>Real<br>( $\frac{Btu}{hr}$ ) |
|----------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|------------------------------------|---|--|
| Verano         | 43,803624                     | 108,12348                     | 0,665524                      | 3047,22294                         | 195996,941                                    | 156797,553                                 |
| Media Estación | 38,581107                     | 107,057714                    | 0,82592627                    | 2455,42499                         | 168139,172                                    | 134511,337                                 |
| Invierno       | 35,259552                     | 106,321149                    | 0,95626479                    | 2120,75151                         | 150703,989                                    | 120563,191                                 |

Como se observa en la época de invierno el sistema no abastece con la carga requerida de enfriamiento, esto hace que el compresor no descansa y consuma más corriente, como se demuestra a continuación:

$$E = \frac{V \times I \times \sqrt{3} \times \cos \phi \times \eta}{1000}$$

$$E = \frac{220 \times 16 \times \sqrt{3} \times 0.84 \times 0.82}{1000}$$

$$E = 4.2 KW$$

Pero el sistema funcionara 66% del tiempo que estar ocupado el local en la época de verano

$$E = 4.2 KW \times 14 \text{ horas} \times 0.66$$

$$E = 38.8 \text{ KW} - h \text{ al día}$$

$$E = 1164 \text{ KW} - h \text{ al mes}$$

$$\text{Costo} = E \times \text{Tarifa}$$

$$\text{Costo} = 1164 \times 0.39 \text{ Soles/KW} - h$$

$$\text{Costo} = 453 \text{ soles}$$

Ahora el sistema en la estación de invierno al no tener la capacidad suficiente por obstrucción de hielo en el evaporador, este funcionara el 100% del tiempo que estará ocupado el local en la época de invierno.

$$E = 4.2 \text{ KW} \times 14 \text{ horas}$$

$$E = 58.8 \text{ KW} - h \text{ al día}$$

$$E = 1764 \text{ KW} - h \text{ al mes}$$

$$\text{Costo} = E \times \text{Tarifa}$$

$$\text{Costo} = 1764 \times 0.39 \text{ Soles/KW} - h$$

$$\text{Costo} = 687.96 \text{ soles}$$

Con lo cual queda demostrado que el costo de energía en la época de invierno es un 50% más que en la época de verano, por la anomalía de no tener control sobre la presión de condensación.

## **CONTROLES EN EL CONDENSADOR**

Un temperatura condensante abajo de lo normal causara un diferencial de presión insuficiente a través de la válvula de control del refrigerante (presión condensante a

presión vaporizante), lo cual reduce a capacidad del control con lo que se impedirá funcionar al evaporador y se tendría un desbalance general del sistema.

Naturalmente, que el problema de temperatura condensante baja es mas agudo en la temporada de invierno cuando la temperatura ambiente y la carga refrigerante tienden ambas a ser bajas.

Aunque los métodos empleados para controlar la capacidad del condensador varían de acuerdo al condensador usado, todos involucran reducción ya sea de la cantidad de medio condensante circulado o de la cantidad de superficie condensante efectiva. Los dispositivos para controlar la capacidad del condensador generalmente son impulsados por controles de presión o temperatura los cuales responden a la presión o temperatura condensante.

Con respecto a los condensadores enfriados por aire, la temperatura condensante es mantenida dentro de los límites deseados variando la cantidad de aire que pasa a través del condensador o haciendo que una parte del condensador se llene de líquido de tal manera que se reduzca la cantidades efectiva de superficie condensante

## **FUNCIONAMIENTO EN INVIERNO**

Debido a la tendencia a causar fluctuaciones grandes en la temperatura condensante de un ventilador con ciclamiento corto, el ciclamiento del ventilador no resulta práctico para controlar la capacidad de condensadores enfriados con aire, para condensadores equipados con un solo ventilador

Cuando el compresor y/o el condensador esta expuesto a las temperaturas bajas del medio ambiente, la presión en estas unidades podrá ser considerablemente menor que la del evaporador durante el ciclo de paro del compresor en estos casos, el

refrigerante líquido, que de otra manera permanecía en el evaporador, con frecuencia tiende a pasarse a los lugares de baja presión que se tendrían en el condensador y en el compresor. Sin refrigerante líquido en el evaporador, un aumento de temperatura en el evaporador no es reflejado por el correspondiente aumento de la presión en el mismo y, cuando el sistema está controlado por un control motor de presión baja, el aumento de la presión en el evaporador podrá no ser suficiente para impulsar el control y se cicle el sistema de arranque en respuesta al aumento tenido en la temperatura del evaporador.

Son varias las medidas correctivas que se pueden tomar. Una de estas es instalar un control con motor termostático en serie con el control de presión baja. El termostato es ajustado para ciclar al sistema de arranque y paro, mientras que el control de presión baja sirve solo como dispositivo de seguridad.

## 9.2. ANÁLISIS ECONÓMICO DE FUNCIONAMIENTO INTELIGENTE

El funcionamiento económico significa que con el arreglo de tener la presión de condensación constante se puede obtener una presión de baja constante y por lo consiguiente una capacidad que permanece inalterable durante todo el año así sea verano o invierno, para obtener el mismo consumo durante todo el año, es decir, el equipo trabaja 9.3 horas al día y descansa 4.7 horas al día, siendo así, el gasto sería igual a S/ 5436 ( $453 \times 12 \text{ meses}$ ) durante 1 año

Esto significaría un ahorro por año de:

$$7542 - 5436 = 2106$$

Esto es aproximadamente un 38% de ahorro al año

### 9.3. RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN

Para un análisis final, lo más interesante para el inversionista, son las ventajas que le producen esta inversión. Este análisis determinara si el dinero que cuesta determinado proyecto va a ser invertido provechosamente. Puede servir para determinar si la inversión en aire acondicionado es rentable en comparación con otros tipos de inversión.

Este análisis comprende el coste y los gastos de explotación que incrementan los gastos actuales por m<sup>2</sup>, o por persona que habita el local y debe compararse con los beneficios que se esperan de esta inversión. De esta forma se podrá determinar si la inversión es rentable, y en este caso que sistema será el más conveniente.

#### COSTO EXTRA

|                                  |        |        |
|----------------------------------|--------|--------|
| 02 Válvulas Solenoides de 3/8    | 150.00 | 300.00 |
| 02 Presostatos de Alta para R-22 | 120.00 | 240.00 |
| 04 Kg. de R-22                   | 12.00  | 48.00  |
| Mano de obra técnica             |        | 200.00 |
|                                  |        | <hr/>  |
|                                  |        | 788.00 |

Ahorro Anual de S/ 2,106.00 nuevos soles

Con lo que se puede demostrar que la inversión se recupera en el breve tiempo de 4.6 meses aproximadamente.

**NOTA:** En este análisis sólo estamos considerando el beneficio económico, además de este beneficio existe el beneficio de una climatización constante, eficiente, económica a una temperatura casi constante.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### CONCLUSIONES

Se demuestra que el sistema de refrigeración para la climatización de cualquier tipo de recinto necesita desde el punto de vista de la economía de funcionamiento las siguientes metodologías, que conllevan a un ahorro de energía. En una sociedad desarrollada no solo es conveniente, sino es obligatorio, pasible de ser penado por las leyes debido a su baja eficiencia de funcionamiento. En el presente trabajo se ha hecho incidencia en tres arreglos mecánico-eléctrico para obtener el fin antes mencionado que son los siguientes:

- *Control de presión de condensación*, gracias a esto el sistema tendrá una capacidad constante durante todo el año, ya que se controla el factor variable que es el clima de cada mes del año
  
- El segundo arreglo es el que le hemos denominado el *sistema de auto-mantenimiento*. Como antecedentes a este sistema podemos mencionar que todos los equipos de aire acondicionado sufren de la suciedad del medio ambiente al utilizar el aire atmosférico que contiene polvo, papeles, hojas, cabello humano, que son atraídos por el flujo de aire del ventilador enfriador del condensador, este flujo de aire literalmente pega toda esta polución atmosférica. Aprovechando de la posibilidad que mediante la implementación de un circuito eléctrico novedoso pueda realizarse el cambio de giro del ventilador del condensador, originando en

cuatro periodos del día, cada uno de tres minutos, donde el flujo de aire en sentido inverso expulsa toda la suciedad retenida en las 6 horas anteriores, si es que el equipo funciona las 24 horas. El cambio de giro de un ventilador eléctrico denominado de inducción con rotor de jaula de ardilla se puede lograr si es monofásico, cambiando la polaridad del condensador eléctrico permanente que alimenta a la bobina de arranque, también se puede cambiar invirtiendo la conexión que existe entre el punto común y el punto de arranque en la parte interna del bobinado de dicho motor. De ser trifásico se consigue intercambiando cualquiera de los polos. Nosotros hemos elegido la primera opción, pero no descartamos las otras si se presentase el caso.

- Nuestra tercera opción en este trabajo viene a ser la aplicación de un *termostato programable* Marca Honeywell modelo T8000C, esto significa dividir al día en cuatro etapas que son las siguientes aprovechando un caso particular. El sistema en que se aplica este termostato asume que la climatización del recinto empieza a las 8 am y va a terminar a las 6 pm, entonces dividimos este espacio de tiempo en 4 partes de manera conveniente, cada uno con sus respectivas temperaturas de parada. De 8 a 10 am llamado estado **Wake** (*despertar*) se calibra a una temperatura de 25 °C ya que aun el cuerpo humano necesita una temperatura ligeramente calida, además que la temperatura ambiente en esas horas no es la máxima del día, esta diferencia de temperatura entre ambiente exterior y ambiente interior es lo suficiente pequeña como para que el sistema de climatización tenga periodos muy breves de trabajo, sin detrimento del confort humano. El segundo estado del día llamado **Leave** (*Salir*) lo regularemos en una



temperatura de 22 °C y abarcara el tiempo de 10 am a 12 pm, acercandonos a la hora de temperatura máxima de ambiente. El tercer estado del termostato llamado **Return** (*Retorno*) lo calibraremos a 20 °C y abarcara el tiempo de 12 a 5 pm. El ultimo estado del termostato llamado **Sleep** (*Dormir*) que abarca desde las 6 hasta 8 am del día siguiente, lo calibraremos a 30 °C, es decir, el sistema de climatización detectara cuando las temperaturas sean mayores de 30 °C recién arrancara. Como en la ciudad de lima no se alcanzan estas temperaturas en verano a esas horas el equipo va estar parado. El intervalo de 5 a 6pm no lo climatizamos porque el recinto y los muebles y las mismas personas se encuentran un con una reserva de frío que se ira disipando poco a poco hasta las 6 pm que es la hora de salida y fin de la climatización, con esto se consigue un ahorro total de energía para la climatización en dicho intervalo.

## RECOMENDACIONES

A consecuencia de los arreglos mencionados en las conclusiones demostramos en este trabajo desde el punto de vista matemático y mecánico-eléctrico nos permite recomendar dichos arreglos a todos los diseñadores e instaladores de sistemas de climatización en nuestra patria llámese costa, sierra o selva con la ayuda de datos de senamhi de cada ciudad. Las tres recomendaciones principales que derivan de este trabajo son:

- La implementación del control de presión de condensación por cualquiera de los métodos que la industria del aire acondicionado o por el método que nosotros hemos innovado
  
- El sistema de auto-mantenimiento que deriva en un ahorro sustancial de energía debido a que el condensador se encuentra sucio el equipo de refrigeración reacciona, si se puede aplicar la palabra “instintivamente”, de la siguiente manera: elevando la presión de condensación a límites insospechables, elevando la temperatura del cabezal del compresor a límites mayores de 230v °F con el peligro que el aceite lubricante forma cenizas en la válvulas de alta originando una falla de falta de compresión que traería como consecuencia el cambio del compresor, además, el amperaje del compresor sobrepasaría los límites de señalados en la placa, originado que el rebobinado del motor eléctrico que mueve al compresor de refrigeración se recaliente y falle, por ultimo al aumentar la presión de alta aumentara la presión de baja que es la que gobierna en el

evaporador con esto la temperatura de suministro del local variara y no se conseguirá los objetivos d3 climatizare l ambiente aun confort humano agradable en temperatura y humedad relativa

- Como una recomendación, sugerimos la aplicación de un termostato reprogramable a todo sistema de climatización, consiguiendo con esto un ostensible ahorro de energía debido a la manera de trabajar de este termostato explicado en nuestras conclusiones.

## **BIBLIOGRAFIA**

### **Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado**

Autores: William C. Whitman / William M. Johnson

Tomo I, II y II

Edición Original

Marcombo, S.A. 1997 - Barcelona (España)

### **Calefacción, ventilación y aire acondicionado: Análisis y diseño**

Autores: McQuiston / Parker / Spitler

Primera Edición, 2003

Editorial Limaza, S.A. de C.V. - Balderas 95, México, D.F.

### **Acondicionamiento de Aire: Principios y sistemas**

Autor: Edward G. Pita

Primera Edición en español, 1994

Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V. - México

### **Principios de Refrigeración**

Autor: Roy J. Dossat

Décima séptima reimpresión, 1997

Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V. - México

**Transferencia de calor**

Autor: J. P. Holman

Sexta Reimpresión, 1995

Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V.

México

**Fundamentos de transferencia de calor**

Autores: Frank P. Incropera / David P. De Witt

Cuarta Edición, 1999

Prentice hall hispanoamericana, S.A. - México

**Manual de refrigeración y aire acondicionado**

Autor: Instituto de Aire Acondicionado y Refrigeración (ARI)

Tomo I, II y III

Segunda Edición, 1994

Graficas Monte Alban, S.A. de C.V. - México

**Manual de medidas acústicas y control de ruido**

Autor: Cyril M. Harris

Volumen I y II

Tercera Edición, 1995

MacGraw-Hill / Interamericana, S.A. - México

**Elementos de maquinas**

Autor: G. Niemann

Volumen I

Primera Edición, 1987

Editorial Labor, S.A. - Barcelona (España)

**Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración**

Autor: Eduardo Hernández Góribar

Primera Edición, 1973

Editorial Limusa - México

**Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado**

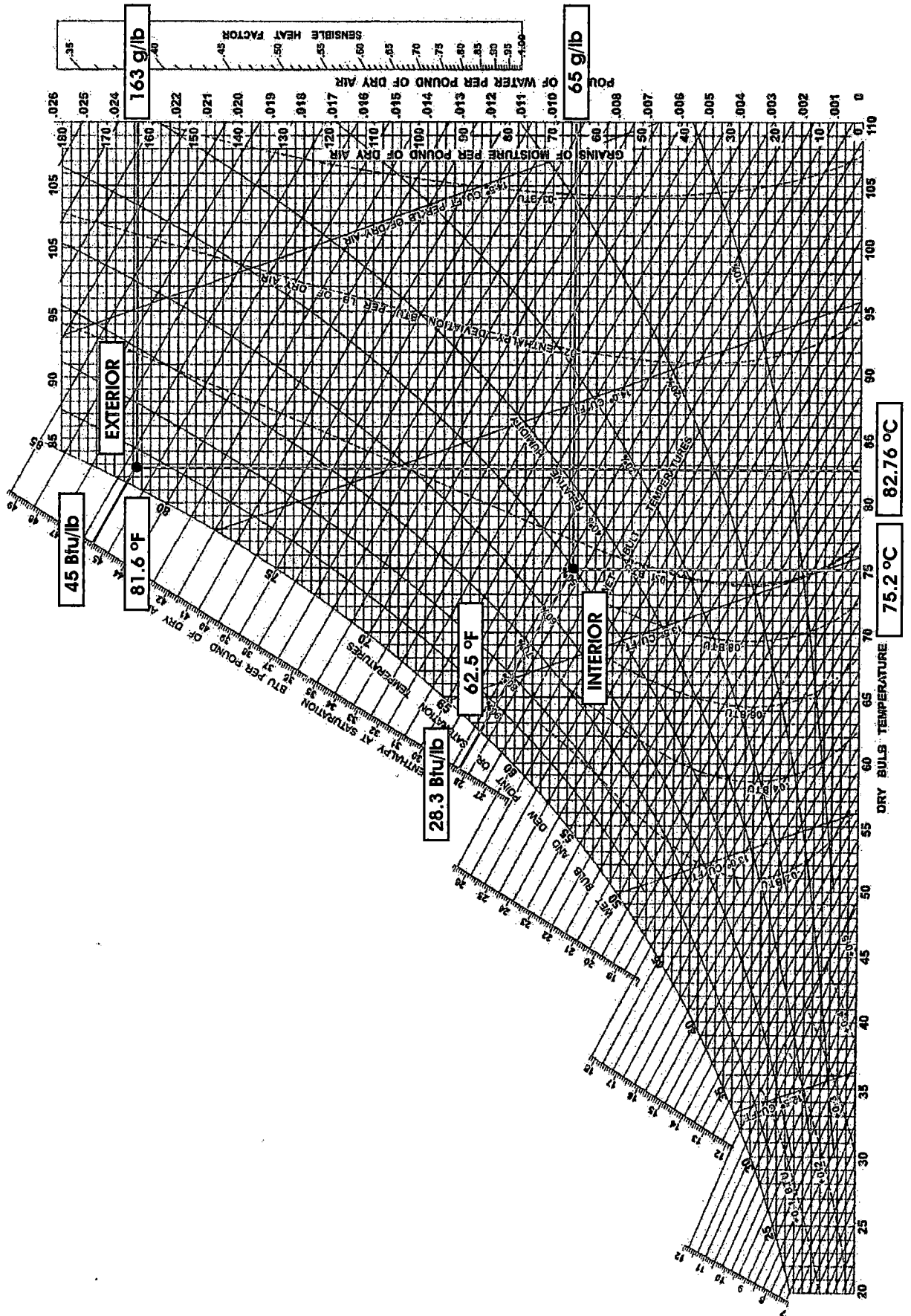
Autores: Nils R. Grimm / Robert C. Rosales

