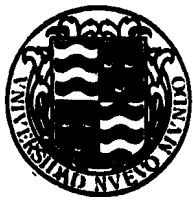


878517  
4  
26

# UNIVERSIDAD NUEVO MUNDO

ESCUELA DE INGENIERIA  
CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA U. N. A. M.



TOMA DE DECISION SOBRE DOS PROYECTOS DE  
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE PARA EL AEROPUERTO  
INTERNACIONAL DE LOS CABOS BAJA CALIFORNIA  
SUR, MEXICO

T E S I S  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**  
AREA DE INGENIERIA INDUSTRIAL  
P R E S E N T A :  
**GABRIEL VIVES GARCIA**

Director de Tesis: Ing. Miguel Chacón Paz

México, D. F.

1993

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



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

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

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

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

# INDICE

<b>CAPITULO I</b>	
<b>INTRODUCCION . . . . .</b>	<b>PAG. 1</b>
<b>CAPITULO II</b>	
<b>PRINCIPIOS BASICOS DE REFRIGERACION . . . . .</b>	<b>PAG. 3</b>
<b>CAPITULO III</b>	
<b>GENERALIDADES SOBRE ACONDICIONAMIENTO</b>	
<b>DE AIRE . . . . .</b>	<b>PAG. 11</b>
<b>3.1 CARACTERISTICAS DEL LOCAL Y FUENTES DE CARGA TERMICA . . . . .</b>	<b>PAG. 17</b>
<b>3.2 CONDICIONES DE PROYECTO . . . . .</b>	<b>PAG. 18</b>
<b>3.3 CONDICIONES EXTERIORES DE PROYECTO VERANO E INVIERNO . . . . .</b>	<b>PAG. 19</b>
<b>3.4 CONDICIONES NORMALES DE PROYECTO VERANO . . . . .</b>	<b>PAG. 19</b>
<b>3.5 CONDICIONES LIMITES DE PROYECTO VERANO . . . . .</b>	<b>PAG. 19</b>
<b>3.6 CONDICIONES NORMALES DE PROYECTO INVIERNO . . . . .</b>	<b>PAG. 24</b>
<b>3.7 CONDICIONES INTERIORES DE PROYECTO PARA CONFORT VERANO . . . . .</b>	<b>PAG. 24</b>
<b>3.8 CONDICIONES INTERIORES DE PROYECTO PARA CONFORT INVIERNO . . . . .</b>	<b>PAG. 26</b>
<b>3.9 CONDICIONES INTERIORES PARA LA INDUSTRIA . . . . .</b>	<b>PAG. 26</b>
<b>3.10 TRANSMISION DE CALOR Y VAPOR DE AGUA A TRAVES DE LAS ESTRUCTURAS DEL EDIFICIO . . . . .</b>	<b>PAG. 29</b>
<b>3.11 TRANSMISION DE CALOR A TRAVES DE LAS PAREDES EXTERIORES . . . . .</b>	<b>PAG. 29</b>
<b>3.12 DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA PARA PAREDES Y TECHOS SOLEADOS O A LA SOMBRA . . . . .</b>	<b>PAG. 30</b>
<b>3.13 PERDIDAS DEBIDAS A LOS SUELOS Y PAREDES DEL SUBSUELO . . . . .</b>	<b>PAG. 33</b>
<b>3.14 DIFUSION DE VAPOR A TRAVES DE LAS PAREDES . . . . .</b>	<b>PAG. 33</b>
<b>3.15 CONDENSACIONES . . . . .</b>	<b>PAG. 34</b>

<b>CAPITULO IV</b>	
<b>DIRECTRIZ GENERAL PARA LA ELABORACION DE UN PROYECTO DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE . . . . .</b>	<b>PAG. 37</b>
<b>4.1 LISTA Y DEFINICIONES DE ACTIVIDADES PARA LA RUTA CRITICA . . . . .</b>	<b>PAG. 38</b>
<b>4.2 DIAGRAMA DEL CPM PARA LA EJECUCION DE UN PROYECTO DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE . . . . .</b>	<b>PAG. 39</b>
<b>CAPITULO V</b>	
<b>DIRECTRIZ GENERAL PARA LA REALIZACION DE UNA OBRA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE . . . . .</b>	<b>PAG. 40</b>
<b>CAPITULO VI</b>	
<b>CARGAS TERMICAS CARACTERISTICAS PARA AEROPUERTOS . . . . .</b>	<b>PAG. 41</b>
<b>CAPITULO VII</b>	
<b>PSICROMETRIA . . . . .</b>	<b>PAG. 42</b>
<b>CAPITULO VIII</b>	
<b>PROYECTO DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE PARA EL EDIFICIO TERMINAL DEL AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS, BAJA CALIFORNIA SUR, MEXICO</b>	
<b>8.1 DESCRIPCION DEL PROYECTO PROPUESTO POR AEROPUERTOS Y SERVICIOS AUXILIARES . . . . .</b>	<b>PAG. 44</b>
<b>8.2 CONDICIONES CLIMATICAS DE SAN JOSE DEL CABO BAJA CALIFORNIA SUR, MEXICO . . . . .</b>	<b>PAG. 45</b>
<b>8.3 RESUMEN DE CARGAS TERMICAS PROYECTO AEROPUERTOS Y SERVICIOS AUXILIARES . . . . .</b>	<b>PAG. 57</b>
<b>8.4 CUADRO DE ESPECIFICACIONES Y DIAGRAMAS ELECTRICOS UNIFILARES PROYECTO AEROPUERTOS Y SERVICIOS AUXILIARES . . . . .</b>	<b>PAG. 61</b>
<b>8.5 MATERIALES Y CANTIDADES DE OBRA PROYECTO AEROPUERTOS Y SERVICIOS AUXILIARES . . . . .</b>	<b>PAG. 62</b>
<b>8.6 PLANOS DE DUCTOS PROYECTO AEROPUERTOS Y SERVICIOS AUXILIARES . . . . .</b>	<b>PAG. 71</b>
<b>8.7 PLANOS DE INSTALACIONES PROYECTO DE AEROPUERTOS Y SERVICIOS AUXILIARES . . . . .</b>	<b>PAG. 79</b>
<b>8.8 DESCRIPCION DE PROYECTO ALTERNATIVO . . . . .</b>	<b>PAG. 84</b>



8.9	CONDICIONES CLIMATICAS DE SAN JOSE DEL CABO BAJA CALIFORNIA SUR, MEXICO . . . . .	PAG. 85
8.10	CRITERIO DE UTILIZACION DEL EDIFICIO TERMINAL DEL AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS BAJA CALIFORNIA SUR, MEXICO, PROYECTO ALTERNATIVO . . . . .	PAG. 97
8.11	DESCRIPCION COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR PROYECTO ALTERNATIVO . . . . .	PAG. 99
8.12	CALCULO DE COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSMISION DE CALOR PROYECTOL ALTERNATIVO . . . . .	PAG. 103
8.13	DESCRIPCION DE LOS ELEMENTOS QUE FORMAN EL EDIFICIO TERMINAL DEL AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS BAJA CALIFORNIA SUR, MEXICO PROYECTO ALTERNATIVO . . . . .	PAG. 104
8.14	LOCALES QUE COMPONEN EL EDIFICIO TERMINAL DEL AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS BAJA CALIFORNIA SUR, MEXICO PROYECTO ALTERNATIVO . . . . .	PAG. 110
8.15	CALCULO DE LA CARGA TERMICA MAXIMA DE REFRIGERACION PARA EL EDIFICIO TERMINAL DEL AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS BAJA CALIFORNIA SUR MEXICO, PROYECTO ALTERNATIVO . . . . .	PAG. 114
8.16	DISEÑO DE TUBERIAS DE REFRIGERACION PARA LOS EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO DEL EDIFICIO TERMINAL DEL AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS BAJA CALIFORNIA SUR, MEXICO PROYECTO ALTERNATIVO . . . . .	PAG. 142
8.18	SELECCION DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL EDIFICIO TERMINAL DEL AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS BAJA CALIFORNIA SUR, MEXICO PROYECTO ALTERNATIVO . . . . .	PAG. 189

8.19 CUADROS DE EQUIPOS Y CASAS DE MAQUINAS PARA EL EDIFICIO TER- MINAL DEL AEROPUERTO INTERNACIO- NAL DE LOS CABOS BAJA CALIFORNIA SUR, MEXICO, PROYECTO ALTERNATIVO . . . . .	PAG. 224
8.20 MATERIALES Y CANTIDADES DE OBRA PROYECTO ALTERNATIVO . . . . .	PAG. 234
8.21 PLANOS DE DUCTOS E INSTALA- CIONES PARA EL EDIFICIO TER- MINAL DEL AEROPUERTO INTER- NACIONAL DE LOS CABOS BAJA CALIFORNIA SUR, MEXICO, PRO- YECTO ALTERNATIVO . . . . .	PAG. 242
CAPITULO IX	
ANALISIS DEL COSTO DE MANO DE OBRA PARA EL PROYECTO DE AERO- PUERTOS Y SERVICIOS AUXILIARES PARA EL EDIFICIO TERMINAL DEL AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS BAJA CALIFORNIA SUR, MEXICO . . . . .	PAG. 252
CAPITULO X	
ANALISIS DEL COSTO DE MANO DE OBRA PARA EL PROYECTO ALTERNA- TIVO PARA EL EDIFICIO TERMINAL DEL AEROPUETO INTERNACIONAL DE LOS CABOS BAJA CALIFORNIA SUR MEXICO . . . . .	PAG. 257
CAPITULO XI	
COSTO DE INVERSION PARA AMBAS ALTERNATIVAS . . . . .	PAG. 268
CAPITULO XII	
ESTUDIO COMPARATIVO DE COSTOS DE OPERACION DE AMBOS PORYECTOS . . . . .	PAG. 269
12.1 COSTO ANUAL DE OPERACION DE AMBAS ALTERNATIVAS . . . . .	PAG. 270
12.2 RECUPERACION DE CAPITAL . . . . .	PAG. 273
CONCLUSIONES . . . . .	PAG. 275
INDICE DE TERMINOS . . . . .	PAG. 279
BIBLIOGRAFIA . . . . .	PAG. 280

## CAPITULO I

## INTRODUCCION

El propósito de cualquier sistema de acondicionamiento de aire, es controlar las condiciones ambientales dentro de un determinado espacio, para el beneficio de las personas, productos o equipos para diferentes procesos que se encuentren dentro de este espacio.

El acondicionamiento de aire en sentido moderno, es aquel que tiene tanto la capacidad de calentar y humidificar, así como la de enfriar y deshumidificar, también además de controlar la temperatura y la humedad, en un sistema completo de acondicionamiento de aire, se debe de tener la capacidad de evitar y controlar la contaminación debida al polvo, olores, polen, etcétera. Cualquier análisis de las ventajas o desventajas del acondicionamiento de aire, en última instancia depende de las consideraciones económicas que se tomen.

Las comparaciones económicas y juicios que se tomen, determinan la elección entre el acondicionamiento de aire completo o parcial, así como también entre varios sistemas o componentes.

Los establecimientos comerciales, encuentran necesario el tener acondicionamiento de aire tanto para verano como para invierno, para así de esta manera atraer el mayor número de clientes.

De la misma manera gran cantidad de negocios, encuentran económicamente justificable un sistema de acondicionamiento de aire completo debido al incremento de eficiencia y el decremento de ausentismo, etcétera.

Históricamente el acondicionamiento de aire, se utilizó primeramente de manera industrial, donde la calidad del producto, la eficiencia del proceso y la vida útil del equipo, requieren de un eficaz control de las condiciones ambientales del local o fábrica.

Desde un punto de vista industrial, el acondicionamiento de aire ofrece las siguientes ventajas:

- 1.- Costos de fabricación más baratos.
- 2.- Mejor calidad del producto.
- 3.- Protección de las mercancías almacenadas.
- 4.- Mejoramiento de la salud de los empleados.
- 5.- Mayor comodidad y eficiencia de los obreros.

En algunas industrias es casi indispensable el acondicionamiento de aire completo, los materiales higroscópicos, que absorben humedad del aire, pueden perjudicarse o cambiar sus propiedades, sino se controla minuciosamente dicha humedad. Por esta razón, fueron los talleres de imprenta, litografía y talleres de tejido los que hicieron las primeras instalaciones de acondicionamiento de aire de manera industrial. En la fabricación de instrumentos de alta precisión y en la fabricación y comprobación de calibres o piezas afectadas por pequeños cambios de temperatura, el acondicionamiento de aire ha simplificado la producción, ha disminuido el desecho y ha reducido mucho la pérdida de tiempo en discusiones y piezas defectuosas.

En las industrias productoras de productos alimenticios y otras en las que los productos se deterioran rápidamente, el control de la temperatura y de la humedad puede reducir el desecho y permitir almacenar el producto durante mas tiempo.

El acondicionamiento de aire ha sido por lo menos un factor que ha contribuido, a decidir la ubicación y el cambio de sitio de algunas industrias. Por ejemplo un caso que se dio en E.U.A., en el estado de Nueva Inglaterra, la industria textil se había establecido en esa zona, debido a las condiciones favorables de humedad. Esta industria actualmente se ha podido desplazar hacia el sur del país

gracias al acondicionamiento de aire y así acercarse aún más a su materia prima.

Desde el punto de vista de la salud del ser humano, la comodidad y la eficiencia, se ha calculado que el tiempo perdido por los catarros y otras enfermedades análogas disminuyen en un 33% y en un 46% respectivamente, durante el primero y segundo años que siguieron a la instalación de un sistema de acondicionamiento de aire completo.

## CAPITULO II

## PRINCIPIOS BASICOS DE REFRIGERACION

**Termodinámica:** Es la parte de la física, que se encarga de las relaciones entre el calor y el trabajo, además estudia también las propiedades de los sistemas térmicos. En su más amplio sentido la termodinámica incluye los cambios que tienen lugar en los sistemas que involucran transformación de energía en estados no equilibrados. Un sistema termodinámico es una colección de materia rodeada por límites que pueden ser reales o imaginarios.

**Primera Ley de La Termodinámica:** La energía esta distribuida a través del universo en diversas formas, las cuales pueden ser convertidas directa o indirectamente unas en otras. Ahora si bien la energía puede ser transformada de una forma a otra, esta no puede ser destruida por lo que la energía del universo permanece siempre constante.

**Segunda Ley De La Termodinámica:** Esta ley establece que para una máquina térmica que esta operando continuamente, recibiendo calor de una fuente a una temperatura  $T_1$  y descargando calor en un sistema a una temperatura inferior  $T_2$ , existe un límite a la cantidad de trabajo externo que puede ser producido por una transferencia de calor dada de una fuente de calor y que si el límite depende únicamente de las temperaturas de la fuente de calor y del recipiente de calor.

**Ecuación De Estado:** Esta ecuación establece que para cualquier masa conocida de un gas, el producto de la presión absoluta y del volumen dividido entre la temperatura absoluta es siempre igual a una constante. Desde luego que la constante es diferente para cada uno de los gases y para un gas en particular varia con su masa.

Sin embargo, se considera una masa unitaria, el volumen " $V$ ", representa el volumen específico y obtenemos la siguiente ecuación:

$$PV = RT$$

Donde: P = Presión absoluta  
V = Volumen específico  
T = temperatura absoluta  
R = Constante del gas

**Refrigeración:** En general se define la refrigeración como cualquier proceso que elimine calor. Más específicamente la refrigeración es la ciencia que trata con los procesos de reducción de calor y mantenimiento de la temperatura de un espacio o material a una temperatura inferior a la de sus alrededores.

Para lograr lo anterior, debe de sustraerse calor del cuerpo o espacio que se va a refrigerar y ser transferido a otro lugar cuya temperatura sea inferior a la del cuerpo o espacio refrigerado.

La velocidad a la cual debe de ser retirado el calor de un cuerpo o espacio a fin de producir y mantener las condiciones adecuadas de temperatura, se llama carga de refrigeración o carga térmica.

En cualquier proceso de refrigeración, a la sustancia empleada para absorber calor se le llama refrigerante. Todos los procesos de enfriamiento pueden calificarse ya sea como sensibles o latentes, de acuerdo al efecto que tiene el calor absorbido tiene sobre el refrigerante. Cuando el calor absorbido causa un aumento de temperatura en el refrigerante, se dice que el proceso de

enfriamiento es sensible, mientras que cuando el calor absorbido causa un cambio en el estado físico del refrigerante (ya sea una fusión o vaporización), se dice que el proceso de enfriamiento es latente.

Ciclos de Refrigeración: Existen básicamente tres tipos de refrigeración, que se manejan comercialmente actualmente en nuestro país, y son :

1. Refrigeración por compresión
2. Refrigeración por absorción
3. Refrigeración termoelectrica

De estos tres tipos existentes, los más utilizados son la refrigeración por compresión y la refrigeración por absorción.

Ciclo típico de refrigeración por compresión: Este ciclo se inicia en el cilindro receptor (como se muestra en la figura de la página siguiente), donde el líquido refrigerante, a alta temperatura y alta presión, fluye del cilindro a través de un tubo hacia el control de flujo de refrigerante. A medida que el refrigerante va fluyendo a través del control de flujo su presión se va reduciendo hasta igualar la presión del evaporador, de tal modo que la temperatura de saturación del refrigerante que está entrando al evaporador, hará disminuir la temperatura del fluido que se haga circular por la parte exterior del evaporador.

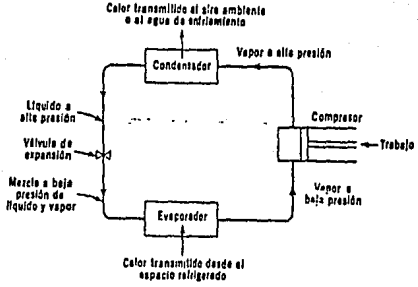
En el interior del evaporador, el líquido se vaporiza a presión y temperatura constante, a medida que el calor latente de vaporización del fluido que estamos haciendo circular por la parte exterior del evaporador se transmite al refrigerante.

Por la acción del compresor, el vapor resultante de la vaporización del refrigerante es sacado fuera del evaporador por el tubo de succión hasta el compresor, donde nuevamente se vuelve a iniciar el proceso de compresión. El vapor que sale del evaporador, esta saturado y tiene la misma presión y temperatura que la del líquido vaporizante. Mientras el vapor esta fluyendo por la tubería de succión hacia el compresor absorbe todavía calor de los alrededores que rodean la tubería, convirtiéndose así este vapor en vapor sobrecalentado. Aun cuando se aumenta algo la temperatura del vapor como resultado del sobrecalentamiento, no cambia la presión del vapor, de modo que la presión del vapor que llega al compresor es la misma que se tiene en la vaporización.

En el compresor, la temperatura y la presión del vapor son incrementadas debido a la compresión y el vapor de alta presión y alta temperatura es descargado en la tubería de gas caliente, hacia el condensador, donde cede calor al fluido que circula por el exterior del condensador. A medida, que el vapor va cediendo calor al fluido que circula por el exterior del condensador su temperatura es reducida hasta la temperatura de saturación correspondiente a la alta presión del vapor, condensándose, pasando al estado líquido y así en este estado fluye hacia el evaporador continuando el ciclo.

Los ciclos de refrigeración reales difieren un poco del ciclo saturado simple, la razón de ello es, que en el ciclo saturado simple se hacen ciertas consideraciones, que en los sistemas reales no son posibles, como lo son la no consideración de las caídas de presión que existen en las tuberías, evaporador, condensador, etc. Tampoco es considerado, el sobrecalentamiento en la tubería de succión, ni el subenfriamiento en la tubería de líquido y se supone el ciclo de compresión como Isoentrópico.





Esquema de un Sistema de Refrigeración de Compresión de vapor.

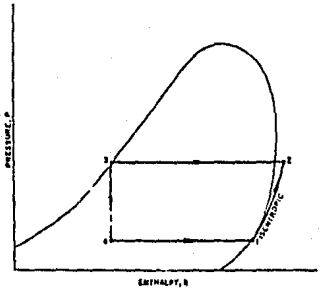


Diagrama Presión - Entalpía para un Ciclo Básico de Compresión de Vapor.

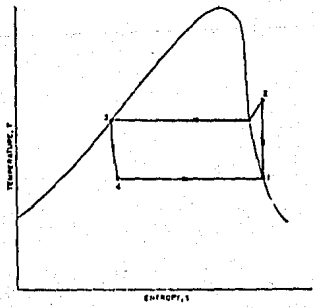


Diagrama Temperatura - Entropía de un Ciclo Básico de Compresión de Vapor.

**Refrigeración por Absorción:** La refrigeración por absorción, es un ciclo de dos presiones, operadas por calor, que hace el uso de un líquido vaporizable como refrigerante y un segundo líquido como absorbente. Este ciclo puede ser más fácilmente entendido comparándolo con el ciclo de refrigeración por compresión, que consiste en tres componentes básicos, que son el compresor, condensador y evaporador. En el ciclo de compresión, un solo fluido es utilizado como refrigerante; el líquido se vaporiza en el evaporador, toma calor a baja temperatura y es comprimido aplicando trabajo a través de un dispositivo mecánico, a una presión mayor para que se condense a mayor temperatura en el condensador. El ciclo de compresión, es un ciclo de dos presiones la del condensador más alta que la del evaporador, y las presiones separadas por el compresor y el control de flujo de refrigerante.

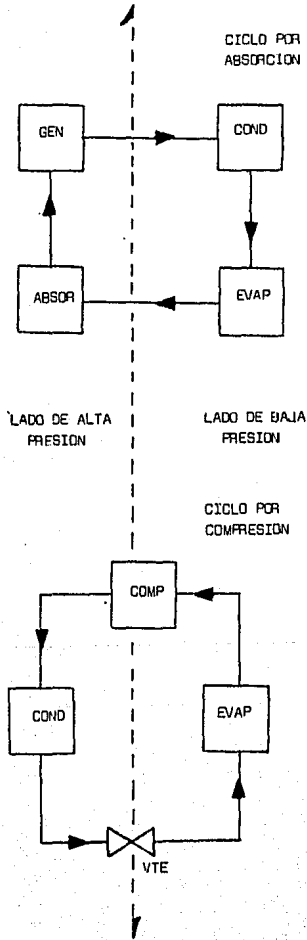
El ciclo de absorción, consiste básicamente en cuatro componentes que son, absorbedor, generador, condensador y evaporador. En la siguiente página, se muestran unas figuras de ambos sistemas, y hay que hacer notar que, las porciones de condensador- evaporador de ambos ciclos son idénticos.

En el ciclo de absorción, el refrigerante se vaporiza en el evaporador, tomando calor a baja temperatura, y es comprimido a través de un dispositivo operado por calor, a una presión mayor para que se condense en el condensador a una temperatura mayor.

El ciclo de absorción también es un ciclo de dos presiones, y las dos presiones permanecen separadas por el absorbedor-generador, que es el mecanismo de compresión y el control de flujo de refrigerante. En si, la única diferencia que existe entre estos dos ciclos es la sustitución del compresor operado por energía calorífica. A continuación se describen someramente los componentes de la máquina de absorción:

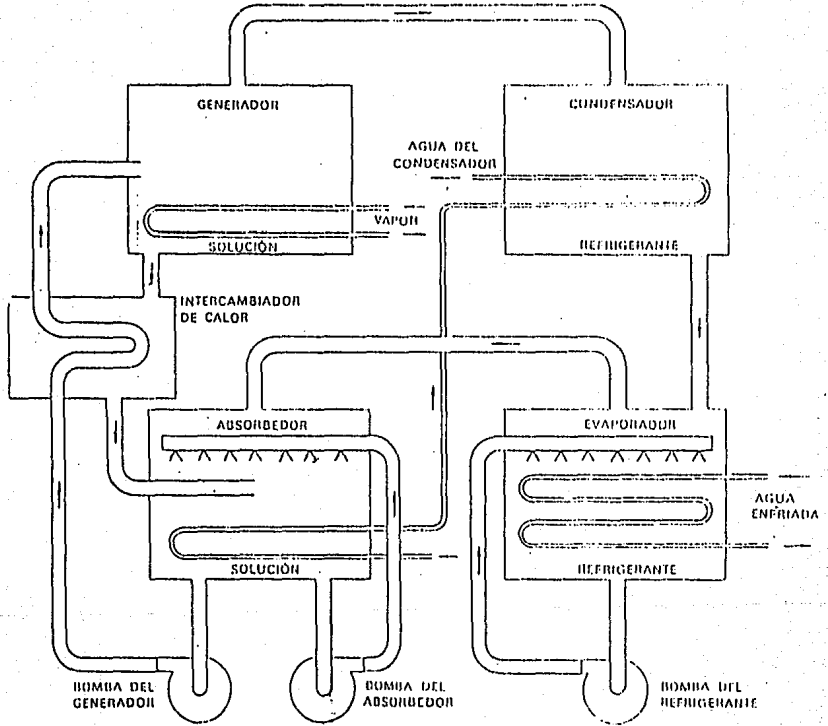
1. Evaporador. Donde es enfriada el agua por evaporación del refrigerante rociado sobre los tubos.
2. Absorbedor. Donde el vapor del agua evaporada es absorbido por el absorbente. El calor de absorción es disipado por la circulación de agua en el condensador de esta sección.
3. Generador. Donde es adicionado calor en forma de vapor o de agua caliente para hacer que hierva el refrigerante del absorbente y reconcentrar la solución.
4. Condensador. Donde el vapor de agua producido en el generador es condensador por el agua del condensador que circula en esta sección.
5. Bomba de Evaporador. Es la que hace circular a presión el refrigerante sobre el haz de tubos de la sección del evaporador.
6. Bomba de Solución. Es la que bombea la solución de sal hasta el generador y también hasta el colector de pulverización del absorbedor.
7. Intercambiador de Calor. Es donde la solución diluida bombeada hasta el generador desde el absorbedor es calentada por la solución caliente

Comparación Ciclo de Refrigeración por  
Absorción y Compresión de Vapor.



SIMBOLOGIA.