Volumen I y II

MacGraw-Hill / Interamericana, S.A. - México

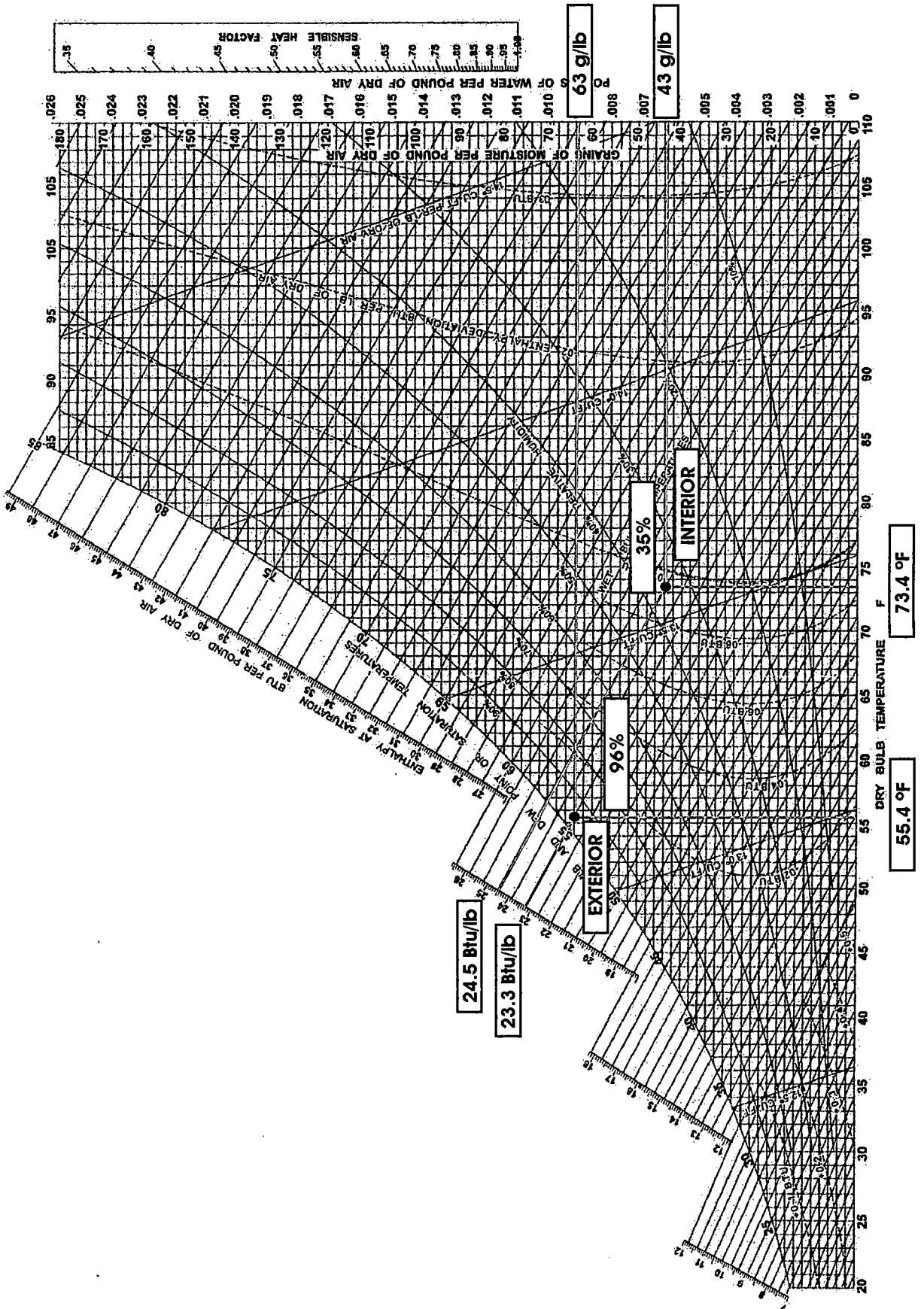
**ANEXOS**

**ANEXO A-1**





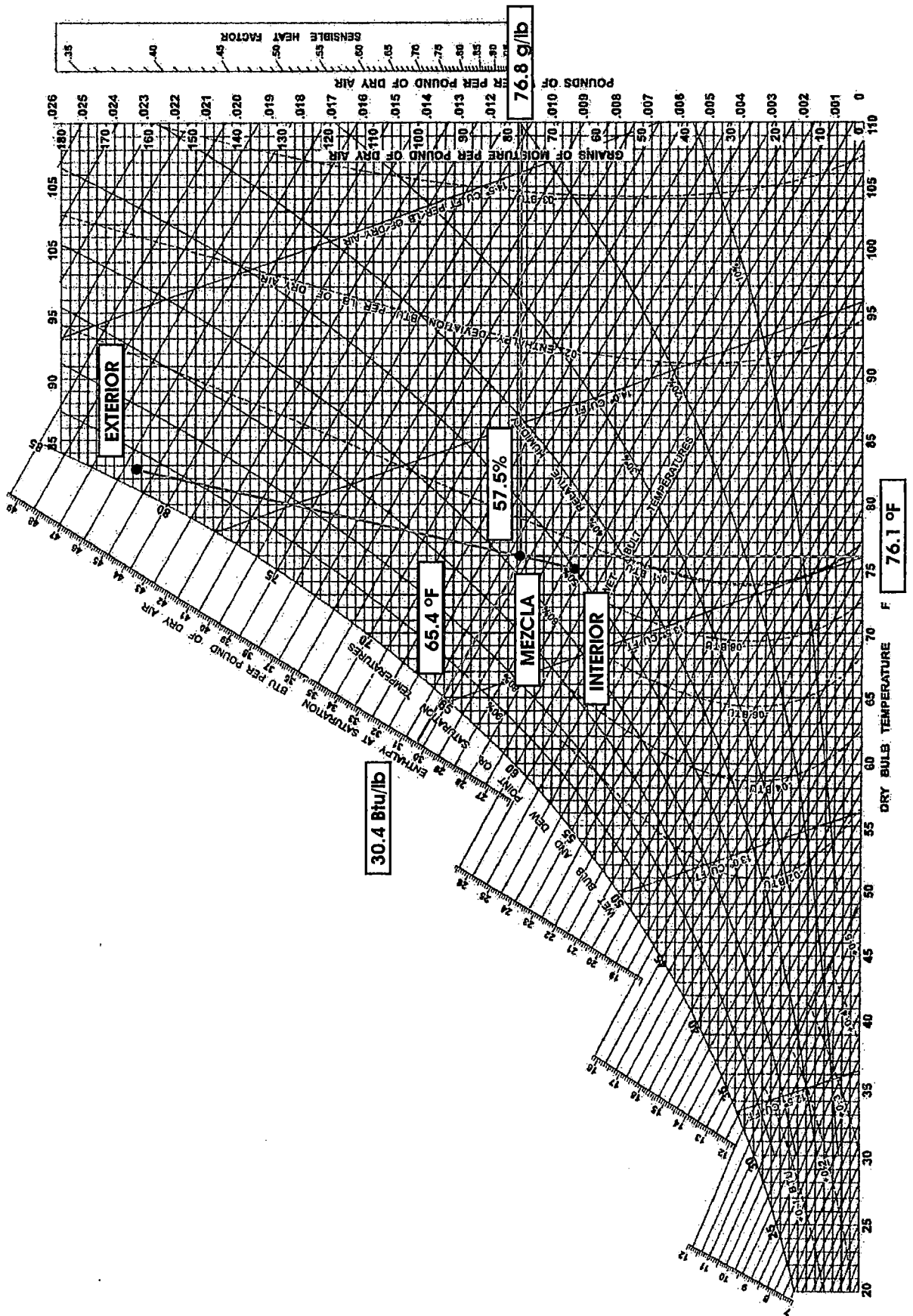
ANEXO A-2



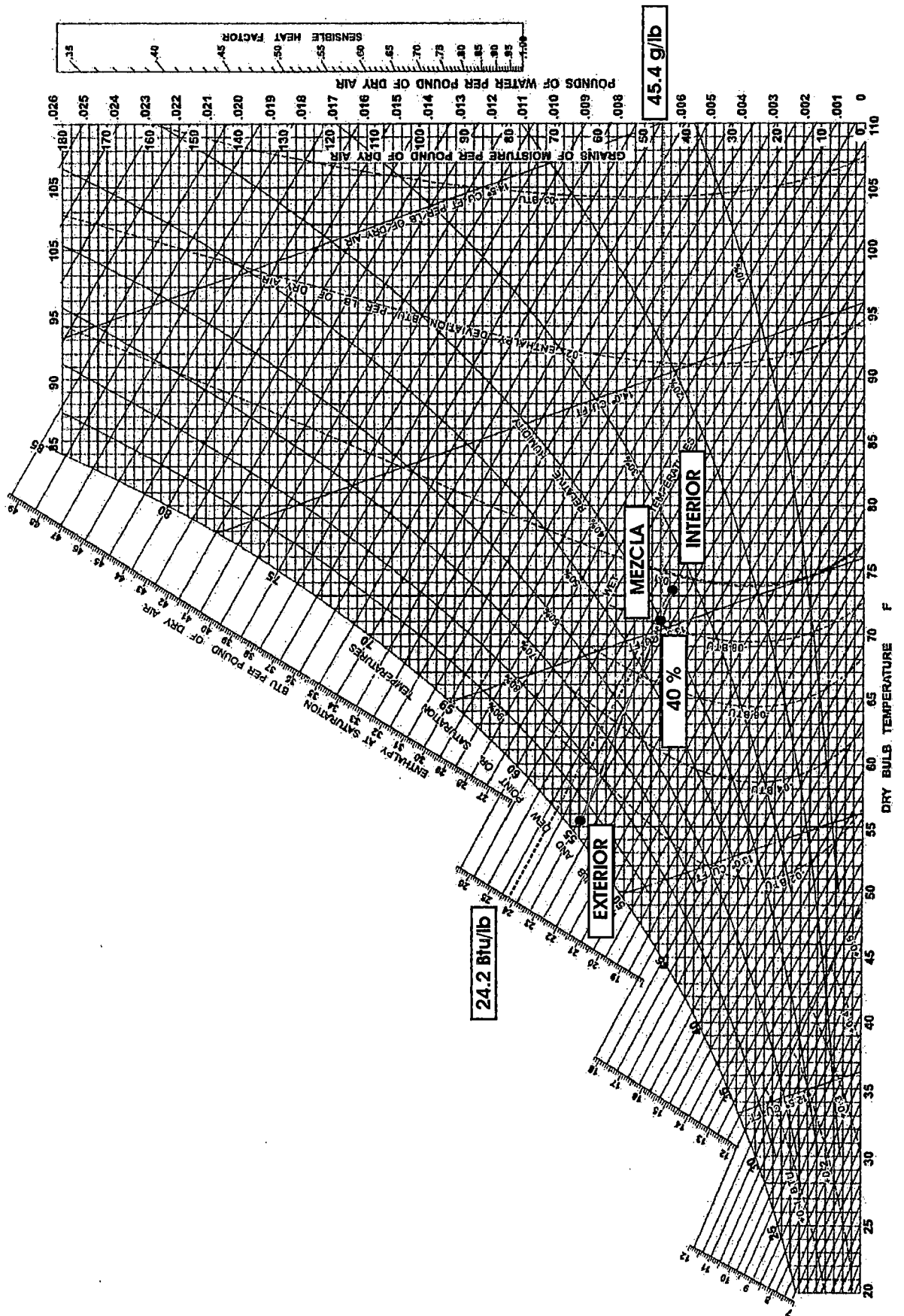
73.4 °F

55.4 °F

### ANEXO A-3

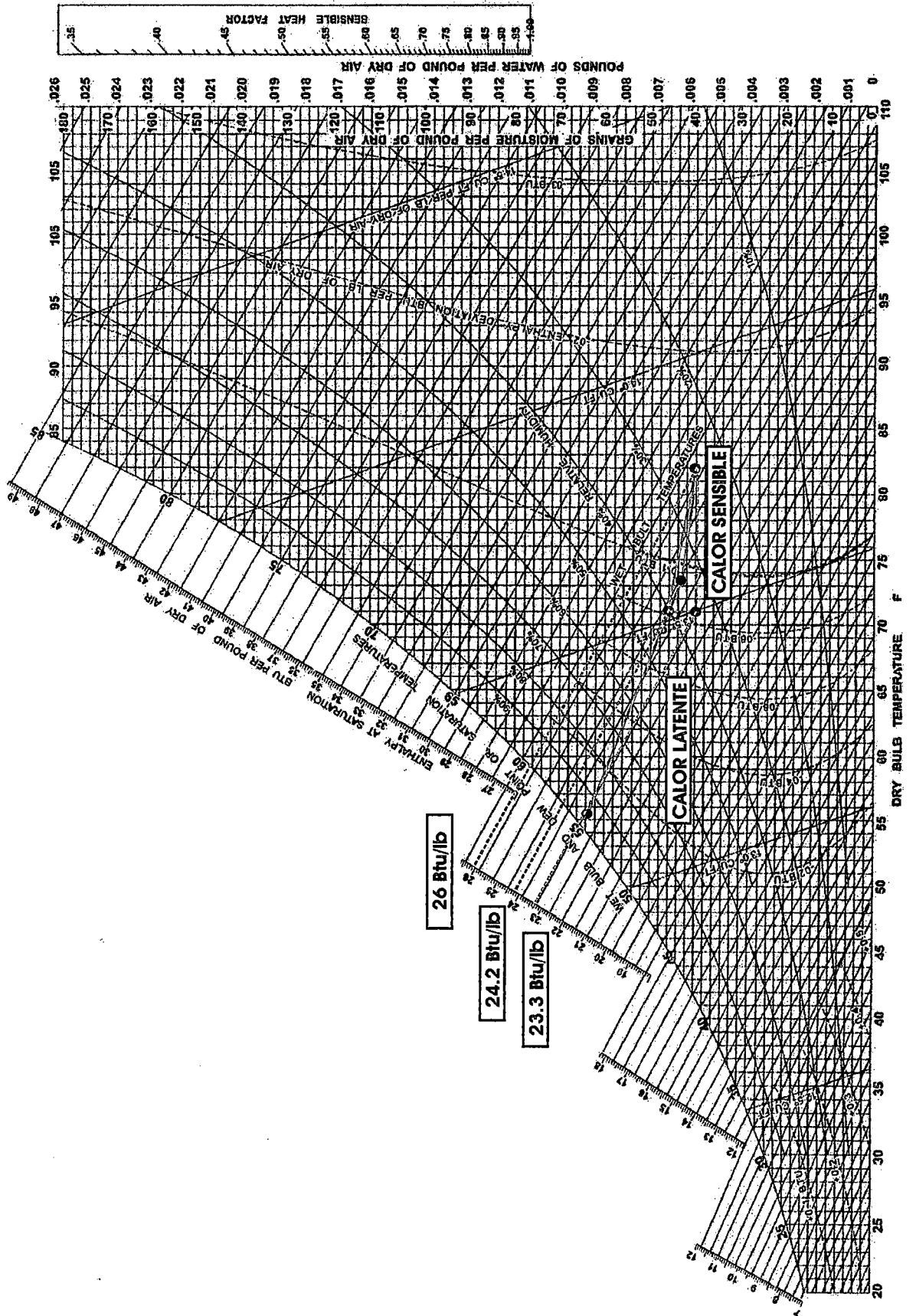


### ANEXO A-4

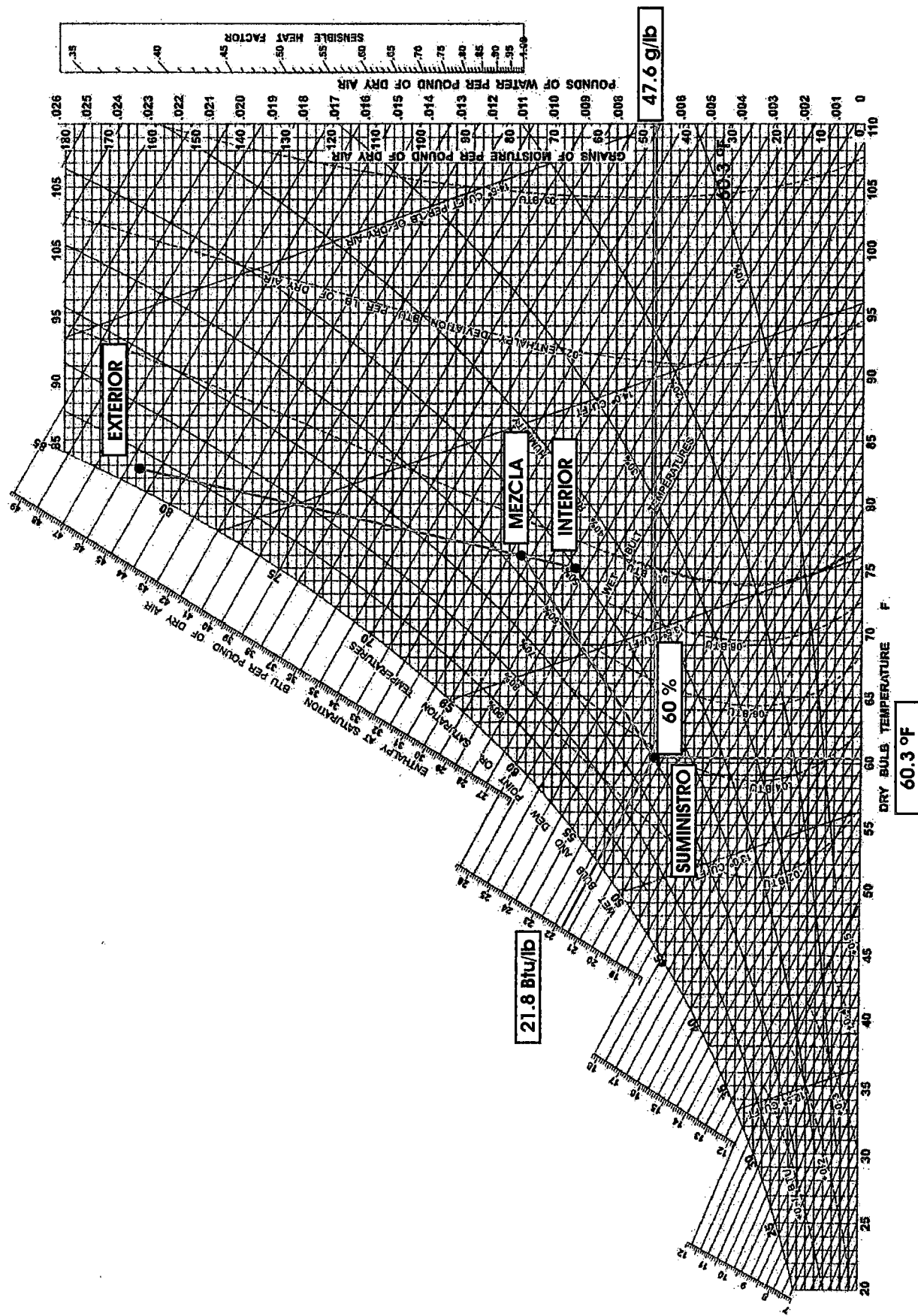




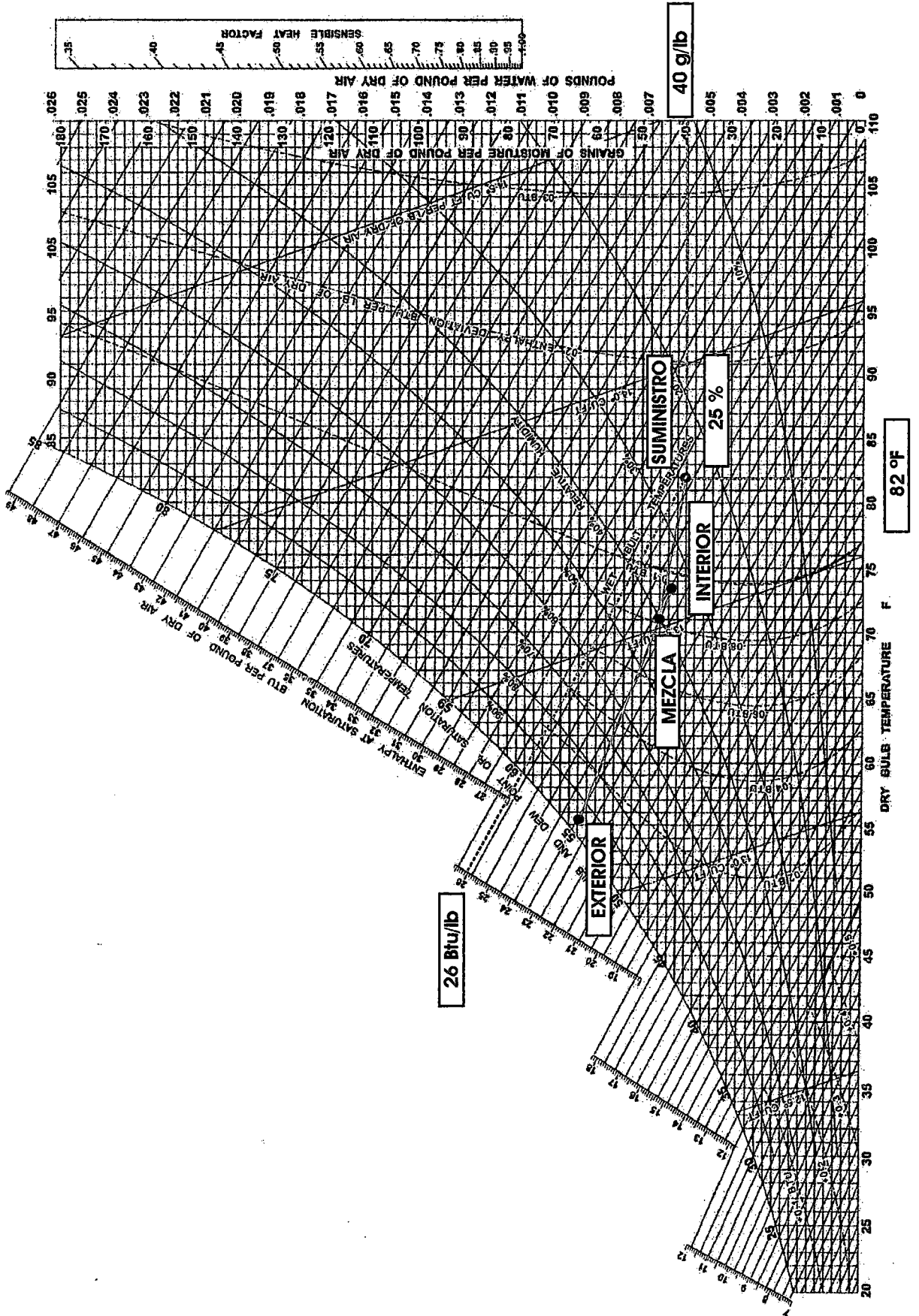
**ANEXO A-6**



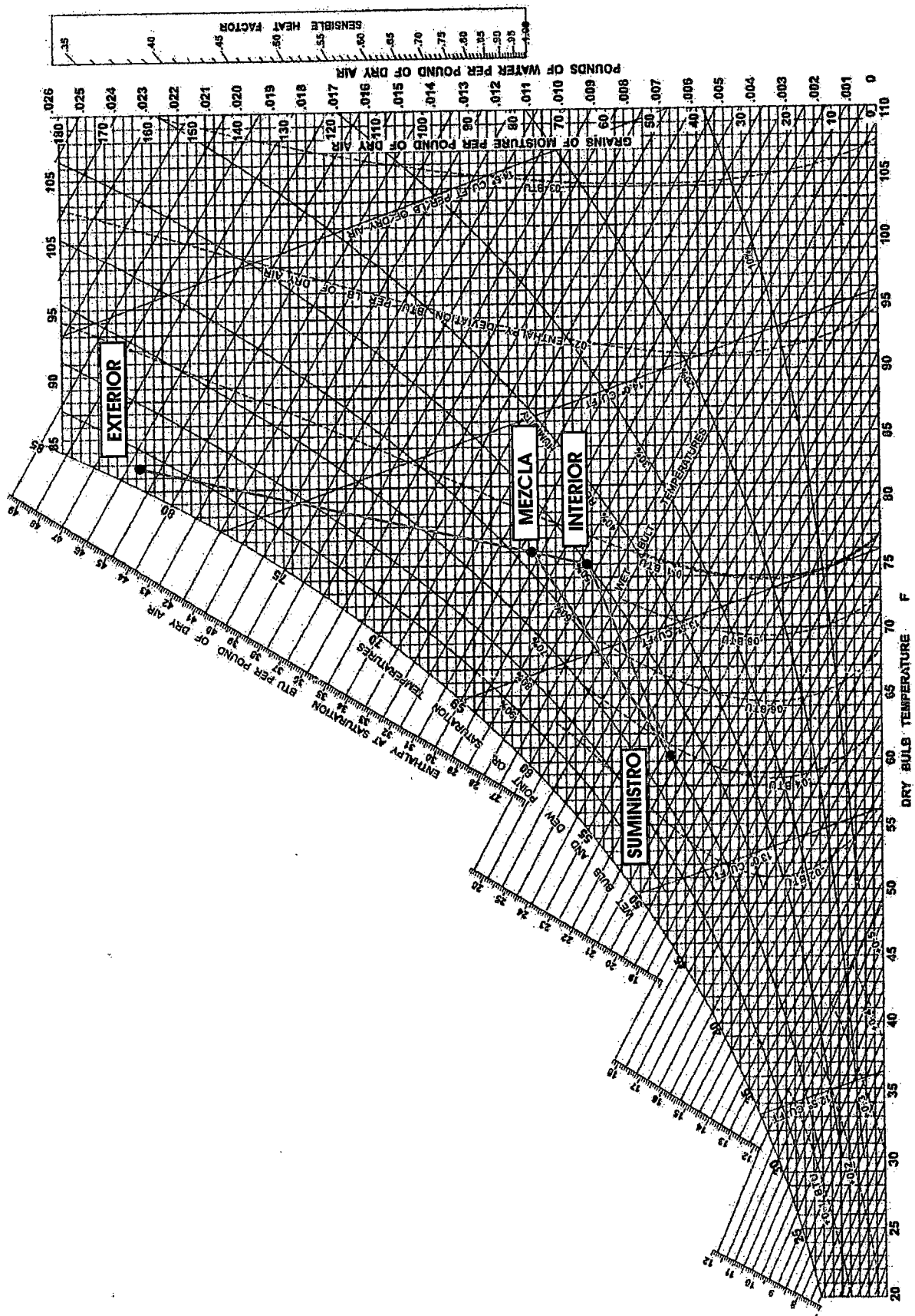
# ANEXO A-7



# ANEXO A-8

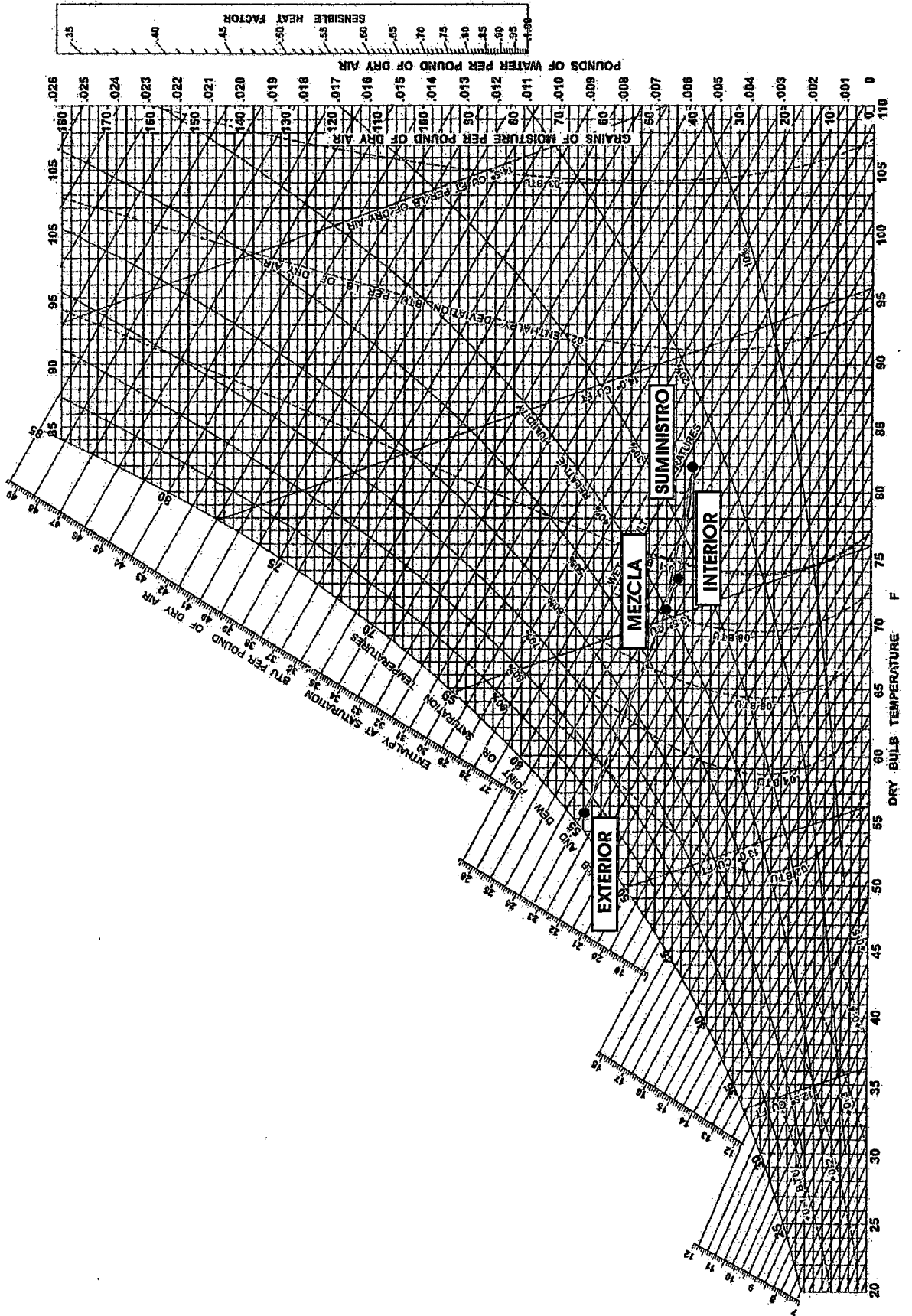


**ANEXO A-9**





### ANEXO A-10

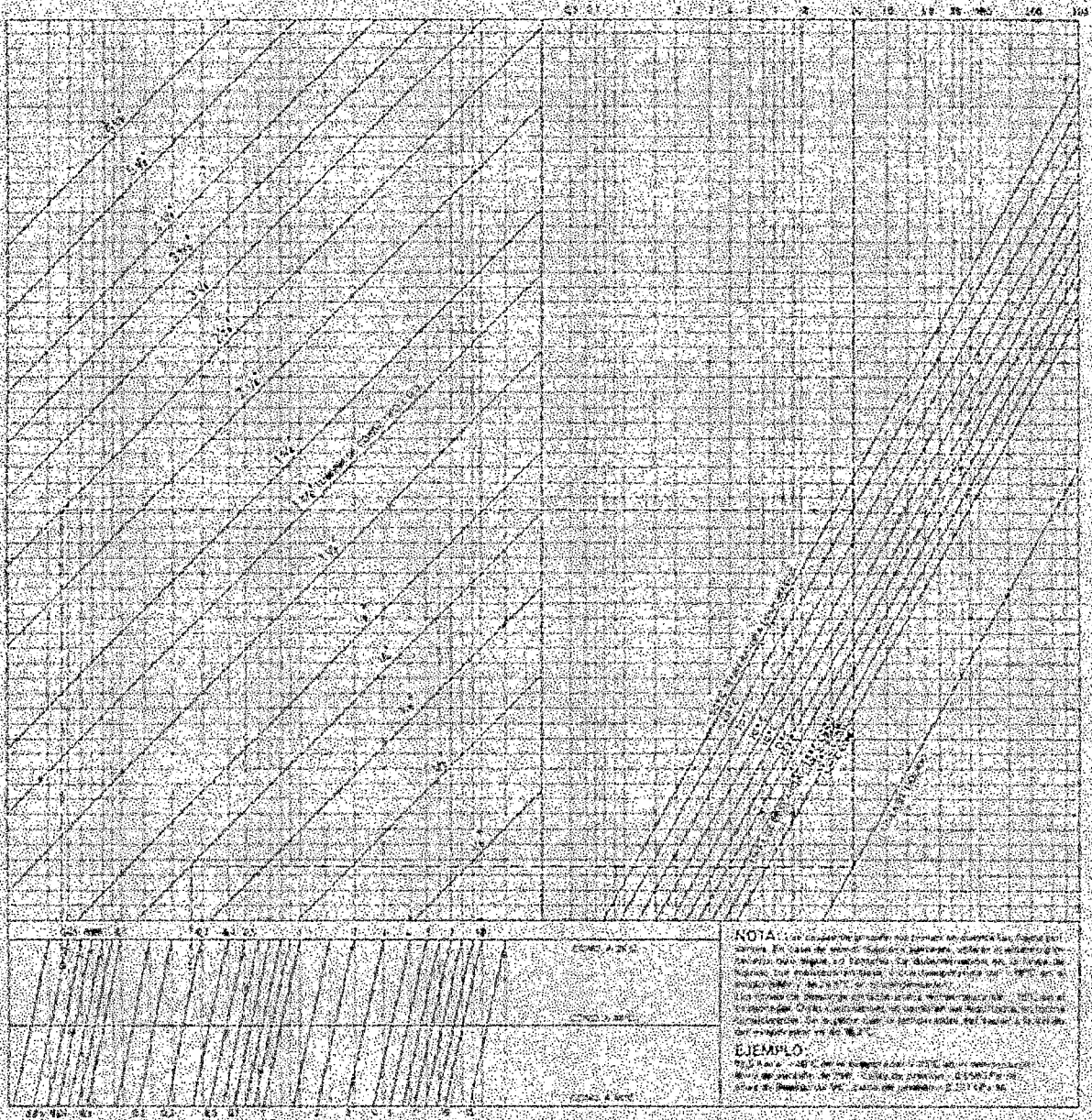


**ANEXO B**

DIAGRAMA DE CAIDA DE PRESION

FRENTE 22

a 18.3°C (65°F)

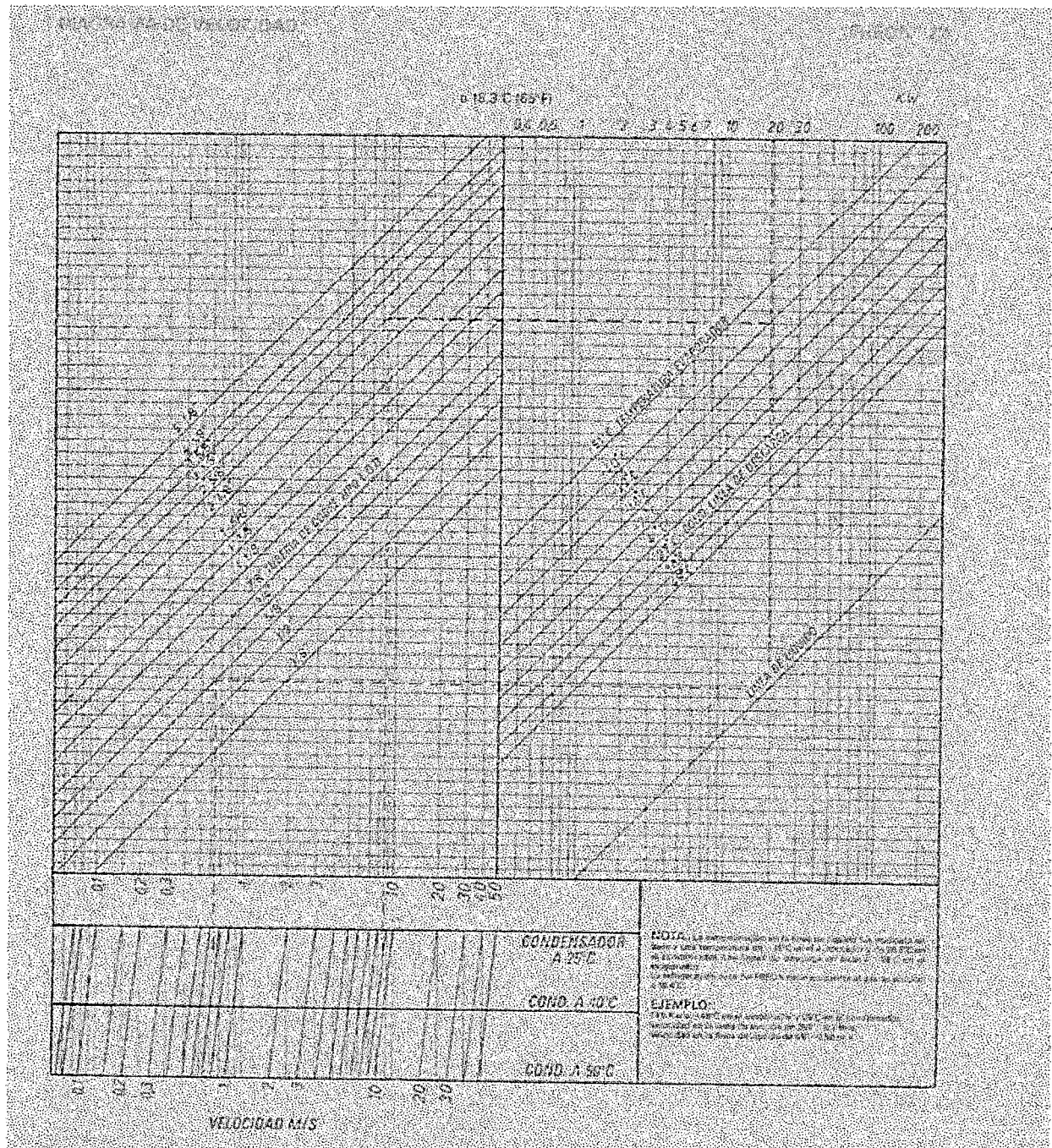


**NOTA:** Este diagrama muestra los valores de pérdida de presión para tuberías de diferentes diámetros. En caso de tuberías de diferentes materiales, véase el capítulo de selección de tuberías en el capítulo de selección de tuberías. La pérdida de presión en tuberías de diferentes materiales puede ser diferente de la mostrada en este diagrama. Este diagrama muestra los valores de pérdida de presión para tuberías de diferentes diámetros. En caso de tuberías de diferentes materiales, véase el capítulo de selección de tuberías en el capítulo de selección de tuberías. La pérdida de presión en tuberías de diferentes materiales puede ser diferente de la mostrada en este diagrama.

**EJEMPLO:**  
 Para un flujo de 100 GPM a una temperatura de 18.3°C (65°F) en un tubo de 1 1/2 pulgadas de diámetro, la pérdida de presión es de 1.5 PSI por 100 pies de tubería.

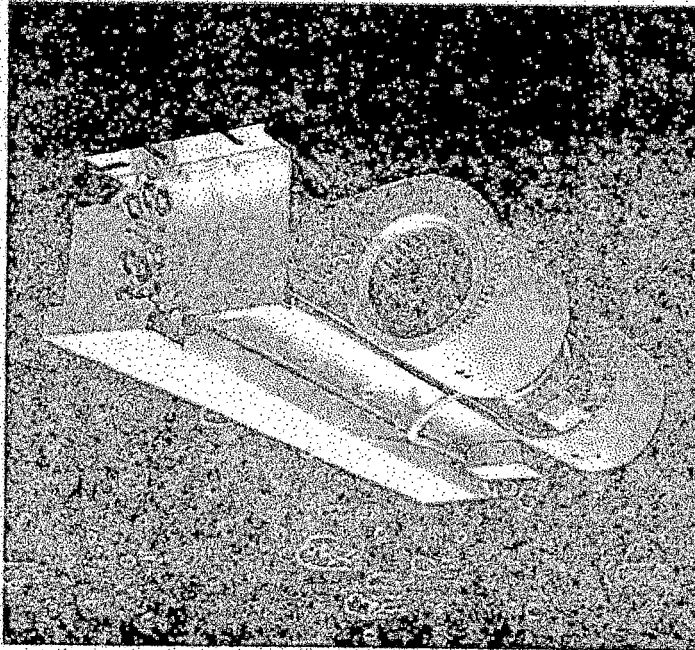
Diagrama de Caida de Presion - 18.3°C (65°F)

### ANEXO C



# Magic Aire®

## CHW-A MODEL



### HORIZONTAL UNCASED FAN COIL UNITS



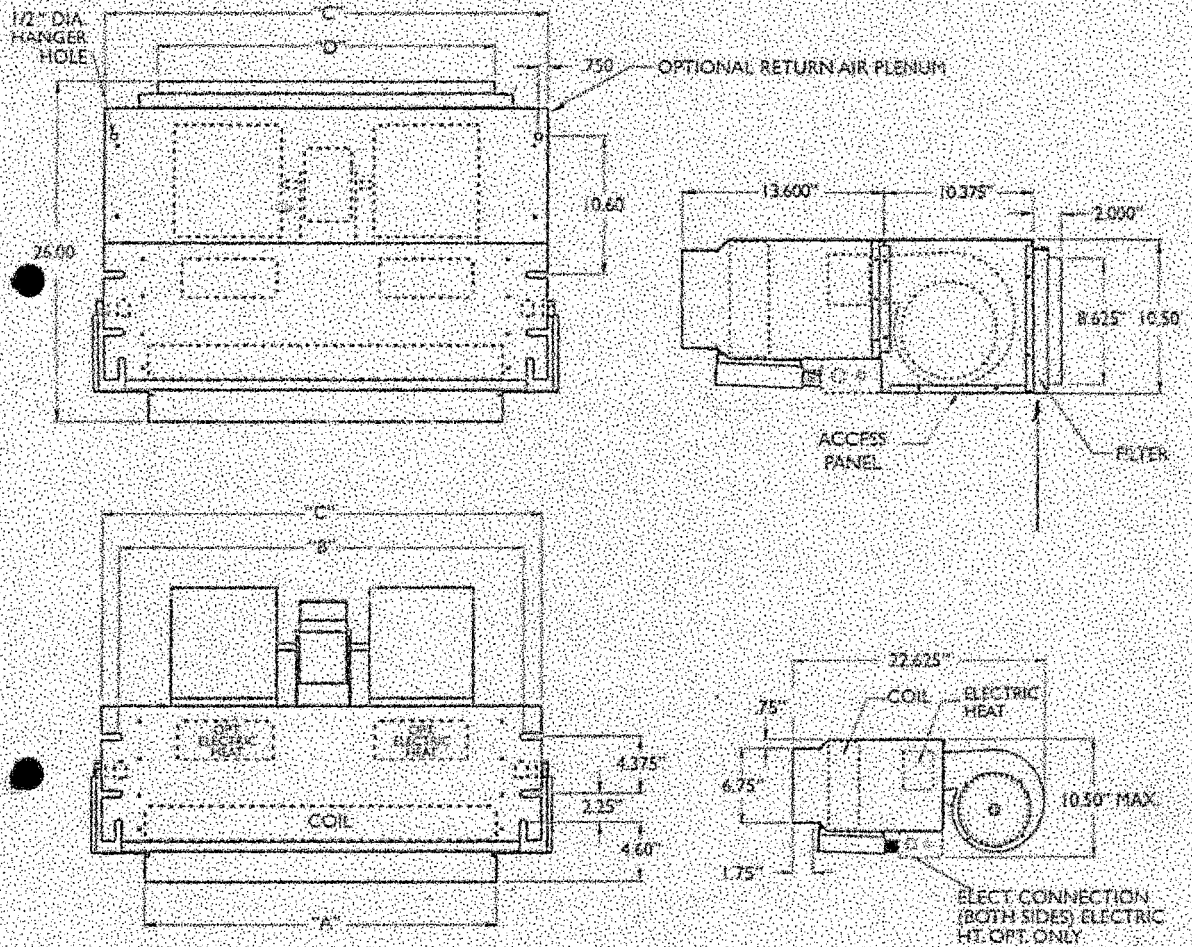
MAGIC AIRE CHW-A SERIES FAN COILS ARE ETL  
LISTED IN ACCORDANCE WITH UL 1995  
AND ARE ASSEMBLED TO ORDER FOR COMPETITIVE DELIVERY.