- 1.- GEN = GENERADOR
- 2.- COND = CONDENSADOR
- 3.- EVAP = EVAPORADOR
- 4.- ABSOR = ABSORBEDOR
- 5.- VTE = VALVULA  
TERMOSTATICA  
DE EXPANSION
- 6.- COMP = COMPRESOR



Esquema de un ciclo fundamental de absorción

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

FUENTE: CARRIER, HANDBOOK OF AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN, 1965

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

concentrada que es retornada al absorbedor.

### 8. Unidad de Purga.

Es utilizada para la eliminación de los vapores no condensables de la máquina y mantener una presión baja en esta.

**Refrigeración Termoeléctrica.** En 1822 Seebeck, observó que si en un circuito cerrado hecho de dos materiales disímolos y una corriente eléctrica fluye por el circuito, las uniones de los materiales se mantendrá a diferentes temperaturas. Sus investigaciones fueron bastante extensas, cubriendo una gran variedad de elementos y mezclas de estos. Estas investigaciones culminaron en una serie de publicaciones, en la cual los materiales que investigó se arreglaron de tal manera, que el que presentó mayor magnitud del efecto que descubrió fue el primero y así sucesivamente, aunque el nunca vislumbro la magnitud de sus descubrimientos.

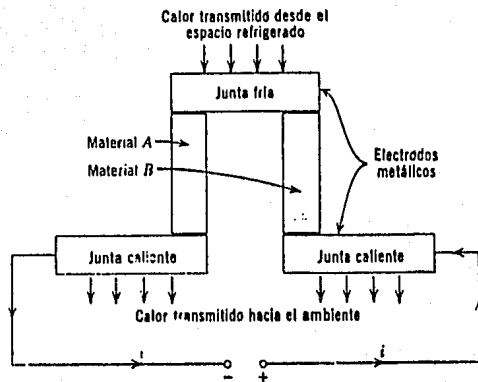
En 1834 Peltier, observó el efecto inverso, a saber, que si una corriente eléctrica fluye a través de una unión de dos materiales disímolos, se absorbe o se emite calor. Peltier sin embargo, tampoco nunca se percató de la magnitud de sus descubrimientos ni de que estaban ampliamente relacionados con los efectuados por Seebeck.

Por muchos años la aplicación de los efectos termoeléctricos, estuvo relegada casi exclusivamente a termocoples para la medición de temperaturas. Sin embargo, el efecto Seebeck en los metales, puede ser considerablemente mayor en semiconductores y con el advenimiento de la era electrónica y el gran desarrollo de los semiconductores, se han realizado importantes investigaciones en este campo, en las cuales se han obtenido materiales con un efecto termoeléctrico muy superior al de los metales, dando así la posibilidad de construir maquinas sumamente útiles basadas en estos principios.

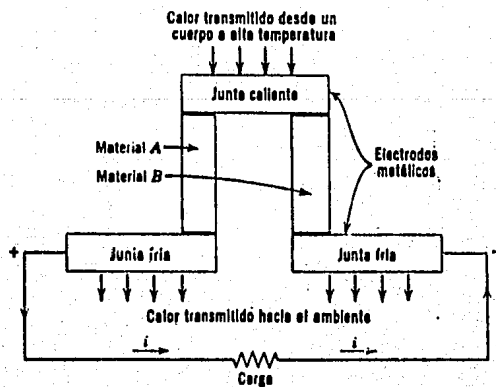
A continuación explicare brevemente el funcionamiento de un refrigerador termoeléctrico. En un refrigerador de este tipo hay dos juntas o uniones entre los materiales disímolos. Una esta situada en el espacio refrigerado y la otra en el medio circundante o ambiente. Al aplicar una diferencia de potencial eléctrico, como se muestra en las figuras de la página siguiente, disminuirá la temperatura de la junta colocada en el espacio refrigerado, mientras que la temperatura de la otra junta aumentará. En condiciones de operación de régimen permanente o estable, se transmitirá calor del espacio refrigerado a la junta fría. La otra unión estará a una temperatura mayor que la ambiente y, por lo tanto, transmitirá calor al medio exterior.

Hay que subrayar que un dispositivo o convertidor termoeléctrico también puede utilizarse para generar energía eléctrica, sustituyendo el espacio refrigerado por un cuerpo que este a una temperatura mayor que la ambiente, este sistema se muestra en esta página.

En la actualidad, el refrigerador termoeléctrico todavía no puede competir económicamente con los refrigeradores usuales de compresión de vapor. Sin embargo, en ciertas aplicaciones especiales ya está en uso dicho sistema.



Refrigerador Termoeléctrico.



Generador Termoeléctrico.

### CAPITULO III

## GENERALIDADES SOBRE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

### Principios fisiológicos:

Un entendimiento de los principios fisiológicos, es esencial para el adecuado diseño de sistemas de acondicionamiento de aire, para espacios diseñados para ocupación humana.

**Contaminación química del aire:** La gente viviendo en interiores, crea ciertos cambios físicos y químicos en el aire que lo rodea. El contenido de oxígeno del aire disminuye, y el bióxido de carbono aumenta, pero estos cambios son casi imperceptibles, para ser significativos, excepto en lugares muy pequeños y cerrados. La materia orgánica, que usualmente es percibida en forma de olores, que proviene del cuerpo o la ropa, calor y humedad es despedida por el cuerpo humano, y no hay evidencia alguna de que el cuerpo humano despidra sustancias tóxicas al medio ambiente.

El aire viciado, puede ser ofensivo, debido a los olores que contiene, y puede inducir pérdida del apetito y pérdida de energía. Olores de este tipo despedidos por el cuerpo, tienen los mismos efectos, por estas razones, ya sean estéticas o fisiológicas, casi siempre hacen deseable en el diseño de sistemas de acondicionamiento de aire, proveer sistemas para controlar estos olores y eliminarlos. Esto debe ser complementado, introduciendo al local cantidades suficientes de aire fresco, para así de esta manera reducir las concentraciones de olores por disolución. El aire fresco deber ser aire exterior previamente tratado para reducir la cantidad de olores que pueda contener. En el caso de contaminación de aire, por gases tóxicos, como los que se producen al cocinar o en algunos procesos industriales, no se ha encontrado ningún tipo de tratamiento químico adecuado para la eliminación de las impurezas. La única solución satisfactoria que se ha encontrado, es la extracción de estos gases, y en el caso de alta toxicidad, se reducen las concentraciones de estos gases mediante el método de disolución. En caso de contaminación por otros medios, como lo son vapores volátiles y gases, tratamientos químicos, para la remoción y reducción de impurezas, se ha hecho posible, mediante diferentes métodos de limpieza del aire. Cuando el único medio de contaminación es el cuerpo humano y el sobrecalentamiento no es un problema, se requiere de una mínima cantidad de aire de ventilación, para remover olores molestos del cuerpo y el humo por fumar. La concentración de olores en un cuarto depende de cierto número de factores, que incluyen la dieta y hábitos higiénicos de los ocupantes (frecuentemente reflejado en la situación socioeconómica de los ocupantes), el suministro de aire de ventilación, espacio existente para cada ocupante, capacidad de absorción de olores de los procesos de acondicionamiento de aire, temperatura y humedad relativa. Se han encontrado que la intensidad de los olores, varía como el logaritmo de la concentración de la sustancia odorífera en el aire, o inversamente con la función logarítmica de la cantidad de aire fresco sin olores inyectado al espacio acondicionado por persona.

La cantidad de aire exterior total que debe circular por un espacio, generalmente esta gobernada, por las consideraciones físicas para controlar la temperatura, distribución del aire y velocidad del aire. Otros factores que tienen que tenerse en consideración incluyen, el tipo y el uso del edificio, localidad, clima, altura de los espacios, área de piso, área de ventanas, ocupación y operación del sistema de distribución de aire.



Condiciones de confort en el aire: Como ya se ha mencionado, el acondicionamiento de aire, en términos generales implica el control efectivo de propiedades físicas y químicas del aire para poder producir, 1. acondicionamiento de aire de confort (mantenimiento del aire que rodea al cuerpo humano, de manera que este se encuentre en las mejores condiciones para su confort y salud) o 2. acondicionamiento de aire industrial (el mantenimiento del aire que rodea materiales o productos en condiciones para preservar las condiciones físicas del producto durante su manufactura o periodo de almacenaje).

En lo que se refiere al medio ambiente, los factores que afectan el confort humano, en orden de importancia son:

1. Temperatura.
2. Humedad.
3. Distribución y movimiento de aire.
4. Pureza (la calidad del aire, con respecto a olores, polvos, gases tóxicos y bacterias).

A menos de que estos factores, sean propiamente controlados, el confort no podrá ser logrado.

En el diseño de sistemas de acondicionamiento de aire deben de ser ampliamente considerados estos factores. Así mismo el control simultáneo de estos 4 factores, para producir un ambiente adecuado para el confort humano, muchos sistemas, no controlan completamente estos cuatro factores completamente pero si proporcionan un ambiente adecuado para el confort humano.

Para comprender el efecto de estos cuatro factores, es necesario tener en consideración, ciertas respuestas fisiológicas y psicológicas del cuerpo humano.

El objetivo del calentamiento o enfriamiento para confort, es el de mantener un medio ambiente de ciertas características, en la que la gente que ocupa el espacio, pueda efectivamente perder suficiente calor, para permitir un adecuado funcionamiento del proceso metabólico del cuerpo humano y que este calor no sea eliminado tan rápidamente, que el cuerpo se enfrie demasiado.

Los procesos de digestión de los alimentos, dentro del cuerpo humano, producen calor, en una cantidad que permite que la temperatura del cuerpo este normalmente por arriba de la temperatura atmosférica.

Un complejo mecanismo de regulación dentro del cuerpo humano, mantiene la temperatura del cuerpo humano a 35 grados centígrados.

Un individuo es capaz de disipar calor hacia el medio ambiente en un rango igual, al rango de producción de calor dentro del cuerpo, aún así es posible mantener la temperatura del cuerpo constante y no se experimenta ninguna dificultad.

Si la temperatura del cuerpo es elevada por arriba de lo normal, hay un abatimiento en la emisión de calor del cuerpo hacia el medio ambiente, resultando daños temporales e inclusive permanentes.

El cuerpo humano, disipa calor al medio ambiente mediante el aire que se mueve a su alrededor, por métodos ordinarios de conducción y convección. Estos procesos, la temperatura del aire y el movimiento del mismo, son los factores esenciales para la transferencia de calor. Así también, el cuerpo puede perder calor por radiación a alrededores más fríos. Cierta cantidad de humedad siempre es evaporada de la piel, si el aire en contacto con el cuerpo, no esta saturado, esta agua es tomada por evaporación al aire ambiente, suministrando el cuerpo humano una cantidad considerable de

calor latente. Este proceso de enfriamiento del cuerpo humano es especialmente efectivo cuando la humedad en el aire es baja.

El calentamiento y evaporación de la humedad que se encuentra en el aire, que entra en los pulmones, también enfría el cuerpo. Los procesos de control de calor en el cuerpo humano, son comprendidos, pero se ha visto claramente que operan en dos direcciones: 1. para bajar o aumentar la producción interna de calor (metabolismo) y así subir o bajar la temperatura del cuerpo, y 2. para controlar la disipación de calor, cambiando el rango de circulación de sangre en los niveles cercanos a la superficie de la piel y activando las glándulas sudoríparas, cuando la circulación de sangre en los niveles cercanos a la superficie de la piel es aumentada, la mayor circulación de sangre produce un calentamiento de la superficie de la piel, aumentando su temperatura, permitiendo de esta manera el flujo sanguíneo por estos vasos, consiguiéndose una menor disipación de calor. La energía metabólica del cuerpo, si no es disipada en la misma cantidad en la que es producida, reaparece como energía almacenada, y se manifiesta mediante la elevación de temperatura en los tejidos profundos del cuerpo humano.

Si la temperatura del medio ambiente es demasiado fría, y el calor se disipa mas rápidamente de lo que es producido, el calor almacenado en los tejidos profundos del cuerpo, disminuye así como la temperatura de estos tejidos. Este fenómeno puede ser representado por la siguiente ecuación:

$$M = +- S + E +- R +- C$$

- Donde: M= Calor metabólico producido dentro del cuerpo en BTU/Hr.  
 S= Energía almacenada, representada por el cambio de temperatura en los tejidos del cuerpo en BTU/hr.  
 E= Calor perdido por evaporación en BTU/hr.  
 R= Calor perdido o ganado por métodos de radiación en BTU/hr.  
 C= Calor perdido o ganado por métodos de convección en BTU/hr.

Como se menciona anteriormente, S puede aumentar o disminuir en cualquier momento. Esto también funciona para R y C, aunque esto también depende de condiciones ambientales. Bajo casi todas las condiciones concebibles, E es una pérdida positiva, con humedad evaporandose de la piel, del cuerpo y absorbiendo cierta cantidad de agua a vapor. Calor externo ganado por el cuerpo (signo menos) es una condición poco usual.

El uso de diferente tipo de ropa, para cada una de las diferentes estaciones del año, minimiza la variación de la carga térmica en el cuerpo humano, durante las estaciones de verano e invierno, y aunque se utilice mucha ropa para aislar la piel esta no es suficiente para dar un adecuado confort al cuerpo, por lo tanto en ciertas zonas del planeta se requiere calentar los hogares y edificios en invierno, así como enfriarlos en verano, para así de esta manera mantener un nivel de confort razonable. Hasta cierto punto el cuerpo humano se adapta a condiciones extremas del medio ambiente, esta adaptación, más comúnmente conocida como aclimatación, es en los dos sentidos físico y fisiológico. Por ejemplo la gente que vive en los trópicos, no se siente confortable en climas más fríos, hasta después de unas cuantas semanas de encontrarse en ese lugar. Temperaturas alrededor de 30 grados centígrados, en

calefacción para invierno, no son confortables para la mayoría de la gente, así mismo esta temperatura en verano es confortable si la humedad relativa no es muy alta y existe un pronunciado movimiento de aire. Es comúnmente, por los cambios en la combustión interna del cuerpo humano por los cuales este se ajusta a las condiciones del medio ambiente.

#### Carta de Confort:

En lo que concierne al cuerpo humano, la temperatura del aire, la humedad relativa y el movimiento del aire, actúan en conjunto para producir la sensación de frío o calor que se experimenta.

Todavía no se ha implementado un método que sea completamente adecuado, para evaluar el efecto que producen en forma compuesta las diferentes variables antes comentadas sobre el cuerpo humano y la respuesta de este a estas variables. Para esto se utiliza en forma general el concepto de "temperatura efectiva", como un índice que expresa el efecto compuesto de temperatura, humedad relativa, radiación y el movimiento del aire sobre el cuerpo humano.

Se han realizado experimentos, en los laboratorios de ASHRAE (American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers), y otros laboratorios fisiológicos, para determinar el efecto de las variables ambientales sobre el cuerpo humano.

En estos experimentos se han colocado, individuos sanos en cuartos (o movidos de un cuarto a otro), en los cuales, las temperaturas de bulbo seco y húmedo (humedad relativa) y el movimiento del aire, pueden ser variados, y las reacciones de confort de los sujetos son anotadas cuidadosamente.

Es obvio, que si la humedad relativa es baja, la evaporación sobre la superficie de la piel es más rápida, causando con esto enfriamientos indeseables, así como resequead en la piel, así también si la temperatura de bulbo húmedo es alta, el confort no prevalecerá. En cambio si la humedad relativa es muy alta, la evaporación sobre la superficie de la piel prácticamente cesara, al igual que el enfriamiento por evaporación. Si en un espacio a acondicionar solo existiera, la disipación de calor del cuerpo humano, el rango en que la humedad relativa cambie no importa, pero otras consideraciones, hacen que el rango de humedad relativa se encuentre entre el 30 y el 70%. Para valores abajo del 30%, las membranas mucosas y la superficie de la piel, se pueden resecar demasiado. Para valores arriba del 70% (e inclusive del 60%) se genera una sensación pegajosa sobre la piel.

En base a todos los experimentos que se han efectuado a través de los años, se ha elaborado un instrumento útil, que se llama la carta de confort, en la cual entrando con las temperaturas de bulbo seco o húmedo así como la humedad relativa, nos da una idea de cuantas personas estarán confortables, en diferentes tipos de condiciones ambientales. En las hojas siguientes se muestra la carta de confort así como su evolución.

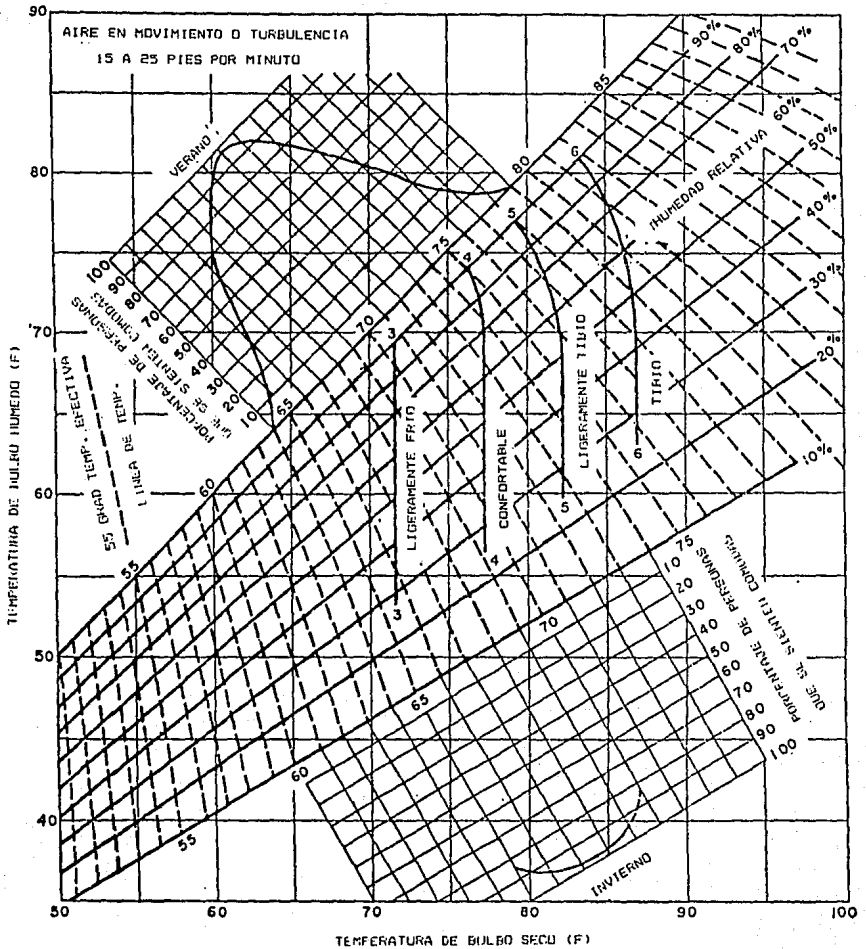


Fig. A.- Primera Carta de Confort Elaborada por ASHRAE.

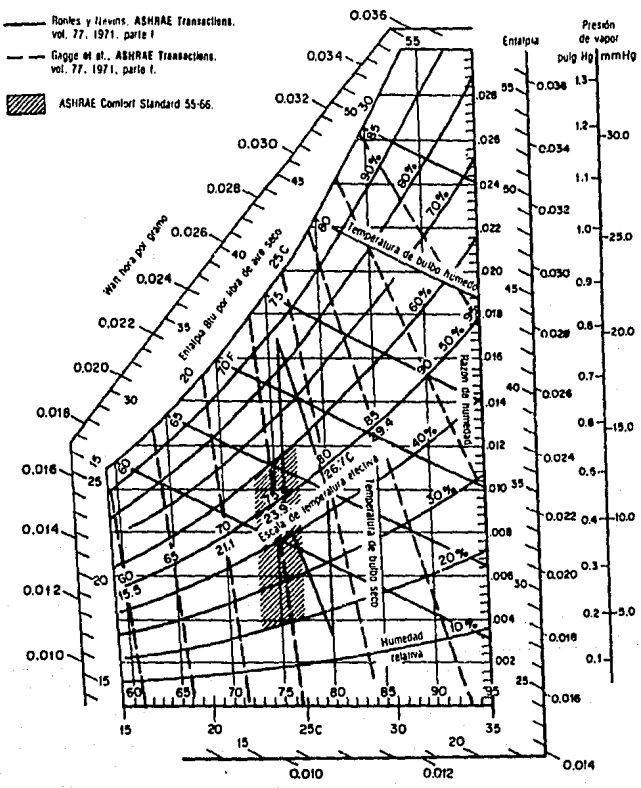


Fig. B.- Nueva Carta de Confort Elaborada por ASHRAE.

FUENTE:ASHRAE, HANDBOOK OF FUNDAMENTALS, 1970

## CARACTERISTICAS DEL LOCAL Y FUENTES DE CARGA TERMICA

Para una estimación realista de las cargas de refrigeración y de calefacción es requisito fundamental el estudio riguroso de las componentes de carga en el espacio que va a ser acondicionado.

Es indispensable en la estimación que el estudio sea preciso y completo, no debiendo subestimarse su importancia. Forman parte de este estudio los planos de detalles mecánicos y arquitectónicos, croquis sobre el terreno y en algunos casos fotografías de aspectos importantes del local. En todo caso deben considerarse los siguientes aspectos físicos:

1. **ORIENTACION DEL EDIFICIO.** Situación del local a acondicionar con respecto a:
  - a) Puntos cardinales: Efectos del sol y del viento.
  - b) Estructuras permanentes proximas: Efectos de sombra.
  - c) Superficies reflectantes: Agua, arena, lugares de estacionamiento, etc.
2. **DESTINO DEL LOCAL.** Oficina, hospital, local de ventas, fabrica, taller de montaje, etc.
3. **DIMENSIONES DEL LOCAL O LOCALES.** Largo, ancho y alto.
4. **ALTURA DE TECHO.** De suelo a suelo, de suelo a techo, espacio entre el cielo raso y las vigas.
5. **COLUMNAS Y VIGAS.** Tamaño, profundidad y cartelas o riostras angulares.
6. **MATERIALES DE CONSTRUCCION.** Materiales y espesor de paredes, techos, suelos y tabiques y su posición relativa en la estructura.
7. **CONDICIONES DE CIRCUNAMBIENTE.** Color exterior de las paredes y techumbre, sombra proyectada por edificios adyacentes y luz solar. Aticos: ventilados o sin ventilar, por gravedad o ventilación forzada. Espacios circundantes acondicionados o no; temperatura de los no acondicionados, tales como salas de calderas, cocinas, etc. Suelos sobre tierra, levantado o sótano.
8. **VENTANAS.** Dimensiones y situación, marcos de madera o metal, cristal simple o múltiple, tipo de persiana, dimensiones de los salientes de la ventana y distancia del marco de la ventana a la cara exterior de la pared.
9. **PUERTAS.** Situación, tipo, dimensiones y frecuencia de empleo.
10. **ESCALERAS, ASCENSORES Y ESCALERAS MECANICAS.** Situación, temperatura del espacio adyacente sino esta acondicionado. Potencia de los motores, ventilados o no.
11. **OCUPANTES.** Número, tiempo de ocupación, naturaleza de su actividad, alguna concentración especial. Algunas veces es preciso estimar los ocupantes a base de metros cuadrados por persona o promedio de circulación.
12. **ALUMBRADO.** Potencia en la hora pico. Tipo: incandescente, fluorescente, directo o indirecto. Si el alumbrado es indirecto deber ser previstos el tipo de ventilación que tiene y el sistema de salida y alimentación del aire. Si se carece de información exacta se recurre a hacer un cálculo de la iluminación en vatios por metro cuadrado.
13. **MOTORES.** Situación, potencia nominal y empleo. Este último dato es muy importante y debe valorarse cuidadosamente.

La potencia de entrada de los motores eléctricos no es necesariamente igual a la potencia útil dividida por el rendimiento. Frecuentemente, los motores trabajan con una permanente sobrecarga o bien por debajo de sus capacidad nominal. Es siempre conveniente medir la potencia consumida, cuando sea posible. Esto es muy importante en los proyectos de instalaciones industriales en las que la mayor parte de la carga térmica se debe a la maquinaria.

14. **UTENSILIOS, MAQUINARIA COMERCIAL, EQUIPO ELECTRONICO.** Situación, potencia indicada, consumo de vapor o gas, cantidad de aire extraído o necesario y su empleo.  
Puede obtenerse mas precisión midiendo los consumos de energía eléctrica o de gas durante las horas pico. Los contadores normales sirven frecuentemente para este objeto con tal de que una parte del consumo de gas o energía no este incluida en las aportaciones de calor al local. Es preciso evitar la acumulación de ganancias de calor por distintos conceptos. Por ejemplo, un tostador o una parrilla eléctrica puede que no se utilice por la noche, así como una sartén no sea utilizada por la mañana. Tampoco todas las máquinas comerciales que hay en un mismo local funcionan simultáneamente. Un equipo electrónico exige frecuentemente su propio acondicionamiento de aire. En estos casos deben seguirse las instrucciones del fabricante en cuanto a variaciones de humedad y temperatura, las cuales son, con frecuencia, muy restrictivas.
15. **VENTILACION.** Metros cúbicos por persona o por metro cuadrado (de acuerdo con el cliente). Excesivo humo u olores. Extractores de humos: tipo, tamaño, velocidad, caudal.
16. **ALMACENAMIENTO TERMICO.** Comprende el horario de funcionamiento del sistema (12, 16 o 24 horas al día) con especificación de las condiciones pico exteriores, variación admisible de temperatura en el espacio durante el día, alfombras en el suelo, naturaleza de los materiales superficiales que rodean el espacio acondicionado.
17. **FUNCIONAMIENTO CONTINUO O INTERMITENTE.** Si el sistema debe funcionar cada día laborable durante la temporada de refrigeración o solamente en ocasiones, como ocurre en las iglesias y salas de baile. Si el funcionamiento es intermitente hay que determinar el tiempo disponible para la refrigeración previa o preenfriamiento.  
Dependiendo de la carga térmica pico para el local a acondicionar, dependerá la selección de los equipos que se vayan a utilizar en esa instalación específica.

### CONDICIONES DE PROYECTO

En esta sección se exponen los datos a base de los cuales se establecen las condiciones de proyecto exteriores para distintas localidades, y a las interiores, o sea, las previstas en el proyecto.