**MAGIC AIRE DIVISION, UNITED ELECTRIC CO., L.P.**  
501 Galveston St. • Wichita Falls, Texas 76301 • 940-397-2100 • Fax 940-397-2166



# CHW-A MODEL

MAGIC AIRE Horizontal Fan Coil Units are engineered for permanent, ceiling mounted installations in the return airspace. An insulated return air plenum is available for ducted return applications and is easily field converted for bottom or rear entry. Units are available in various sizes from 200 to 1200 CFM, with or without factory installed electric heaters. All Magic Aire fan coil units are designed for easy access and service of heaters, controls and motors. Electrical requirements are 120/208/240/265 VAC, 50/60 Hz single phase.



| UNIT     | DISCHARGE WIDTH A | HANGER WIDTH B | OVERALL WIDTH C | PLENUM RETURN D | FILTER  | COOLING COIL CONN. | HEATING COIL CONN. | UNIT WT. | PLENUM WT. |
|----------|-------------------|----------------|-----------------|-----------------|---------|--------------------|--------------------|----------|------------|
| 008-CH-A | 15.10"            | 22.25"         | 26.50"          | 13.80"          | 10X18X1 | 5/8" OD            | 5/8" OD            | 42       | 13         |
| 012-CH-A | 18.10"            | 22.25"         | 28.50"          | 16.80"          | 10X18X1 | 5/8" OD            | 5/8" OD            | 45       | 15         |
| 018-CH-A | 27.10"            | 31.25"         | 35.50"          | 25.80"          | 10X27X1 | 5/8" OD            | 5/8" OD            | 59       | 20         |
| 024-CH-A | 36.10"            | 40.25"         | 44.50"          | 31.80"          | 10X36X1 | 5/8" OD            | 5/8" OD            | 67       | 25         |
| 030-CH-A | 45.10"            | 49.25"         | 53.50"          | 43.80"          | 10X45X1 | 5/8" OD            | 5/8" OD            | 81       | 30         |
| 036-CH-A | 54.10"            | 58.25"         | 62.50"          | 52.80"          | 10X54X1 | 5/8" OD            | 5/8" OD            | 110      | 35         |