Las condiciones de proyecto establecidas determinan el contenido de calor del aire, tanto del interior como del exterior, y afectan directamente a la capacidad del equipo de acondicionamiento, ejerciendo su influencia sobre la transmisión de calor a través de la estructura externa del edificio y a la diferencia entre el contenido de calor del aire interior y del exterior.

## CONDICIONES EXTERIORES DE PROYECTO VERANO E INVIERNO.

Las condiciones climatológicas que se relacionan en la siguiente tabla (tab. 1), son las más comúnmente utilizadas en México y se han obtenido de tablas editadas por el Servicio Meteorológico Nacional. Estas condiciones permiten seleccionar la temperatura seca y la humedad relativa del ambiente exterior para diferentes tipos de aplicaciones.

### CONDICIONES NORMALES DE PROYECTO - VERANO.

Las llamadas condiciones normales son recomendables en aquellas aplicaciones destinadas al confort o refrigeración industrial, en las que ocasionalmente es tolerable que se sobrepasen las condiciones ambientales de proyecto. Estas condiciones fijadas para el ambiente exterior consisten en admitir una simultaneidad de valores fijados para las temperaturas de los termómetros seco y húmedo y del contenido de humedad, las cuales pueden sobrepasarse algunas veces dentro del año y en periodos muy cortos de tiempo. La temperatura seca admitida se rebasa con más frecuencia que la temperatura húmeda y esto ocurre generalmente cuando la temperatura húmeda es inferior a la considerada en el proyecto.

Cuando el enfriamiento y el deshumedecimiento (deshumidificación o deshumectación), se realizan separadamente en estos tipos de aplicaciones, la selección del equipo destinada al enfriamiento sensible debe estar basada en la temperatura seca normal, y para seleccionar el deshumectador se tendrá en cuenta el contenido de humedad correspondiente a la temperatura húmeda con un 80% de humedad relativa.

El margen o intervalo de variación diurna es la diferencia media entre las temperaturas secas máxima y mínima durante un periodo de 24 horas. Este margen diurno depende de las condiciones climatológicas del lugar.

### CONDICIONES LIMITES DE PROYECTO - VERANO.

Las condiciones limites de proyecto exigidas durante el verano deben tenerse en cuenta, sobre todo, en el caso de laboratorios y algunas industrias en las cuales, si se rebasan las condiciones normales de diseño del local, incluso durante cortos periodos de tiempo, pueden perjudicarse o alterarse los productos o los procesos de fabricación. Las temperaturas máximas de proyecto, tanto las de termómetro húmedo como de termómetro seco, deben entenderse que son máximos simultáneos y no individuales. El contenido de humedad es un máximo individual que solo se utiliza en el caso de tener que seleccionar distintos sistemas de enfriamiento y deshumectación para espacios rigurosamente controlados. Ninguna de estas condiciones deberá de ser excedida durante más de 3 horas durante un verano normal.



T A B L A 1

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)
DATOS SITUACION			DATOS VERANO						DATOS INVIERNO			
ESTADO.	Posición	Geográfica	Altura	Presión		Temp.	Temp. de	Grados-día	Anuales	Temp. de	Temp. de	Grados-día
	Letitud	Longitud	S. N. M.	Borométrica	Máx.-Est.	Cálculo	Cálculo	Máx.-Est		Cálculo	Anuales	
	N	W	M	M	M	Hg	°C	°S	°H	°C	°C	
AGUASCALIENTES												
Aguascalientes	21° 53'	102° 18'	1879	816	612	36.8	34	19	248	- 4.7	0	330
BAJA CALIFORNIA												
Ensenada	31° 52'	116° 38'	13	1012	739	36.5	34	26	109	+ 1.1	+ 5	492
Mexicali	32° 29'	115° 30'	1	1013	760	47.8	43	28	1660	- 3.7	+ 1	372
La Paz	24° 10'	110° 07'	18	1011	758	38.0	36	27	1827	+ 9.0	+ 13	556
Tijuana	32° 29'	117° 02'	28	1010	758	38.2	35	26	754	- 3.3	+ 2	556
CANPEC-E												
Campeche	19° 51'	90° 32'	25	1010	758	38.9	36	26	2097	+ 12.7	+ 16	
Ciudad del Carmen	18° 38'	91° 49'	3	1013	760	41.0	37	26	2126	+ 10.8	+ 14	
COAHUILA												
Monclova	26° 35'	101° 26'	566	948	711	42.0	38	24	1169	- 7.8	- 3	326
Nueva Realta	27° 55'	101° 17'	430	965	724	43.0	41	23	1539	- 8.5	- 3	481
Piedras Negras	28° 42'	100° 31'	220	988	741	43.9	40	26	1547	- 11.9	- 6	479
Saltillo	25° 26'	101° 00'	1609	842	632	38.0	35	22	208	- 9.6	- 4	525
COLIMA												
Colima	19° 14'	103° 45'	494	958	719	39.5	36	24	1683	+ 8.5	+ 12	
Manzanilla	19° 04'	104° 20'	3	1013	760	38.6	35	27	2229	+ 12.1	+ 15	
CHIAPAS												
Tapachula	16° 54'	92° 46'	168	934	746	37.4	34	25	2081	+ 12.8	+ 16	
Tuxtla Gutiérrez	16° 45'	93° 06'	556	955	715	38.5	35	25	1601	+ 7.2	+ 11	
CHIHUAHUA												
Chihuahua	28° 30'	106° 04'	1423	883	645	38.5	35	23	651	- 11.5	- 6	783
Ciudad Juárez	31° 44'	106° 29'	1137	889	667	41.2	37	24	695	- 10.0	- 10	1280
DISTRITO FEDERAL												
México Cuauhtémoc	19° 25'	99° 10'	2240	761	585	33.8	30	17	78	- 4.8	0	847

AREA N.º 3  
NOVA T. 1

FUENTE: IMSS, MANUAL PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO, 1980

T A B L A 1

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)
	N	W	M	Mb MM	Mg	°C	BS	BH		°C	°C	
<b>DURANGO</b>												
Durango	24° 01'	104° 40'	1898	814	610	35.6	33	17	100	-5.0	0	550
Ciudad Lerdo	25° 30'	103° 32'	1140	889	667	39.0	36	21	1082	-4.2	+1	227
<b>GUANAJUATO</b>												
Celaya	20° 32'	100° 49'	1754	828	610	41.5	38	20	657	-4.5	0	136
Guanajuato	21° 01'	101° 15'	2037	801	601	33.8	32	18	49	+0.1	+5	245
León	21° 07'	101° 41'	1809	822	617	36.5	34	20	192	-2.5	+2	176
Selvatierra	20° 13'	100° 53'	1761	827	620	38.0	35	19	367	-2.0	+3	40
<b>GUERRERO</b>												
Acapulco	16° 50'	99° 56'	3	1013	760	35.8	33	27	2613	+15.8	+19	
Ciudad Bravos (Chilpancingo)	17° 33'	99° 30'	1250	878	658	35.2	33	23	434	+5.0	-9	
Toxco	18° 33'	99° 36'	1755	828	621	36.5	34	20	518	-8.0	+12	
<b>HIDALGO</b>												
Pachuca	20° 08'	98° 45'	2445	764	573	31.4	29	18		-5.8	-1	1007
Tulancingo	20° 05'	98° 22'	2181	787	590	34.7	32	19	12	-5.8	-1	849
<b>JALISCO</b>												
Guadalajara	20° 41'	103° 20'	1589	844	633	36.0	33	20	204	-3.7	+1	164
Logos	21° 22'	101° 56'	1880	816	612	43.2	39	20	574	-3.2	+2	162
Puerto Vallarta	20° 37'	105° 15'	2	1013	760	39.0	36	26	2090	+11.0	+14	
<b>MEXICO</b>												
Texcoco	19° 31'	98° 52'	2216	784	588	34.0	32	19	175	-6.0	-1	500
Toluca	19° 17'	99° 39'	2675	743	557	26.8	26	17		-3.0	+2	1570
<b>MICHOACAN</b>												
Apatzingón	15° 05'	102° 15'	682	937	703	43.0	39	25	3013	+11.5	+15	270
Morelia	19° 42'	101° 07'	1923	812	609	31.3	30	19	165	+1.6	+6	270
Zamora	19° 59'	102° 18'	1633	840	630	37.5	35	20	320	-0.2	+4	25
Zacapu	19° 45'	101° 45'	2000	804	603	34.8	32	19	168	-6.0	-1	675
<b>MORELOS</b>												
Cuautla	16° 48'	98° 57'	1291	874	655	47.4	42	22	825	+5.3	+9	
Cuernavaca	18° 55'	99° 14'	1538	849	637	32.6	31	20	250	+6.9	+11	

FUENTE: IMSS, MANUAL PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO, 1980

T A B L A 1

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)
	N	W	M	M3	M4	Mg	°C	BS	BN	°C	°C	
<b>NIJALIT</b>												
San Blas	21° 32'	105° 19'	7	1013		760	36.0	33	26	1462	+7.3	+11
Tepic	21° 31'	104° 53'	918	912		684	38.9	36	26	600	+1.9	+6
<b>NUEVO LEON</b>												
Moctemanz	25° 12'	99° 50'	432	965		724	42.8	39	25	1856	+0.5	+5
Monterrey	25° 40'	100° 18'	5341	954		715	41.5	36	26	1181	-5.4	0
<b>OAXACA</b>												
Oaxaca	17° 04'	96° 42'	1563	846		635	38.0	35	22	290	+2.4	+7
Salina Cruz	16° 12'	95° 12'	56	1007		755	38.8	34	26	2403	+16.0	+19
<b>PUEBLA</b>												
Puebla	19° 02'	98° 11'	2150	790		593	30.8	29	17	144	-1.5	+3
Tehuacán	18° 28'	97° 25'	1676	835		627	37.0	34	20	196	-5.0	0
<b>QUERETARO</b>												
Queretaro	20° 36'	100° 23'	1642	819		614	36.2	33	21	159	-4.3	-0
<b>SAN LUIS POTOSI</b>												
San Luis Potosí	22° 09'	100° 58'	1677	816		612	37.3	34	18	86	-2.7	+2
<b>SINALOA</b>												
Culiacán	24° 48'	107° 24'	53	1007		755	40.9	37	27	1659	+31.1	+7
Mogotlán	23° 11'	106° 25'	78	1004		753	33.4	31	26	1373	+11.2	+14
Tepicobampo	25° 36'	109° 03'	3	1013		760	41.1	37	27	1734	+8.0	+12
<b>SONORA</b>												
Guaymas	27° 55'	110° 55'	4	1013		760	47.0	42	22	1809	+7.0	+11
Hermosillo	29° 05'	110° 58'	211	989		742	45.0	41	28	1875	+2.0	+6
Neogotes	30° 21'	110° 58'	1117	885		664	41.0	37	26	655	-9.0	-4
Ciudad Obregón	27° 29'	109° 55'	40	1009		757	48.0	43	28	2443	-1.1	+4
<b>TABASCO</b>												
Villahermosa	17° 59'	92° 55'	10	1012		759	41.0	37	26	2206	+12.2	+15
<b>VERACRUZ</b>												
Xela	18° 32'	96° 55'	1339	863		647	34.6	32	21	245	+2.2	+6
Puerto Rico												208

FUENTE: IMSS, MANUAL PARA SISTEMAS DE AIRE CONDICIONADO, 1980

T A B L A I

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)
	N	W	M	M <sub>0</sub>	M <sub>U</sub>	Hg	°C	B5	BH		°C	
Orizaba Veracruz	18° 51'	97° 05'	1246	878		659	37.0	34	21	184	+ 1.5	+ 6
	19° 12'	96° 08'	16	1011		759	35.6	33	27	1763	+ 9.6	+ 13
YUCATAN Mérida	20° 58'	89° 38'	22	1011		758	41.0	37	27	2145	+ 11.6	+ 15
	21° 17'	89° 40'	14	1012		759	38.8	36	27	1908	+ 13.0	+ 16
ZACATECAS Fresnillo	23° 10'	102° 53'	2250	781		586	36.0	36	19	235	- 4.5	744
	22° 47'	102° 34'	2612	784		561	29.0	28	17		- 7.5	1383
QUINTANA ROO Cuzamá	20° 31'	86° 57'	3	1013		760	35.8	33	27	1969	+ 13.3	4
	18° 30'	88° 20'	4	1013		760	37.2	34	27	2120	+ 9.5	3
TAMAULIPAS Matamoros	23° 32'	87° 20'	12	1012		759	39.3	36	26	1815	- 4.7	3
	27° 29'	99° 30'	140	967		748	45.0	41	32	2042	- 7.0	- 2
	22° 12'	97° 01'	18	1011		738	39.3	36	26	1635	- 2.5	+ 2
	23° 44'	99° 08'	221	977		733	41.7	36	26	1397	- 2.3	+ 2
TLAXCALA Tlaxcala	19° 32'	96° 15'	2252	781		686	29.4	38	17	34	- 1.4	+ 3
												512

FUENTE: IMSS, MANUAL PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO, 1980

### CONDICIONES NORMALES DE PROYECTO - INVIERNO.

Las condiciones normales de proyectos en invierno son las que se recomiendan para todas las instalaciones de confort y calefacción industrial.

La temperatura seca exterior podrá ser inferior a la indicada algunas veces durante el año, generalmente en las primeras horas de la mañana.

### CONDICIONES INTERIORES DE PROYECTO PARA CONFORT - VERANO.

Las condiciones interiores de proyecto que se reseñan en la tabla 2 (tab. 2) se recomiendan para las aplicaciones indicadas. Estas condiciones se han deducido de la experiencia y han sido ratificadas por la ASHRAE.

Las condiciones óptimas para las instalaciones de lujo se han establecido considerando que el costo de la instalación no es de primordial importancia y para ser aplicadas a las localidades cuya temperatura seca exterior es de 32 grados centígrados o inferior. Como todas las cargas (sol, iluminación, personas, aire exterior, etc.) no alcanzan el máximo simultáneamente durante periodos de tiempo prolongados, el cálculo de una instalación que cumpla estas condiciones óptimas puede resultar antieconómico.

Las condiciones de ambiente interior para un local de tipo comercial son las recomendadas en los casos generales de acondicionamiento de aire. Como la mayoría de las personas se encuentran placidamente a 24 grados centígrados de temperatura con una humedad comprendida entre el 45 y el 50%, se gradúa el termostato regulador a esta temperatura y se mantienen estas condiciones cuando la carga es parcial. Cuando se alcanza la máxima carga (máxima temperatura seca y húmeda, 100% de sol, todo el personal ocupando el local y todas las luces encendidas, etc.) la temperatura en el espacio acondicionado llega al valor establecido en el proyecto, que normalmente será de 25 grados centígrados.

Si por cualquier motivo se elevará la temperatura dentro del espacio acondicionado, se producirá un almacenamiento de calor en la masa del edificio. Durante los periodos de refrigeración en verano, la variación de temperatura que se utiliza par calcular el almacenamiento es la diferencia entre la temperatura de proyecto y el ajuste normal del termostato.

El margen de variación de temperatura interior en el verano se da en la tabla de selección del equipo más económico. En los casos en que se tenga un elevado factor de calor sensible (carga latente relativamente pequeña) se podrá seleccionar el equipo más económico a condición de utilizar las temperaturas secas más elevadas y las humedades relativas más bajas. En los casos en que el factor de calor sensible es pequeño, el equipo será más económico utilizando las temperaturas secas más bajas junto con las húmedas relativas más elevadas.

TABLA 2. CONDICIONES DE PROYECTO RECOMENDADAS PARA AMBIENTE INTERIOR\* - INVIERNO Y VERANO

TIPO DE APLICACIÓN	VERANO					INVIERNO				
	DE LUJO		PRÁCTICA COMERCIAL			CON HUMECTACIÓN		SIN HUMECTACIÓN		
	Temperatura seca (°C)	Hum. rel. %	Temperatura seca (°C)	Hum. rel. %	Velocidad de temperatura (°C) **	Temperatura seca (°C)	Hum. rel. %	Velocidad de temperatura (°C) ***	Temperatura seca (°C)	Velocidad de temperatura (°C) ***
CONFORT GENERAL Apartamento, Chalet, Hotel, Oficina, Colegio, Hospital, etc.	23-26	50-65	26-28	50-65	1 a 2	22-24	38-50	0	24-25	- 2
TIENDAS COMERCIALES (Diseño de alta duración) Banco, Bazar y papetería, Grandes almacenes, Supermercados, etc.	24-28	50-65	26-27	50-65	1 a 2	22-23	38-50	-1,5 a -2	23-24	- 2
APLICACIONES DE BAJO FACTOR DE CALOR SENSIBLE (Carga térmica elevada) Auditorio, Iglesia, etc. Residencia, Casa, etc.	24-26	55-60	26-27	50-60	0 a 1	22-23	40-55	-1 a -2	23-24	- 2
CONFORT INDUSTRIAL Sección de montaje, Sala de máquinas, etc.	20-27	55-65	26-28	50-60	2 a 3	20-22	25-30	-3 a -2	21-23	- 3

\* La temperatura seca de proyecto para el ambiente interior deberá ser reducida en 2 a 3 hrs. partes sobrecalentadas, adyacentes a los vehículos, e implementada cuando se trate de niños, o en los casos de contaminación o disminución con el calor radiante, principalmente desde el techo. Un nivel más alto puede ser un nivel de confort o mejor bienestar general. Factores de verano: luz de ventanas, o techos exigidos con espacios adyacentes calientes o fríos. Un nivel de confort más bajo y más por debajo del nivel del suelo son partes frías durante el invierno y con frecuencia también durante el verano. Techos calientes. Noques y muros son partes y plantas.

\*\* La velocidad de temperatura es por encima de la posición del termómetro durante la misma carga térmica en verano.

\*\*\* La velocidad de temperatura es por debajo de la posición del termómetro durante la misma carga térmica en invierno. (En luces, ocupantes o aparatos, etc. adyacentes).

\*\*\*\* La humectación durante el invierno se recomienda para evitar la condensación, pero conservar la calidad del género.

Tabla 2.- Condiciones de Proyecto.

FUENTE: CARRIER, HANDBOOK OF AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN, 1945

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## CONDICIONES INTERIORES DE PROYECTO PARA CONFORT - INVIERNO.

En general, en los casos de calefacción y para el invierno, se recomiendan las condiciones indicadas en la tabla 2 (tab. 2). Con calefacción la variación de temperatura se produce por debajo de las condiciones exigidas de confort en la hora de máxima carga para calefacción (ausencia de personal, iluminación o ganancia solar, y con la mínima temperatura exterior). El calor almacenado en la estructura del edificio cuando se trabaja con carga parcial (durante las horas del día) reduce la capacidad necesaria del equipo para el funcionamiento a plena carga, lo mismo que con refrigeración.

## CONDICIONES INTERIORES PARA LA INDUSTRIA.

La tabla 3 (tab. 3) reseña las temperaturas más corrientes y las humedades relativas que se utilizan en la preparación, elaboración y fabricación de distintos productos, así como para el almacenamiento de mercancías en crudo o acabadas. Estas condiciones son las que se emplean más comúnmente y pueden variar con distintas aplicaciones. También pueden variar cuando se produzca un cambio en la fabricación, en el producto o en la información disponible acerca del efecto de la humedad y la temperatura. En todos los casos debe tenerse en cuenta que siempre se deben establecer estas condiciones de común acuerdo con el usuario.

Algunas de las condiciones que se mencionan en esta tabla no tienen más efecto sobre el producto o sobre el proceso de fabricación que el de aumentar el rendimiento del personal manteniendo las condiciones de confort. Esto normalmente mejora la calidad de la mano de obra y la uniformidad del producto, disminuyendo las piezas rechazadas y los costos de fabricación. En algunos casos puede ser aconsejable establecer una transacción entre las condiciones requeridas y las de confort, a fin de mantener la calidad de la producción compatible con bajos costos de fabricación.

Generalmente se adoptan las adecuadas condiciones específicas en las aplicaciones industriales por uno o más de los siguientes motivos:

1. Es necesaria una temperatura constante cuando se trata de realizar medidas con escasa tolerancia, calibraciones u operaciones de fresado o esmerilado para evitar las expansiones y contracciones de las piezas de maquinaria, de los productos maquinados o de los instrumentos de medida. Normalmente, más importante que mantener un nivel determinado de temperatura es conseguir que esta sea constante. En cuanto a la humedad relativa ya no es tan importante mantener su constancia, pero debe evitarse que sobrepase el 45% para evitar la formación de películas de humedad.
2. En los talleres donde se fabrican o almacenan piezas de superficies muy pulimentadas se mantiene constante la humedad relativa y la temperatura para evitar la formación de esta película de humedad. En estos casos se mantienen ambas ligeramente por debajo de las condiciones de confort para reducir al mínimo la transpiración del operario. También se mantienen constantes la humedad y la temperatura en salas de máquinas para evitar el rayado o la corrosión de ciertas partes de la maquinaria. En estos casos, si las condiciones no se mantienen durante las 24 horas del día, la puesta en marcha del sistema de acondicionamiento, después de un

Tabla 3. CONDICIONES INTERIORES PARA APLICACIONES INDUSTRIALES  
(Estos valores son facilitados a título informativo, las condiciones escogidas las determina generalmente el cliente)

INDUSTRIA	APLICACION	Temp seca (°C)	Humidad relat. %	INDUSTRIA	APLICACION	Temp seca (°C)	Humidad relat. %	
ABRASIVOS	Fabricación	10-27	45-50	CERVECERIA	Cerveza blanca	6-7	75	
	Fabricación	20-33	30		Cerveza negra	6-7	75	
	Secado	31-33	60		Cera de fermentación	11	75	
Almacenaje	18-21	50	Cerveza blanca		6-7	75		
					Cerveza negra	11	75	
APARATOS ELECTRICOS	Accesorios, bobinas, motor y transformador	23	55	CERAMICA	Refritados	47-53	50-60	
	Inductores eléctricos	21	55-55		Muebles	27	60-70	
	Fabricación y subestación	24	55-55	Almacen de aceites	10-17	35-45		
	Montaje transformador	24	55-55	Districión	24-32	45-50		
	Almacen y transporte	22	60-65	CEREALIS EN CUFUS	Empaquetado	16-27	45-50	
	Ensayo aparatos de medida	23-24	40-45		COMA DE MASCAR	Fabricación	23	33
	Montaje cuadros e instalaciones	23	40			Lustrado	30	65
	Fabricación	23	35	Corte		23	55	
	Almacenaje	24	45-50	CONTRAPLACADOS	Empaquetado	23	30	
	Almacenaje	24	45-50		Prueba color Repasa	22	60	
	Pruebas	20	30-30	Prueba de	32	10-17		
	Montaje y ensayo de dispositivos	24	30-60	COSMETICOS	Fabricación	10-21	-	
	Red de Selenio y Celda de Cobre	25	30-60		CUERO	Secado	-	-
	PARADERIA	Armadura	20-27			60-60	Curtido vegetal	21
Ferramentación		20-20	70-75			Curtido al estromo	20	75
Utens. para costura		15-30	60-65		Almacenaje	10-10	60-60	
Indicadores del punt		21-27	60-65		DESTILACION	Construcción de	-	-
Cámaras frías		6-7	-			Grupos	15	35-40
Preparación		20-20	45-50			Fermentos líquidos	6-1	-
Filtrado		20-20	-			Construcción	15-24	45-60
Puntas secas y breñchos		10-10	50		EMPAQUETADO	Empaquetado	10-23	50-60
Empaquetado		10-10	40-45	PELETERIA		Secado	43	-
Construcción de		23	35-45		Chapas térmicas	6-6-7	-	
Ingredientes secos		23	35-45		Construcción	6-10	35-45	
Ingredientes líquidos		1-1-7	60-65	IMPRESITA	Engrapar en color	-	-	
Horno		31-36	35-45		Bate de plastico	10-27	60-60	
Materia prima		21-21	15-40		Almacenaje	23-27	60-61	
Alejar	27	35	Impresión de papeles y telas		Constr.	-	-	
Agua	6-9	-	Almacenaje y transporte		Constr.	-	-	
Papel hidrófilo	21-27	60-60	OPTICA		Fuente	27	60	
CARAMELLOS	Fabricación	20-27			30-30	MATERIAL DE REFRIGERACION	Fabricación de unidades	24
	Montaje y mantenimiento	20-27	40-45		Montaje lampas, partes		21-24	30-45
	Tornil	17	60-75		Montaje de refrigeradores	Constr.	-	
	Empaquetado	10-24	60-65		Ensayo	10-20	47	
	Construcción	10-20	45-50	MATERIAL FOTOGRAFICO	Secado	10-24	60-70	
	Secado (formal, goma, papel)	40-60	15		Constr. y empaquetado	10-24	60-70	
	Almacenaje	24-27	45-50		Almacenaje de	21-24	60-65	
	BOMBONES DE CHOCOLATI	Construcción interna	27-30		60-60	FABRICATION DE	Fabricación de	10-27
		Temper. humedad	10-10	50-55	Almacenaje		6-10	60-60
		Refrigeración (S&L)	20-27	35-40	MATERIAL PLASTICO	Moldado	37	70-70
Refrigeración		27	30	Fabr. embot.		24-27	45-45	
Máquina de recibir		22	10	CERVECERIA		Construcción de	-	-
Decoración		21	40-50		Lugares	1-1-0	10-10	
Tornil		6-7	70-7		Goma	37	60	
Empaquetado		10	50	Lavadura líquida	0-1	75		
Construcción		10-21	60-60					

Tabla 3.- Condiciones de Proyecto.