### CHWA-3 Coil Capacities

| ENT<br>REF | GPM   | FC   | CFR  | 55 deg F DB/71 deg F WB |      |       |      |         | EMT  | 60 deg F DB/67 deg F WB |      |      |       |      | EMT  | 75 deg F DB/63 deg F WB |      |      |    |       | EMT |         |     |    |
|------------|-------|------|------|-------------------------|------|-------|------|---------|------|-------------------------|------|------|-------|------|------|-------------------------|------|------|----|-------|-----|---------|-----|----|
|            |       |      |      | TTL                     |      | S/N/S |      | AVG ATR |      | Deg                     | TTL  |      | S/N/S |      |      | AVG ATR                 | Deg  | TTL  |    | S/N/S |     | AVG ATR | Deg |    |
|            |       |      |      | MBH                     | MBH  | DB    | WB   | DB      |      |                         | WB   | DB   | WB    | DB   |      | WB                      |      | DB   | WB | DB    |     | WB      |     | DB |
| 006-CHWA-3 | 1.0   | 1.83 | 100  | 9.2                     | 3.2  | 53.6  | 54.9 | 55.5    | 4.2  | 3.0                     | 62.7 | 53.0 | 53.5  | 3.3  | 2.8  | 51.9                    | 51.2 | 51.7 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 200  | 7.3                     | 8.0  | 61.6  | 60.2 | 59.8    | 5.1  | 4.4                     | 58.7 | 57.3 | 57.3  | 4.3  | 4.1  | 53.0                    | 52.6 | 52.9 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 300  | 8.5                     | 6.9  | 64.7  | 62.8 | 62.3    | 7.2  | 6.0                     | 61.3 | 59.9 | 59.5  | 5.9  | 5.5  | 58.0                    | 56.4 | 56.9 |    |       |     |         |     |    |
|            | 1.4   | 2.90 | 100  | 5.8                     | 3.3  | 54.3  | 53.3 | 53.1    | 4.5  | 3.0                     | 52.4 | 51.7 | 51.6  | 3.6  | 2.6  | 50.9                    | 50.3 | 50.2 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 200  | 8.4                     | 5.4  | 59.3  | 58.3 | 57.1    | 5.9  | 4.9                     | 57.2 | 55.9 | 54.9  | 5.5  | 4.3  | 54.3                    | 53.5 | 52.9 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 300  | 9.9                     | 7.0  | 63.2  | 61.4 | 59.3    | 8.2  | 6.5                     | 59.1 | 58.3 | 56.9  | 6.7  | 5.8  | 57.3                    | 55.3 | 54.4 |    |       |     |         |     |    |
| 1.9        | 4.60  | 100  | 5.9  | 3.5                     | 52.9 | 52.2  | 51.3 | 4.8     | 3.1  | 51.9                    | 50.8 | 50.1 | 3.7   | 2.7  | 50.2 | 49.6                    | 49.0 |      |    |       |     |         |     |    |
|            |       | 200  | 9.2  | 5.7                     | 58.3 | 57.0  | 54.8 | 7.5     | 5.2  | 56.0                    | 54.7 | 53.0 | 5.9   | 4.5  | 53.9 | 52.6                    | 51.3 |      |    |       |     |         |     |    |
|            |       | 300  | 11.2 | 7.5                     | 61.8 | 60.0  | 58.9 | 9.2     | 6.8  | 59.0                    | 57.2 | 54.6 | 7.4   | 6.0  | 56.2 | 54.6                    | 52.8 |      |    |       |     |         |     |    |
| 012-CHWA-3 | 1.9   | 5.14 | 200  | 9.1                     | 6.0  | 57.2  | 56.1 | 55.3    | 7.9  | 5.4                     | 55.1 | 54.0 | 53.4  | 6.3  | 4.7  | 53.1                    | 52.0 | 51.7 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 300  | 11.9                    | 7.8  | 60.8  | 59.2 | 57.7    | 9.8  | 7.1                     | 58.1 | 56.5 | 55.4  | 7.8  | 6.3  | 55.5                    | 54.0 | 53.3 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 400  | 13.4                    | 9.4  | 63.2  | 61.2 | 59.3    | 11.1 | 8.6                     | 60.1 | 58.2 | 56.2  | 9.0  | 7.7  | 57.1                    | 55.3 | 54.6 |    |       |     |         |     |    |
|            | 2.5   | 7.97 | 200  | 10.4                    | 6.2  | 55.9  | 54.9 | 53.4    | 8.4  | 5.6                     | 54.1 | 53.0 | 51.8  | 6.6  | 4.9  | 52.3                    | 51.3 | 50.4 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 300  | 13.0                    | 8.2  | 59.4  | 57.9 | 55.5    | 10.6 | 7.4                     | 57.0 | 55.5 | 53.6  | 8.4  | 6.9  | 54.7                    | 53.2 | 51.8 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 400  | 14.9                    | 9.9  | 61.9  | 60.0 | 57.0    | 12.2 | 9.0                     | 59.1 | 57.3 | 54.9  | 9.8  | 8.0  | 56.3                    | 54.6 | 52.9 |    |       |     |         |     |    |
| 3.4        | 13.22 | 200  | 11.0 | 6.9                     | 54.0 | 53.8  | 51.5 | 8.9     | 6.0  | 53.1                    | 52.1 | 50.3 | 7.0   | 5.0  | 51.8 | 50.6                    | 49.2 |      |    |       |     |         |     |    |
|            |       | 300  | 14.1 | 8.7                     | 58.1 | 56.6  | 53.4 | 11.5    | 7.8  | 55.9                    | 54.9 | 51.8 | 9.1   | 6.8  | 53.9 | 52.5                    | 50.4 |      |    |       |     |         |     |    |
|            |       | 400  | 16.4 | 10.5                    | 60.6 | 58.7  | 54.7 | 13.4    | 9.5  | 58.0                    | 56.2 | 53.0 | 10.6  | 8.4  | 55.5 | 53.8                    | 51.3 |      |    |       |     |         |     |    |
| 018-CHWA-3 | 2.8   | 2.29 | 700  | 19.7                    | 10.4 | 60.8  | 59.3 | 57.2    | 12.9 | 8.4                     | 58.1 | 56.7 | 55.0  | 10.3 | 8.3  | 55.8                    | 54.1 | 53.0 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 500  | 17.2                    | 12.0 | 57.7  | 60.9 | 60.4    | 14.3 | 10.9                    | 59.5 | 58.0 | 56.1  | 11.5 | 9.8  | 56.7                    | 55.1 | 54.0 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 600  | 18.4                    | 13.5 | 64.1  | 62.1 | 59.3    | 15.4 | 12.3                    | 60.8 | 59.0 | 56.9  | 12.5 | 11.2 | 57.7                    | 55.9 | 54.7 |    |       |     |         |     |    |
|            | 3.6   | 3.17 | 700  | 17.2                    | 11.0 | 59.5  | 58.0 | 55.2    | 14.1 | 9.9                     | 57.0 | 55.8 | 53.4  | 11.3 | 8.7  | 54.7                    | 53.3 | 51.8 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 500  | 19.1                    | 12.7 | 61.4  | 59.7 | 56.3    | 15.7 | 11.5                    | 58.6 | 57.0 | 54.3  | 12.5 | 10.2 | 56.0                    | 54.4 | 52.4 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 600  | 20.7                    | 14.2 | 62.5  | 61.0 | 57.2    | 17.0 | 13.0                    | 59.9 | 58.0 | 55.1  | 13.7 | 11.6 | 57.0                    | 55.2 | 53.1 |    |       |     |         |     |    |
| 4.8        | 5.77  | 700  | 18.9 | 11.4                    | 57.9 | 56.5  | 53.0 | 15.4    | 10.4 | 55.7                    | 54.4 | 51.5 | 12.1  | 9.1  | 53.7 | 52.6                    | 50.1 |      |    |       |     |         |     |    |
|            |       | 500  | 21.4 | 13.5                    | 59.8 | 58.2  | 54.0 | 17.4    | 12.2 | 57.4                    | 55.8 | 52.3 | 13.8  | 10.7 | 55.0 | 53.5                    | 50.8 |      |    |       |     |         |     |    |
|            |       | 600  | 23.3 | 15.2                    | 61.4 | 59.5  | 54.2 | 19.0    | 13.7 | 58.7                    | 56.9 | 53.0 | 15.4  | 12.2 | 56.1 | 54.3                    | 51.3 |      |    |       |     |         |     |    |
| 024-CHWA-3 | 3.7   | 4.63 | 600  | 23.7                    | 15.5 | 60.9  | 59.3 | 57.9    | 19.4 | 14.1                    | 58.2 | 56.8 | 55.0  | 16.5 | 12.5 | 55.5                    | 54.1 | 53.9 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 700  | 25.3                    | 17.1 | 62.2  | 60.4 | 58.7    | 21.9 | 15.6                    | 59.3 | 57.6 | 56.4  | 16.8 | 14.0 | 56.4                    | 54.8 | 54.1 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 800  | 26.7                    | 18.7 | 63.3  | 61.3 | 59.1    | 22.1 | 17.0                    | 60.2 | 58.3 | 57.0  | 17.8 | 15.3 | 57.2                    | 55.4 | 54.7 |    |       |     |         |     |    |
|            | 4.9   | 7.25 | 600  | 26.0                    | 16.4 | 59.5  | 58.0 | 55.7    | 21.5 | 14.8                    | 57.1 | 55.5 | 53.7  | 16.8 | 13.1 | 54.7                    | 53.3 | 51.0 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 700  | 29.0                    | 18.1 | 63.9  | 59.1 | 56.5    | 24.9 | 16.4                    | 58.2 | 56.4 | 54.4  | 18.2 | 14.6 | 55.6                    | 54.0 | 52.5 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 800  | 29.2                    | 19.4 | 62.8  | 60.1 | 57.2    | 26.4 | 17.9                    | 59.1 | 57.3 | 55.0  | 19.5 | 16.0 | 56.4                    | 54.7 | 53.0 |    |       |     |         |     |    |
| 6.7        | 12.16 | 600  | 28.3 | 17.3                    | 58.2 | 56.7  | 53.5 | 23.0    | 15.9 | 56.0                    | 54.9 | 51.9 | 18.0  | 13.6 | 53.9 | 52.5                    | 50.0 |      |    |       |     |         |     |    |
|            |       | 700  | 30.7 | 19.2                    | 59.5 | 57.8  | 54.2 | 25.8    | 17.2 | 57.1                    | 55.5 | 52.5 | 19.7  | 15.2 | 54.8 | 53.2                    | 50.9 |      |    |       |     |         |     |    |
|            |       | 800  | 32.8 | 21.0                    | 60.6 | 58.6  | 54.8 | 26.8    | 18.9 | 58.1                    | 56.3 | 53.0 | 21.3  | 16.7 | 55.6 | 53.9                    | 51.4 |      |    |       |     |         |     |    |
| 030-CHWA-3 | 4.0   | 2.87 | 600  | 24.8                    | 16.1 | 60.1  | 58.7 | 57.4    | 20.3 | 14.5                    | 57.5 | 56.1 | 55.2  | 16.2 | 12.9 | 54.9                    | 53.7 | 53.2 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 800  | 28.0                    | 19.3 | 62.5  | 60.8 | 59.1    | 23.2 | 17.6                    | 59.5 | 57.9 | 56.7  | 18.0 | 15.8 | 56.6                    | 55.0 | 54.4 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 1000 | 30.4                    | 22.4 | 64.2  | 62.2 | 60.3    | 25.4 | 20.6                    | 61.0 | 59.1 | 57.8  | 20.7 | 18.5 | 57.6                    | 56.0 | 55.4 |    |       |     |         |     |    |
|            | 5.9   | 4.84 | 600  | 28.0                    | 17.3 | 58.1  | 56.8 | 54.6    | 22.9 | 15.3                    | 55.9 | 54.6 | 52.8  | 18.0 | 13.7 | 53.6                    | 52.5 | 51.2 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 800  | 32.3                    | 21.0 | 60.7  | 59.0 | 56.0    | 26.9 | 18.9                    | 58.0 | 56.4 | 54.0  | 21.1 | 16.8 | 55.5                    | 54.0 | 52.2 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 1000 | 35.6                    | 24.3 | 62.5  | 60.6 | 57.1    | 29.4 | 22.1                    | 59.6 | 57.7 | 55.0  | 23.6 | 19.6 | 56.7                    | 55.0 | 53.0 |    |       |     |         |     |    |
| 8.0        | 7.97  | 600  | 30.2 | 18.3                    | 56.8 | 55.6  | 52.6 | 24.5    | 16.2 | 54.8                    | 53.4 | 51.2 | 19.2  | 14.2 | 53.8 | 51.7                    | 49.8 |      |    |       |     |         |     |    |
|            |       | 800  | 35.4 | 22.2                    | 59.3 | 57.7  | 53.9 | 28.9    | 20.0 | 56.9                    | 55.3 | 52.3 | 22.8  | 17.9 | 54.6 | 53.1                    | 50.7 |      |    |       |     |         |     |    |
|            |       | 1000 | 39.4 | 25.7                    | 61.2 | 59.3  | 54.9 | 32.3    | 23.2 | 58.5                    | 56.7 | 53.1 | 25.7  | 20.6 | 55.9 | 54.2                    | 51.5 |      |    |       |     |         |     |    |
| 036-CHWA-3 | 5.5   | 4.85 | 800  | 33.6                    | 21.7 | 59.9  | 58.5 | 57.3    | 27.6 | 19.5                    | 57.3 | 55.9 | 53.1  | 22.0 | 17.3 | 54.9                    | 53.5 | 53.0 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 1000 | 37.1                    | 25.0 | 61.8  | 60.1 | 58.5    | 30.8 | 22.7                    | 59.0 | 57.3 | 56.2  | 24.6 | 20.3 | 56.2                    | 54.6 | 54.0 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 1200 | 40.0                    | 28.1 | 63.3  | 61.3 | 59.6    | 33.1 | 25.7                    | 60.2 | 58.3 | 57.1  | 26.8 | 23.1 | 57.2                    | 55.4 | 54.8 |    |       |     |         |     |    |
|            | 7.4   | 7.87 | 800  | 36.8                    | 22.9 | 58.5  | 57.1 | 55.0    | 30.0 | 20.8                    | 56.2 | 54.8 | 53.2  | 23.5 | 18.0 | 54.8                    | 53.7 | 51.5 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 1000 | 41.3                    | 26.5 | 60.4  | 58.7 | 56.2    | 33.7 | 23.9                    | 57.8 | 56.2 | 54.1  | 26.5 | 21.9 | 55.3                    | 53.8 | 52.3 |    |       |     |         |     |    |
|            |       |      | 1200 | 44.7                    | 29.8 | 62.0  | 60.1 | 57.1    | 35.7 | 27.0                    | 59.1 | 57.3 | 55.0  | 29.4 | 24.1 | 56.4                    | 54.7 | 53.0 |    |       |     |         |     |    |
| 9.5        | 11.56 | 800  | 39.3 | 23.9                    | 57.4 | 56.3  | 53.3 | 31.9    | 21.3 | 55.3                    | 54.0 | 51.7 | 25.1  | 18.6 | 53.4 | 52.1                    | 50.3 |      |    |       |     |         |     |    |
|            |       | 1000 | 44.4 | 27.7                    | 59.3 | 57.7  | 54.4 | 36.1    | 24.9 | 56.9                    | 55.3 | 52.6 | 28.5  | 22.0 | 54.7 | 53.1                    | 51.0 |      |    |       |     |         |     |    |
|            |       | 1200 | 48.6 | 31.3                    | 60.9 | 59.0  | 55.2 | 39.7    | 28.2 | 58.2                    | 56.5 | 53.4 | 31.4  | 25.0 | 55.7 | 54.0                    | 51.7 |      |    |       |     |         |     |    |







**ANEXO E** (Continuación)

Compresores

Refrigerante R-22

Compressors

Refrigerant R-22

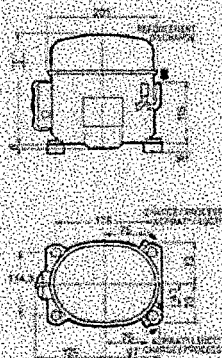
| Modelo<br>Model | Voltage<br>A Voltage | Voltage<br>C Voltage | Voltage<br>H Voltage | Voltage<br>C Voltage | Voltage<br>L Voltage | Piston<br>Inch(es) | Stroke<br>Inch(es) | Dimensiones<br>Alargados (mm) |                      |                      |
|-----------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|--------------------|--------------------|-------------------------------|----------------------|----------------------|
|                 |                      |                      |                      |                      |                      |                    |                    | Standard<br>Standard          | Option 1<br>Option 1 | Option 2<br>Option 2 |
| AE5455E         | X                    | X                    | X                    |                      |                      | 1                  | 207                | 178x114.4                     | 165x101.6            |                      |
| AE5470E         | X                    | X                    | X                    |                      |                      | 1                  | 207                | 178x114.4                     | 165x101.6            |                      |
| AJ5510E         | X                    | X                    | X                    |                      |                      | 2                  | 221                | 203.2x122.2                   |                      |                      |
| AJ5512E         |                      | X                    | X                    |                      |                      | 2                  | 259                | 203.2x122.2                   |                      |                      |
| AJ5512E         | X                    |                      |                      |                      |                      | 2                  | 271                | 203.2x122.2                   |                      |                      |
| AJ5513E         |                      | X                    | X                    |                      |                      | 2                  | 271                | 203.2x122.2                   |                      |                      |
| AJ5515E         |                      | X                    | X                    |                      |                      | 2                  | 271                | 203.2x122.2                   |                      |                      |
| TAJ5516E        |                      |                      |                      |                      | X                    | 2                  | 282                | 203.2x122.2                   |                      |                      |
| AJ5518E         |                      | X                    | X                    |                      |                      | 2                  | 292                | 203.2x122.2                   |                      |                      |
| AJTAJ5519E      |                      | X                    | X                    |                      | X                    | 2                  | 282                | 203.2x122.2                   |                      |                      |
| THJTH5522E      |                      | X                    | X                    |                      | X                    | 3                  | 310                | 190.5x190.5                   |                      |                      |
| THJTH5524E      |                      | X                    | X                    | X                    | X                    | 3                  | 330                | 190.5x190.5                   |                      |                      |
| THJTH5528E      |                      | X                    | X                    |                      | X                    | 3                  | 320                | 190.5x190.5                   |                      |                      |
| THJTH5532E      |                      | X                    | X                    |                      | X                    | 3                  | 345                | 190.5x190.5                   |                      |                      |
| THJTH5538E      |                      |                      | X                    | X                    | X                    | 3                  | 344                | 190.5x190.5                   |                      |                      |
| THJTH5540E      |                      |                      | X                    |                      | X                    | 3                  | 344                | 190.5x190.5                   |                      |                      |
| TAC5540E        |                      |                      |                      | X                    | X                    | 3                  | 368                | 190.5x190.5                   |                      |                      |
| AC/TAC5553E     |                      | X                    |                      | X                    | X                    | 4                  | 381                | 190.5x190.5                   |                      |                      |
| AC/TAC5561E     |                      | X                    |                      | X                    | X                    | 4                  | 385                | 190.5x190.5                   |                      |                      |
| TAC5568E        |                      |                      |                      | X                    | X                    | 4                  | 393                | 190.5x190.5                   |                      |                      |
| TAC5573E        |                      |                      |                      | X                    | X                    | 4                  | 393                | 190.5x190.5                   |                      |                      |
| TAN5590H        |                      |                      |                      | X                    | X                    | 5                  | 489                | 219.9x219.9                   |                      |                      |
| TAN5610H        |                      |                      |                      | X                    | X                    | 5                  | 489                | 219.9x219.9                   |                      |                      |
| TAN5621H        |                      |                      |                      | X                    | X                    | 5                  | 489                | 219.9x219.9                   |                      |                      |
| TAN5634H        |                      |                      |                      | X                    | X                    | 5                  | 489                | 219.9x219.9                   |                      |                      |

**ANEXO E** (Continuación)

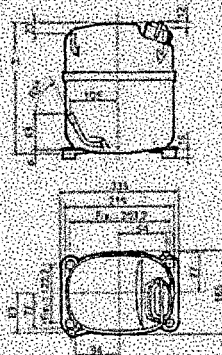
frecuencia 60Hz

frequency 60Hz

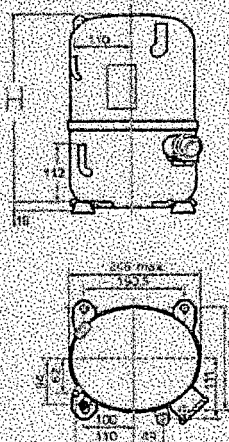
AE n°1



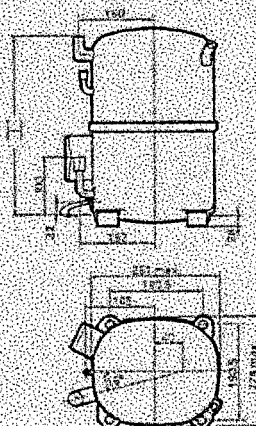
AI/TAI n°2



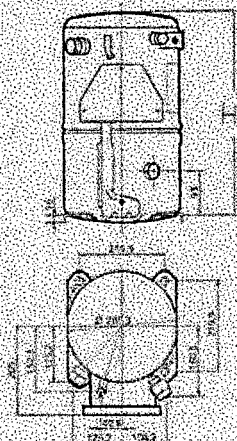
TH/TFH n°3



TAC n°4



TAN n°5

L'UNITE  
HERMETIQUE

## ANEXO F

Tabla A-3a Propiedades del refrigerante 22 (clorodifluorometano), en unidades inglesas