## CONTINUACIÓN = TABLA 3. CONDICIONES INTERIORES PARA APLICACIONES INDUSTRIALES (CONT.)

(Estos valores son facilitados a título informativo, las condiciones escogidas las determina generalmente el cliente)

INDUSTRIA	APLICACIÓN	Temp. seca (°C)	Humedad rel. %	INDUSTRIA	APLICACIÓN	Temp. seca (°C)	Humedad rel. %		
MUNICIONES	Emisiones de pólvora	21-27	28-33	TEXTILES	Cuadros	21-30	43-70		
	Sacado de pelotas	36	-		Hilado	21-30	58-68		
	Sacado de punturas	43	-		Almacenaje	24-27	60		
PRODUCTOS DE FARMACIA	Sacado pólvora negra	33	-		Tejido	-	-		
	Carga detonantes y explosivos	27	40		Tejido hongo	21-30	68-83		
	Proyectos trabajos	27	40		Tejido	21	50-68		
	Conservación de puros	-	-		Lanas peinadas	-	-		
	Anos de la fabricación	21-27	28-33		Cuadros peinados	21-30	60-70		
	Después de la fabricación	26-27	15-23		Almacenaje	21-30	75-80		
	Tinturación	27	33		Estirado	21-30	50-70		
	Compuestos	21-27	60	Hilado	21-30	58-53			
	Recubrimientos	27	33	Batido y desovado	26-30	35-48			
	Compuestos polvos, sinteriz	22	13	Tejido	27	50-60			
PRESES REVESTIDAS DE CAUCHO	Preparados hipodérmicos	24-27	30	Algodón	24-27	40			
	Calcoses	21	35-50	Seda	Prep y acabados	27	60-63		
	Alfileres para la los	27	40		Hilado y tejido	27	63-70		
	Productos glandulares	25-27	5-10	Tejido	27	60			
	Fabricación de ampolas	27	33	Seda artificial	Hilado	21-33	58-60		
	Etiquetas de gomas	25	65-50		Tejido	27	55-60		
	Embalajes de cilindros	25	25-40		Tejido	27	50-60		
	Metrables	27	33		Tejido	27	50-60		
	Productos biológicos	27	33		Tejido	27	50-60		
	Etiquetas de líquido	21-27	28-33		Tejido	27	50-60		
Sueros	27	33	Tejido		27	50-60			
Alumbrados	27	33	Tejido		27	50-60			
Alumbrados	27	33	Tejido		27	50-60			
Alumbrados	27	33	Tejido		27	50-60			
TABACO	Cigarrillos y cigarras	21-24	35-43	MQUINERÍA DE PRECISION	Análisis y ensayos	Complet	-		
	Fabricación	27	35-38		Montaje engranajes	24-27	25-40		
	Humedad	27	65-80		Almacenaje en	-	-		
	Separación de troncos	26-30	75		Equipos de precisión	18	50		
	Conservación y preparación	24-30	75		Calentado y enfriado	18	60		
	Resaca	24	75		Fabricación	Calentado y enfriado	Complet	-	
	Embalaje y expedición	24	60			Calentado y enfriado	24-27	30-43	
	TEXTILES	Algodón	-		-	CRISTAL	Corte	Complet	15
		Lanas y borales	21-30		35-40		Estampado	11	15
		Cuadros	19-21		16-11				
Estirado y batido		27	35-40						
Hilado de anillos		-	-						
Embr. en cilindros		27-30	60-70						
Tejido largo		27-30	-						
Tejido normal		27-30	35-40						
Batido y lavado		26-27	60-63						
Tejido		26-27	16-43						
Almacenaje	24	55-70							
Punto	21	55-65							
Tela (lana)	Corte, hilado	16-27	60						
	Tejido	27	60						
	Tejido de lana	-	-						
	Batido	27-30	60						

Tabla 3.- Condiciones de Proyecto.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

FUENTE: CARRIER, HANDBOOK OF AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN, 1945

periodo prolongado de parada, debe hacerse con mucho cuidado: (1) durante el verano la humedad acumulada debe reducirse antes de reducir la temperatura; (2) durante el invierno debe evitarse la introducción de la humedad antes de que los materiales hayan sufrido un calentamiento, si estos se han enfriado a consecuencia de los periodos de parada del sistema de acondicionamiento.

3. Es necesario el control de la humedad relativa para mantener la resistencia, flexibilidad y recuperación de los materiales higroscópicos, tales como el papel y los tejidos. También debe controlarse la humedad si se quiere reducir la posibilidad de formación de cargas de electricidad estática. Estas se reducen a un mínimo con humedades relativas superiores a un 55%.
4. Son necesarios el control de la temperatura y el de la humedad cuando se requiere regular la velocidad de las reacciones químicas o bioquímicas, como por ejemplo, el secado de barnices, recubrimientos de azúcar, preparación de fibras sintéticas o sustancias químicas, fermentación de la cerveza, etc. Generalmente las temperaturas elevadas acompañadas de humedad relativa baja aumentan las velocidades de secado; las temperaturas elevadas aumentan la velocidad de reacción química, y acompañados de humedad relativa alta aceleran procesos como el de la fermentación de la cerveza.
5. Los laboratorios requieren un control preciso de la humedad y la temperatura, o de una de las dos. Los destinados a control de calidad y verificación suelen estar proyectados para mantener unas condiciones de 23 grados centígrados y 50% de humedad relativa, de acuerdo con las condiciones estandar de la ASTM.
6. En algunas aplicaciones industriales en que la carga térmica es excesiva y las máquinas o materiales no se benefician del control de humedad y temperaturas, puede ser aconsejable realizar una refrigeración local para el alivio o descanso de los operarios. Generalmente, las condiciones que han de mantenerse por estos procedimientos estarán por encima de las condiciones normales de confort.

#### TRANSMISION DE CALOR Y VAPOR DE AGUA A TRAVES DE LAS ESTRUCTURAS DEL EDIFICIO

Al existir una diferencia de temperatura entre dos puntos de un mismo cuerpo, se establece un flujo de calor desde el punto caliente hacia el punto frío. También existirá una transferencia de vapor de agua entre dos puntos cuyas tensiones de vapor son distintas. La cantidad de calor o de vapor transmitida en la unidad de tiempo depende de la resistencia que ofrezca el cuerpo entre los dos puntos considerados. Si el vapor de agua entra en contacto con una superficie cuya temperatura sea inferior a su punto de rocío; el vapor se condensa.

#### TRANSMISION DE CALOR A TRAVES DE LAS PAREDES EXTERIORES

Las ganancias de calor por las paredes exteriores (muros y techumbres) se calculan a la hora de máximo flujo térmico, y se deben, no solo a la diferencia entre las temperaturas del aire que baña sus caras exteriores e interiores, sino también al calor solar absorbido por las exteriores. La insolación y la diferencia de la temperatura exterior y la interior son esencialmente variables en el transcurso del día, por lo que la intensidad del flujo a través de la

estructura exterior es inestable. Por lo tanto se ha recurrido al concepto empirico de "diferencia equivalente de temperatura", que se define como la diferencia entre las temperaturas de aire interior y exterior capaz que resulta del flujo calorifico total a través de la estructura originado por la radiación solar variable y la temperatura exterior. Esta diferencia equivalente de temperatura a través de la estructura debe tener en cuenta los diferentes tipos de construcción y orientaciones, situación del edificio (latitud) y las condiciones de proyecto:

$$q = K A \Delta t$$

en la que:

q = flujo de calor en BTU/hr  
 K = coeficiente global de transmisión BTU/hr ft f  
 A = superficie considerada en pies cuadrados  
 $\Delta t$  = diferencia equivalente en f

La pérdida de calor a través de la construcción exterior (paredes y tejados) se calcula inmediatamente a la hora de flujo térmico, el cual tiene lugar en la madrugada, después de algunas horas de temperaturas exteriores muy bajas. Entonces las conducciones de flujo térmico se aproximan a las de régimen estacionario y en la práctica se puede considerar como tal.

El flujo térmico a través de la construcción interior (suelos, techos y particiones) esta originado por la diferencia de temperatura del aire a ambos lados de la estructura, diferencia que es sustancialmente constante y, por tanto, el flujo térmico se puede determinar por las ecuaciones correspondientes al estado estacionario, utilizando las temperaturas reales existentes en ambos lados.

#### DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA PARA PAREDES Y TECHOS SOLEADOS O A LA SOMBRA.

Puede explicarse el fenómeno de la transmisión de calor a través de una pared en régimen inestable, de la forma siguiente: consideremos una pared de ladrillos de 300 mm de espesor dividida en doce láminas de 25 mm.

Supongamos que al principio del experimento todas las láminas se encuentran a la misma temperatura y que las temperaturas interior y exterior permanecen constantes.

Cuando la cara exterior esta directamente sometida a la radiación solar la mayor parte del calor recibido es absorbido por la primera lámina (fig. 1), cuya temperatura se eleva por encima de la del aire exterior y de la de la lámina adyacente.

Eso se traduce en dos flujos de calor: por una parte, de la primera lámina a la segunda y por otra, de la primera lámina al aire exterior (fig. 2), dependiendo de las intensidades de estos dos flujos de la resistencia al flujo de calor, o resistencia térmica, de la pared y de la película del aire exterior. El flujo de calor hacia la segunda lámina hace aumentar la temperatura de esta provocando otro flujo de calor hacia la tercera lámina (fig. 3). Este proceso, según el cual una cierta cantidad del calor recibido por cada lámina es absorbido y el resto se transmite a la lámina adyacente, continúa a través de la pared hasta la última lámina (la 12-), que transmite por radiación y convección, el calor que queda hacia el interior del local.

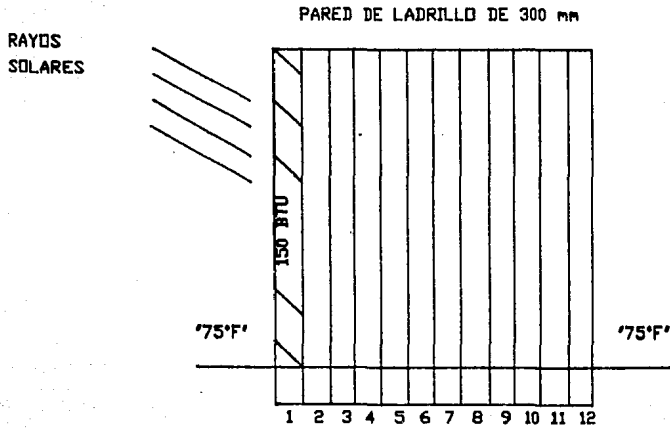


Fig. 1 CALOR ABSORBIDO  
POR LA PRIMERA LAMINA

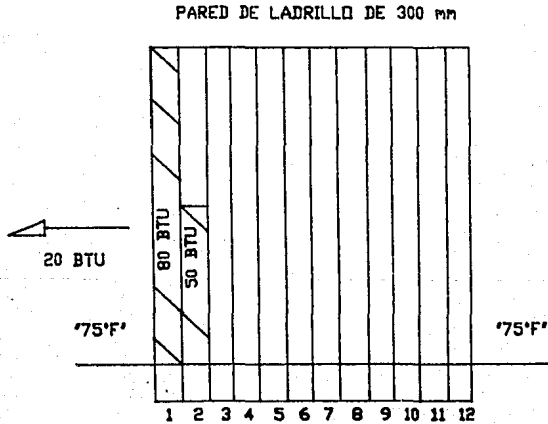


Fig. 2 COMPORTAMIENTO DEL CALOR ABSORBIDO  
EN EL SEGUNDO INTERVALO DE TIEMPO

PARED DE LADRILLO DE 300 mm

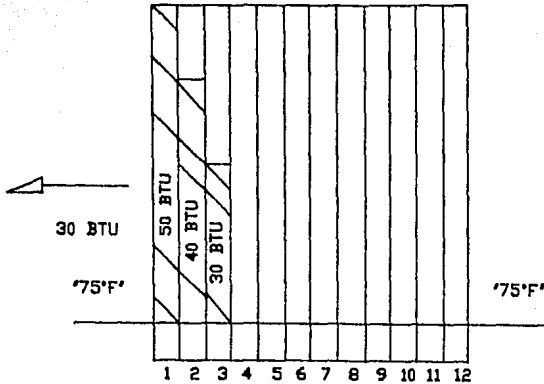


Fig. 3  
COMPORTAMIENTO DEL CALOR ABSORBIDO  
EN EL TERCER INTERVALO DE TIEMPO

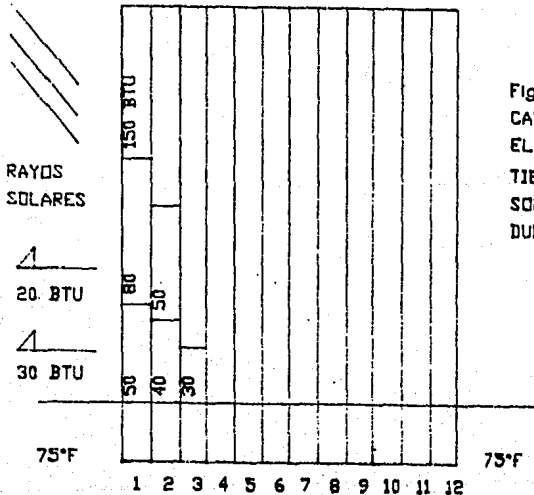


Fig. 4 COMPORTAMIENTO DE CALOR ABSORBIDO DURANTE EL TERCER INTERVALO DE TIEMPO, MAS EL CALOR SOLAR ADICIONAL ABSORBIDO DURANTE ESTE INTERVALO.

En el caso de la pared considerada serían aproximadamente 7 horas para que el calor solar penetrase en el local a través de la pared. Debido a que cada lámina tiene que absorber algo de calor antes de dejarlo pasar, la cantidad de calor cedido al espacio interior se reducirá al 10% aproximadamente del calor absorbido por la primera.

En lo que se acaba de exponer, no se tienen en cuenta las variaciones eventuales de la temperatura exterior y de la intensidad de la insolación.

El mismo proceso se repite en cada intervalo de tiempo (fig. 3 y 4) durante todo el día.

Un aumento de temperatura exterior, se traduce en una disminución de la cantidad de calor absorbido que se cede al aire exterior y en un aumento del flujo hacia el interior. Este mismo proceso tiene lugar en mayor o menor grado en cualquier tipo de construcción, dependiendo de la resistencia y de la capacidad térmica de la pared.

**NOTA:** La capacidad térmica de una pared o de un tejado es la de densidad por el calor específico y por el volumen de su material.

Esta progresión de la ganancia de calor en el interior puede ocurrir en todo el periodo completo de 24 horas, y originar una ganancia de calor en el local durante la noche. Si el equipo funciona menos de 24 horas, ya sea por el salto, de la carga máxima o por procedimiento de rutina, la radiación al exterior durante la noche y la disminución de temperatura de la temperatura exterior pueden hacer que disminuya la ganancia de transmisión y frecuentemente pueden invertirla.

### PERIDAS DEBIDAS A LOS SUELOS Y PAREDES DEL SUBSUELO

Las pérdidas ocasionadas por el suelo son generalmente débiles y sensiblemente constantes a lo largo del año como consecuencia de las pequeñas variaciones de temperatura del terreno subyacente, capaz de absorber o proporcionar cantidades importantes de calor sin variaciones sensibles de temperatura. Es bastante cierto para profundidades superiores a 2.4 m. en la que la influencia de la temperatura exterior se hace más sensible a medida que nos acerquemos a la superficie, lo que hace más difícil el cálculo de las pérdidas a través de las paredes de los sótanos.

La pérdida de calor a través de un suelo enlosado es mayor en el perímetro y menos en el centro. La razón es que la temperatura del terreno circundante varía con la temperatura exterior, mientras que la del terreno debajo del centro del suelo se mantiene relativamente constante, lo mismo que en el pavimento del sótano.

### DIFUSION DEL VAPOR A TRAVES DE LAS PAREDES

El vapor de agua fluye a través de las estructuras de los edificios, originando una carga latente siempre que existe una diferencia de la presión del vapor entre el interior y el exterior.

La carga latente debido a esta causa suele ser insignificante en las aplicaciones de confort y solo tiene que ser tenida en cuenta en casos de alto punto de rocío.

El vapor de agua fluye del espacio de alta presión al de baja presión a una velocidad determinada por la permeabilidad de la estructura.

Este proceso es análogo al de flujo de calor, salvo que en el flujo de vapor hay transferencia de masa. Así como el flujo térmico se puede reducir aumentando el aislamiento, el flujo de vapor puede ser reducido por barreras o capas impermeables que pueden ser de pintura (de aluminio o asfalto), hoja de aluminio o chapas de hierro galvanizadas. Siempre se las debe colocar en el lado de la estructura en que existe la presión más alta, a fin de evitar que el vapor llegue a la barrera y se condense dentro de la pared.

### CONDENSACIONES

Consideremos una pared construida con un material homogéneo, cuyas dos caras esta en contacto con un aire húmedo cuyo estado queda definido por su temperatura seca ( $t$ ) y la tensión parcial del vapor de agua ( $p$ ) que contiene. La diferencia de temperaturas ( $t_2 - t_1$ ) producirá un cierto flujo de calor a través de la pared y, en régimen permanente, la variación de temperatura en su interior, en función de la distancia a una de las superficies de la pared, será lineal por lo que puede representarse mediante una línea recta. Al mismo tiempo, la diferencia de presión ( $p_2 - p_1$ ) se traduce en un flujo de vapor a través de la pared, por lo que simultáneamente entra en contacto con zonas cada vez más frías, lo que hace que disminuya su temperatura. Si en cada punto de su recorrido su presión ( $p$ ) permanece por debajo de la tensión de vapor saturante que corresponde a su temperatura ( $t$ ), la curva de variación de la presión a través de la pared será una línea recta. Por el contrario si entra en contacto con una zona de temperatura tal que ( $p$ ) sea igual a la tensión de vapor saturante a esta temperatura ( $t$ ), habrá una condensación.

El calor latente de vaporización es cedido al material, cuya temperatura tenderá a aumentar, y la curva de variación de la temperatura presentará la forma representada por la línea punteada (fig. 5).

El vapor de agua que puede provocar condensaciones no aparentes puede proceder de otras fuentes distintas de aire atmosférico. Puede proceder de la humedad evaporada del terreno, y en este caso la condensación tiene lugar en la parte inferior del suelo, particularmente en la periferia (zona más fría). El agua también puede subir por capilaridad por la pared, si esta es exterior. Las condensaciones en el interior de las paredes deben evitarse, porque llevan consigo el deterioro de los materiales de construcción y aumenta el coeficiente de conductibilidad de los materiales aislantes. Según los casos se podrá:

1. Disponer de un material impermeable en la cara correspondiente a la mayor presión de vapor.
2. Rebajar en invierno, por medio del aire exterior, la presión parcial de vapor contenida en el aire ambiente. Los caudales necesarios no son grandes, y las infiltraciones naturales de aire suelen ser suficientes en la mayoría de los casos.
3. Permitir, por medio de aberturas apropiadas protegidas contra la lluvia y los insectos, la evacuación de la humedad que puede encontrarse en las capas de aire.

Igualmente se producen condensaciones en la cara de una pared cuya temperatura es inferior al punto de rocío del aire que la baña. Esto puede producir en invierno, en las paredes de los locales que no

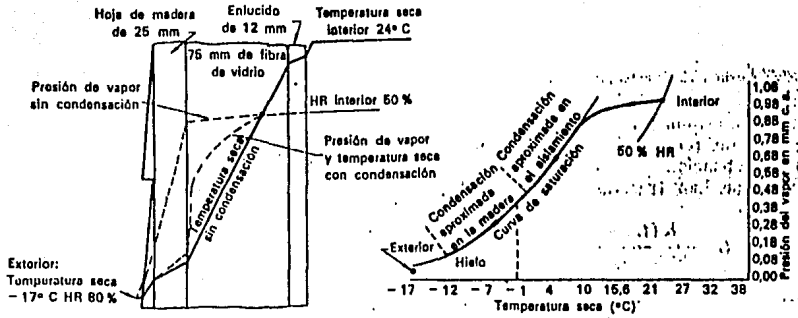


Fig. 5.- Condensaciones en el Interior de una Pared.

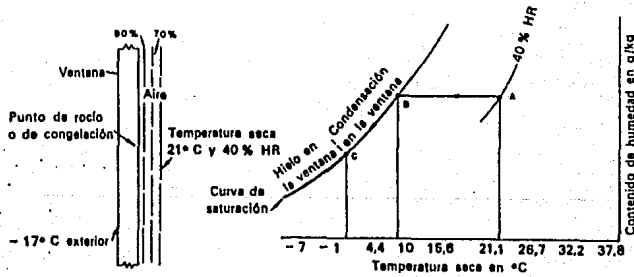


Fig. 6.- Condensaciones en la Superficie de un Cristal.



tienen calefacción, en la cara interna del techo de un desván y naturalmente sobre los vidrios, según la temperatura exterior, que la humedad se deposite en forma de escarcha.

En la figura (fig. 6), se ilustra este fenómeno. El punto A representa las condiciones interiores (21 grados centígrados y 40% de humedad relativa), B representa el punto de rocío correspondiente, y C el punto en que empieza a aparecer la condensación.

La temperatura de la cara interna de un cristal, si es inferior a la correspondiente al punto de rocío del aire ambiente, hace que la tensión parcial de vapor contenido en el aire sea superior a la correspondiente a la cara fría del cristal, y se producirá una aportación continua de vapor hasta que el punto de rocío del aire sea superior a la temperatura del cristal.

Las condensaciones deben evitarse porque estropean los muebles, las máquinas y los productos en vías de fabricación.

Se podrán evitar:

1. Reduciendo el coeficiente de conductibilidad de las paredes opacas, por adición simultánea de un material aislante y de un impermeabilizante. Este último para evitar las condensaciones internas.
2. Disminuyendo el coeficiente de conductibilidad de los cristales mediante el empleo de cristales dobles o triples, con lámina o láminas de aire intermedio. En los casos extremos se puede prever un aporte de calor (eléctrico o del tipo que sea) a la lámina de aire.
3. Manteniendo el punto de rocío del aire ambiente a un valor inferior a la temperatura mínima de la cara interior del cristal.
4. Aumentando el coeficiente de convección entre el aire ambiente y el cristal por aumento de la velocidad del aire en contacto con el cristal. Esto tiene por objeto reducir el salto de temperatura entre el aire y el cristal y calentar este.

## CAPITULO IV

**DIRECTRIZ GENERAL PARA LA REALIZACION DE UN PROYECTO DE  
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

**Secuencia de parámetros a desarrollar:**

1. Cualificación y Cuantificación de planos.
2. Cotización del Proyecto.
3. Estudio de los requerimientos de diseño.
4. Método para el manejo del proyecto (Ruta crítica - Sistema PERT-CPM).
5. Zonificación sobre los planos.
6. Cálculo de áreas con sus respectivas orientaciones.
7. Diagramas unifilares para distribución de aire.
8. Cálculo de Cargas Térmicas.
9. Cálculo de condiciones por equipo.
10. Dimensionamiento de ductos y selección de difusores y rejillas.
11. Cálculo de caídas de presión en ductería.
12. Selección de equipo.
13. Diagramas y cargas eléctricas.
14. Cargas hidráulicas y definición de tuberías.
15. Definición de cuartos de equipo y casa de máquinas.
16. Cuadros de especificaciones de equipos.
17. Revisión final de los cálculos.
18. Memoria de calculo.