| Temp., °F | Presión, psia | Densidad, lb/ft <sup>3</sup> |        | Volumen, vapor, ft <sup>3</sup> /lb |         | Entalpía, Btu/lb |         | Entropía, Btu/(lb·F) |        | Calor específico c <sub>p</sub> , Btu/(lb·F) |        | Viscosidad, lbm/(ft·hr) |       | Conductividad térmica, Btu/(ft·hr·F) |         | Temp., °F |
|-----------|---------------|------------------------------|--------|-------------------------------------|---------|------------------|---------|----------------------|--------|--|--------|-------------------------|-------|--------------------------------------|---------|-----------|
|           |               | Líquido                      | Vapor  | Líquido                             | Vapor   | Líquido          | Vapor   | Líquido              | Vapor  | Líquido                                      | Vapor  | Líquido                 | Vapor | Líquido                              | Vapor   |           |
| -40.00    | 15.255        | 87.82                        | 0.000  | 3.2880                              | 100.296 | 0.00000          | 0.23899 | 0.2611               | 0.1453 | —  | —      | —                       | —     | 0.0658                               | 0.00404 | -40.00    |
| -35.00    | 17.329        | 87.32                        | 1.310  | 2.9185                              | 100.847 | 0.00309          | 0.23748 | 0.2620               | 0.1471 | —  | —      | —                       | —     | 0.0651                               | 0.00414 | -35.00    |
| -30.00    | 19.617        | 86.81                        | 2.624  | 2.5984                              | 101.391 | 0.00616          | 0.23602 | 0.2629               | 0.1489 | —  | —      | —                       | —     | 0.0643                               | 0.00425 | -30.00    |
| -25.00    | 22.136        | 86.29                        | 3.944  | 2.3202                              | 101.928 | 0.00920          | 0.23462 | 0.2638               | 0.1507 | —  | —      | —                       | —     | 0.0636                               | 0.00435 | -25.00    |
| -20.00    | 24.899        | 85.77                        | 5.268  | 2.0774                              | 102.461 | 0.01222          | 0.23327 | 0.2648               | 0.1527 | —  | —      | —                       | —     | 0.0629                               | 0.00445 | -20.00    |
| -15.00    | 27.924        | 85.25                        | 6.598  | 1.8650                              | 102.986 | 0.01521          | 0.23197 | 0.2659               | 0.1547 | —  | —      | —                       | —     | 0.0622                               | 0.00456 | -15.00    |
| -10.00    | 31.226        | 84.72                        | 7.934  | 1.6784                              | 103.503 | 0.01818          | 0.23071 | 0.2671               | 0.1567 | —  | —      | —                       | —     | 0.0614                               | 0.00466 | -10.00    |
| -5.00     | 34.821        | 84.18                        | 9.276  | 1.5142                              | 104.013 | 0.02113          | 0.22949 | 0.2684               | 0.1589 | —  | —      | —                       | —     | 0.0607                               | 0.00476 | -5.00     |
| 0.00      | 38.726        | 83.64                        | 10.624 | 1.3691                              | 104.515 | 0.02406          | 0.22832 | 0.2697               | 0.1611 | 0.615  | 0.0268 | —                       | —     | 0.0600                               | 0.00486 | 0.00      |
| 5.00      | 42.960        | 83.09                        | 11.979 | 1.2406                              | 105.009 | 0.02697          | 0.22718 | 0.2710               | 0.1634 | 0.597  | 0.0271 | —                       | —     | 0.0593                               | 0.00496 | 5.00      |
| 10.00     | 47.538        | 82.54                        | 13.342 | 1.1265                              | 105.493 | 0.02987          | 0.22607 | 0.2725               | 0.1658 | 0.580  | 0.0274 | —                       | —     | 0.0586                               | 0.00506 | 10.00     |
| 15.00     | 52.480        | 81.98                        | 14.712 | 1.0250                              | 105.968 | 0.03275          | 0.22500 | 0.2740               | 0.1683 | 0.563  | 0.0276 | —                       | —     | 0.0579                               | 0.00516 | 15.00     |
| 20.00     | 57.803        | 81.41                        | 16.090 | 0.9343                              | 106.434 | 0.03561          | 0.22395 | 0.2756               | 0.1709 | 0.546  | 0.0279 | —                       | —     | 0.0572                               | 0.00526 | 20.00     |
| 25.00     | 63.526        | 80.84                        | 17.476 | 0.8532                              | 106.891 | 0.03846          | 0.22294 | 0.2773               | 0.1737 | 0.530  | 0.0282 | —                       | —     | 0.0566                               | 0.00536 | 25.00     |
| 30.00     | 69.667        | 80.26                        | 18.871 | 0.7804                              | 107.336 | 0.04129          | 0.22195 | 0.2791               | 0.1765 | 0.515  | 0.0284 | —                       | —     | 0.0559                               | 0.00546 | 30.00     |
| 35.00     | 76.245        | 79.67                        | 20.275 | 0.7150                              | 107.769 | 0.04411          | 0.22098 | 0.2809               | 0.1794 | 0.499  | 0.0287 | —                       | —     | 0.0552                               | 0.00555 | 35.00     |
| 40.00     | 83.280        | 79.07                        | 21.688 | 0.6561                              | 108.191 | 0.04692          | 0.22004 | 0.2829               | 0.1825 | 0.484  | 0.0290 | —                       | —     | 0.0545                               | 0.00565 | 40.00     |
| 45.00     | 90.791        | 78.46                        | 23.111 | 0.6029                              | 108.600 | 0.04972          | 0.21912 | 0.2849               | 0.1857 | 0.470  | 0.0292 | —                       | —     | 0.0538                               | 0.00575 | 45.00     |
| 50.00     | 98.799        | 77.84                        | 24.544 | 0.5548                              | 108.997 | 0.05251          | 0.21821 | 0.2870               | 0.1891 | 0.456  | 0.0295 | —                       | —     | 0.0532                               | 0.00584 | 50.00     |
| 55.00     | 107.32        | 77.22                        | 25.988 | 0.5111                              | 109.379 | 0.05529          | 0.21732 | 0.2893               | 0.1927 | 0.442  | 0.0298 | —                       | —     | 0.0525                               | 0.00594 | 55.00     |
| 60.00     | 116.38        | 76.58                        | 27.443 | 0.4715                              | 109.749 | 0.05806          | 0.21644 | 0.2916               | 0.1964 | 0.429  | 0.0301 | —                       | —     | 0.0518                               | 0.00604 | 60.00     |
| 65.00     | 126.00        | 75.93                        | 28.909 | 0.4355                              | 110.103 | 0.06082          | 0.21557 | 0.2941               | 0.2003 | 0.416  | 0.0303 | —                       | —     | 0.0512                               | 0.00613 | 65.00     |
| 70.00     | 136.19        | 75.27                        | 30.387 | 0.4026                              | 110.441 | 0.06358          | 0.21472 | 0.2967               | 0.2045 | 0.404  | —      | —                       | —     | 0.0505                               | 0.00623 | 70.00     |
| 75.00     | 146.98        | 74.60                        | 31.877 | 0.3726                              | 110.761 | 0.06633          | 0.21387 | 0.2994               | 0.2089 | 0.392  | —      | —                       | —     | 0.0499                               | 0.00632 | 75.00     |
| 80.00     | 158.40        | 73.92                        | 33.381 | 0.3451                              | 111.066 | 0.06907          | 0.21302 | 0.3024               | 0.2135 | 0.380  | —      | —                       | —     | 0.0492                               | 0.00642 | 80.00     |

ANEXO F (Continuación)

|   |        |       |        |        |         |         |         |        |        |       |   |        |         |        |
|---|--------|-------|--------|--------|---------|---------|---------|--------|--------|-------|---|--------|---------|--------|
| 0 | 170.45 | 73.22 | 0.3199 | 34.898 | 111.350 | 0.07162 | 0.21218 | 0.3055 | 0.2185 | 0.369 | — | 0.0486 | 0.00652 | 85.00  |
| 0 | 183.17 | 72.51 | 0.2968 | 36.430 | 111.616 | 0.07456 | 0.21134 | 0.3068 | 0.2238 | 0.358 | — | 0.0479 | 0.00661 | 90.00  |
| 0 | 196.57 | 71.79 | 0.2756 | 37.977 | 111.859 | 0.07730 | 0.21050 | 0.3123 | 0.2295 | 0.348 | — | 0.0473 | 0.00671 | 95.00  |
| 0 | 210.69 | 71.05 | 0.2560 | 39.538 | 112.081 | 0.08003 | 0.20965 | 0.3162 | 0.2356 | 0.338 | — | 0.0466 | 0.00680 | 100.00 |
| 0 | 225.53 | 70.29 | 0.2379 | 41.119 | 112.278 | 0.08277 | 0.20879 | 0.3203 | 0.2422 | —     | — | 0.0460 | 0.00690 | 105.00 |
| 0 | 241.14 | 69.51 | 0.2212 | 42.717 | 112.448 | 0.08552 | 0.20793 | 0.3248 | 0.2495 | —     | — | 0.0454 | 0.00699 | 110.00 |
| 0 | 257.52 | 68.71 | 0.2058 | 44.334 | 112.591 | 0.08827 | 0.20705 | 0.3298 | 0.2573 | —     | — | 0.0447 | 0.00709 | 115.00 |
| 0 | 274.71 | 67.89 | 0.1914 | 45.972 | 112.704 | 0.09103 | 0.20615 | 0.3353 | 0.2660 | —     | — | 0.0441 | 0.00719 | 120.00 |
| 0 | 292.73 | 67.05 | 0.1781 | 47.633 | 112.783 | 0.09379 | 0.20522 | 0.3413 | 0.2756 | —     | — | —      | —       | 125.00 |
| 0 | 311.61 | 66.17 | 0.1657 | 49.319 | 112.825 | 0.09657 | 0.20427 | 0.3482 | 0.2864 | —     | — | —      | —       | 130.00 |
| 0 | 331.38 | 65.27 | 0.1542 | 51.032 | 112.826 | 0.09937 | 0.20329 | 0.3559 | 0.2985 | —     | — | —      | —       | 135.00 |
| 0 | 352.07 | 64.33 | 0.1434 | 52.775 | 112.784 | 0.10220 | 0.20227 | 0.3648 | 0.3123 | —     | — | —      | —       | 140.00 |
| 0 | 373.71 | 63.35 | 0.1332 | 54.553 | 112.692 | 0.10504 | 0.20119 | 0.3752 | 0.3282 | —     | — | —      | —       | 145.00 |
| 0 | 396.32 | 62.33 | 0.1237 | 56.370 | 112.541 | 0.10793 | 0.20006 | 0.3873 | 0.3468 | —     | — | —      | —       | 150.00 |
| 0 | 444.65 | 60.12 | 0.1063 | 60.145 | 112.035 | 0.11383 | 0.19757 | 0.4198 | 0.3957 | —     | — | —      | —       | 160.00 |
| 0 | 497.35 | 57.59 | 0.0907 | 64.175 | 111.163 | 0.12001 | 0.19464 | 0.4711 | 0.4716 | —     | — | —      | —       | 170.00 |

temperaturas están en la escala ITS-68.

Reimpreso, con autorización, del ASHRAE Handbook, Fundamentals Volume.

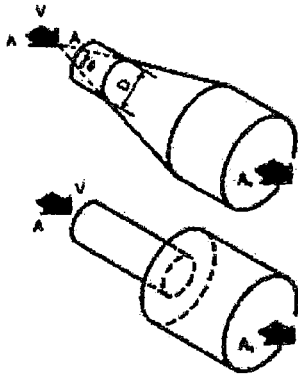
## ANEXO F (Continuación)

Tabla A-3b Propiedades del refrigerante R22 (clorodifluorometano), en unidades del Sistema Internacional

| Temp., <sup>a</sup><br>C | Presión<br>absoluta,<br>MPa | Densidad,<br>líquido,<br>kg/m <sup>3</sup> | Volumen,<br>vapor,<br>m <sup>3</sup> /kg | Entalpia,<br>kJ/kg |        | Entropía,<br>kJ/(kg·K) |        | Calor específico $c_p$ ,<br>kJ/(kg·K) |       | Viscosidad,<br>$\mu$ Pa·s |       | Conductividad tér-<br>mica, mW/(m·K) |       | Temp., <sup>b</sup><br>C |
|--------------------------|-----------------------------|--|--|--------------------|--------|------------------------|--------|---------------------------------------|-------|---------------------------|-------|--------------------------------------|-------|--------------------------|
|                          |                             |  |  | Líquido            | Vapor  | Líquido                | Vapor  | Líquido                               | Vapor | Líquido                   | Vapor | Líquido                              | Vapor |                          |
| -40.00                   | 0.10518                     | 1406.8                                     | 0.20526                                  | 154.80             | 388.09 | 0.8224                 | 1.8230 | 1.093                                 | 0.608 | —                         | —     | 113.8                                | 6.98  | -40.00                   |
| -38.00                   | 0.11533                     | 1401.0                                     | 0.18832                                  | 156.99             | 389.01 | 0.8317                 | 1.8184 | 1.096                                 | 0.614 | —                         | —     | 112.9                                | 7.11  | -38.00                   |
| -34.00                   | 0.13793                     | 1389.2                                     | 0.15927                                  | 161.40             | 390.84 | 0.8502                 | 1.8096 | 1.101                                 | 0.624 | —                         | —     | 111.1                                | 7.37  | -34.00                   |
| -32.00                   | 0.15045                     | 1383.3                                     | 0.14680                                  | 163.61             | 391.74 | 0.8594                 | 1.8054 | 1.104                                 | 0.630 | —                         | —     | 110.1                                | 7.50  | -32.00                   |
| -30.00                   | 0.16384                     | 1377.3                                     | 0.13551                                  | 165.82             | 392.63 | 0.8685                 | 1.8013 | 1.107                                 | 0.636 | —                         | —     | 109.2                                | 7.63  | -30.00                   |
| -26.00                   | 0.19340                     | 1365.2                                     | 0.11593                                  | 170.27             | 394.39 | 0.8866                 | 1.7934 | 1.114                                 | 0.648 | —                         | —     | 107.5                                | 7.89  | -26.00                   |
| -24.00                   | 0.20965                     | 1359.1                                     | 0.10744                                  | 172.51             | 395.26 | 0.8955                 | 1.7896 | 1.117                                 | 0.654 | —                         | —     | 106.6                                | 8.02  | -24.00                   |
| -22.00                   | 0.22693                     | 1352.9                                     | 0.09970                                  | 174.75             | 396.12 | 0.9044                 | 1.7859 | 1.121                                 | 0.660 | —                         | —     | 105.7                                | 8.14  | -22.00                   |
| -20.00                   | 0.24529                     | 1346.8                                     | 0.09262                                  | 177.00             | 396.97 | 0.9133                 | 1.7822 | 1.125                                 | 0.667 | 260.1                     | —     | 104.8                                | 8.27  | -20.00                   |
| -18.00                   | 0.26477                     | 1340.5                                     | 0.08615                                  | 179.26             | 397.81 | 0.9222                 | 1.7787 | 1.129                                 | 0.674 | 254.7                     | 11.08 | 103.9                                | 8.40  | -18.00                   |
| -16.00                   | 0.28542                     | 1334.2                                     | 0.08023                                  | 181.53             | 398.64 | 0.9309                 | 1.7752 | 1.133                                 | 0.681 | 249.4                     | 11.16 | 103.1                                | 8.52  | -16.00                   |
| -14.00                   | 0.30728                     | 1327.9                                     | 0.07479                                  | 183.81             | 399.46 | 0.9397                 | 1.7719 | 1.137                                 | 0.688 | 244.2                     | 11.24 | 102.2                                | 8.64  | -14.00                   |
| -12.00                   | 0.33040                     | 1321.5                                     | 0.06979                                  | 186.09             | 400.27 | 0.9484                 | 1.7686 | 1.141                                 | 0.695 | 239.1                     | 11.32 | 101.3                                | 8.77  | -12.00                   |
| -10.00                   | 0.35482                     | 1315.0                                     | 0.06520                                  | 188.38             | 401.07 | 0.9571                 | 1.7653 | 1.146                                 | 0.703 | 234.1                     | 11.40 | 100.4                                | 8.89  | -10.00                   |
| -8.00                    | 0.38059                     | 1308.5                                     | 0.06096                                  | 190.69             | 401.85 | 0.9657                 | 1.7621 | 1.151                                 | 0.710 | 229.1                     | 11.48 | 99.6                                 | 9.02  | -8.00                    |
| -6.00                    | 0.40775                     | 1301.9                                     | 0.05706                                  | 193.00             | 402.63 | 0.9743                 | 1.7590 | 1.156                                 | 0.718 | 224.2                     | 11.56 | 98.7                                 | 9.14  | -6.00                    |
| -4.00                    | 0.43636                     | 1295.3                                     | 0.05345                                  | 195.32             | 403.39 | 0.9829                 | 1.7560 | 1.161                                 | 0.727 | 219.4                     | 11.64 | 97.9                                 | 9.26  | -4.00                    |
| -2.00                    | 0.46646                     | 1288.6                                     | 0.05012                                  | 197.66             | 404.14 | 0.9915                 | 1.7530 | 1.166                                 | 0.735 | 214.7                     | 11.72 | 97.0                                 | 9.38  | -2.00                    |
| 0.00                     | 0.49811                     | 1281.8                                     | 0.04703                                  | 200.00             | 404.87 | 1.0000                 | 1.7500 | 1.171                                 | 0.744 | 210.1                     | 11.80 | 96.2                                 | 9.50  | 0.00                     |
| 2.00                     | 0.53134                     | 1275.0                                     | 0.04417                                  | 202.35             | 405.59 | 1.0085                 | 1.7471 | 1.177                                 | 0.753 | 205.6                     | 11.88 | 95.3                                 | 9.63  | 2.00                     |
| 4.00                     | 0.56622                     | 1268.1                                     | 0.04152                                  | 204.72             | 406.30 | 1.0170                 | 1.7443 | 1.183                                 | 0.762 | 201.2                     | 11.96 | 94.5                                 | 9.75  | 4.00                     |
| 6.00                     | 0.60279                     | 1261.1                                     | 0.03906                                  | 207.10             | 406.99 | 1.0254                 | 1.7415 | 1.189                                 | 0.772 | 196.9                     | 12.04 | 93.6                                 | 9.87  | 6.00                     |
| 8.00                     | 0.64109                     | 1254.0                                     | 0.03676                                  | 209.48             | 407.67 | 1.0338                 | 1.7387 | 1.195                                 | 0.782 | 192.6                     | 12.12 | 92.8                                 | 9.99  | 8.00                     |
| 10.00                    | 0.68119                     | 1246.9                                     | 0.03463                                  | 211.80             | 408.33 | 1.0422                 | 1.7360 | 1.202                                 | 0.792 | 188.5                     | 12.20 | 92.0                                 | 10.11 | 10.00                    |
| 12.00                    | 0.72314                     | 1239.7                                     | 0.03265                                  | 214.31             | 408.97 | 1.0506                 | 1.7333 | 1.208                                 | 0.802 | 184.4                     | 12.28 | 91.1                                 | 10.23 | 12.00                    |
| 14.00                    | 0.76698                     | 1232.4                                     | 0.03079                                  | 216.74             | 409.60 | 1.0590                 | 1.7306 | 1.215                                 | 0.813 | 180.5                     | 12.36 | 90.3                                 | 10.35 | 14.00                    |

**ANEXO G**

**A. Transición, redonda, cónica**



Cuando  $\theta = 180^\circ$

$R_c = 0.58 DV$

en la cual

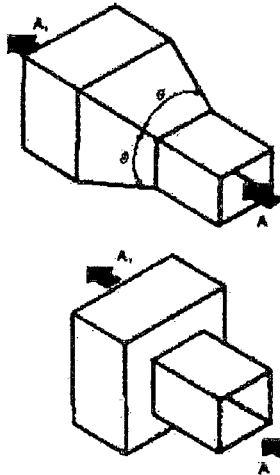
D = Diámetro corriente arriba (pulgadas)

V = Velocidad corriente arriba (ft/min)

Coefficiente C (ver nota)

| $R_c$                | $A_1/A$   | $\theta$ |      |      |      |      |      |      |      |
|----------------------|-----------|----------|------|------|------|------|------|------|------|
|                      |           | 16°      | 20°  | 30°  | 45°  | 60°  | 90°  | 120° | 180° |
| $0.5 \times 10^5$    | 2         | 0.14     | 0.19 | 0.32 | 0.33 | 0.33 | 0.32 | 0.31 | 0.30 |
|                      | 4         | 0.23     | 0.30 | 0.48 | 0.61 | 0.68 | 0.64 | 0.69 | 0.62 |
|                      | 6         | 0.27     | 0.33 | 0.48 | 0.66 | 0.77 | 0.74 | 0.73 | 0.72 |
|                      | 10        | 0.29     | 0.38 | 0.59 | 0.76 | 0.80 | 0.83 | 0.84 | 0.83 |
|                      | $\geq 16$ | 0.31     | 0.38 | 0.60 | 0.84 | 0.88 | 0.86 | 0.88 | 0.86 |
| $2 \times 10^5$      | 2         | 0.07     | 0.12 | 0.23 | 0.28 | 0.27 | 0.27 | 0.27 | 0.26 |
|                      | 4         | 0.15     | 0.18 | 0.36 | 0.55 | 0.59 | 0.59 | 0.58 | 0.57 |
|                      | 6         | 0.19     | 0.28 | 0.44 | 0.90 | 0.70 | 0.71 | 0.71 | 0.69 |
|                      | 10        | 0.20     | 0.24 | 0.43 | 0.76 | 0.80 | 0.81 | 0.81 | 0.81 |
|                      | $\geq 16$ | 0.21     | 0.28 | 0.52 | 0.78 | 0.87 | 0.87 | 0.87 | 0.87 |
| $\geq 6 \times 10^4$ | 2         | 0.05     | 0.07 | 0.12 | 0.27 | 0.27 | 0.27 | 0.27 | 0.27 |
|                      | 4         | 0.17     | 0.24 | 0.38 | 0.51 | 0.56 | 0.58 | 0.58 | 0.57 |
|                      | 6         | 0.16     | 0.29 | 0.46 | 0.60 | 0.69 | 0.71 | 0.70 | 0.70 |
|                      | 10        | 0.21     | 0.33 | 0.52 | 0.60 | 0.76 | 0.83 | 0.84 | 0.83 |
|                      | $\geq 16$ | 0.21     | 0.34 | 0.56 | 0.72 | 0.79 | 0.85 | 0.87 | 0.89 |

**B. Transición, rectangular, piramidal**



Cuando  $\theta = 180^\circ$

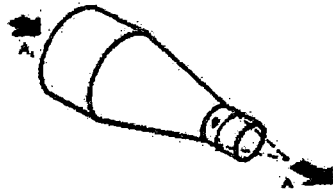
Coefficiente C (ver nota 1)

| $A_1/A$   | $\theta$ |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------|----------|------|------|------|------|------|------|------|
|           | 16°      | 20°  | 30°  | 45°  | 60°  | 90°  | 120° | 180° |
| 2         | 0.18     | 0.22 | 0.25 | 0.29 | 0.31 | 0.32 | 0.33 | 0.30 |
| 4         | 0.36     | 0.43 | 0.50 | 0.58 | 0.61 | 0.63 | 0.63 | 0.63 |
| 6         | 0.42     | 0.47 | 0.58 | 0.66 | 0.72 | 0.78 | 0.78 | 0.75 |
| $\geq 10$ | 0.42     | 0.49 | 0.59 | 0.70 | 0.80 | 0.87 | 0.85 | 0.86 |

Nota: A = área, corriente de aire que entra,  $A_1$  = área, corriente de aire que sale

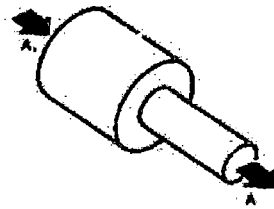
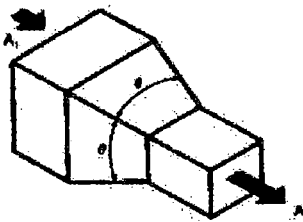
**ANEXO G (Continuación)**

**A. Contracción. Redonda y rectangular, gradual a abrupta**



Coefficiente C (ver nota)