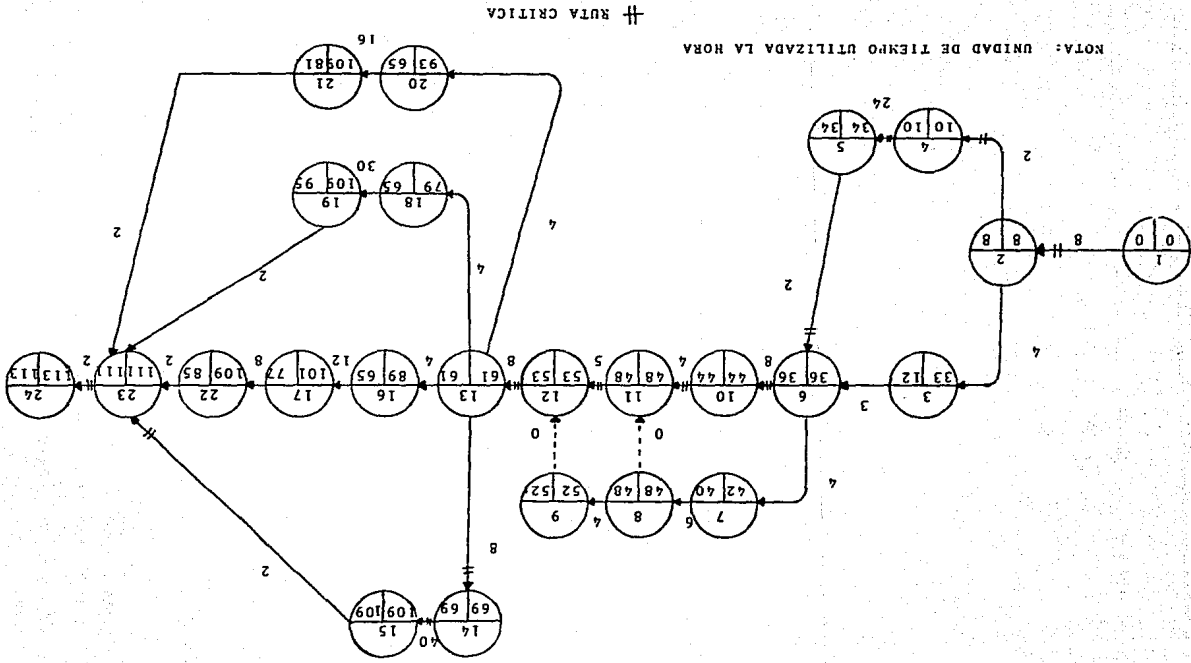
**DIBUJOS QUE SE INVOLUCRAN. PLANOS DE:**

- |                                   |                                     |
|-----------------------------------|-------------------------------------|
| 1. Ductos.                        | 5. Detalles.                        |
| 2. Tuberías (incluye isométrico). | 6. Casa de máquinas con isométrico. |
| 3. Cuartos de equipo.             | 7. Unifilares eléctricos            |
| 4. Cuadros de especificaciones.   |                                     |

LISTA Y DEFINICIONES DE  
ACTIVIDADES PARA LA  
  RUTA CRITICA

ACTIVIDAD	DESCRIPCION	DURACION
(1, 2)	TIEMPO DE INICIO	8 Hrs
(2, 3)	CUALIFICACION Y CUANTIFICACION DE PLANOS	4 Hrs
(2, 4)	COTIZACION DEL PROYECTO	2 Hrs
(3, 6)	ESTUDIO DE LOS REQUERIMIENTOS DE DISEÑO	3 Hrs
(4, 5)	ENTREGA DEL PRESUPUESTO DEL PROYECTO	24 Hrs
(5, 6)	APROBACION DEL PRESUPUESTO	2 Hrs
(6, 7)	ZONIFICACION SOBRE PLANOS	4 Hrs
(7, 8)	ELABORACION DE DIAGRAMAS UNIFILARES PARA LA DISTRIBUCION DE AIRE	6 Hrs
(8, 9)	DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS, CALCULO DE CAIDAS DE PRESION Y SELECCION DE DIFUSORES Y REJILLAS	4 Hrs
(6, 10)	CALCULO DE ARES CON SUS ORIENTACIONES Y VOLUMENES DE AIRE POR LOCAL	8 Hrs
(10, 11)	CALCULO DE CARGAS TERMICAS	4 Hrs
(11, 12)	CALCULO DE CONDICIONES POR EQUIPO	5 Hrs
(12, 13)	SELECCION DE EQUIPOS	8 Hrs
(13, 14)	DISEÑO Y SELECCION DE TUBERIAS	8 Hrs
(13, 16)	DIAGRAMAS Y CARGAS ELECTRICAS	4 Hrs
(13, 18)	CUADRO DE ESPECIFICACIONES DE DIFUSORES Y REJILLAS	4 Hrs
(13, 20)	CUADRO DE ESPECIFICACION DE EQUIPO	4 Hrs
(14, 15)	ELABORACION DE PLANOS DE TUBERIAS	40 Hrs
(16, 17)	REVISION FINAL DE CALCULOS	12 Hrs
(18, 19)	ELABORACION DE PLANOS DE DUCTOS	30 Hrs
(20, 21)	ELABORACION DE PLANOS DE CUARTOS DE MAQUINAS	16 Hrs
(17, 22)	INTEGRACION DE LA MEMORIA DE CALCULO	8 Hrs
(15, 23)	INTEGRACION DE PROYECTO (TUBERIAS)	2 Hrs
(22, 23)	INTEGRACION DE PROYECTO (MEMORIA DE CALCULO, DIAGRAMAS, CARGAS ELECTRICAS, Y CARGAS TERMICAS)	2 Hrs
(19, 23)	INTEGRACION DE PROYECTO (DUCTOS)	2 Hrs
(21, 23)	INTEGRACION DE PROYECTO (CUADRO DE EQUIPOS Y CUARTOS DE EQUIPOS)	2 Hrs
(23, 24)	ENTREGA DE PROYECTO Y FIN DE PROYECTO	2 Hrs

DIAGRAMA DEL CPM PARA LA EJECUCION DE UN PROYECTO  
DE ACONDICIONAMIENTO DE  
AIRE



NOTA: UNIDAD DE TIEMPO UTILIZADA LA HORA

|| RUTA CRITICA

## CAPITULO V

**DIRECTRIZ GENERAL PARA LA REALIZACION DE  
UNA OBRA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

Secuencia de parámetros a desarrollar:

1. Cualificación y cuantificación de planos.
2. Presupuesto de obra.
3. Carta de presentación.
4. Contrato por obra, contratos individuales (mecánicos, ducteros)
5. Estudio de los requerimientos de construcción e instalaciones (planos preparados para la obra).
6. Diseño del calendario de obra. Junta con los demás contratistas de obra (eléctricos, plafones etc.).
7. Diseño de la ruta crítica de la obra.
8. Enlistado de materiales y especificaciones generales de obra.
9. Revisión de la obra civil y posibles modificaciones al proyecto.
10. Construcción del almacén y oficina.
11. Inicio de la obra.
12. Realización del calendario de obra bajo la supervisión del ingeniero residente, y asistencia a juntas coordinación con los demás contratistas. Elaboración de la bitácora de obra.
  - a).- Fabricación e instalación de ductos.
  - b).- Forrado de ductos.
  - c).- Instalación de difusores y rejillas.
  - d).- Equipo en obra.
  - e).- Controles e instalación eléctrica.
  - f).- Varios.
  - g).- Pruebas y ajustes finales.
13. Terminación de la obra e instalaciones.
14. Entrega de la obra, y entrega de la acta de recepción de obra.

## CAPITULO VI



## CARGAS TERMICAS CARACTERISTICAS PARA AEROPUERTOS

Los aeropuertos consisten generalmente, en uno o más edificios terminales, estos a su vez estan conectados con largos pasillos móviles a los aviones, este caso solo lo tenemos en el aeropuerto internacional de la ciudad de México, en los aeropuertos del interior de la república, los pasajeros bajan de los aviones por escalerilla y caminan hasta el edificio terminal.

Estos edificios terminales, consisten en grandes áreas abiertas (doble altura generalmente) de gran circulación, de una planta o varias, casi siempre con techos muy altos, además también cuentan con vestíbulos para el boletaje de pasajeros, varios tipos de tiendas y concesiones así como locales con diferentes tipos de facilidades.

La carga térmica producida por los diferentes equipos y el alumbrado en algunos casos se puede calcular con un valor promedio expresado en tablas, y en otros casos se requerira efectuar un cálculo exacto de estas partes de la carga térmica.

La carga térmica producida por los ocupantes del edificio dependerá totalmente, de la población flotante y la fija del edificio terminal, así como de las horas de funcionamiento del edificio.

Las cargas térmicas exteriores del edificio, se deberán exclusivamente a las características arquitectónicas del edificio así como a las características climáticas del lugar donde se encuentre.

El problema más común a resolver en este tipo de edificios, es el de las grandes corrientes de aire caliente que se originan debido a las grandes entradas que existen en este tipo de edificios, los techos altos y los pasillos muy largos que generalmente tienen orificios o pasos hacia el exterior.

Debido a las dificultades para controlar el balance de aire, debido a la cantidad de aberturas que hay hacia el exterior del edificio, este debe de ser diseñado para mantener una presión positiva constante.

En los aeropuertos donde se tengan climas frios, es esencial contar con algún tipo de radiación perimetral, para de esta manera minimizar las corrientes de aire en las grandes áreas abiertas.

La zonificación, será básica y requerida en zonas, como las salas de espera de los pasajeros y vestíbulos de boletaje, para poder controlar adecuadamente las cargas parciales de ocupación.

Las entradas principales deberán ser diseñadas con cortinas de aire, para tratar de minimizar al máximo las corrientes de aire que entran al edificio terminal, también dentro del edificio deben de diseñarse particiones rompivientos para así de esta manera evitar corrientes indeseables dentro del edificio terminal.

## CAPITULO VII

## PSICROMETRIA

La psicrometría, es la ciencia que trata de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y del efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y sobre el cuerpo humano.

### DEFINICION DE TERMINOS:

**Temperatura de Bulbo Seco:** Es la temperatura que registra un termómetro ordinario.

**Temperatura de Bulbo Húmedo:** Es la temperatura que registra un termómetro cuyo bulbo está cubierto por una gasa húmeda y expuesto a una corriente rápida de aire.

**Temperatura de Rocio:** Es la temperatura a la cual empieza la condensación cuando el aire se enfría.

**Humedad Relativa:** Es la relación entre la presión del vapor de agua contenido en el aire, y la presión del vapor saturante a la misma temperatura.

**Humedad Especifica o contenido de humedad:** Es el peso de vapor de agua expresado en granos o libras de humedad por libra de aire seco.

**Entalpía:** Es la cantidad de calor contenida en el aire a partir de los 32 grados fahrenheit.

**Variación de Entalpía:** Cualquiera que sea la temperatura considerada, la entalpía arriba mencionada se supone en la saturación. Para el aire no saturado, se tendrá que corregir utilizando la línea de variación de entalpía, en casos en los que es necesaria una gran precisión. En casos normales de acondicionamiento de aire se puede prescindir de dicha corrección.

**Volumen Especifico:** Los pies cúbicos de aire húmedo que corresponden a una libra de aire seco.

**Factor de Calor Sensible:** Es la relación que existe entre los calores sensible y total.

**Punto de Referencia:** Situado a los 80 grados fahrenheit y 50% de humedad relativa, y que se emplea junto con la escala de factores de calor sensible para dibujar las líneas del proceso de aire acondicionado.

**Libras de Aire Seco:** Constituyen la base de todos los cálculos psicrométricos, y permanecen constantes durante todos los procesos.

Las temperaturas seca, húmeda, de rocío y la humedad relativa están relacionadas en forma tal que cuando se conocen dos de ellas se pueden determinar las restantes. Cuando el aire está saturado las temperaturas seca, húmeda y de rocío, son iguales.

En la figura 7 se podrá apreciar mejor los términos antes descritos ya que están plasmados en el ábaco psicrométrico.

El ciclo clásico de evolución del aire climatizado, se puede apreciar también en la figura 7.

El aire en el estado (3), mezcla de aire exterior (2) y de aire de retorno (1), pasa a través del aparato acondicionador, y su evolución y se representa por la línea (3-4). Abandona el aparato en (4) y es impulsado hacia el local donde absorbe calor y humedad, según la transformación (4-1). En general gran parte del aire impulsado vuelve a recogerse para su mezcla con el aire exterior. La mezcla pasa a través del aparato donde abandona la humedad y el calor recibidos, al objeto de mantener las condiciones deseadas.

Fig. 7.- Proceso Típico de Acondicionamiento de Aire.

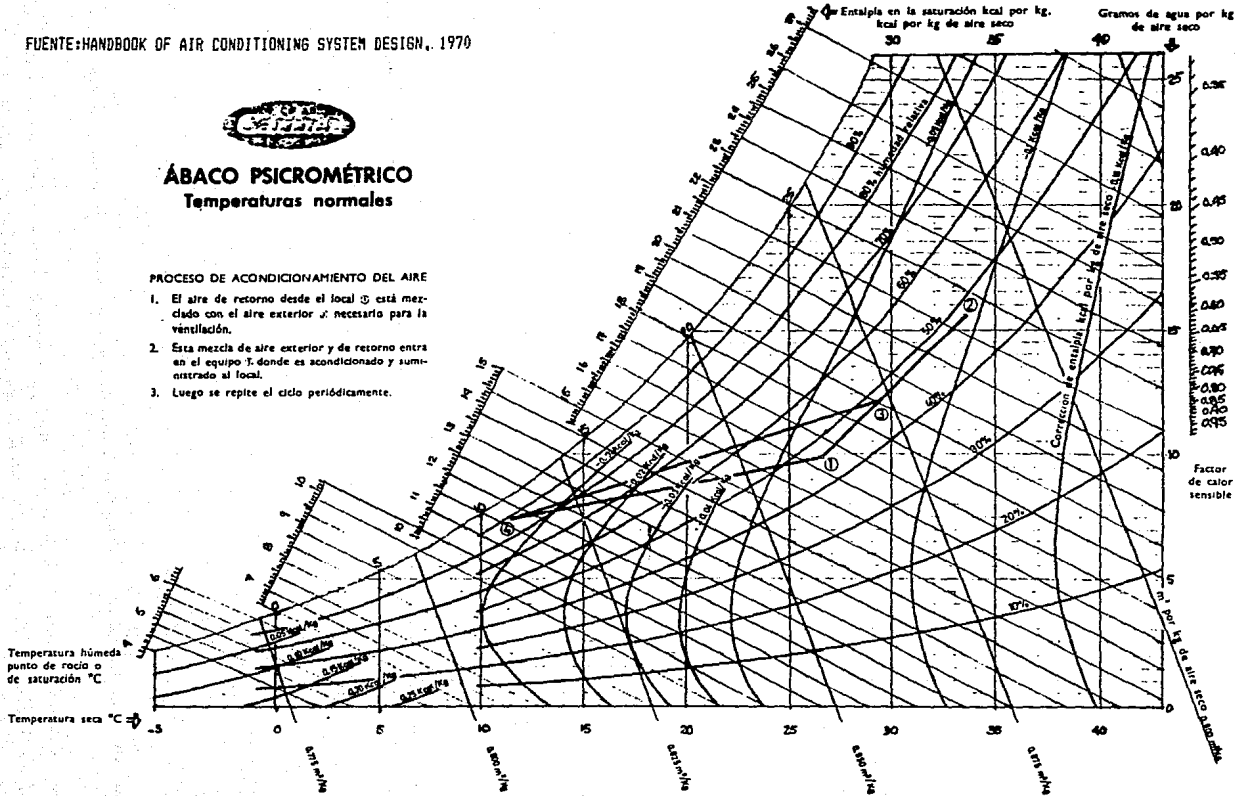
FUENTE: HANDBOOK OF AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN, 1970



### ÁBACO PSICROMÉTRICO Temperaturas normales

#### PROCESO DE ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE

1. El aire de retorno desde el local (1) está mezclado con el aire exterior (2) necesario para la ventilación.
2. Esta mezcla de aire exterior y de retorno entra en el equipo T, donde es acondicionado y suministrado al local.
3. Luego se repite el ciclo periódicamente.



CAPITULO VIII

PROYECTOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE PARA  
EL EDIFICIO TERMINAL DEL AEROPUERTO INTERNA-  
CIONAL DE LOS CABOS BAJA CALIFORNIA SUR  
MEXICO

## DESCRIPCION DEL PROYECTO PROPUESTO POR AEROPUERTOS Y SERVICIOS AUXILIARES

El proyecto propuesto por Aeropuertos y Servicios Auxiliares, consiste básicamente en , acondicionar el edificio terminal, mediante un sistema de agua refrigerada, en el cual se incluye, el equipo de refrigeración, bombeo, manejo de aire y sus respectivos controles.

Hay que hacer notar, que en este tipo de sistema que se esta planteando requiere de un tipo de controles especiales y muy precisos, los cuales aumentan el costo de la obra.

Este tipo de sistema entra dentro de la clasificación de sistemas aire-agua, debido a que en este tipo de sistemas, todo el aire de ventilación se centraliza en el unidad de manejo de aire, y después de acondicionarlo se impulsa directamente a los locales deseados mediante el sistema de ductos.

El sistema de extracción mecánica de los baños, se plantea utilizando ventiladores de tipo centrífugo de diferentes tamaños.

En este proyecto el edificio terminal del aeropuerto, se encuentra dividido en 9 zonas, a cada una de esta zonas le corresponderá un equipo de manejo de aire, a excepción de las zonas 8 y 9 que serán acondicionadas mediante equipos paquete de tipo integral, que serán descritos más adelante en la selección de equipos de este proyecto. Las unidades de manejo de aire se encuentran interconectadas al enfriador, y sistema de bombeo, mediante tuberías por la cual circula el agua refrigerada, estas además necesitan de la alimentación eléctrica y de control.

Las unidades de tipo paquete integral, solo requieren de la alimentación eléctrica y de control para su funcionamiento, ya que el sistema de refrigeración se encuentra en un mismo gabinete.

Esto es básicamente en lo que consiste el proyecto propuesto por Aeropuertos y Servicios Auxiliares.

## SN. JOSE DEL CABO BC.

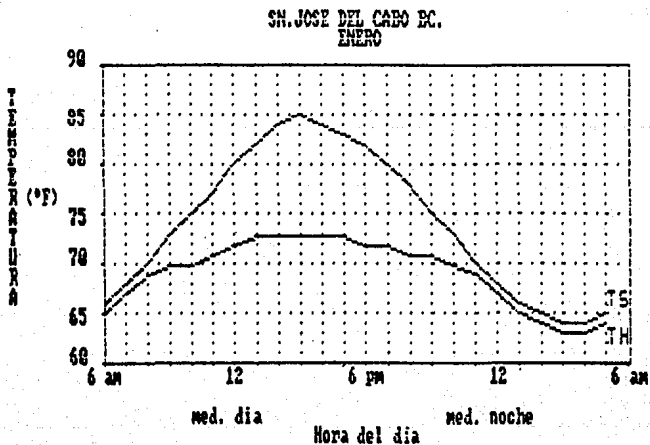
Latitud..... 23 N  
 Altitud..... 50 ft  
 Temperatura seca de diseño en verano .. 95.0 °F  
 Temperatura húmeda de diseño en verano. 78.8 °F  
 Variación diaria..... 22.0 °F  
 Temperatura seca de diseño en invierno. 56.0 °F

(((((((((O))))))))))  
 SN. JOSE DEL CABO BC.  
 ENERO  
 (((((((((O))))))))))

Todas las temperaturas en °F

	T. seca	T. húmeda	*		T. seca	T. húmeda
6AM	66.0	65.0	*	6PM	82.0	71.8
7	68.0	67.0	*	7	80.0	71.8
8	70.0	68.8	*	8	78.0	70.8
9	73.0	69.8	*	9	75.0	70.8
10	75.0	69.8	*	10	73.0	69.8
11	77.0	70.8	*	11	70.0	69.0
12	80.0	71.8	*	12	68.0	67.0
1PM	82.0	72.8	*	1AM	66.0	65.0
2	84.0	72.8	*	2	65.0	64.0
3	85.0	72.8	*	3	64.0	63.0
4	84.0	72.8	*	4	64.0	63.0
5	83.0	72.8	*	5	65.0	64.0

Número de días : 23

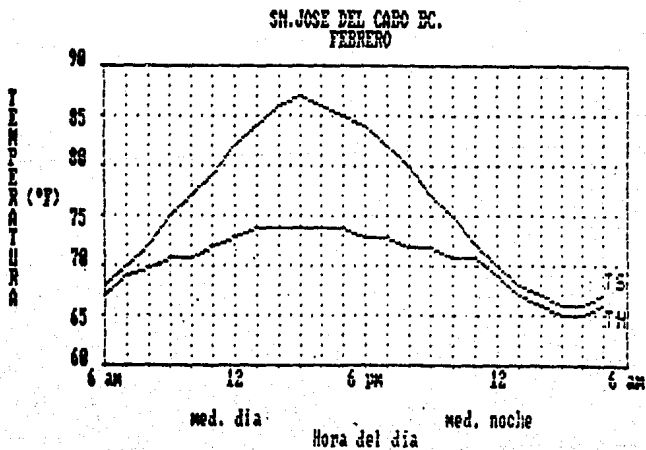


(((((((((((O)))))))))  
 SN. JOSE DEL. CABO BC.  
 FEBRERO  
 ((((((((((O)))))))))

Todas las temperaturas en °F

T. seca		T. húmeda		T. seca		T. húmeda	
6AM	68.0	67.0	*	6PM	84.0	72.8	
7	70.0	69.0	*	7	82.0	72.8	
8	72.0	69.8	*	8	80.0	71.8	
9	75.0	70.8	*	9	77.0	71.8	
10	77.0	70.8	*	10	75.0	70.8	
11	79.0	71.8	*	11	72.0	70.8	
12	82.0	72.8	*	12	70.0	69.0	
1PM	84.0	73.8	*	1AM	68.0	67.0	
2	86.0	73.8	*	2	67.0	66.0	
3	87.0	73.8	*	3	66.0	65.0	
4	86.0	73.8	*	4	66.0	65.0	
5	85.0	73.8	*	5	67.0	66.0	

Número de días : 20



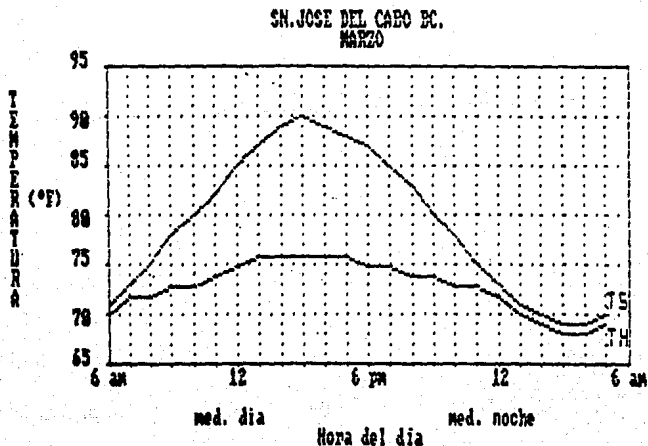


((((((((((O))))))))))  
 BN. JOSE DEL CABO BC.  
 MARZO  
 (((((((((O))))))))))

Todas las temperaturas en °F

	T. seca	T. húmeda	*		T. seca	T. húmeda
6AM	71.0	70.0	*	6PM	87.0	74.8
7	73.0	71.8	*	7	85.0	74.8
8	75.0	71.8	*	8	83.0	73.8
9	78.0	72.8	*	9	80.0	73.8
10	80.0	72.8	*	10	78.0	72.8
11	82.0	73.8	*	11	75.0	72.8
12	85.0	74.8	*	12	73.0	71.8
1PM	87.0	75.8	*	1AM	71.0	70.0
2	89.0	75.8	*	2	70.0	69.0
3	90.0	75.8	*	3	69.0	68.0
4	89.0	75.8	*	4	69.0	68.0
5	88.0	75.8	*	5	70.0	69.0

Número de días : 23





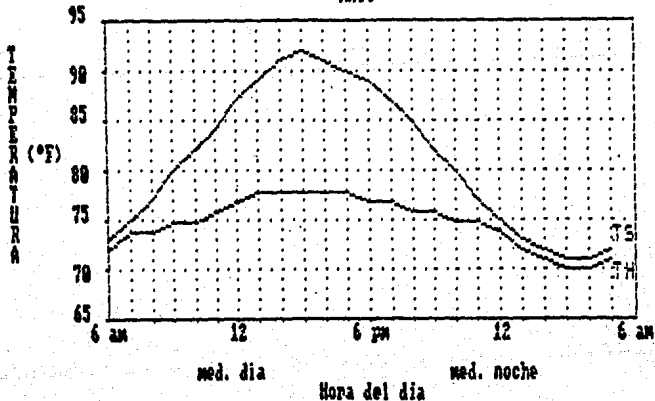
((((((((O))))))))  
 SN. JOSE DEL CABO BC.  
 MAYO  
 (((((((O))))))))

Todas las temperaturas en °F

	T. seca	T. húmeda	*		T. seca	T. húmeda
6AM	73.0	72.0	*	6PM	89.0	76.8
7	75.0	73.8	*	7	87.0	76.8
8	77.0	73.8	*	8	85.0	75.8
9	80.0	74.8	*	9	82.0	75.8
10	82.0	74.8	*	10	80.0	74.8
11	84.0	75.8	*	11	77.0	74.8
12	87.0	76.8	*	12	75.0	73.8
1PM	89.0	77.8	*	1AM	73.0	72.0
2	91.0	77.8	*	2	72.0	71.0
3	92.0	77.8	*	3	71.0	70.0
4	91.0	77.8	*	4	71.0	70.0
5	90.0	77.8	*	5	72.0	71.0

Número de días : 23

SN. JOSE DEL CABO BC.  
 MAYO

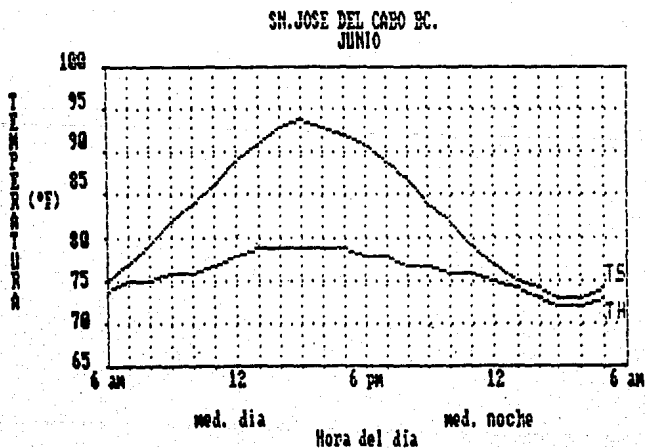


((((((((((0))))))))))  
 SN. JOSE DEL CABO BC.  
 JUNIO  
 (((((((((0))))))))))

Todas las temperaturas en °F

	T. seca	T. húmeda	*		T. seca	T. húmeda
6AM	75.0	73.8	*	6PM	91.0	77.8
7	77.0	74.8	*	7	89.0	77.8
8	79.0	74.8	*	8	87.0	76.8
9	82.0	75.8	*	9	84.0	76.8
10	84.0	75.8	*	10	82.0	75.8
11	86.0	76.8	*	11	79.0	75.8
12	89.0	77.8	*	12	77.0	74.8
1PM	91.0	78.8	*	1AM	75.0	74.0
2	93.0	78.8	*	2	74.0	73.0
3	94.0	78.8	*	3	73.0	72.0
4	93.0	78.8	*	4	73.0	72.0
5	92.0	78.8	*	5	74.0	73.0

Número de días : 22



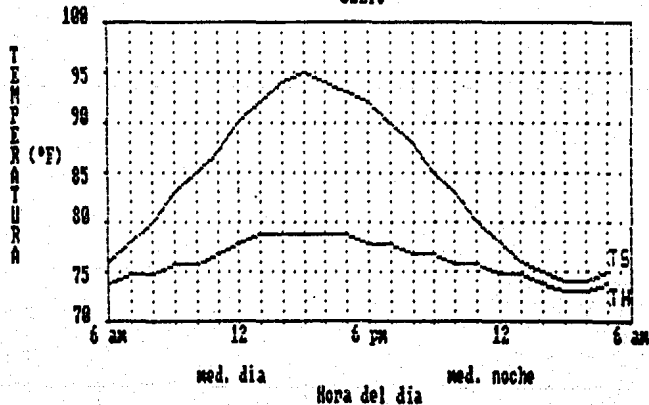
((((((((((O))))))))))  
 SN. JOSE DEL CABO BC.  
 JULIO  
 (((((((((((O))))))))))

Todas las temperaturas en °F

T. seca		T. húmeda		*	T. seca		T. húmeda	
6AM	76.0	73.8	*	6PM	92.0	77.8		
7	78.0	74.8	*	7	90.0	77.8		
8	80.0	74.8	*	8	88.0	76.8		
9	83.0	75.8	*	9	85.0	76.8		
10	85.0	75.8	*	10	83.0	75.8		
11	87.0	76.8	*	11	80.0	75.8		
12	90.0	77.8	*	12	78.0	74.8		
1PM	92.0	78.8	*	1AM	76.0	74.8		
2	94.0	78.8	*	2	75.0	73.8		
3	95.0	78.8	*	3	74.0	73.0		
4	94.0	78.8	*	4	74.0	73.0		
5	93.0	78.8	*	5	75.0	73.8		