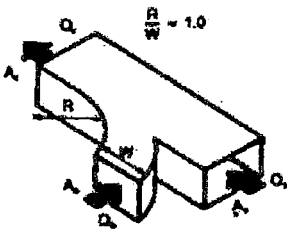
| A <sub>1</sub> /A | θ    |         |         |      |      |      |      |
|-------------------|------|---------|---------|------|------|------|------|
|                   | 10°  | 15°-40° | 50°-60° | 90°  | 120° | 150° | 180° |
| 2                 | 0.05 | 0.05    | 0.06    | 0.12 | 0.18 | 0.24 | 0.26 |
| 4                 | 0.05 | 0.04    | 0.07    | 0.17 | 0.27 | 0.35 | 0.41 |
| 6                 | 0.05 | 0.04    | 0.07    | 0.18 | 0.28 | 0.36 | 0.42 |
| 10                | 0.05 | 0.05    | 0.08    | 0.19 | 0.29 | 0.37 | 0.43 |



Cuando θ = 180°

Nota: A<sub>1</sub> = área de la corriente que entra, A = área de la corriente que sale

**D. Yc convergente, rectangular**



Ramal, coeficiente (ver nota)

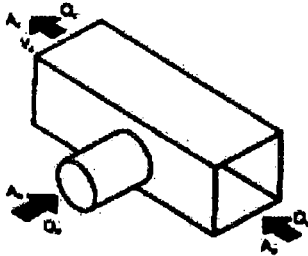
| A <sub>1</sub> /A <sub>2</sub> | A <sub>1</sub> /A <sub>3</sub> | Q <sub>1</sub> /Q <sub>2</sub> |       |       |       |       |      |      |      |      |
|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|------|
|                                |                                | 0.1                            | 0.2   | 0.3   | 0.4   | 0.5   | 0.6  | 0.7  | 0.8  | 0.9  |
| 0.25                           | 0.25                           | -0.50                          | 0     | 0.50  | 1.2   | 2.2   | 3.7  | 5.8  | 8.4  | 11   |
| 0.33                           | 0.25                           | -1.2                           | -0.40 | 0.40  | 1.6   | 3.0   | 4.8  | 6.8  | 8.9  | 11   |
| 0.5                            | 0.5                            | -0.50                          | -0.20 | 0     | 0.25  | 0.45  | 0.70 | 1.0  | 1.5  | 2.0  |
| 0.67                           | 0.5                            | -1.0                           | -0.60 | -0.20 | 0.10  | 0.30  | 0.60 | 1.0  | 1.5  | 2.0  |
| 1.0                            | 0.5                            | -2.2                           | -1.5  | -0.95 | -0.50 | 0     | 0.40 | 0.80 | 1.3  | 1.9  |
| 1.0                            | 1.0                            | -0.80                          | -0.30 | -0.10 | -0.04 | 0.13  | 0.21 | 0.29 | 0.36 | 0.42 |
| 1.33                           | 1.0                            | -1.2                           | -0.80 | -0.40 | -0.20 | 0     | 0.16 | 0.24 | 0.32 | 0.38 |
| 2.0                            | 1.0                            | -2.1                           | -1.4  | -0.90 | -0.50 | -0.20 | 0    | 0.20 | 0.25 | 0.30 |

Cabzal, coeficiente C (ver nota)

| A <sub>1</sub> /A <sub>2</sub> | A <sub>1</sub> /A <sub>3</sub> | Q <sub>1</sub> /Q <sub>2</sub> |      |      |       |       |       |       |       |       |
|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                                |                                | 0.1                            | 0.2  | 0.3  | 0.4   | 0.5   | 0.6   | 0.7   | 0.8   | 0.9   |
| 0.75                           | 0.25                           | 0.30                           | 0.30 | 0.20 | -0.10 | -0.45 | -0.92 | -1.5  | -2.0  | -2.6  |
| 1.0                            | 0.5                            | 0.17                           | 0.16 | 0.10 | 0     | -0.06 | -0.18 | -0.27 | -0.37 | -0.46 |
| 0.75                           | 0.5                            | 0.27                           | 0.35 | 0.32 | 0.25  | 0.12  | -0.03 | -0.23 | -0.42 | -0.58 |
| 0.5                            | 0.5                            | 1.2                            | 1.1  | 0.90 | 0.65  | 0.35  | 0     | -0.40 | -0.80 | -1.3  |
| 1.0                            | 1.0                            | 0.18                           | 0.24 | 0.27 | 0.26  | 0.23  | 0.18  | 0.10  | 0     | -0.12 |
| 0.75                           | 1.0                            | 0.75                           | 0.86 | 0.88 | 0.85  | 0.82  | 0.78  | 0.75  | 0.72  | 0.68  |
| 0.5                            | 1.0                            | 0.80                           | 0.87 | 0.80 | 0.68  | 0.55  | 0.40  | 0.25  | 0.08  | -0.10 |

**ANEXO G** (Continuación)

**A. Te convergente. Ramal redondo a cabezal rectangular**



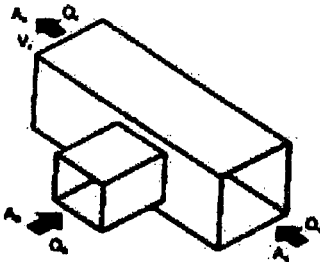
Ramal, coeficiente C (ver nota)

| $V_1$         | $Q_1/Q_2$ |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|---------------|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|               | 0.1       | 0.2  | 0.3  | 0.4  | 0.5  | 0.6  | 0.7  | 0.8  | 0.9  | 1.0  |
| < 1200 ft/min | -.63      | -.55 | 0.13 | 0.23 | 0.78 | 1.30 | 1.93 | 3.10 | 4.68 | 5.60 |
| > 1200 ft/min | -.49      | -.21 | 0.23 | 0.60 | 1.27 | 2.06 | 2.75 | 3.70 | 4.93 | 5.95 |

Cuando:

| $A_1/A_2$ | $A_1/A_3$ | $A_2/A_3$ |
|-----------|-----------|-----------|
| 0.5       | 1.0       | 0.5       |

**B. Te convergente. Ramal y cabezal rectangulares**



Ramal, coeficiente C (ver nota)

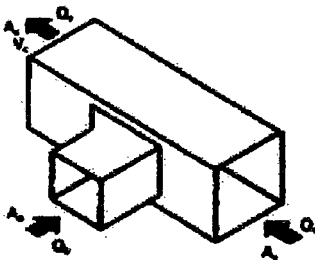
| $V_1$         | $Q_1/Q_2$ |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|---------------|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|               | 0.1       | 0.2  | 0.3  | 0.4  | 0.5  | 0.6  | 0.7  | 0.8  | 0.9  | 1.0  |
| < 1200 ft/min | -.75      | -.53 | -.09 | 0.33 | 1.03 | 1.10 | 2.15 | 2.93 | 4.18 | 4.78 |
| > 1200 ft/min | -.60      | -.21 | 0.23 | 0.67 | 1.17 | 1.66 | 2.67 | 3.36 | 3.93 | 5.13 |

Cuando:

| $A_1/A_2$ | $A_1/A_3$ | $A_2/A_3$ |
|-----------|-----------|-----------|
| 0.5       | 1.0       | 0.5       |

Nota: A = área, in<sup>2</sup> Q = flujo de aire, CFM, V = velocidad (ft/min)

**C. Te convergente. entrada 45° al cabezal rectangular**



Cuando:

| $A_1/A_2$ | $A_1/A_3$ | $A_2/A_3$ |
|-----------|-----------|-----------|
| 0.5       | 1.0       | 0.5       |

Ramal, coeficiente C (ver nota)

| $V_1$         | $Q_1/Q_2$ |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|---------------|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|               | 0.1       | 0.2  | 0.3  | 0.4  | 0.5  | 0.6  | 0.7  | 0.8  | 0.9  | 1.0  |
| < 1200 ft/min | -.83      | -.68 | -.30 | 0.28 | 0.55 | 1.03 | 1.50 | 1.93 | 2.50 | 3.03 |
| > 1200 ft/min | -.72      | -.52 | -.23 | 0.34 | 0.76 | 1.14 | 1.63 | 2.01 | 2.90 | 3.63 |

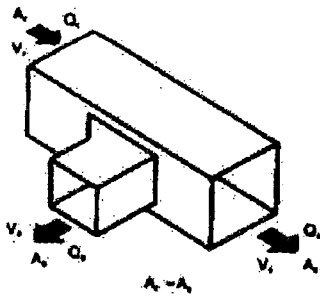


**ANEXO G** (Continuación)

**TABLA 9.8. COEFICIENTES DE PÉRDIDAS, UNIONES DIVERGENTES**

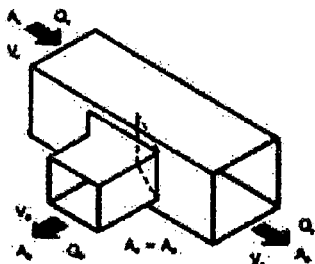
Usar la presión de velocidad ( $H_v$ ) de la sección corriente arriba. Pérdida en la conexión ( $H_f$ ) =  $C \times H_v$

**A. Te, entrada a 45°. Cabezal y ramal rectangulares.**



| $V_1/V_c$ | Ramal, coeficiente C (ver nota) |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------|---------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|           | $Q_1/Q_c$                       |      |      |      |      |      |      |      |      |
|           | 0.1                             | 0.2  | 0.3  | 0.4  | 0.5  | 0.6  | 0.7  | 0.8  | 0.9  |
| 0.2       | 0.81                            |      |      |      |      |      |      |      |      |
| 0.4       | 0.81                            | 0.79 |      |      |      |      |      |      |      |
| 0.6       | 0.77                            | 0.72 | 0.70 |      |      |      |      |      |      |
| 0.8       | 0.78                            | 0.73 | 0.69 | 0.66 |      |      |      |      |      |
| 1.0       | 0.78                            | 0.88 | 0.85 | 0.79 | 0.74 |      |      |      |      |
| 1.2       | 0.90                            | 1.11 | 1.16 | 1.23 | 1.03 | 0.88 |      |      |      |
| 1.4       | 1.19                            | 1.22 | 1.26 | 1.29 | 1.54 | 1.25 | 0.82 |      |      |
| 1.6       | 1.35                            | 1.42 | 1.55 | 1.59 | 1.63 | 1.50 | 1.31 | 1.09 |      |
| 1.8       | 1.44                            | 1.50 | 1.75 | 1.74 | 1.72 | 2.24 | 1.63 | 1.40 | 1.17 |

**B. Te, entrada a 45°. Cabezal y ramal rectangulares con compuerta.**



| $V_1/V_c$ | Ramal, coeficiente C (ver nota) |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------|---------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|           | $Q_1/Q_c$                       |      |      |      |      |      |      |      |      |
|           | 0.1                             | 0.2  | 0.3  | 0.4  | 0.5  | 0.6  | 0.7  | 0.8  | 0.9  |
| 0.2       | 0.61                            |      |      |      |      |      |      |      |      |
| 0.4       | 0.46                            | 0.61 |      |      |      |      |      |      |      |
| 0.6       | 0.43                            | 0.50 | 0.54 |      |      |      |      |      |      |
| 0.8       | 0.39                            | 0.43 | 0.62 | 0.53 |      |      |      |      |      |
| 1.0       | 0.34                            | 0.57 | 0.77 | 0.73 | 0.68 |      |      |      |      |
| 1.2       | 0.37                            | 0.64 | 0.85 | 0.98 | 1.07 | 0.83 |      |      |      |
| 1.4       | 0.57                            | 0.71 | 1.04 | 1.18 | 1.54 | 1.36 | 1.16 |      |      |
| 1.6       | 0.89                            | 1.06 | 1.28 | 1.30 | 1.69 | 2.06 | 1.81 | 1.47 |      |
| 1.8       | 1.33                            | 1.34 | 2.04 | 1.78 | 1.90 | 2.40 | 2.77 | 2.23 | 1.82 |

Nota: A = área, in<sup>2</sup>; Q = flujo de aire cfm, V = velocidad, pies por minuto.

## ANEXO F (Continuación)

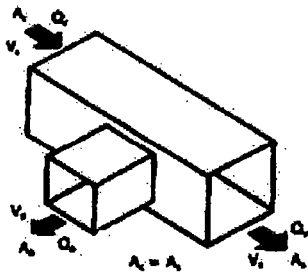
|       |         |         |         |        |        |        |        |       |       |       |       |      |       |       |
|-------|---------|---------|---------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|-------|------|-------|-------|
| 16.00 | 0.81277 | 1.225.0 | 0.02906 | 219.18 | 410.21 | 1.0673 | 1.7280 | 1.223 | 0.825 | 176.6 | 12.44 | 89.5 | 10.47 | 16.00 |
| 18.00 | 0.86056 | 1.217.6 | 0.02744 | 221.63 | 410.80 | 1.0756 | 1.7254 | 1.230 | 0.837 | 172.8 | 12.52 | 88.7 | 10.59 | 18.00 |
| 20.00 | 0.91041 | 1.210.0 | 0.02595 | 224.10 | 411.38 | 1.0840 | 1.7228 | 1.238 | 0.849 | 169.1 | —     | 87.8 | 10.71 | 20.00 |
| 22.00 | 0.96236 | 1.202.4 | 0.02451 | 226.59 | 411.93 | 1.0923 | 1.7202 | 1.246 | 0.862 | 165.4 | —     | 87.0 | 10.82 | 22.00 |
| 24.00 | 1.0165  | 1.194.6 | 0.02319 | 229.09 | 412.46 | 1.1006 | 1.7177 | 1.254 | 0.875 | 161.9 | —     | 86.2 | 10.94 | 24.00 |
| 26.00 | 1.0728  | 1.186.8 | 0.02194 | 231.60 | 412.98 | 1.1088 | 1.7151 | 1.263 | 0.889 | 158.4 | —     | 85.4 | 11.06 | 26.00 |
| 28.00 | 1.1314  | 1.178.8 | 0.02077 | 234.14 | 413.46 | 1.1171 | 1.7126 | 1.272 | 0.904 | 155.0 | —     | 84.6 | 11.18 | 28.00 |
| 30.00 | 1.1924  | 1.170.7 | 0.01963 | 236.69 | 413.93 | 1.1254 | 1.7101 | 1.282 | 0.919 | 151.7 | —     | 83.8 | 11.30 | 30.00 |
| 32.00 | 1.2557  | 1.162.5 | 0.01864 | 239.25 | 414.37 | 1.1336 | 1.7075 | 1.292 | 0.935 | 148.5 | —     | 83.0 | 11.42 | 32.00 |
| 34.00 | 1.3215  | 1.154.2 | 0.01767 | 241.84 | 414.79 | 1.1419 | 1.7050 | 1.302 | 0.952 | 145.4 | —     | 82.2 | 11.54 | 34.00 |
| 36.00 | 1.3898  | 1.145.7 | 0.01675 | 244.44 | 415.18 | 1.1501 | 1.7024 | 1.313 | 0.970 | 142.3 | —     | 81.4 | 11.66 | 36.00 |
| 38.00 | 1.4606  | 1.137.1 | 0.01589 | 247.06 | 415.54 | 1.1584 | 1.6999 | 1.325 | 0.989 | 139.3 | —     | 80.6 | 11.78 | 38.00 |
| 40.00 | 1.5341  | 1.128.4 | 0.01507 | 249.71 | 415.87 | 1.1667 | 1.6973 | 1.338 | 1.009 | 136.3 | —     | 79.8 | 11.90 | 40.00 |
| 42.00 | 1.6103  | 1.119.5 | 0.01430 | 252.37 | 416.17 | 1.1749 | 1.6947 | 1.351 | 1.030 | —     | —     | 79.0 | 12.02 | 42.00 |
| 44.00 | 1.6892  | 1.110.4 | 0.01357 | 255.06 | 416.44 | 1.1832 | 1.6921 | 1.365 | 1.052 | —     | —     | 78.2 | 12.14 | 44.00 |
| 46.00 | 1.7709  | 1.101.2 | 0.01288 | 257.77 | 416.68 | 1.1915 | 1.6894 | 1.380 | 1.076 | —     | —     | 77.4 | 12.26 | 46.00 |
| 48.00 | 1.8555  | 1.091.8 | 0.01223 | 260.51 | 416.87 | 1.1998 | 1.6867 | 1.396 | 1.102 | —     | —     | 76.6 | 12.38 | 48.00 |
| 50.00 | 1.9431  | 1.082.1 | 0.01161 | 263.27 | 417.03 | 1.2081 | 1.6840 | 1.414 | 1.129 | —     | —     | —    | —     | 50.00 |
| 55.00 | 2.1753  | 1.057.1 | 0.01020 | 270.31 | 417.24 | 1.2291 | 1.6768 | 1.464 | 1.209 | —     | —     | —    | —     | 55.00 |
| 60.00 | 2.4274  | 1.030.5 | 0.00895 | 277.56 | 417.14 | 1.2503 | 1.6692 | 1.528 | 1.307 | —     | —     | —    | —     | 60.00 |
| 65.00 | 2.7008  | 1.001.8 | 0.00784 | 285.06 | 416.65 | 1.2718 | 1.6610 | 1.611 | 1.435 | —     | —     | —    | —     | 65.00 |
| 70.00 | 2.9967  | 970.4   | 0.00684 | 292.90 | 415.69 | 1.2940 | 1.6518 | 1.726 | 1.609 | —     | —     | —    | —     | 70.00 |
| 75.00 | 3.3166  | 935.3   | 0.00594 | 301.18 | 414.09 | 1.3169 | 1.6413 | 1.896 | 1.862 | —     | —     | —    | —     | 75.00 |

<sup>a</sup>Las temperaturas están en la escala ITS-90.

Fuente: Reimpreso, con autorización, del ASHRAE Handbook, Fundamentals Volume.

**ANEXO G** (Continuación)

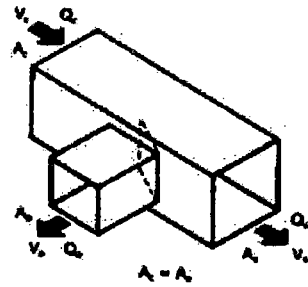
**C. Te. Cabezal y ramal rectangulares**



Ramal, coeficiente C (ver notas)

| $V_2/V_1$ | $Q_2/Q_1$ |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|           | 0.1       | 0.2  | 0.3  | 0.4  | 0.5  | 0.6  | 0.7  | 0.8  | 0.9  |
| 0.2       | 1.03      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| 0.4       | 1.04      | 1.01 |      |      |      |      |      |      |      |
| 0.6       | 1.11      | 1.03 | 1.05 |      |      |      |      |      |      |
| 0.8       | 1.16      | 1.21 | 1.17 | 1.12 |      |      |      |      |      |
| 1.0       | 1.38      | 1.40 | 1.30 | 1.36 | 1.27 |      |      |      |      |
| 1.2       | 1.52      | 1.61 | 1.68 | 1.91 | 1.47 | 1.66 |      |      |      |
| 1.4       | 1.79      | 2.01 | 1.90 | 2.31 | 2.28 | 2.20 | 1.95 |      |      |
| 1.6       | 2.07      | 2.28 | 2.13 | 2.71 | 2.99 | 2.81 | 2.09 | 2.20 |      |
| 1.8       | 2.32      | 2.54 | 2.64 | 3.09 | 3.72 | 3.48 | 2.21 | 2.29 | 2.57 |

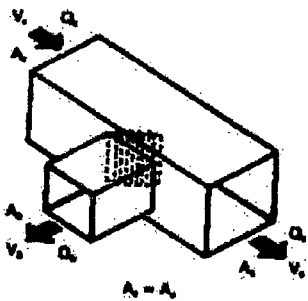
**D. Te. Cabezal y ramal rectangulares, con compuerta**



Ramal, coeficiente C (ver nota)

| $V_2/V_1$ | $Q_2/Q_1$ |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|           | 0.1       | 0.2  | 0.3  | 0.4  | 0.5  | 0.6  | 0.7  | 0.8  | 0.9  |
| 0.2       | 0.58      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| 0.4       | 0.67      | 0.64 |      |      |      |      |      |      |      |
| 0.6       | 0.78      | 0.76 | 0.75 |      |      |      |      |      |      |
| 0.8       | 0.88      | 0.96 | 0.81 | 1.01 |      |      |      |      |      |
| 1.0       | 1.12      | 1.05 | 1.08 | 1.18 | 1.28 |      |      |      |      |
| 1.2       | 1.49      | 1.48 | 1.40 | 1.51 | 1.70 | 1.91 |      |      |      |
| 1.4       | 2.10      | 2.21 | 2.25 | 2.29 | 2.32 | 2.48 | 2.53 |      |      |
| 1.6       | 2.72      | 3.30 | 2.84 | 3.09 | 3.30 | 3.19 | 3.29 | 3.18 |      |
| 1.8       | 3.42      | 4.58 | 3.65 | 3.82 | 4.20 | 4.15 | 4.14 | 4.10 | 4.05 |

**E. Te. Cabezal y ramal rectangulares con extractor**



Ramal, coeficiente C (ver nota)

| $V_2/V_1$ | $Q_2/Q_1$ |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|           | 0.1       | 0.2  | 0.3  | 0.4  | 0.5  | 0.6  | 0.7  | 0.8  | 0.9  |
| 0.2       | 0.60      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| 0.4       | 0.62      | 0.69 |      |      |      |      |      |      |      |
| 0.6       | 0.74      | 0.80 | 0.82 |      |      |      |      |      |      |
| 0.8       | 0.89      | 1.10 | 0.95 | 0.90 |      |      |      |      |      |
| 1.0       | 1.48      | 1.12 | 1.41 | 1.24 | 1.21 |      |      |      |      |
| 1.2       | 1.91      | 1.23 | 1.43 | 1.52 | 1.55 | 1.64 |      |      |      |
| 1.4       | 2.47      | 1.67 | 1.70 | 2.04 | 1.86 | 1.98 | 2.47 |      |      |
| 1.6       | 3.17      | 2.40 | 2.33 | 2.53 | 2.31 | 2.51 | 3.13 | 3.25 |      |
| 1.8       | 3.85      | 3.37 | 2.89 | 3.23 | 3.09 | 3.03 | 3.30 | 3.74 | 4.11 |