Número de días : 23

SN. JOSE DEL CABO BC.  
 JULIO



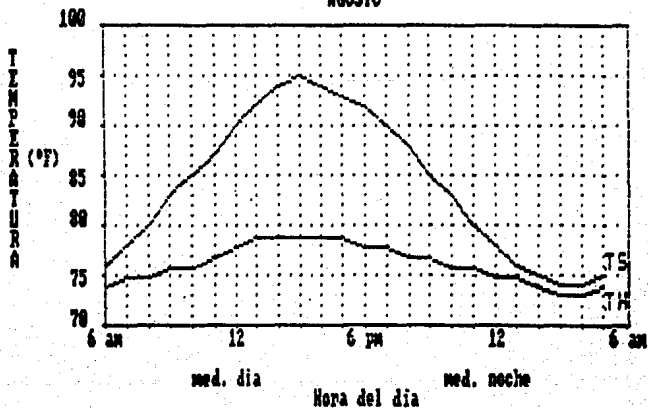
(((((((((((((((((((
 SN. JOSE DEL CABO BC.
 AGOSTO
 (((((((((((((((((((

Todas las temperaturas en °F

T. seca			T. húmeda		
6AM	76.0	73.8	6PM	92.0	77.8
7	78.0	74.8	7	90.0	77.8
8	80.0	74.8	8	88.0	76.8
9	83.0	75.8	9	85.0	76.8
10	85.0	75.8	10	83.0	75.8
11	87.0	76.8	11	80.0	75.8
12	90.0	77.8	12	78.0	74.8
1PM	92.0	78.8	1AM	76.0	74.8
2	94.0	78.8	2	75.0	73.8
3	95.0	78.8	3	74.0	73.0
4	94.0	78.8	4	74.0	73.0
5	93.0	78.8	5	75.0	73.8

Número de días : 23

SN. JOSE DEL CABO BC.
 AGOSTO



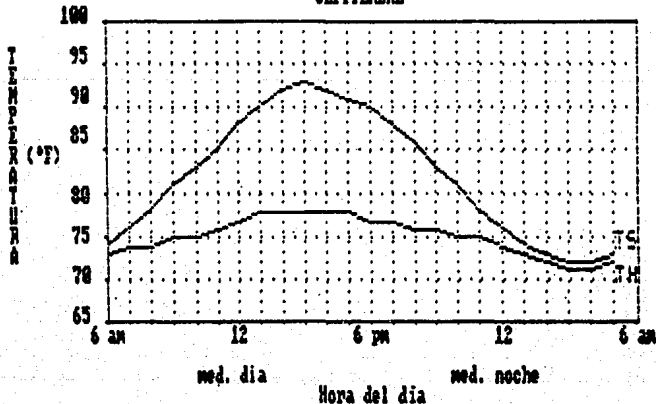
(((((((((((((((((  
 SN. JOSE DEL CABO BC.  
 SEPTIEMBRE  
 ((((((((((((((((((

Todas las temperaturas en °F

	T. seca	T. húmeda		T. seca	T. húmeda	
6AM	74.0	72.8	*	6PM	90.0	76.8
7	76.0	73.8	*	7	88.0	76.8
8	78.0	73.8	*	8	86.0	75.8
9	81.0	74.8	*	9	83.0	75.8
10	83.0	74.8	*	10	81.0	74.8
11	85.0	75.8	*	11	78.0	74.8
12	88.0	76.8	*	12	76.0	73.8
1PM	90.0	77.8	*	1AM	74.0	73.0
2	92.0	77.8	*	2	73.0	72.0
3	93.0	77.8	*	3	72.0	71.0
4	92.0	77.8	*	4	72.0	71.0
5	91.0	77.8	*	5	73.0	72.0

Número de días : 22

SN. JOSE DEL CABO BC.  
 SEPTIEMBRE







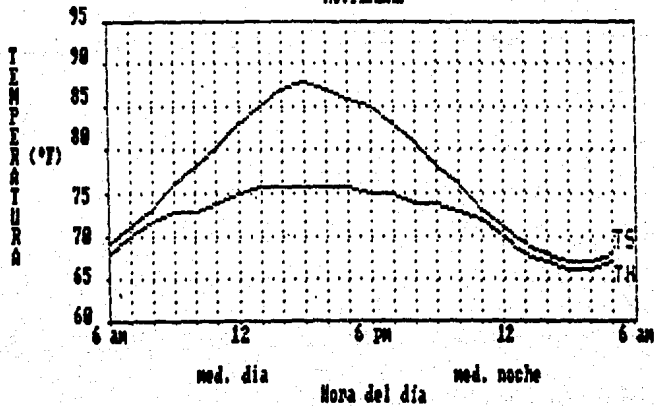
((((((((((((((O))))))))))))))  
 GN. JOSE DEL CABO BC.  
 NOVIEMBRE  
 (((((((((((((((((O))))))))))))))

Todas las temperaturas en °F

	T. seca	T. húmeda	*		T. seca	T. húmeda
6AM	69.0	68.0	*	6PM	85.0	74.8
7	71.0	70.0	*	7	83.0	74.8
8	73.0	71.8	*	8	81.0	73.8
9	76.0	72.8	*	9	78.0	73.8
10	78.0	72.8	*	10	76.0	72.8
11	80.0	73.8	*	11	73.0	72.0
12	83.0	74.8	*	12	71.0	70.0
1PM	85.0	75.8	*	1AM	69.0	68.0
2	87.0	75.8	*	2	68.0	67.0
3	88.0	75.8	*	3	67.0	66.0
4	87.0	75.8	*	4	67.0	66.0
5	86.0	75.8	*	5	68.0	67.0

Número de días : 22

GN. JOSE DEL CABO BC.  
 NOVIEMBRE



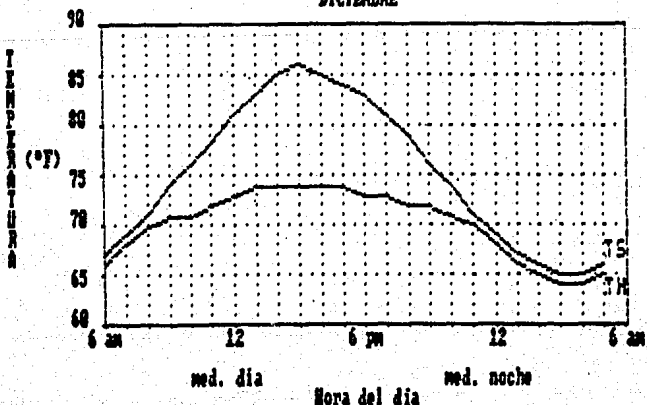
(((((((((((((((((
SN.JOSE DEL CABO BC.
DICIEMBRE
(((((((((((((((((

Todas las temperaturas en °F

T. seca		T. húmeda		*	T. seca		T. húmeda	
6AM	67.0	66.0	* 6PM	83.0	72.8			
7	69.0	68.0	* 7	81.0	72.8			
8	71.0	69.8	* 8	79.0	71.8			
9	74.0	70.8	* 9	76.0	71.8			
10	76.0	70.8	* 10	74.0	70.8			
11	78.0	71.8	* 11	71.0	70.0			
12	81.0	72.8	* 12	69.0	68.0			
1PM	83.0	73.8	* 1AM	67.0	68.0			
2	85.0	73.8	* 2	66.0	68.0			
3	86.0	73.8	* 3	65.0	64.0			
4	85.0	73.8	* 4	65.0	64.0			
5	84.0	73.8	* 5	66.0	68.0			

Número de días : 23

SN.JOSE DEL CABO BC.
DICIEMBRE



**RESUMEN DE CARGAS TEMICAS PROYECTO DE AEROPUERTOS  
Y SERVICIOS AUXILIARES**

- ZONA 1. Migración / Tránsito Nacional  
CARGA TOTAL = 402,408 BTU / hr  
= 33.534 Toneladas de Refrigeración
- ZONA 2. Reclamo de Equipaje  
CARGA TOTAL = 329,137 BTU / hr  
27.428 Toneladas de Refrigeración
- ZONA 3. Tránsito / Vestíbulo  
CARGA TOTAL = 630,093 BTU / hr  
52.507 Toneladas de Refrigeración
- ZONA 4. Sala de Ultima Espera  
CARGA TOTAL = 575,089 BTU / hr  
47.923 Toneladas de Refrigeración
- ZONA 5. Cafetería / Circulación / Locales Comerciales  
CARGA TOTAL = 667,517 BTU / hr  
55.626 Toneladas de Refrigeración
- ZONA 6. Sala de Ultima Espera  
CARGA TOTAL = 632,714 BTU / hr  
52.726 Toneladas de Refrigeración
- ZONA 7. Oficinas ASA / Aerolíneas  
CARGA TOTAL = 175,108 BTU / hr  
14.592 Toneladas de Refrigeración
- ZONA 8. Cubiculos Autoridad  
CARGA TOTAL = 19,740 BTU / hr  
1.645 Toneladas de Refrigeración
- ZONA 9. Aeronáutico y Oficinas ASA  
CARGA TOTAL = 26,630 BTU / hr  
2.219 Toneladas de Refrigeración

**RESUMEN DE CARGAS TERMICAS PROYECTO DE  
AEROPUERTOS Y SERVICIOS AUXILIARES**

Resumen de cargas por zonas, para obtener el gran total.

ZONA 1 = 402,408 BTU / hr	ZONA 8 = 19,740 BTU / hr
ZONA 2 = 329,137 BTU / hr	ZONA 9 = 26,630 BTU / hr
ZONA 3 = 630,093 BTU / hr	-----
ZONA 4 = 575,080 BTU / hr	46,370 BTU / hr
ZONA 5 = 667,517 BTU / hr	Gran Total
ZONA 6 = 632,714 BTU / hr	= 4 Toneladas de
ZONA 7 = 175,108 BTU / hr	Refrigeración
-----	
3'412,057 BTU / hr = GRAN TOTAL	
	= 284.338 Toneladas de Refrigeración

La carga térmica para las nueve zonas, es considerada en el mes de Julio a las 15:00 horas.

**RESUMEN DE CARGAS TERMICAS PROYECTO DE  
AEROPUERTOS Y SERVICIOS AUXILIARES**

Cálculo de Caudales y Aire:

FORMULA A UTILIZAR:  $PCM\ nec = Q_s / 1.08 (T_{il} - T_{sa})$

DONDE:  $Q_s =$  CARGA DE CALOR SENSIBLE DEL LOCAL

$T_{il} =$  TEMPERATURA INTERIOR DEL LOCAL

$T_{sa} =$  TEMPERATURA DEL AIRE SUMINISTRADO

PCM nec = PIES CUBICOS POR MINUTO NECESARIOS

Condiciones Interiores del Local:

Temperatura de Bulbo Seco Interior = 80 grados Fahrenheit

Temperatura de Bulbo Húmedo Interior = 68 grados Fahrenheit

Humedad Relativa Interior = 55%

NOTA: Estas condiciones se están suponiendo debido a que no se pudo contar con la memoria de calculo del proyecto de A.S.A. .

ZONA 1. CALOR SENSIBLE DEL LOCAL = 279,559.2 BTU / hr  
 $T_{sa} = 55.5$  grados Fahrenheit

$PCM\ nec = 279,559.2 / 1.08 (80 - 55.5)$   
 $PCM\ nec = 10,452$  PCM

ZONA 2. CALOR SENSIBLE DEL LOCAL = 229,079.92 BTU / hr  
 $T_{sa} = 54.64$  grados Fahrenheit

$PCM\ nec = 229,079.92 / 1.08 (80 - 54.64)$   
 $PCM\ nec = 8,364$  PCM

ZONA 3. CALOR SENSIBLE DEL LOCAL = 403,421.472 BTU / hr  
 $T_{sa} = 53.2$  grados Fahrenheit

$PCM\ nec = 403,421.472 / 1.08 (80 - 53.2)$   
 $PCM\ nec = 13,938$  PCM

ZONA 4. CALOR SENSIBLE DEL LOCAL = 364,592.145 BTU / hr  
 $T_{sa} = 52.76$  grados Fahrenheit

$PCM\ nec = 364,592.145 / 1.08 (80 - 52.76)$   
 $PCM\ nec = 12,393$  PCM

ZONA 5. CALOR SENSIBLE DEL LOCAL = 453,816 BTU / hr  
 $T_{sa} = 55$  grados Fahrenheit

$PCM\ nec = 453,816 / 1.08 (80 - 55)$   
 $PCM\ nec = 16,808$  PCM

ZONA 6. CALOR SENSIBLE DEL LOCAL = 411,264 BTU / hr  
T<sub>sa</sub> = 52 grados Farenheit

PCM nec = 411,264 / 1.08 (980 - 52)  
PCM nec = 13,600 PCM

ZONA 7. CALOR SENSIBLE DEL LOCAL = 125,141.76 BTU / hr  
T<sub>sa</sub> = 56 grados Farenheit

PCM nec = 125,141.76 / 1.08 (80 - 56)  
PCM nec = 4,828 PCM

ZONA 8. CALOR SENSIBLE DEL LOCAL = 14,688 BTU / hr  
T<sub>sa</sub> = 55 grados Farenheit

PCM nec = 14,688 / 1.08 (80 - 55)  
PCM nec = 544 PCM

ZONA 9. CALOR SENSIBLE DEL LOCAL = 19,818 BTU / hr  
T<sub>sa</sub> = 55 grados Farenheit

PCM nec = 19,818 / 1.08 (80 - 55)  
PCM nec = 734 PCM

UNIDADES M													
NOMENCLATURA	TIPO	SECCION VENTILACION						SERPENTIN DE REF					
		NUM VENT	PCM INY.	PCM EXT.	PCM RET.	PE (PULO)	RPM	VEL DE CMA	CAPACIDAD	AGUA			
										TE (°F)	TS (°F)	GPM	
UMA-1	MULTIZONA	1	10452	2459	7993	1.79	704	913	402408	43	53	80.47	6
UMA-2	MULTIZONA	1	8364	2080	6284	2.07	700	566	329137	45	54	68.25	6
UMA-3	MULTIZONA	1	15938	4753	9183	1.79	847	831	630093	43	58	158	6
UMA-4	MULTIZONA	1	12393	4460	7933	1.91	862	842	575080	45	59	118	6
UMA-5	MULTIZONA	1	16808	4276	12932	1.98	588	973	667817	48	57	133.48	6
UMA-6	MULTIZONA	1	13600	4920	8880	1.66	828	464	632714	48	58	158.52	6
UMA-7	MULTIZONA	1	4828	966	3862	1.66	745	528	179108	45	55	36	6

UNIDADES GEN										
NOMENCLATURA	TIPO	CANTIDAD	CAPACIDAD NOMINAL (BTU/HR)	CAP DE OPERACION (BTU/HR)	EVAPORADOR					
					GPM	TE (°F)	TS (°F)	NUM PASOS	FACTOR DE REFRIGERACION	A.P.
UGAH-1	ENF. POR AIRE	1	1198800	1134240	228.84	55	45	4	0.0098	8.0
UGAH-2	ENF. POR AIRE	1	1198800	1134240	228.84	55	45	4	0.0098	8.0
UGAH-3	ENF. POR AIRE	1	1198800	1134240	228.84	55	45	4	0.0098	8.0

NOTA: 3 UGAH EN OPERACION

UNIDAD			
CLAVE	TIPO	SERVICIO	LOCALIZACION





## A I R E

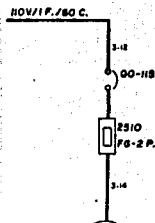
DE FILTROS				S E L E C C I O N		
D	DIMENSIONES	ACCESORIOS	SERVICIO	LOCALIZACION	M A R C A	MODELO
	16" X 25" X 2"	CAJA DE MEZCLAS	MIGRACION / TRANSITO NAL	CTO. EQUIPO 1	CARRIER	39E-19L
	16" X 25" X 2"	CAJA DE MEZCLAS	RECLAMO	CTO. EQUIPO 2	CARRIER	39E-179
	16" X 25" X 2"	CAJA DE MEZCLAS	TRANSITO / VESTIBULO	CTO. EQUIPO 3	CARRIER	39E-29S
	16" X 25" X 2"	CAJA DE MEZCLAS	ULTIMA ESPERA	CTO. EQUIPO 4	CARRIER	39E-23L
	16" X 25" X 2"	CAJA DE MEZCLAS	CAFES / CIRCULAC. L. COMERC.	CTO EQUIPO 3	CARRIER	39 ED-29L
	16" X 25" X 2"	CAJA DE MEZCLAS	ULTIMA ESPERA	CTO EQUIPO 4	CARRIER	39 ED-29L
	16" X 25" X 2"	CAJA DE MEZCLAS	OPNAS. ASA / AE POLINER	CTO EQUIPO 5	CARRIER	39 ED-115

## A H E L A D A

ELECTRICO		REFRIGERANTE		SERVICIO	LOCALIZACION	S E L E C C I O N	
FASES	CICLOS	TIPO	COND (PF)			MARCA	MODELO
3	60	R-22	45°	AGUA HELADA	AZOTEA	CARRIER	30 GB-150
3	60	R-22	45°	AGUA HELADA	AZOTEA	CARRIER	30 GB-150
3	60	R-22	45°	AGUA HELADA	AZOTEA	CARRIER	30 GB-150

## E N I D A

CARACTERISTICAS ELECTRICAS			SELECCION	
V	F	C	MARCA	MODELO



UP-1	PAQUETE	CUBICULOS AUTORIDAD	AZOTE A
UP-2	PAQUETE	AERONAUTICA Y OFICINAS ASA	AZOTE A

## VENTILADORES

NOMENCLATURA	TIPO	CAPACIDAD PCM	P.E (PULG)	RPN	MOTOR ELECTRICO					ACCESORIOS	SERVICIO	LOCALIZACION	SELECCION	
					HP	VOLTS	FASES	CICLOS	RPM				MARCA	MODELO
VE - 1	CENTRIFUGO	493	0.25	1122	1/4	115	1	60	1750	BASE ANTI-VIBRAT.	SANIT. REGLA-MO INTERNA.	AZOTE A	ARMEE	100 - ASA
VE - 2	CENTRIFUGO	609	0.25	850	1/4	115	1	60	1750	BASE ANTI-VIBRAT.	SANIT. REGLA-MO NAJ.	AZOTE A	ARMEE	100 - ASA
VE - 3	CENTRIFUGO	480	0.25	1078	1/4	115	1	60	1750	BASE ANTI-VIBRAT.	SANIT. TRAN-SITO NAJ.	AZOTE A	ARMEE	100 - ASA
VE - 4	CENTRIFUGO	424	0.25	1030	1/4	115	1	60	1750	BASE ANTI-VIBRAT.	SANIT. TRAN-SITO INTERNA.	AZOTE A	ARMEE	100 - ASA
VE - 5	CENTRIFUGO	10 60'	0.25	900	1/4	115	1	60	1750	BASE ANTI-VIBRAT.	SANIT. VESTI-BULO BERN.	AZOTE A	ARMEE	136 - ASA
VE - 6	CENTRIFUGO	876	0.25	791	1/4	115	1	60	1750	BASE ANTI-VIBRAT.	SANIT. VESTI-BULO BPA.	AZOTE A	ARMEE	100 - ASA
VE - 7	CENTRIFUGO	872	0.25	1365	1/4	115	1	60	1750	BASE ANTI-VIBRAT.	SANIT. VESTI-BULO BPA.	AZOTE A	ARMEE	100 - ASA
VE - 8	AXIAL	111	0.15	1500	1/50	115	1	60	1500	PERSIANA GRAVEDAD	SANITARIO ADJUNA.	MURO	ARMEE	CESA-80
VE - 9	AXIAL	138	0.15	1500	1/50	115	1	60	1500	PERSIANA GRAVEDAD	SANIT. PRI-VADO ASA	MURO	ARMEE	CESA-80
VE - 10	AXIAL	105	0.15	1500	1/50	115	1	60	1500	PERSIANA GRAVEDAD	SANIT. OFINAS ASA.	MURO	ARMEE	CESA-80

## TANQUE DE EXPANSION

NOMENCLATURA	TIPO	CAP LTS	MATERIAL	DIMENSIONES			SERVICIO	LOCALIZACION
				DIAMETRO	ALTURA	ESP.		
TE - 1	ABIERTO	600	ACERO	0.64	1.00	1/8"	AGUA HELADA	AZOTE A

TAB. TPO-M  
(Sobresonar)  
Cto. Bombas en  
Azotea

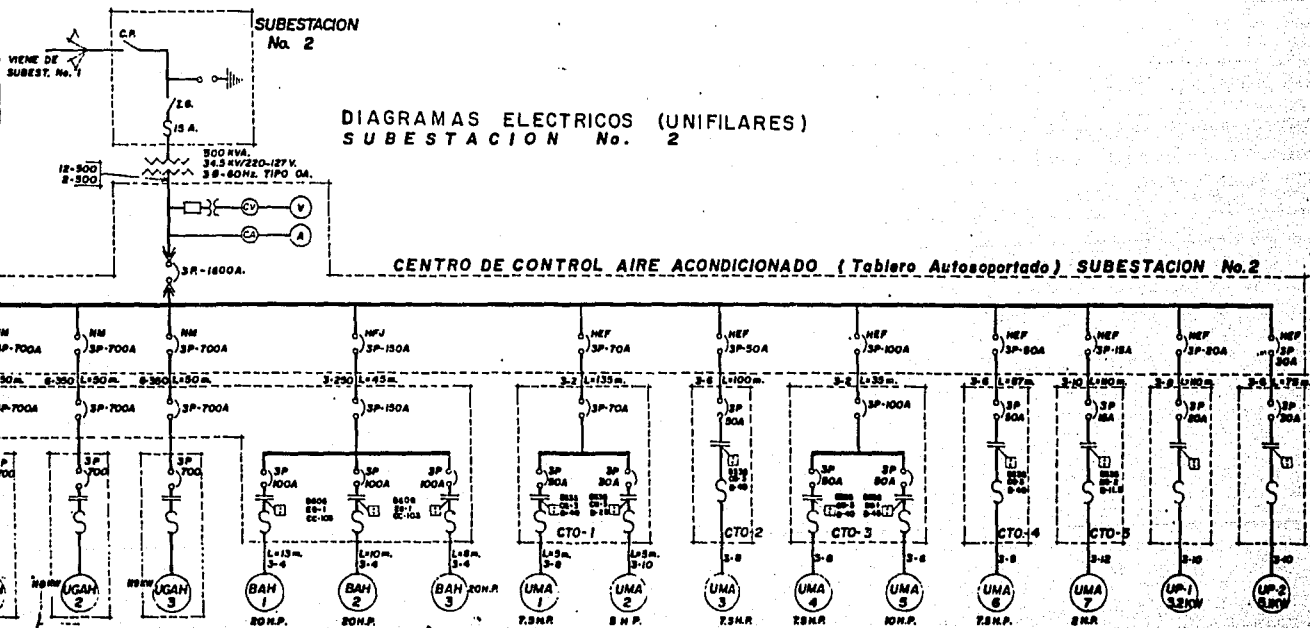


AZOTE A	197 40	5 44	109	4 3 5	45	2 2	3.2	220	3	60	YORK	PF-24
ASA	26 630	7 34	147	5 6 7	45	22	5.1	220	3	60	YORK	PF-36

LOCALIZACION	SELECCION	
	MARCA	MODELO
AZOTE A	ARMEE	100 - ABA
AZOTE A	ARMEE	135 - ABA
AZOTE A	ARMEE	100 - ABA
AZOTE A	ARMEE	100 - ABA
AZOTE A	ARMEE	135 - ABA
AZOTE A	ARMEE	165 - ABA
AZOTE A	ARMEE	100 - ABA
MURO	ARMEE	CEXA-80
MURO	ARMEE	CEXA-80
MURO	ARMEE	CEXA-80

UNIDADES DE BOMBEO											
NOMENCLATURA	TIPO	CANTIDAD	GASTO GPM	ALTURA BOMBEO	MOTOR ELECTRICO					SERVICIO	LOCALIZACION
					H. P.	VOLTS	FASES	CICLOS	RPM		
UBAH - 1	CENTRIFUGO	1	341	174	20	220	3	60	3500	AGUA HELADA	AZOTE A
UBAH - 2	CENTRIFUGO	1	341	174	20	220	3	60	3500	AGUA HELADA	AZOTE A
UBAH - 3	CENTRIFUGO	1	341	174	20	220	3	60	3500	AGUA HELADA	AZOTE A

NOTA. 2 UBAM EN OPERACION Y 1 EN ESPERA.

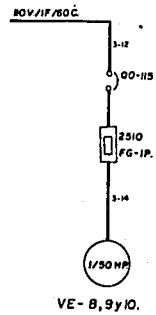


220	3	60	YORK	PF-24
220	3	60	YORK	PF-36

1/50 HP

VE-1,2,3,4,5,6 y 7.

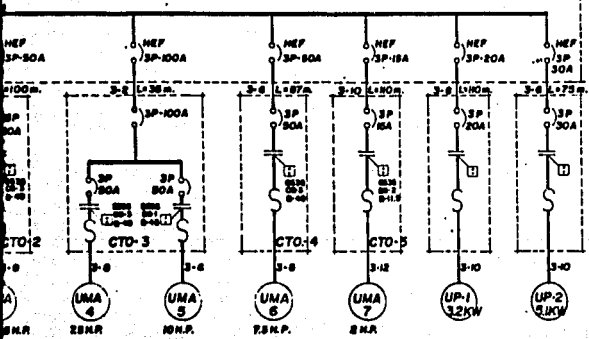
MOTOR ELECTRICO							SELECCION		
VOLTS	FASES	CICLOS	RPM	SERVICIO	LOCALIZACION	MARCA	MODELO	IMPULSOR	
220	3	60	3500	AGUA HELADA	AZOTEA	FAIRBANK MORSE	5 223 - A-3"	F 3 - DIV.	
220	3	60	3500	AGUA HELADA	AZOTEA	FAIRBANK MORSE	5 223 - A-3"	F 3 - DIV.	
220	3	60	3500	AGUA HELADA	AZOTEA	FAIRBANK MORSE	5 223 - A-3"	F 3 - DIV.	