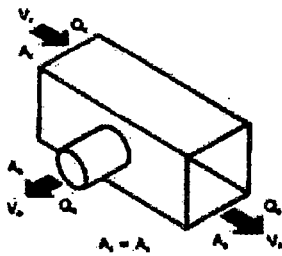
Cabezal, coeficiente C (ver nota)

| $V_2/V_1$ | 0.2  | 0.4  | 0.6  | 0.8  | 1.0  | 1.2  | 1.4  | 1.6  | 1.8  |
|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| C         | 0.03 | 0.04 | 0.07 | 0.12 | 0.13 | 0.14 | 0.27 | 0.30 | 0.25 |

**ANEXO G** (Continuación)

TABLA 8.8. (Continuación)

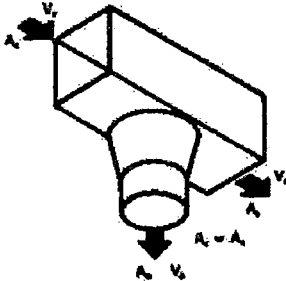
**F. Te. Cabezal rectangular con ramal redondo**



Ramal, coeficiente C (véase nota)

| $V_2/V_1$ | $Q_2/Q_1$ |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|           | 0.1       | 0.2  | 0.3  | 0.4  | 0.5  | 0.6  | 0.7  | 0.8  | 0.9  |
| 0.2       | 1.00      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| 0.4       | 1.01      | 1.07 |      |      |      |      |      |      |      |
| 0.6       | 1.14      | 1.10 | 1.06 |      |      |      |      |      |      |
| 0.8       | 1.18      | 1.31 | 1.32 | 1.13 |      |      |      |      |      |
| 1.0       | 1.30      | 1.36 | 1.20 | 1.23 | 1.26 |      |      |      |      |
| 1.2       | 1.48      | 1.58 | 1.45 | 1.31 | 1.39 | 1.48 |      |      |      |
| 1.4       | 1.70      | 1.82 | 1.65 | 1.51 | 1.56 | 1.64 | 1.71 |      |      |
| 1.6       | 1.93      | 2.06 | 2.00 | 1.85 | 1.70 | 1.76 | 1.80 | 1.88 |      |
| 1.8       | 2.06      | 2.17 | 2.20 | 2.13 | 2.06 | 1.96 | 1.99 | 2.00 | 2.07 |

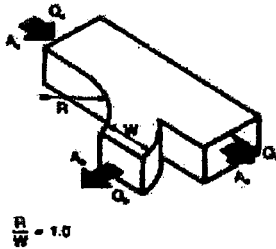
**G. Te. Cabezal rectangular con ramal cónico (2)**



Ramal, coeficiente C (ver nota)

| $V_2/V_1$ | 0.40 | 0.50 | 0.75 | 1.0 | 1.3 | 1.5 |
|-----------|------|------|------|-----|-----|-----|
| C         | 0.80 | 0.83 | 0.90 | 1.0 | 1.1 | 1.4 |

**H. Ye, Rectangular (15)**



$R/W = 1.0$

Ramal de 90°

Ramal, coeficiente C (ver nota)

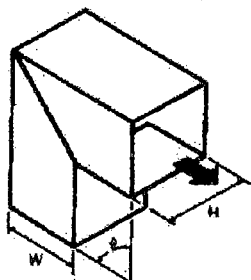
| $A_2/A_1$ | $A_1/A_2$ | $Q_2/Q_1$ |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------|-----------|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|           |           | 0.1       | 0.2  | 0.3  | 0.4  | 0.5  | 0.6  | 0.7  | 0.8  | 0.9  |
| 0.25      | 0.25      | 0.55      | 0.50 | 0.60 | 0.65 | 1.2  | 1.8  | 3.1  | 4.4  | 6.0  |
| 0.33      | 0.25      | 0.35      | 0.35 | 0.50 | 0.60 | 1.3  | 2.0  | 2.8  | 3.8  | 5.0  |
| 0.5       | 0.5       | 0.62      | 0.48 | 0.40 | 0.40 | 0.48 | 0.60 | 0.78 | 1.1  | 1.5  |
| 0.67      | 0.5       | 0.52      | 0.40 | 0.32 | 0.30 | 0.34 | 0.44 | 0.62 | 0.82 | 1.4  |
| 1.0       | 0.5       | 0.44      | 0.36 | 0.36 | 0.41 | 0.52 | 0.66 | 0.82 | 1.2  | 1.6  |
| 1.0       | 1.0       | 0.67      | 0.55 | 0.46 | 0.37 | 0.32 | 0.29 | 0.29 | 0.30 | 0.37 |
| 1.33      | 1.0       | 0.70      | 0.60 | 0.51 | 0.42 | 0.34 | 0.28 | 0.28 | 0.26 | 0.29 |
| 2.0       | 1.0       | 0.60      | 0.52 | 0.43 | 0.33 | 0.24 | 0.17 | 0.15 | 0.17 | 0.21 |

Cabzal, coeficiente C (ver nota)

| $A_2/A_1$ | $A_1/A_2$ | $Q_2/Q_1$ |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------|-----------|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|           |           | 0.1       | 0.2  | 0.3  | 0.4  | 0.5  | 0.6  | 0.7  | 0.8  | 0.9  |
| 0.25      | 0.25      | -0.1      | -0.3 | -0.1 | 0.05 | 0.13 | 0.21 | 0.29 | 0.36 | 0.46 |
| 0.33      | 0.25      | 0.08      | 0    | -0.2 | -0.1 | 0.02 | 0.08 | 0.16 | 0.24 | 0.34 |
| 0.5       | 0.5       | -0.3      | -0.6 | -0.5 | 0    | 0.06 | 0.12 | 0.19 | 0.27 | 0.35 |
| 0.67      | 0.5       | 0.04      | -0.2 | -0.4 | -0.3 | -0.1 | 0.04 | 0.12 | 0.23 | 0.37 |
| 1.0       | 0.5       | 0.72      | 0.48 | 0.28 | 0.13 | 0.05 | 0.04 | 0.09 | 0.16 | 0.30 |
| 1.0       | 1.0       | -0.2      | -0.4 | -0.4 | -0.1 | 0.06 | 0.13 | 0.22 | 0.30 | 0.36 |
| 1.33      | 1.0       | 0.10      | 0    | 0.01 | -0.3 | -0.1 | 0.03 | 0.10 | 0.20 | 0.30 |
| 2.0       | 1.0       | 0.62      | 0.36 | 0.23 | 0.13 | 0.06 | 0.05 | 0.06 | 0.10 | 0.20 |

**ANEXO G (Continuación)**

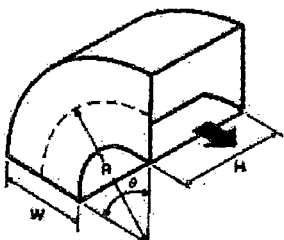
**D. Codo de ángulo, rectangular**



**Coefficiente C**

| R   | H/W  |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|     | 0.25 | 0.5  | 0.75 | 1.0  | 1.5  | 2.0  | 3.0  | 4.0  | 5.0  | 6.0  | 8.0  |
| 20° | 0.09 | 0.08 | 0.08 | 0.07 | 0.07 | 0.07 | 0.08 | 0.06 | 0.05 | 0.05 | 0.05 |
| 30° | 0.18 | 0.17 | 0.17 | 0.16 | 0.15 | 0.15 | 0.13 | 0.13 | 0.12 | 0.12 | 0.11 |
| 45° | 0.38 | 0.37 | 0.36 | 0.34 | 0.33 | 0.31 | 0.28 | 0.27 | 0.26 | 0.25 | 0.24 |
| 60° | 0.60 | 0.59 | 0.57 | 0.55 | 0.52 | 0.49 | 0.46 | 0.43 | 0.41 | 0.39 | 0.38 |
| 75° | 0.89 | 0.87 | 0.84 | 0.81 | 0.77 | 0.73 | 0.67 | 0.63 | 0.61 | 0.59 | 0.57 |
| 90° | 1.3  | 1.3  | 1.2  | 1.2  | 1.1  | 1.1  | 0.98 | 0.92 | 0.89 | 0.85 | 0.83 |

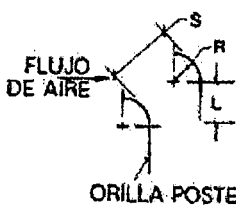
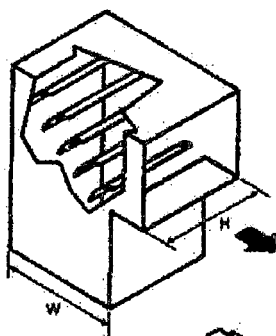
**E. Codo, rectangular de radio uniforme sin álabes**



Coefficientes para codos de 90° (ver nota)

| R/W  | H/W  |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|      | 0.25 | 0.5  | 0.75 | 1.0  | 1.5  | 2.0  | 3.0  | 4.0  | 5.0  | 6.0  | 8.0  |
| 0.5  | 1.5  | 1.4  | 1.3  | 1.2  | 1.1  | 1.0  | 1.0  | 1.1  | 1.1  | 1.2  | 1.2  |
| 0.75 | 0.57 | 0.52 | 0.48 | 0.44 | 0.40 | 0.39 | 0.39 | 0.40 | 0.42 | 0.43 | 0.44 |
| 1.0  | 0.27 | 0.25 | 0.23 | 0.21 | 0.19 | 0.18 | 0.18 | 0.19 | 0.20 | 0.21 | 0.21 |
| 1.5  | 0.22 | 0.20 | 0.19 | 0.17 | 0.15 | 0.14 | 0.14 | 0.15 | 0.16 | 0.17 | 0.17 |
| 2.0  | 0.20 | 0.18 | 0.18 | 0.15 | 0.14 | 0.13 | 0.13 | 0.14 | 0.14 | 0.15 | 0.15 |

**F. Codo, rectangular, en ángulo, con álabes de direccionamiento**

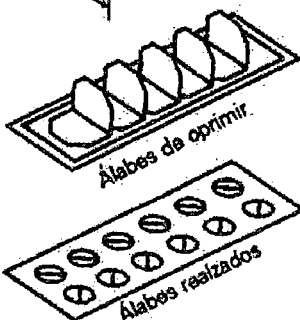


**ÁLABES DE ESPESOR SENCILLO**

| *No. | Dimensiones, pulgadas |      |      | Coeficiente C |
|------|-----------------------|------|------|---------------|
|      | R                     | S    | L    |               |
| 1    | 2.0                   | 1.5  | 0.75 | 0.12          |
| 2    | 4.5                   | 2.25 | 0    | 0.15          |
| 3    | 4.5                   | 3.25 | 1.60 | 0.18          |

\*Los números son sólo referencia

Cuando no se tiene extensión de la orilla posterior para este codo, las pérdidas permanecen aproximadamente igual para codos sencillos, pero aumentan mucho para codos en serie



**ÁLABES DE ESPESOR DOBLE**

Coefficiente C

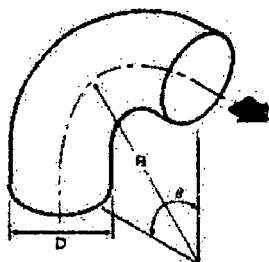
| *No. | Dimensiones, in |      | Velocidad (V), ft/min |      |      |      | Observaciones        |
|------|-----------------|------|-----------------------|------|------|------|----------------------|
|      | R               | S    | 1000                  | 2000 | 3000 | 4000 |                      |
| 1    | 2.0             | 1.5  | 0.27                  | 0.22 | 0.19 | 0.17 | Embossed Vane Runner |
| 2    | 2.0             | 1.5  | 0.33                  | 0.29 | 0.26 | 0.23 | Push-On Vane Runner  |
| 3    | 2.0             | 2.13 | 0.38                  | 0.31 | 0.27 | 0.24 | Embossed Vane Runner |
| 4    | 4.5             | 3.25 | 0.26                  | 0.21 | 0.18 | 0.16 | Embossed Vane Runner |

\*Los números son sólo referencia

## ANEXO G (Continuación)

Usar la presión de velocidad ( $H_v$ ) de la sección corriente arriba. Pérdida de la conexión ( $H_c$ ) =  $C \times H_v$

### A. Codo de radio (troquelado), redondo



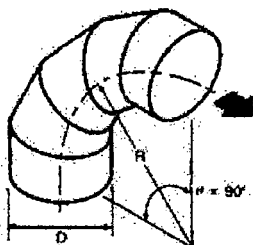
Coeficientes para codos de 90° (ver nota)

| R/D | 0.5  | 0.75 | 1.0  | 1.5  | 2.0  | 2.5  |
|-----|------|------|------|------|------|------|
| C   | 0.71 | 0.33 | 0.22 | 0.15 | 0.13 | 0.12 |

**Nota:** Para ángulos distintos de 90°, multiplicar por los siguientes factores:

| $\theta$ | 0° | 20°  | 30°  | 45°  | 60°  | 75°  | 90°  | 110° | 130° | 150° | 180° |
|----------|----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| K        | 0  | 0.31 | 0.45 | 0.60 | 0.78 | 0.90 | 1.00 | 1.13 | 1.20 | 1.28 | 1.40 |

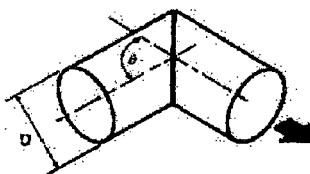
### B. Codo redondo, de 3 a 5 partes, 90°



Coeficiente C

| No. de Piezas | R/D  |      |      |      |      |
|---------------|------|------|------|------|------|
|               | 0.5  | 0.75 | 1.0  | 1.5  | 2.0  |
| 5             | —    | 0.46 | 0.33 | 0.24 | 0.19 |
| 4             | —    | 0.50 | 0.37 | 0.27 | 0.24 |
| 3             | 0.98 | 0.54 | 0.42 | 0.34 | 0.33 |

### C. Codo de ángulo, redondo



Coeficiente C

| $\theta$ | 20°  | 30°  | 45°  | 60°  | 75°  | 90° |
|----------|------|------|------|------|------|-----|
| C        | 0.08 | 0.16 | 0.34 | 0.55 | 0.81 | 1.2 |

**ANEXO G** (Continuación)

| LONGITUD EQUIVALENTE EN PIES – DE VALVULAS Y ACCESORIOS |          |        |                 |                 |                |                |                                  |
|---|----------|--------|-----------------|-----------------|----------------|----------------|----------------------------------|
| DIAMETRO EXTERIOR DE LA LINEA EN PULGS                  | VALVULAS |        | CODOS           |                 | FLUJOS         |                | VALVULA DE RETENCION DE COLUMPIO |
|   | GLOBOS   | ANGULO | DE CUELLO CORTO | DE CUELLO LARGO | FLUJO EN LINEA | FLUJO EN RAMAL |                                  |
| 1/2   | 13       | 8      | 1.2             | 1.0             | 0.8            | 2.4            | 3.5                              |
| 5/8   | 17       | 9      | 1.5             | 1.3             | 0.9            | 2.9            | 4.1                              |
| 3/4   | 20       | 13     | 1.6             | 1.4             | 1.1            | 3.5            | 5.2                              |
| 7/8   | 22       | 14     | 1.8             | 1.6             | 1.3            | 4.0            | 6.0                              |
| 1 1/8   | 28       | 16     | 2.4             | 2.0             | 1.8            | 5.0            | 8.0                              |
| 1 3/8   | 35       | 19     | 3.1             | 2.5             | 2.0            | 6.2            | 10                               |
| 1 5/8   | 45       | 22     | 3.7             | 3.1             | 2.4            | 8.0            | 12                               |
| 2 1/8   | 55       | 30     | 4.6             | 4.0             | 3.1            | 10             | 15                               |

## ANEXO H

| Designación con grupo de calidad <sup>1</sup> | Tipo de desoxidación <sup>2</sup> del material | Número del material | Tipo de acero correspondiente según Euronorm 25 | Contenido en C<br>%<br>≤ | Valores de resistencia                 |   | Aplicación |   |
|---|--|---------------------|---|--------------------------|--|---|------------|---|
|   |  |                     |   |                          | mg hasta 100 mm Ø<br>N/mm <sup>2</sup> | σ <sub>0.2</sub> mm <sup>2</sup><br>N/mm <sup>2</sup> |            |   |
| St 33-1                                       |  | 1 0033              | Fe 33-0   | —                        | 340-490                                | 190   | 18         | Para piezas sin exigencias especiales   |
| St 33-2                                       |  | 1 0035              | —   | —                        | 340-490                                | 190   | 18         |   |
| St 34-1                                       | U  | 1 0100              | Fe 34-A   | 0,17                     | 330-410                                | 200   | 28         | Acero para forja, fácil mecanización, utilizable para retuques y tornillos, chapa para estampación y chapa para tubos   |
| St 34-2                                       | R  | 1 0102              | Fe 34-B3FU                                      | 0,15                     |  |   |            |   |
|   | R  | 1 0108              | Fe 34-B3FN                                      |                          |  |   |            |   |
| St 37-1                                       | U  | 1 0110              | Fe 37-A   | 0,20                     | 360-440                                | 240   | 25         | Acero para forja usual en construcción de máquinas, para chapas de recipientes y calderas, buena soldabilidad   |
| St 37-2                                       | R  | 1 0111              | —   |                          |  |   |            |   |
|   | U  | 1 0112              | Fe 37-B3FU                                      | 0,18                     |  |   |            |   |
|   | R  | 1 0114              | Fe 37-B3FN                                      |                          |  |   |            |   |
| St 37-3                                       | RR   | 1 0116              | Fe 37-C3  | 0,17                     |  |   |            |   |
| St 42-1                                       | U  | 1 0130              | Fe 42-A   | 0,25                     | 410-490                                | 250   | 22         | Piezas prensadas y estampadas, árboles moderadamente solicitados, bielas pequeñas, soldable   |
| St 42-2                                       | R  | 1 0131              | —   |                          |  |   |            |   |
|   | U  | 1 0132              | Fe 42-B3FU                                      | 0,25                     |  |   |            |   |
|   | R  | 1 0134              | Fe 42-B3FN                                      |                          |  |   |            |   |
| St 42-3                                       | RR   | 1 0136              | Fe 42-C3  | 0,23                     |  |   |            |   |
| St 50-1                                       | R  | 1 0530              | Fe 50-1   | 0,25                     | 490-590                                | 290   | 20         | Para árboles altamente solicitados, bielas, aun fácilmente mecanizable, soldable  |
| St 50-2                                       | R  | 1 0532              | Fe 50-2   | 0,30                     |  |   |            |   |
| St 52-3                                       | RR   | 0841                | Fe 52-C3  | 0,2                      | 510-610                                | 350   | 22         | Construcciones de acero, bien soldable  |
| St 60-1                                       | R  | 1 0540              | Fe 60-1   | 0,35                     | 590-710                                | 330   | 15         | Para piezas altamente solicitadas y para sollicitaciones de desgaste, chavetas y pasadores de ajuste, ruedas dentadas, hélices, tornillos sin fin, templable y bonificable                  |
| St 60-2                                       | R  | 1 0572              | Fe 60-2   | 0,40                     |  |   |            |   |
| St 70-2                                       | R  | 1 0632              | Fe 70-2   | 0,5                      | 690-830                                | 360   | 10         | Para piezas de dureza natural y las máximas sollicitaciones como levas, rodillos y estampas, para piezas templadas como punzones y filos de corte, templable y bonificable, aun mecanizable |

<sup>1</sup> Con un grupo de calidad más alto disminuye el máximo % de P, S o N admisible.

Pueden caracterizarse exigencias particulares mediante anteposición de dígitos: idoneidad para un doblado sin grietas: Q; para estrados de barras: Z; para forja con estampa: P; para fabricación de tubos: Ro.

<sup>2</sup> U = no calmado (efervescente); R = calmado; RR = colado con calmado especial.

<sup>3</sup> Valores para espesores ≤ 16 mm; para valores entre 16 y 40 debe restarse 10 N/mm<sup>2</sup>; para valores entre 40 y 100 mm debe restarse 20 N/mm<sup>2</sup>.



## ANEXO I

### Armalflex AC - Datos Técnicos

¿Qué es Armalflex AC? es un aislamiento térmico flexible de espuma elastomérica y estructura celular cerrada. Sus características técnicas aseguran un eficiente aislamiento térmico y el control de la condensación.



Comportamiento al fuego



Barreia de vapor



Control de la condensación



Ahorro energético

|   |  |
|---|--|
| <b>Campo de aplicación</b>                                    | -40°C a +105°C (+85°C Planchas)  |
| <b>Conductividad térmica λ</b>                                | 0,038 W (m.K) a 0°C  |
| <b>Factor de resistencia a la difusión de vapor de agua μ</b> | >3000!   |
| <b>Reacción al fuego</b>                                      | M-1  |
| <b>Olores</b>   | Neutro   |
| <b>Color</b>  | Negro  |
| <b>Dimensiones standard</b>                                   | Coquillas: longitud 2 m.<br>Coquillas en rollos: longitud según espesor y diámetro |
| <b>Armalflex AC no contiene gas C.F.C.</b>                    | Planchas en rollos: Ancho: 1 m.<br>Largo según espesor                             |

| Cobre                                 |                             | Hierro                      |                                   | Coquillas            |                      |                       |                       | Planchas en Rollo                                      |
|---------------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------------|----------------------|----------------------|-----------------------|-----------------------|--|
| Cobre métrico Ø exterior (tubo en mm) | Pulgadas O.D. Tubo de cobre | Pulgadas IPS Tubo de hierro | Coquillas Ø Interior mínimo en mm | Espesor Nominal 6 mm | Espesor Nominal 9 mm | Espesor Nominal 13 mm | Espesor Nominal 19 mm | Ancho: 1 m Largo según espesor. Espesor: Referencia mm |
| 6                                     | 1/4"                        |                             | 7,61                              | • AC 6 x 06          | • AC 9 x 06          |                       |                       | <b>Standard</b>  |
| 10                                    | 3/8"                        | 1/2"                        | 11,01                             | • AC 6 x 10          | • AC 9 x 10          | AC 13 x 10            | AC 19 x 10            | 9 AC 19 x 99/E   |
| 12                                    | 1/2"                        | 3/4"                        | 12,50                             | • AC 6 x 12          | • AC 9 x 12          | AC 13 x 12            | AC 19 x 12            | 13 AC 13 x 99/E  |
| 15                                    | 5/8"                        | 1"                          | 16,01                             | • AC 6 x 15          | • AC 9 x 15          | AC 13 x 15            | AC 19 x 15            | 19 AC 19 x 99/E  |
| 18                                    | 3/4"                        | 1 1/4"                      | 19,01                             | • AC 6 x 18          | • AC 9 x 18          | AC 13 x 18            | AC 19 x 18            | 32 AC 32 x 99/E  |
| 22                                    | 1"                          | 1 3/4"                      | 23,01                             | • AC 6 x 22          | • AC 9 x 22          | AC 13 x 22            | AC 19 x 22            |  |
| 28                                    | 1 1/8"                      | 2"                          | 30,01                             | • AC 6 x 28          | • AC 9 x 28          | AC 13 x 28            | AC 19 x 28            | <b>Autoadhesiva</b>                                    |
| 35                                    | 1 3/8"                      | 2 1/4"                      | 36,01                             |                      | AC 9 x 35            | AC 13 x 35            | AC 19 x 35            | 9 AC 9 x 99/E-A  |
| 42                                    | 1 7/8"                      | 2 3/4"                      | 43,50                             |                      | AC 9 x 42            | AC 13 x 42            | AC 19 x 42            | 13 AC 13 x 99/E-A                                      |
| 54                                    | 2 1/8"                      | 3"                          | 49,50                             |                      | AC 9 x 48            | AC 13 x 48            | AC 19 x 48            | 19 AC 19 x 99/E-A                                      |
| 64                                    | 2 3/8"                      | 3 1/4"                      | 55,00                             |                      | AC 9 x 54            | AC 13 x 54            | AC 19 x 54            | 32 AC 32 x 99/E-A                                      |
| 76                                    | 3"                          | 3 3/4"                      | 61,50                             |                      | AC 9 x 60            | AC 13 x 60            | AC 19 x 60            |  |
| 89                                    | 3 1/2"                      | 4"                          | 65,00                             |                      | AC 9 x 64            | AC 13 x 64            | AC 19 x 64            | <b>Cinta Aislante Armalflex AC</b>                     |
| 100                                   | 3 7/8"                      | 4 1/2"                      | 72,50                             |                      | AC 9 x 76            | AC 13 x 76            | AC 19 x 76            | <b>Autoadhesiva</b>                                    |
|                                       | 4 1/8"                      | 5"                          | 80,50                             |                      | AC 9 x 89            | AC 13 x 89            | AC 19 x 89            | Longitud: 15 m.  |
|                                       | 4 3/4"                      | 5 1/2"                      | 105,00                            |                      |                      | AC 13 x 102           | AC 19 x 102           | Ancho: 50 mm.  |
|                                       |                             | 6"                          | 115,00                            |                      |                      | AC 9 x 114            | AC 13 x 114           | ESpesor: 3 mm.   |
|                                       |                             | 6 3/4"                      | 132,00                            |                      |                      | AC 9 x 140            | AC 13 x 140           |  |

\* Disponibles en Coquillas en rollos.

**Instalación:** Si la tubería no está instalada se puede embutir el Armalflex AC en los tramos rectos y en los codos. Para tuberías instaladas, se puede cortar y pegar con Adhesivo Armalflex 520. Dada su flexibilidad, hasta las piezas complicadas se pueden resolver fácilmente. Para mayor información sobre nuestro Manual de Instalación Armalflex, antes de proceder al aislamiento de acero inoxidable con Armalflex AC, consultar con nuestro Departamento Técnico.

Todos los datos e informaciones técnicas están basados en resultados de ensayos hechos bajo condiciones controladas de uso. La responsabilidad de los resultados de estos datos e información, por un propósito concreto, corresponde al usuario. A la hora de pasarlos a la práctica los datos e informaciones técnicas pueden ser modificados con alteraciones en las bases de los cálculos.



Armstrong Insulation Products, S.A.

Web: [www.armalflex.es](http://www.armalflex.es)

**DELEGACIONES DE VENAS**

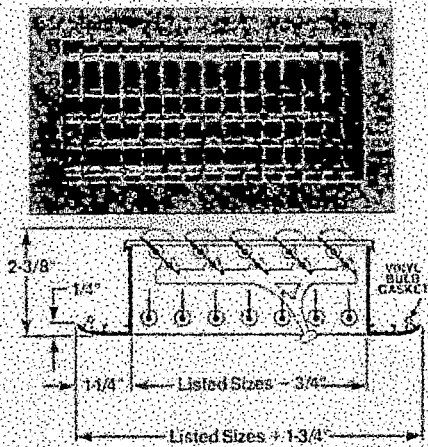
| MADRID  | BARCELONA   | SEVILLA   | BILBAO  | VALENCIA  | VIGO   | SERVICIO DE VENAS REGIO   |
|---|---|---|---|---|--|---|
| Agustín de los Ríos, 13<br>Tel: 91 534 77 60<br>Fax: 91 534 77 60<br>28002 MADRID | Carretera de Utrera, 37 - 5 <sup>a</sup> Et.<br>Tel: 93 43 33 23<br>Fax: 93 43 47 30<br>08005 BARCELONA | Apartado 1325<br>Tel: 95 484 99 11<br>Fax: 95 44 78 75<br>41009 SEVILLA | Apartado 6890<br>Tel: 91 47 03 10<br>Fax: 91 47 03 10<br>48100 BILBAO | Carretera 606<br>Tel: 96 33 39 62<br>Fax: 96 33 39 64<br>46100 VALENCIA | Carretera 3007<br>Tel: 986 28 06 69<br>Fax: 986 28 06 34<br>36200 VIGO | Apartado de Correos, 2<br>Tel: 922 30 34 1000<br>Fax: 922 30 30 34<br>22007 TARRAGONA |

**ANEXO J**

**Rejillas**



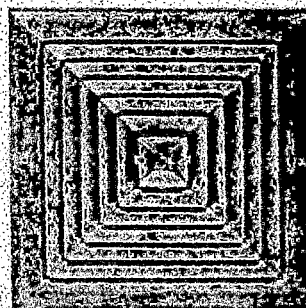
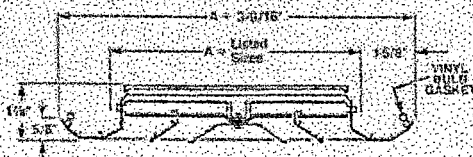
**Deflección Sencilla**  
**Registro con Cuchillas Paralelas**  
 Modelo VML



Tamaño máximo disponible 18" x 14"

| Tamaños Listados |      |          |      |
|------------------|------|----------|------|
| HORIZONTAL       |      | VERTICAL |      |
| (pulg)           | (mm) | (pulg)   | (mm) |
| 4                | 102  | 4        | 102  |
| 6                | 153  | 6        | 153  |
| 8                | 204  | 8        | 204  |
| 10               | 254  | 10       | 254  |
| 12               | 305  | 12       | 305  |
| 14               | 356  | 14       | 356  |
| 16               | 407  |          |      |
| 18               | 457  |          |      |

**Difusor Cuadrado de Techo**



Modelo JS-4

| Tamaños Listados |      |             |      |
|------------------|------|-------------|------|
| DIMENSION A      |      | DIMENSION B |      |
| (pulg)           | (mm) | (pulg)      | (mm) |
| 6                | 153  | 6           | 153  |
| 8                | 204  | 8           | 204  |
| 9                | 225  | 9           | 225  |
| 10               | 254  | 10          | 254  |
| 12               | 305  | 12          | 305  |
| 14               | 356  | 14          | 356  |
| 16               | 407  | 16          | 407  |
| 18               | 457  | 18          | 457  |
| 20               | 508  | 20          | 508  |
| 22               | 559  | 22          | 559  |
| 24               | 610  | 24          | 610  |

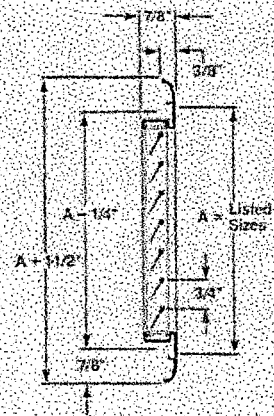
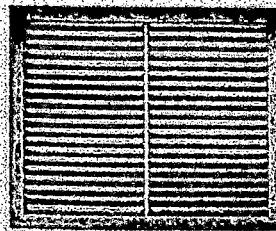
**ANEXO J** (Continuación)

**Rejillas**

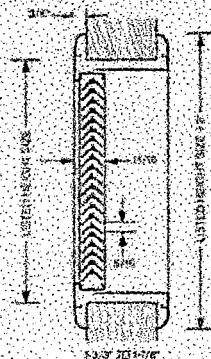
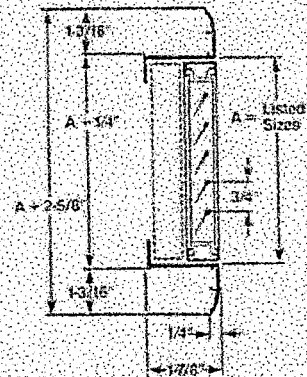
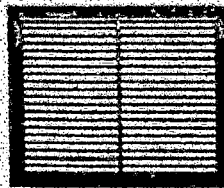


**Rejilla de Retorno**  
Modelo RA - Cuchilla de 38°

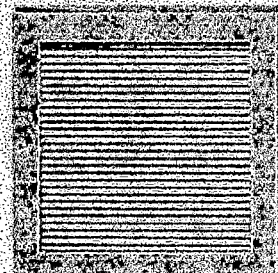
| Tamaños Listados<br>(Modelo RA & RF-2/Cuchilla 38°) |      |             |      |
|---|------|-------------|------|
| DIMENSION A   |      | DIMENSION B |      |
| (pulg)  | (mm) | (pulg)      | (mm) |
| 4   | 102  | 4           | 102  |
| 6   | 153  | 6           | 153  |
| 8   | 204  | 8           | 204  |
| 10  | 254  | 10          | 254  |
| 12  | 305  | 12          | 305  |
| 14  | 356  | 14          | 356  |
| 16  | 407  | 16          | 407  |
| 18  | 457  | 18          | 457  |
| 20  | 508  | 20          | 508  |
| 22  | 559  | 22          | 559  |
| 24  | 610  | 24          | 610  |
| 26  | 660  | 26          | 660  |
| 28  | 711  | 28          | 711  |
| 30  | 762  | 30          | 762  |
| 32  | 813  | 32          | 813  |
| 34  | 864  | 34          | 864  |
| 36  | 915  | 36          | 915  |
| 38  | 965  | 38          | 965  |
| 40  | 1006 | 40          | 1006 |
| 42  | 1067 | 42          | 1067 |
| 44  | 1117 | 44          | 1117 |
| 46  | 1168 | 46          | 1168 |
| 48  | 1219 | 48          | 1219 |



**Rejilla de Retorno**  
Modelo RF-2 - Cuchilla de 38°

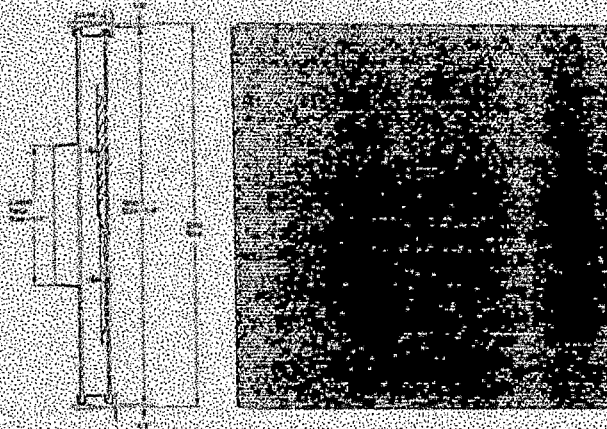


**Rejilla de Puerta**  
Modelo DG-3



**ANEXO J** (Continuación)**Rejillas**
**Difusor Perforado de Techo  
Frente No Removible**

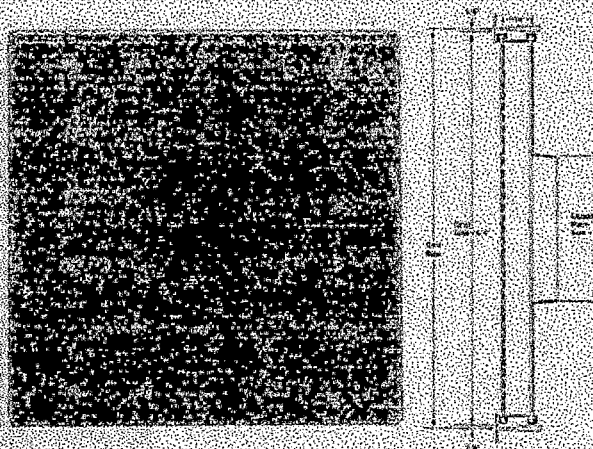
Modelo PS-1-NRF



| MODELO   | TAMAÑO DE LA REJILLA | TIPO DE CUELLO |
|----------|----------------------|----------------|
| PS-1-NRF | 24 x 24              | Redonda        |

**Difusor Perforado de Techo  
Frente No Removible**

Modelo PR-1-NRF



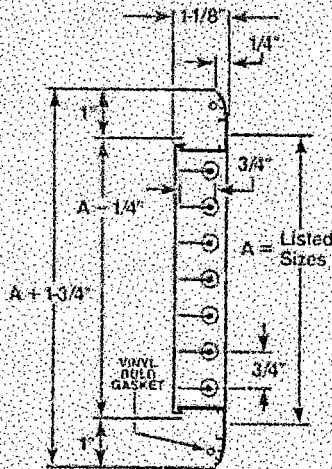
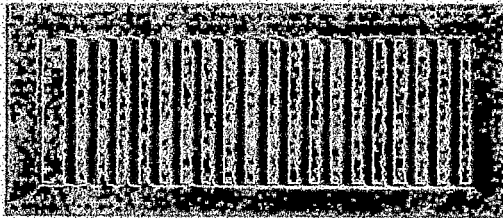
| MODELO   | TAMAÑO DE LA REJILLA | TIPO DE CUELLO |
|----------|----------------------|----------------|
| PR-1-NRF | 24 x 24              | Redonda        |

**ANEXO J** (Continuación)

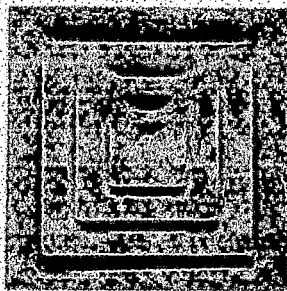
**Rejillas**



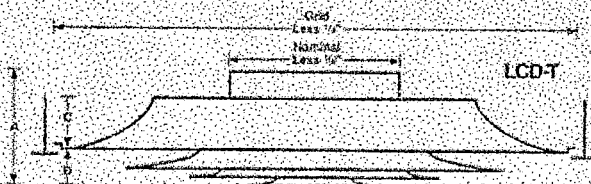
**Rejilla de Deflección Sencilla**  
Modelo V-OB



| Tamaños Listados         |      |                        |      |
|--------------------------|------|------------------------|------|
| Dimensiones Horizontales |      | Dimensiones Verticales |      |
| (pulg)                   | (mm) | (pulg)                 | (mm) |
| 4                        | 102  | 4                      | 102  |
| 6                        | 153  | 6                      | 153  |
| 8                        | 204  | 8                      | 204  |
| 10                       | 254  | 10                     | 254  |
| 12                       | 305  | 12                     | 305  |
| 14                       | 356  | 14                     | 356  |
| 16                       | 407  | 16                     | 407  |
| 18                       | 457  | 18                     | 457  |
| 20                       | 508  | 20                     | 508  |
| 22                       | 559  | 22                     | 559  |
| 24                       | 610  | 24                     | 610  |
| 26                       | 660  |                        |      |
| 28                       | 711  |                        |      |
| 30                       | 762  |                        |      |
| 32                       | 813  |                        |      |
| 34                       | 864  |                        |      |
| 36                       | 915  |                        |      |
| 38                       | 965  |                        |      |
| 40                       | 1006 |                        |      |
| 42                       | 1067 |                        |      |
| 44                       | 1117 |                        |      |
| 46                       | 1168 |                        |      |
| 48                       | 1219 |                        |      |
| 50                       | 1270 |                        |      |
| 52                       | 1321 |                        |      |
| 54                       | 1372 |                        |      |
| 56                       | 1422 |                        |      |
| 58                       | 1473 |                        |      |
| 60                       | 1524 |                        |      |



**Difusor de Alta Capacidad**  
Modelo LCD-T



| Tamaños Listados                       |                           |
|--|---------------------------|
| Tamaño del Cuello Diámetro en pulgadas | Tamaño General del Frente |
| 6                                      | 12 x 12                   |
| 8                                      | 12 x 12                   |
| 8                                      | 24 x 24                   |
| 10                                     | 24 x 24                   |
| 12                                     | 24 x 24                   |
| 14                                     | 24 x 24                   |
| 15                                     | 24 x 24                   |

**ANEXO K*****Longitud***

$$1 \text{ pie} = 30.48 \text{ cm}$$

$$1 \text{ pulgada} = 2.54 \text{ cm}$$

$$1 \text{ m} = 39.37 \text{ pulgadas}$$

$$1 \text{ micrón} = 10^{-6} \text{ m} = 3.281 \times 10^{-6}$$

$$1 \text{ milla} = 5280 \text{ pies}$$

***Área***

$$1 \text{ m}^2 = 1550.1472 \text{ in}^2$$

$$1 \text{ m}^2 = 10.76392 \text{ ft}^2$$

***Volumen***

$$1 \text{ ft}^3 = 7.84 \text{ galones} = 1728 \text{ in}^3$$

$$1 \text{ m}^3 = 6.1 \times 10^{-4} \text{ in}^3$$

$$1 \text{ m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$$

$$1 \text{ m}^3 = 264.154 \text{ galones}$$

***Masa***

$$1 \text{ kg} = 2.204652 \text{ lbm}$$

$$1 \text{ lbm} = 7000 \text{ gramos} = 453.592 \text{ g}$$

***Fuerza***

$$1 \text{ N} = 2.20452 \text{ lbf}$$

$$1 \text{ lbf} = 4.4482 \text{ N}$$

***Energía***

$$1 \text{ Btu} = 778.28 \text{ ft-lbf}$$

$$1 \text{ kilocaloría} = 10^3 \text{ calorías} = 3.968 \text{ Btu}$$

$$1 \text{ J} = 9.48 \times 10^{-4} \text{ Btu} = 0.7375 \text{ ft-lbf}$$

$$1 \text{ kW-hr} = 3.412 \text{ Btu} = 2.6562 \times 10^6 \text{ ft-lbf}$$

### **Potencia**

$$1 \text{ hp} = 33000 \text{ ft-lbf/min}$$

$$1 \text{ hp} = 745.7 \text{ W}$$

$$1 \text{ W} = 3.412 \text{ Btu/h} = 0.00134 \text{ hp} = 0.000284 \text{ tons de refrigeración}$$

### **Presión**

$$1 \text{ atmósfera} = 14.6959 \text{ psia} = 2116 \text{ lbf/ft}^2 = 101\,325 \text{ N/m}^2$$

$$1 \text{ in agua} = 249.08 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ in Hg} = 3376.85 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ lbf/in}^2 = 6894.76 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2 = 1.4504 \times 10^{-4} \text{ lbf/in}^2$$

### **Temperatura**

$$1 \text{ }^\circ\text{R} = 1 \text{ }^\circ\text{F} = 5/9 \text{ }^\circ\text{C} = 5/9 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$^\circ\text{F} = 9/5 (^\circ\text{C}) + 32$$

$$^\circ\text{C} = 5/9 (^\circ\text{F} - 32)$$

### **Conductividad térmica**

$$1 \frac{\text{Btu}}{\text{h-ft-F}} = 0.004134 \frac{\text{Calorias}}{\text{s-cm-C}} = 1.7307 \frac{\text{W}}{\text{m-C}}$$

$$1 \frac{\text{W}}{\text{m-C}} = 0.5778 \frac{\text{Btu}}{\text{h-ft-F}}$$

$$1 \frac{\text{Btu-in}}{\text{h-ft}^2\text{-F}} = 0.1442 \frac{\text{W}}{\text{m-C}}$$

$$1 \frac{\text{W}}{\text{m-C}} = 6.933 \frac{\text{Btu-in}}{\text{h-ft}^2\text{-F}}$$

**Coefficiente de transferencia de calor**

$$1 \frac{\text{Btu}}{\text{h} - \text{ft}^2 - \text{F}} = 5.678 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 - \text{C}}$$

$$1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 - \text{C}} = 0.1761 \frac{\text{Btu}}{\text{h} - \text{ft}^2 - \text{F}}$$

**Viscosidad absoluta**

$$1 \text{ poise} = 100 \text{ centipoise}$$

$$1 \frac{\text{lbm}}{\text{s} - \text{ft}} = 1490 \text{ centipoise} = 1.49 \frac{\text{N} - \text{s}}{\text{m}^2}$$

$$1 \frac{\text{lbf} - \text{s}}{\text{ft}^2} = 47800 \text{ centipoise}$$

$$1 \text{ centipoise} = 0.001 \frac{\text{N} - \text{s}}{\text{m}^2}$$

**Viscosidad cinemática**

$$1 \frac{\text{ft}^2}{\text{s}} = 0.0929 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$1 \frac{\text{m}^2}{\text{s}} = 10.764 \frac{\text{ft}^2}{\text{s}}$$

**Calor específico**

$$1 \frac{\text{caloria}}{\text{g} - \text{C}} = 1 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm} - \text{F}}$$

$$1 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm} - \text{F}} = 4186.8 \frac{\text{J}}{\text{Kg} - \text{C}}$$

$$1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} - \text{C}} = 0.2388 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm} - \text{F}}$$