VE- 8, 9 y 10.

ARES)

CONDICIONADO (Tablero Autosoportado) SUBESTACION No.2



INSTALACION AIRE ACONDICIONADO -

SUBDIRECCION GENERAL DE PROYECTOS Y OBRAS		Aeropuertos y Servicios Auxiliares	
AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS S.C.S. REMODELACION EDIFICIO TERMINAL.			
CUADROS DE ESPECIFICACIONES Y DIAGRAMAS ELECTRICOS UNIFILARES			
DIRECTOR GENERAL C. ALFONSO MARTINEZ DOMINGUEZ		SUBDIRECTOR GENERAL DE PROYECTOS Y OBRAS ING. PENE EICHENBERG GUTERREZ	
AUTORIZADO  ING. ARMANDO MARTINEZ GLEDHILL	AUTORIZADO  ING. ARMANDO GOMEZ MENDOLA	C.P. DE ARCHIVO JULIO-87.	
AUTORIZADO  ING. JUAN JOSE GALATI GUTIER	AUTORIZADO  ING. JUAN PABLO RODRIGUEZ	INGENIERO ING. ANTONIO SOLAR S.	

**MATERIALES Y CANTIDADES DE OBRA PROYECTO DE AEROPUERTOS  
Y SERVICIOS AUXILIARES**

<b>PART.</b>	<b>CANT.</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>C O N C E P T O</b>
1	3	PZA	Enfriadores de líquido tipo recíprocante, mca. Carrier mod. 30GB-100 con capacidad nominal de 100 T.R. y con un gasto de 246.6 GPM para operar a 220/3/60.
2	1	PZA	UMA-1 manejadora de aire tipo multizona, mca. Carrier mod. 39E-19L, con capacidad nominal para manejar 10,500 PCM, equipada con motor eléctricos de 7.5 H.P., serpentín para agua helada de 6 hileras y 8 aletas por pulgada, tipo FL y filtros metálicos de alta velocidad.
3	1	PZA	UMA-2 manejadora de aire tipo multizona, mca. Carrier mod. 39E-17S, con capacidad nominal para manejar 8,350 PCM, equipada con motor de 5 H.P., serpentín de 6 hileras 8 aletas por pulgada y filtros metálicos de alta velocidad.
4	1	PZA	UMA-3 manejadora de aire tipo multizona, mca. Carrier mod. 39E-29-S, con capacidad nominal para manejar 13,950 PCM, equipada con motor de 7.5 H.P., serpentín de 6 hileras 8 aletas por pulgada y filtros metálicos de alta velocidad.
5	1	PZA	UMA-4 manejadora de aire tipo multizona mca. Carrier mod. 39E-23L, con capacidad nominal para manejar 12,400 PCM, equipada con motor de 7.5 H.P., serpentín de 6 hileras 8 aletas por pulgada y filtros metálicos de alta velocidad.
6	1	PZA	UMA-5 manejadora de aire tipo multizona, mca. Carrier mod. 39ED-29L, con capacidad nominal para manejar 16,800 PCM, equipada con motor de 10 H.P., serpentín de 6 hileras 8 aletas por pulgada y

PART.	CANT.	UNIDAD	CONCEPTO
			filtros metálicos de alta velocidad.
7	1	PZA	UMA-6 manejadora de aire tipo multizona, mca. Carrier mod. 39ED-29L, con capacidad nominal para manejar 13,900 PCM, equipada con motor de 7.5 H.P., serpentín de 6 hileras 8 aletas por pulgada y filtros metálicos de alta velocidad.
8	1	PZA	UMA-7 manejadora de aire tipo unizona, mca. Carrier mod. 39ED-11S, con capacidad nominal para manejar 4,850 PCM, equipada con motor de 2 H.P., serpentín de 6 hileras 8 aletas por pulgada y filtros metálicos de alta velocidad.
9	1	PZA	Bombas centrifugas para manejar agua helada con capacidad nominal para manejar 341 GPM, equipada con motor de 20 H.P., para operar a 220/3/60, a 3500 RPM mca., Fairbanks Morse mod. 5223-a-3", impulsor F3 div.
10	1	PZA	UPA-1 acondicionador de aire tipo integral mca., York, con capacidad nominal de 24,000 BTU / hr., equipada con compresor de 2 H.P..
11	1	PZA	UPA-2 acondicionador de aire tipo integral mca., York, con capacidad nominal de 36,000 BTU / hr equipado con compresor de 3 H.P..
12	1	PZA	VE-1 ventilador centrifugo mca. Arnee-Chicago, mod. 100-ABA, con motor de 1/4 de H.P., capacidad nominal de 494 PCM.
13	1	PZA	VE-2 ventilador centrifugo mca. Arnee-Chicago, mod. 135 ABA, con motor de 1/4 de H.P., capacidad nominal de 609 PCM.

PART.	CANT.	UNIDAD	CONCEPTO
14	1	PZA	VE-3 ventilador centrifugo mca. Armee-Chicago, mod. 100 ABA, con motor de 1/4 de H.P., capacidad nominal de 480 PCM.
15	1	PZA	VE-4 ventilador centrifugo mca. Armee-Chicago, mod. 100 ABA, con motor de 1/4 de H.P., capacidad nominal de 424 PCM.
16	1	PZA	VE-5 ventilador centrifugo mca. Armee-Chicago, mod. 135 ABA, con motor de 1/4 de H.P., capacidad nominal de 1,060 PCM.
17	1	PZA	VE-6 ventilador centrifugo mca. Armee-Chicago mod. 165 ABA, con motor de 1/4 de H.P., capacidad nominal de 1,676 PCM.
18	1	PZA	VE-7 ventilador centrifugo mca. Armee-Chicago mod. 100 ABA, con motor de 1/4 de H.P., capacidad nominal de 672 PCM.
19	1	PZA	VE-8 ventilador axial mca. Armee-Chicago mod. CEXA-80, con motor de 1/50 de H.P., capacidad nominal de 111 PCM.
20	1	PZA	VE-9 ventilador axial mca. Armee-Chicago mod. CEXA-80, con capacidad nominal de 138 PCM.
21	1	PZA	VE-10 ventilador axial mca. Armee-Chicago mod. CEXA-80, con motor de 1/50 de H.P., capacidad nominal de 105 PCM.
22	21,810	KGS	Suministro y colocación física de ductos de lámina galvanizada manufacturada, de diversos calibres.
23	245	M2	Suministro e instalación de aislamiento térmico al sistema de ductos a base de colchonetas de fibra de vidrio de 1" de espesor tipo RF-3100 mca. Vitrofibras, papel bondalum, adhesivo y sellador.

PART.	CANT.	UNIDAD	CONCEPTO
24	14	M2	Suministro e instalación de lona ahulada del número 10 para la interconexión del sistema de ductos a las manejadoras.  Suministro y colocación así como nivelación de difusores para inyección de aire mca. Titus, mod. TDC-1 con control de volumen AG-95 de las siguientes medidas.
25	21	PZA	De 15" x 15"
26	85	PZA	De 12" x 12"
27	46	PZA	De 9" x 9"
28	8	PZA	De 6" x 6"
29	1	PZA	De 12" x 6"  Suministro y colocación de rejillas de retorno de aire mod. 4FL-5, de las siguientes medidas.
30	10	PZA	De 24" x 12"
31	18	PZA	De 18" x 18"
32	6	PZA	De 36" x 18"
33	3	PZA	De 30" x 12"
34	8	PZA	De 8" x 6"
35	12	PZA	De 30" x 18"
36	6	PZA	De 24" x 18"  Suministro y colocación de rejillas para extracción de aire de las siguientes medidas.
37	27	PZA	De 8" x 6"
38	6	PZA	De 8" x 4"
39	4	PZA	De 10" x 6"
40	4	PZA	De 10" x 10"



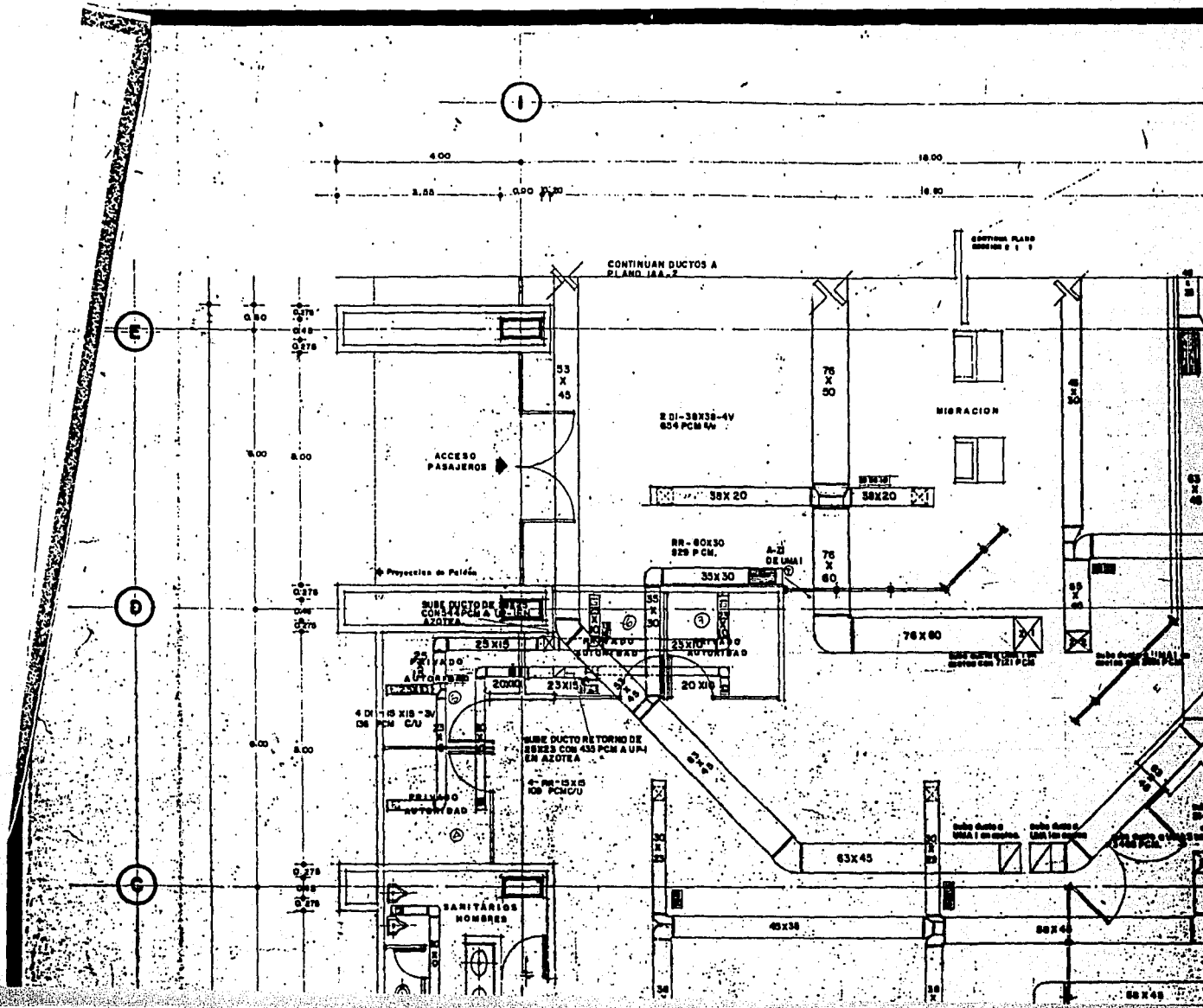
PART.	CANT.	UNIDAD	CONCEPTO
			Suministro y colocación de rejillas para paso de aire de las siguientes medidas.
41	7	PZA	De 12" x 12"
42	12	PZA	De 12" X 10"
43	6	PZA	De 12" x 6"
44	10	PZA	De 24" x 12"
45	3	PZA	De 12" x 8"
46	8	PZA	De 18" x 12"
47	1	PZA	De 20" x 18"
			Suministro, colocación, conexión, y pruebas de controles.
48	2	PZA	Termostato mca. Honeywell mod. T651A1194 (UP-1-2)
49	1	PZA	UMA-7 termostato mca. Honeywell mod. T921A 1183
50	1	PZA	Válvula de 3 vías de 1" mod. V 5013A.
51	1	PZA	Motor modulante mod. N944A1002.
52	1	PZA	Acoplamiento Q618 A1024
53	1	PZA	Transformador AT72D1089.
			UMA-1 a 6
54	14	PZA	Termostato mca. Honeywell mod. T921A1183.
55	14	PZA	Transformador mod. AT72D1089.
56	14	PZA	Acoplamiento Q605A1070.
57	14	PZA	Modutrol N944 A1002.
58	6	PZA	Termostato mca. Honeywell mod. T991A1095.
59	6	PZA	Transformador mod. AT72D1089.
60	6	PZA	Acoplamiento Q618A1024.

PART.	CANT.	UNIDAD	CONCEPTO
61	6	PZA	Modutrol M944 A1002
62	6	PZA	Válvulas de tres vías mod. V5013A de 2".
63	3	PZA	Switch de flujo.  Tubería negra cédula 40, sin costura, incluye suministro en obra, mano de obra, colocación, herramienta, trazo, materiales de consumo y pruebas.
64	16	MTS	Tubo negro s/costura cédula 40 de 6" de diámetro.
65	142	MTS	Tubo negro s/costura cédula 40 de 4" de diámetro.
66	135	MTS	Tubo negro s/costuras cédula 40 de 3" de diámetro.
67	150	MTS	Tubo negro s/costuras cédula 40 de 2 1/2" de diámetro.
68	40	MTS	Tubo negro s/costuras cédula 40 de 2" de diámetro.
69	82	MTS	Tubo negro s/costuras cédula 40 de 1 1/2" de diámetro.
70	12	MTS	Tubo negro s/costuras cédulas 40 de 3/8" de diámetro.  Conexiones, reducciones, codos, tees de acero cédula 40 soldable, suministro, colocación, materiales de consumo y pruebas.  Reducciones de acero cédula 40.
71	4	PZA	Reducción de 6" a 4".
72	10	PZA	Reducción de 4" a 3".
73	4	PZA	Reducción de 4" a 2 1/2".
74	6	PZA	Reducción de 3" a 2 1/2".
75	2	PZA	Reducción de 3" a 1 1/2".
76	20	PZA	Reducción de 2 1/2" a 2".

PART.	CANT.	UNIDAD	CONCEPTO
77	6	PZA	Reducción de 2" a 1 1/2".
78	3	PZA	Reducción de 1 1/2" a 1". Codo de acero cédula 40.
79	4	PZA	Codo a 45 de 4".
80	3	PZA	Codo a 45 de 1 1/2".
81	17	PZA	Codo a 90 de 4".
82	4	PZA	Codo a 90 de 3".
83	34	PZA	Codo a 90 de 2 1/2".
84	13	PZA	Codo a 90 de 2".
85	9	PZA	Codo a 90 de 1 1/2".
86	2	PZA	Codo a 90 de 1/4".
87	8	PZA	Codo a 90 de 3/8". Tees de acero cédula 40.
88	4	PZA	Tee de 6"
89	4	PZA	Tee de 4"
90	4	PZA	Tee de 3"
91	6	PZA	Tee de 2 1/2"
92	2	PZA	Tee de 2"
93	1	PZA	Tee de 1 1/2"  Aislamiento térmico para tuberías de agua helada y retorno a base de 1/2 cañas de fibra de vidrio de 1" de espesor, adhesivo y sellador para hacer la berrera de vapor, manta cruda y flejes.  1/2 cañas de fibra de vidrio de 1" de espesor para tubo de:
94	16	NTS	De 6"
95	142	NTS	De 4"

PART.	CANT.	UNIDAD	CONCEPTO
96	135	MTS	De 3"
97	150	MTS	De 2 1/2"
98	40	MTS	De 2"
99	82	MTS	De 1 1/2" Válvulas, suministro, colocación y pruebas.
100	12	PZA	Válvula de compuerta de 4"
101	8	PZAS	Válvula de compuerta de 2 1/2"
102	4	PZA	Válvula de compuerta de 2"
103	5	PZA	Válvula de compuerta de 1"
104	26	PZA	Válvula de compuerta de 1/4"
105	2	PZA	Válvula de compuerta de 3/8" Tuerca unión, suministro, colocación y pruebas.
106	12	PZA	Tuerca unión de 2 1/2"
107	6	PZA	Tuerca unión de 2"
108	3	PZA	Tuerca unión de 1 1/2"
109	4	PZA	Válvula eliminadora de aire de 3/8". suministro, colocación y pruebas.
110	23	PZA	Manómetro, cola de cochino de tubo de fierro negro de 1/4", suministro, colocación y pruebas.
111	23	PZA	Termómetro con carátula longitudinal de 23 cm. de largo y escala de 0 a 100 C y termopozo de latón, suministro, colocación y pruebas.
112	4	PZA	Válvula check tipo columpio de 4"
113	12	PZA	Manguera antivibratoria trawada de acero inoxidable de 4"
114	3	PZA	Filtro "Y" de 4"

PART.	CANT.	UNIDAD	CONCEPTO
115	1	PZA	Válvula de flotador de alta presión de 3/8"
116	1	PZA	Tanque de expansión de 200 litros con mirilla indicadora y válvulas.



2

3

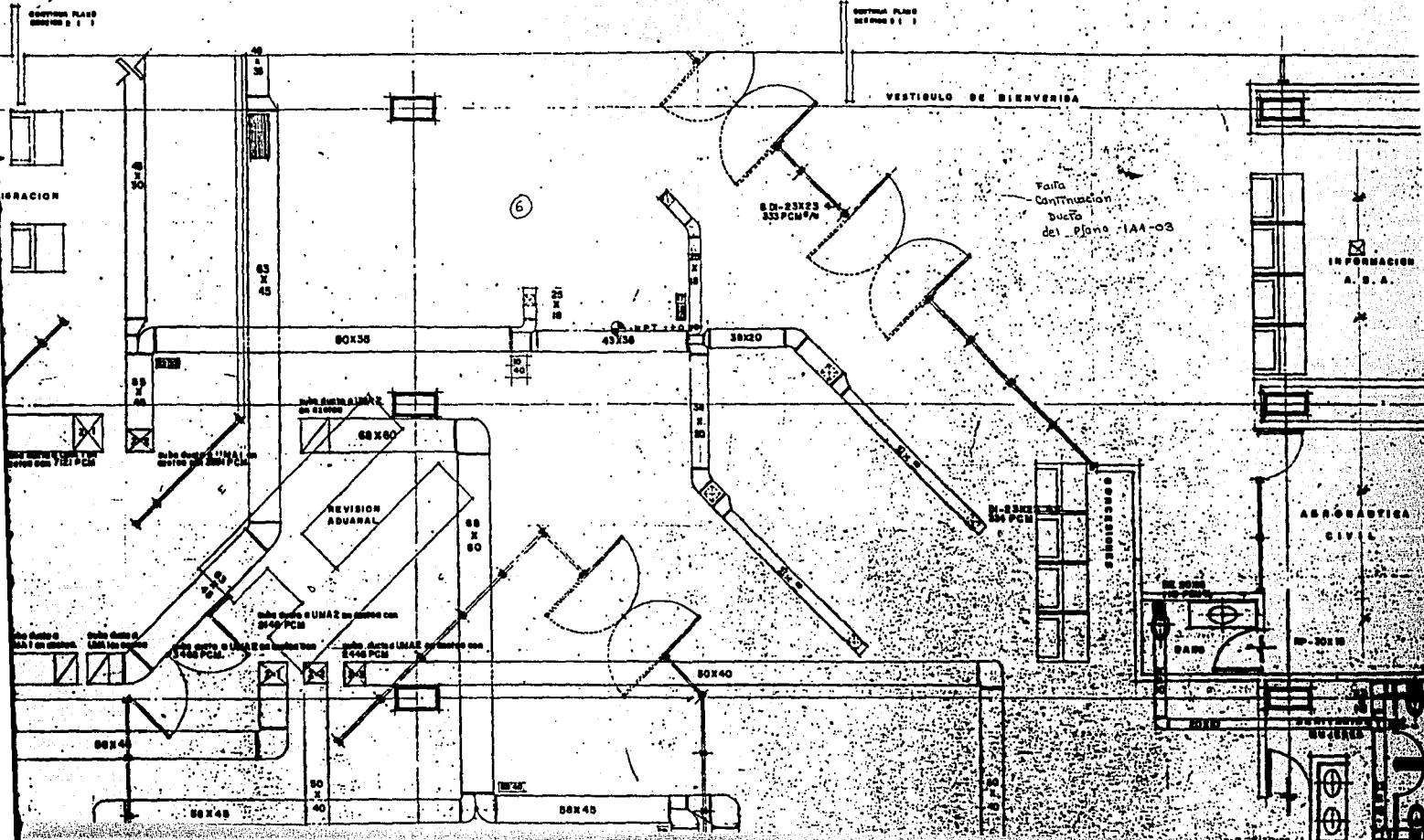
18.00

4.00

16.50

1.50

4.00



VESTIBULO DE BIENVENIDA

Falta Continuation Ducto del plano -IA4-03

80-25X23  
333 PCM 9/8

INFORMACION  
A. S. A.

AERONAUTICA  
CIVIL

SP-3015

REVISION  
AVANZADA

80 X 00

80 X 60

80-33X23  
504 PCM

43.56

38X20

80X35

80X40

80X40

80X40

80X40

50 X 40

50 X 40

CORTINA PLAZA  
SEGUNDO P. T.

CORTINA PLAZA  
SEGUNDO P. T.

INFORMACION

puerto de salida  
con 1000 PCM

puerto de salida  
con 1000 PCM

puerto de salida  
con 1000 PCM

puerto de salida  
con 1000 PCM

puerto de salida  
con 1000 PCM

puerto de salida  
con 1000 PCM

puerto de salida  
con 1000 PCM

puerto de salida  
con 1000 PCM

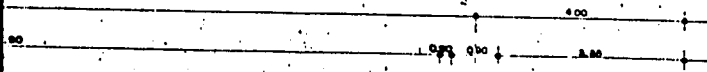
puerto de salida  
con 1000 PCM

puerto de salida  
con 1000 PCM

puerto de salida  
con 1000 PCM

puerto de salida  
con 1000 PCM

3



PLANO PLANO  
PLANO 011

VESTIBULO DE BIENVENIDA

Falta  
Continuacion  
Ducto  
del plano 1A1-03

INFORMACION  
A. S. A.

AERONAUTICA  
CIVIL

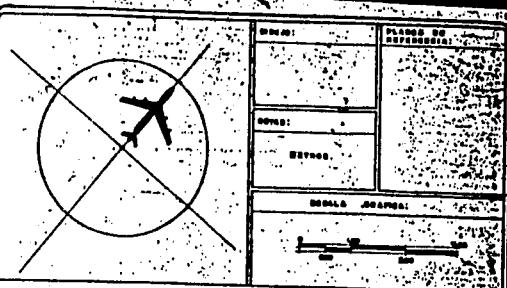
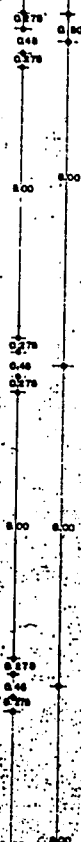
RE SONS  
PCN

RE SONS  
PCN

RE SONS  
PCN

RE SONS  
PCN

RE SONS  
PCN



### SIMBOLOGIA

- ☒ DUCTO DE INYECCION QUE SUBE
- ☒ DUCTO DE EXTRACCION QUE SUBE
- ☒ DIFUSOR DE 4 VIAS
- ☒ DIFUSOR DE 3 VIAS
- ≡ REJILLA DE RETORNO O EXTRACCION
- ⊕ TERMOSTATO DE CUARTO UBICADO A 1.50 DE N.P.T. CON 3-14 EN T-13
- ⊗ VENTILADOR AXIAL EN MURO
- ⊕ REJILLA DE BASSO

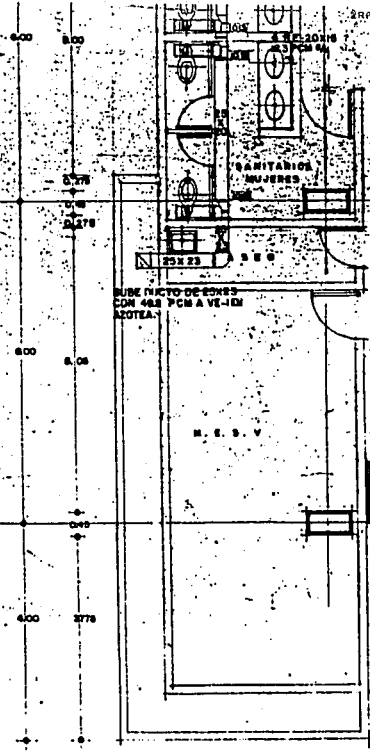
### NOMENCLATURA

- VE VENTILADOR DE EXTRACCION
- UMA UNIDAD MAREJADORA DE AIRE
- DI DIFUSOR
- PCN PIES CUBICOS POR MINUTO
- RE REJILLA DE EXTRACCION
- RR REJILLA DE RETORNO
- RP REJILLA DE BASSO

### NOTA

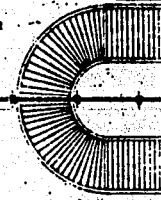
LA DIMENSION DE DIFUSORES, REJILLAS, DUCTOS...



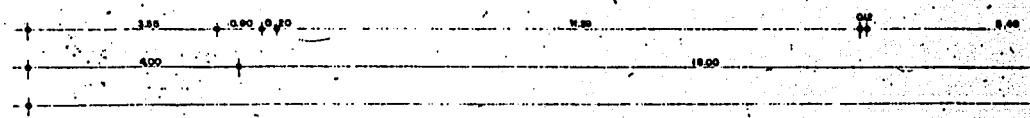


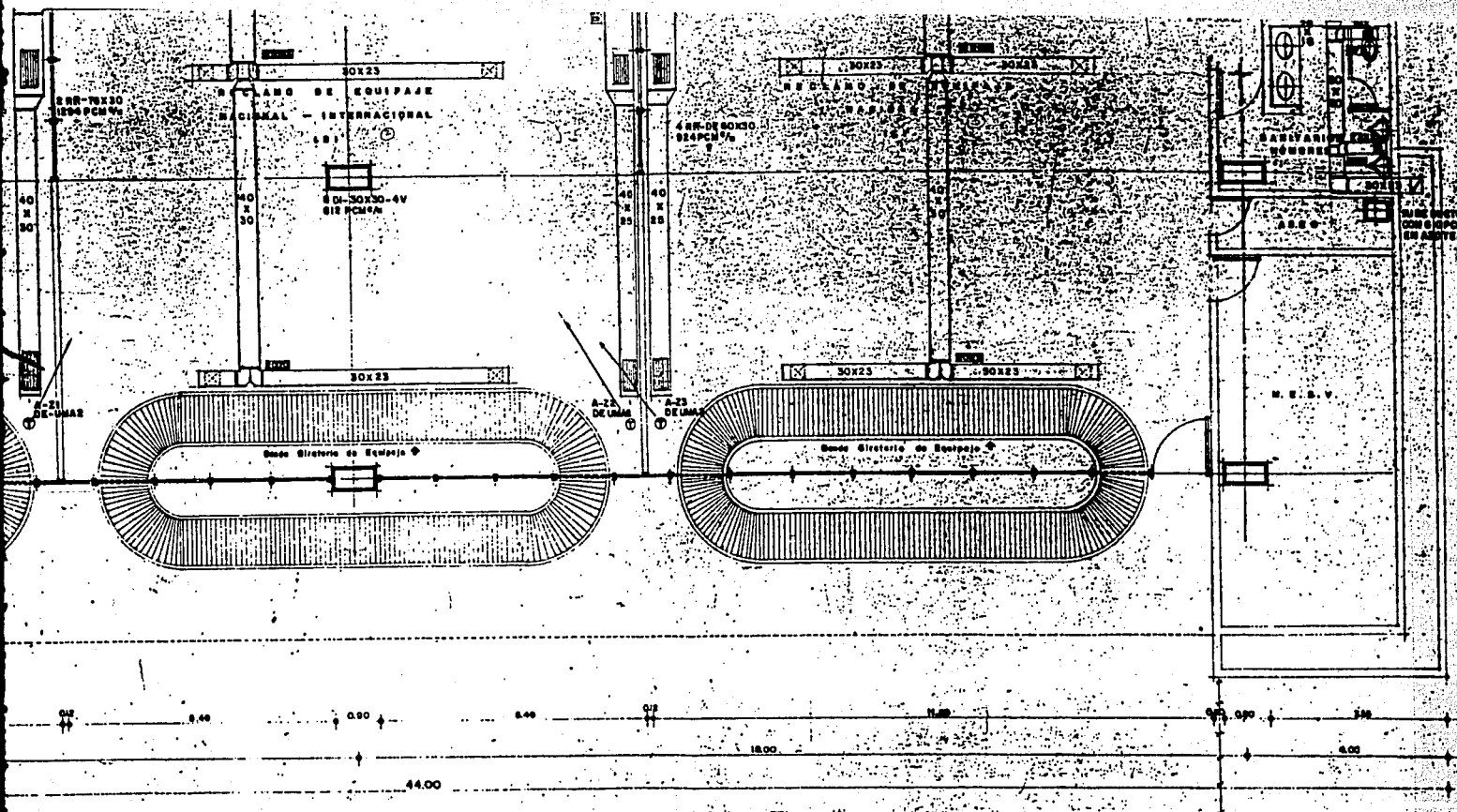
2 RP-30x30  
S. D. 30x30-4V  
S/N PCM 4V  
ALCLAMO DE EQUIPAJE  
INTERNACIONAL  
CALO

S. D. 30x30  
S/N PCM 4V



Proyeccion de Pared





PLANO DE EQUIPAJE  
NACIONAL - INTERNACIONAL

BOX 23  
8 DI-30X30-4V  
818 PCM/M

PLANO DE EQUIPAJE  
NACIONAL - INTERNACIONAL

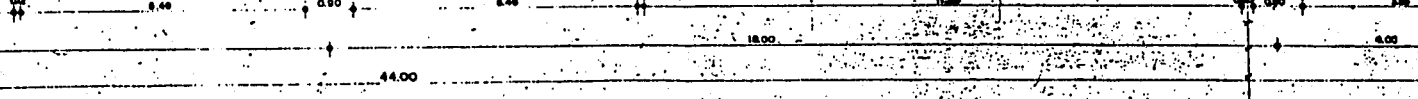
8 DI-30X30-4V  
818 PCM/M

Banda Giratoria de Equipaje

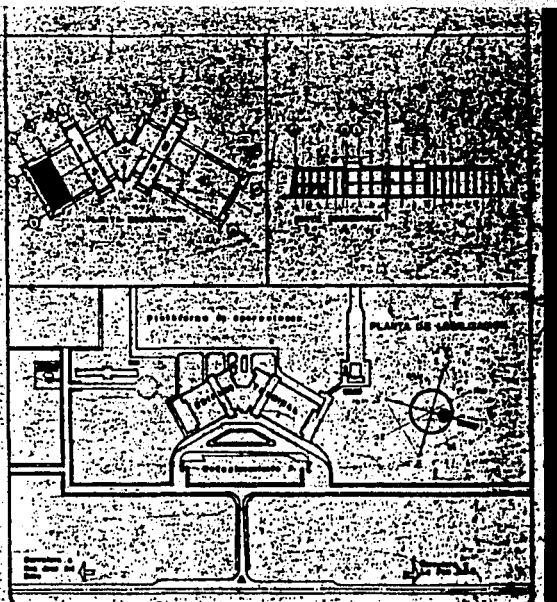
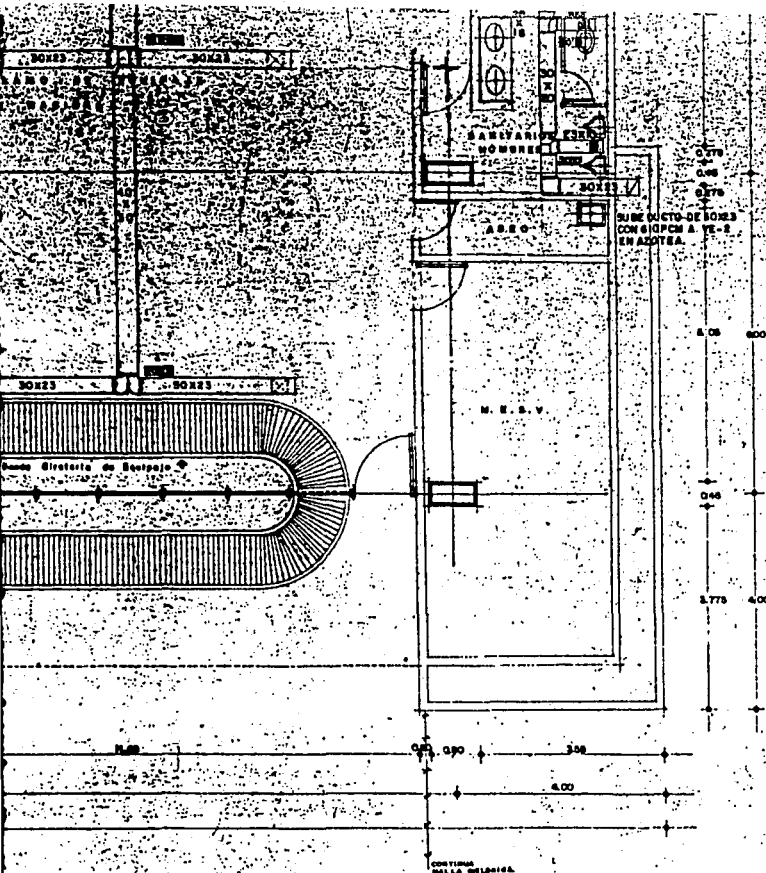
Banda Giratoria de Equipaje

M. E. S. V.  
M. E. S. V. CON 6 PCP EN ABYTES

M. E. S. V.



CONDICIONES  
DE LA GARANTIA



**INSTALACION AIRE ACONDICIONADO**

SUBDIRECCION DE PROYECTOS Y OBRAS  
Servicios Auxiliares

ADOPCIONADO INTERNACIONAL DE LOS CASOS B.C.S.  
REMODELACION EDIFICIO TERMINAL

**PLANTA BAJA SECCION I**

DIRECTOR GENERAL LIC. ENGENYEROS	PROYECTOS DE PROYECTOS Y OBRAS EN LOS ESTADOS UNIDOS

E

F

G

H

0.75 0.75

0.75 0.75

0.75 0.75 0.75

0.85

6.00 4.575

0.45

6.00 6.575

6.45

6.375  
CONTINUA DUCTOS  
EN PLANO IAA-01

66.00

0.45

6.00

6.50

6.00

6.00

1.20

6.00

6.10

SUBSTACION

Proteccion de fallas

ACCESO

DUCTOS

BANIVASIO  
MUJERES

BANIVASIO  
HOMBRES

SEÑALIZACION  
EN EL PASADIZO  
DE 100 CM

34 X 20

NR. 60130  
975 PCM.

PASAJEROS EN TRANSITO  
NACIONAL

6 IN-30130-4V  
800 PCM. 5/6

SRB 45245  
1020 PCM. 5/6

2 IN-30130-4V  
604 PCM. 5/6

76 X 50

63 X 50

63 X 45

48 X 40

83 X 30

60 X 35

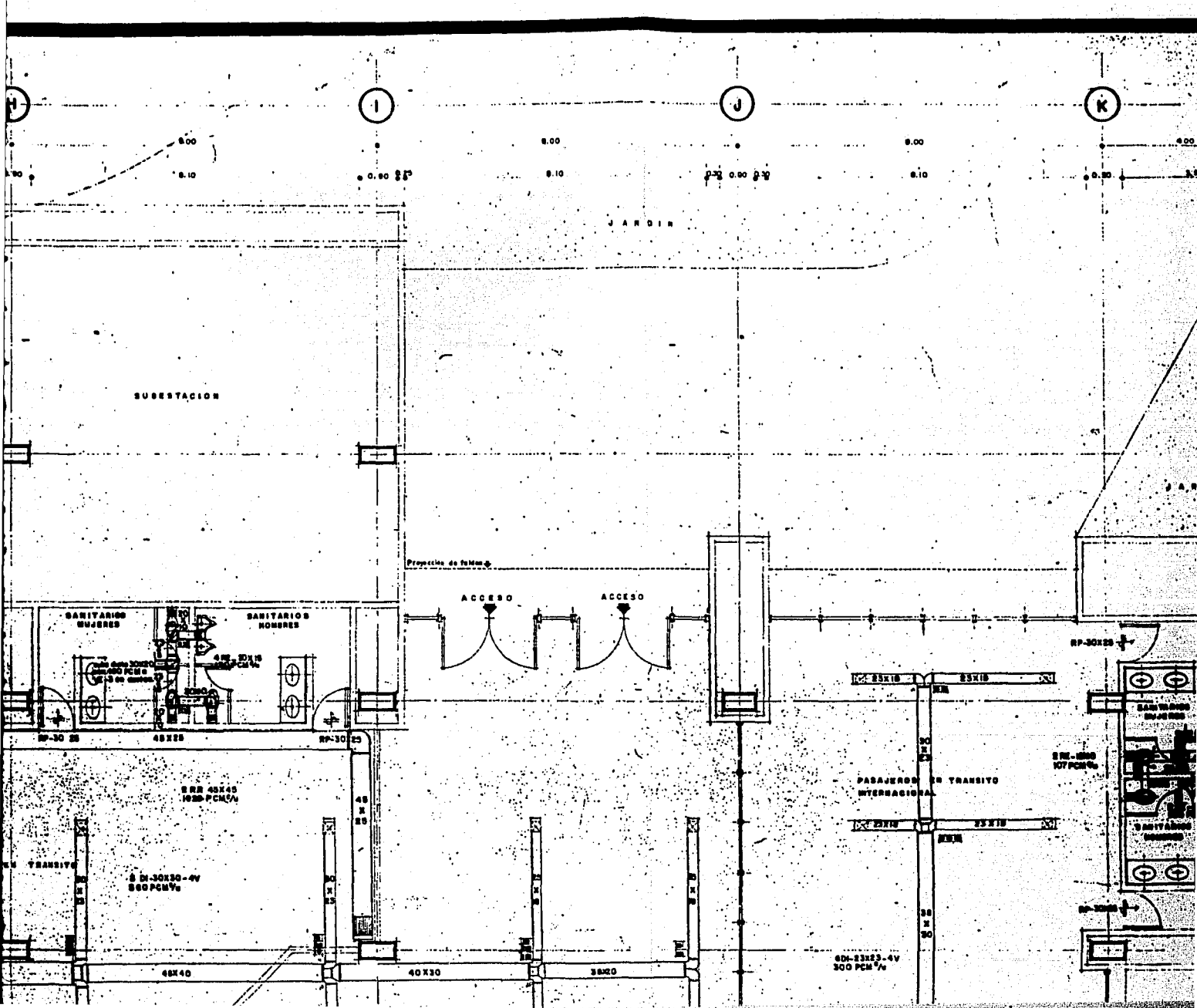
67 X 30

48 X 30

0

1

10



I

I

J

K

8.00

8.00

8.00

8.00

8.10

8.00

8.10

8.00

8.10

8.00

SUBESTACION

JARDIN

Proposito de 10Mm.ø

ACCESO

ACCESO

SANITARIOS MUJERES

SANITARIOS HOMBRERES

85X18

85X18

SANITARIOS MUJERES

SANITARIOS HOMBRERES

PASAJEROS EN TRANSITO INTERNACIONAL

85X18

85X18

8 DE 40X40 1000 PCM 1/2

8 DE 40X40 1000 PCM 1/2

8 DE 40X40 1000 PCM 1/2

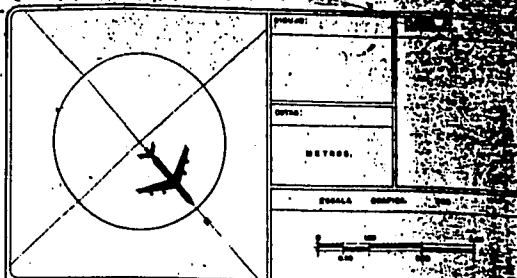
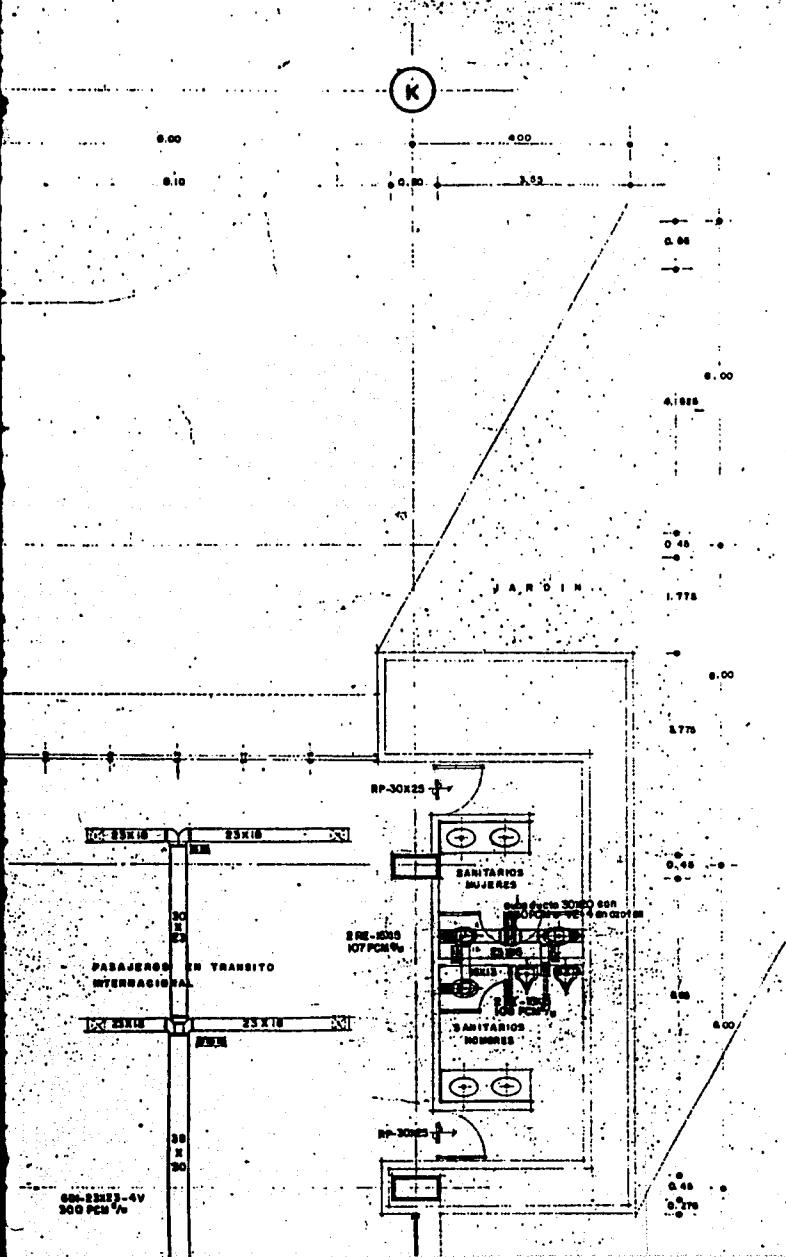
8 DE 40X40 1000 PCM 1/2

40X40

40X40

38X40

38 X 50



### SIMBOLOGIA

- ☒ DUCTO DE INYECCION QUE SUBE
- ☒ DUCTO DE EXTRACCION QUE SUBE
- ☒ DIFUSOR DE 4 VIAS
- ☒ DIFUSOR DE 3 VIAS
- ▨ REJILLA DE RETORNO O EXTRACCION
- ↔ REJILLA DE PASO
- ⊙ TERMOSTATO DE CUARTO UBICADO A 1.50 DE NPT CON 3-4 EN T-13
- ▨ VENTILADOR AXIAL EN MURO

### NOMENCLATURA:

- VE VENTILADOR DE EXTRACCION
- UMA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
- DI DIFUSOR
- PCM PIES CUBICOS POR MINUTO
- RE REJILLA DE EXTRACCION
- RR REJILLA DE RETORNO
- RP REJILLA DE PASO

NOTA: LA DIMENSION DE DIFUSORES, REJILLAS, DUCTOS EN CM

8.00 8.05

MIGRACION

38 X 20

30 X 20

30 X 20

ERR-80X40  
1998 PCM %

1b

CONTINUUM DUCTOR  
EN PLANO IAA-OI

A-220E  
UMA1

8.00 8.275

43X30

40X25

38X20

28X18

48X35

6

2

8.00 8.00

40-23X23-4V  
333 PCM %

DI-15W5-3V  
162 PCM

CONEXION

8.00 8.00

8.00

8.00

8.00

8.00 8.00

8.00

8.10

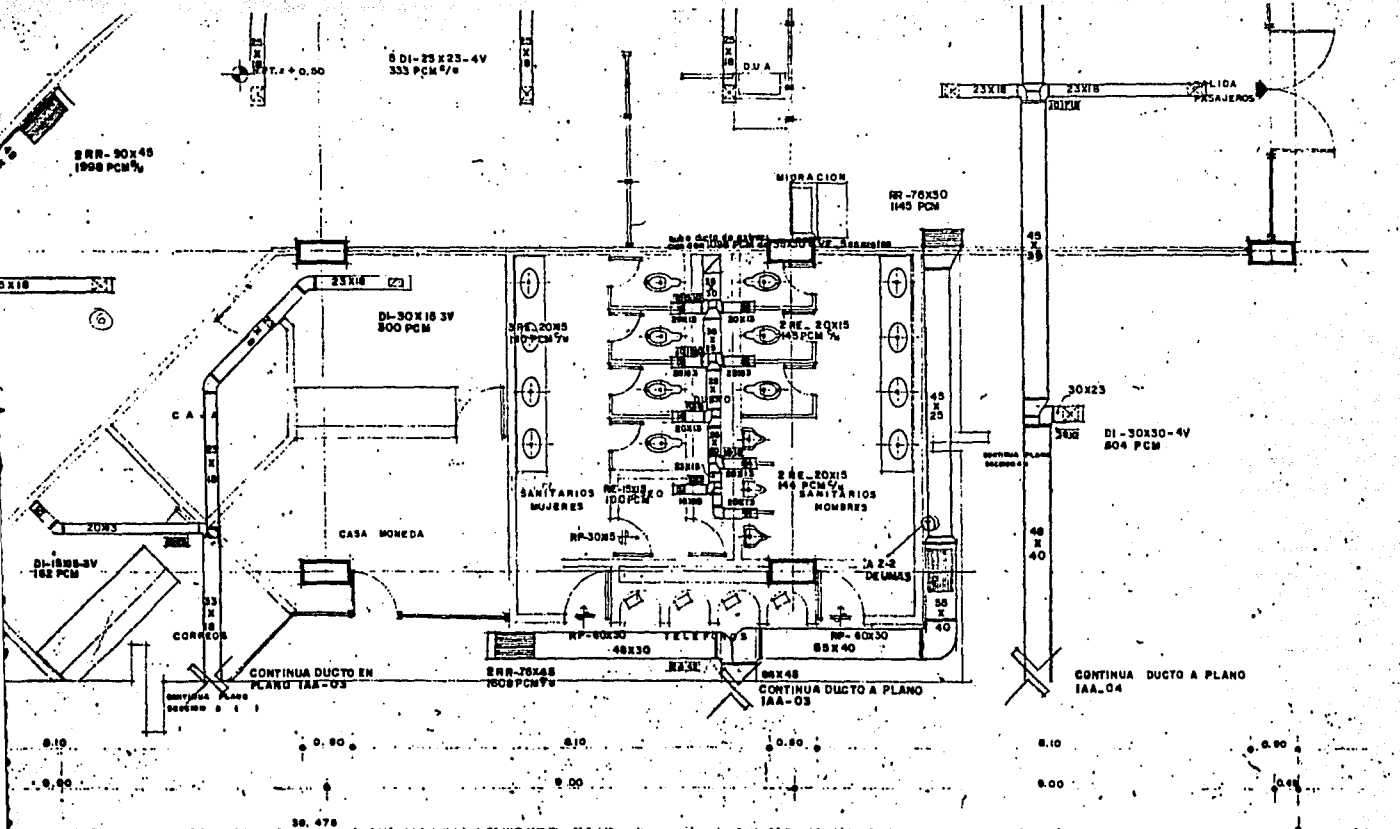
8.25

8.00

8.00

8.00

8.00



RR-30x15  
1908 PCM 7/8

8 DI-25 X 25-4V  
333 PCM 7/8

DI-30X15 3V  
500 PCM

MIGRACION

RR-76X30  
145 PCM

DI-30X15 3V  
500 PCM

RR-20X15  
145 PCM 7/8

RR-20X15  
145 PCM 7/8

30X23

DI-30X30-4V  
504 PCM

CASA MONEDA

SANTUARIOS  
MUCHACHOS

SANTUARIOS  
HOMBRES

DI-18X15-5V  
182 PCM

CONTINUA DUCTO EN  
PLANO IAA-03

RR-76X48  
1508 PCM 7/8

CONTINUA DUCTO A PLANO  
IAA-03

CONTINUA DUCTO A PLANO  
IAA-04

8.10

8.80

8.10

8.80

8.10

8.80

8.90

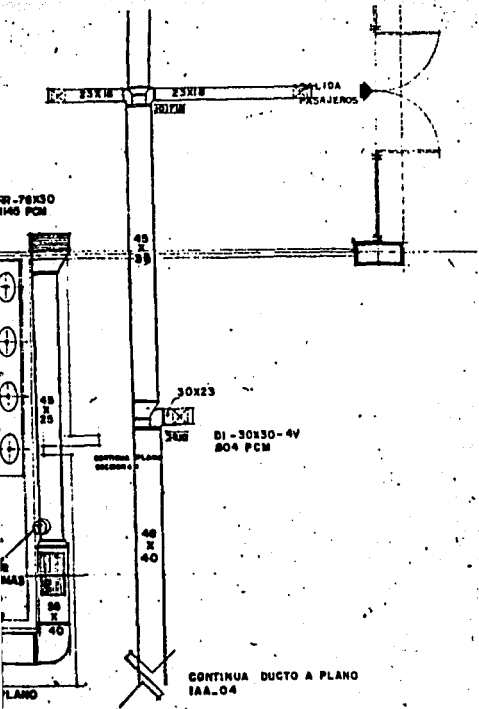
8.80

8.00

8.80

30. 478





0.75 0.00

0.45 0.00

0.00 0.00

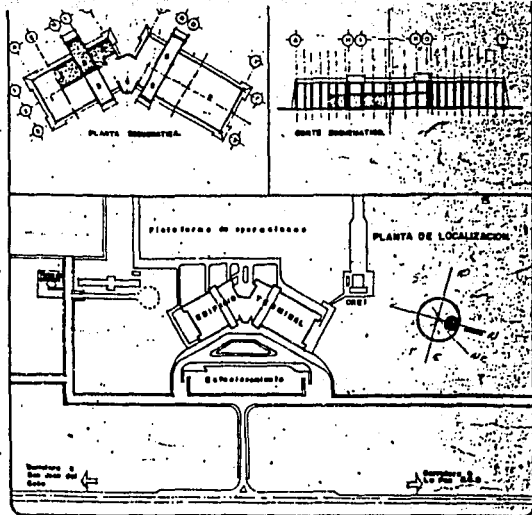
0.45 0.00

0.10

0.00

0.90

0.45



**INSTALACION AIRE ACONDICIONADO**

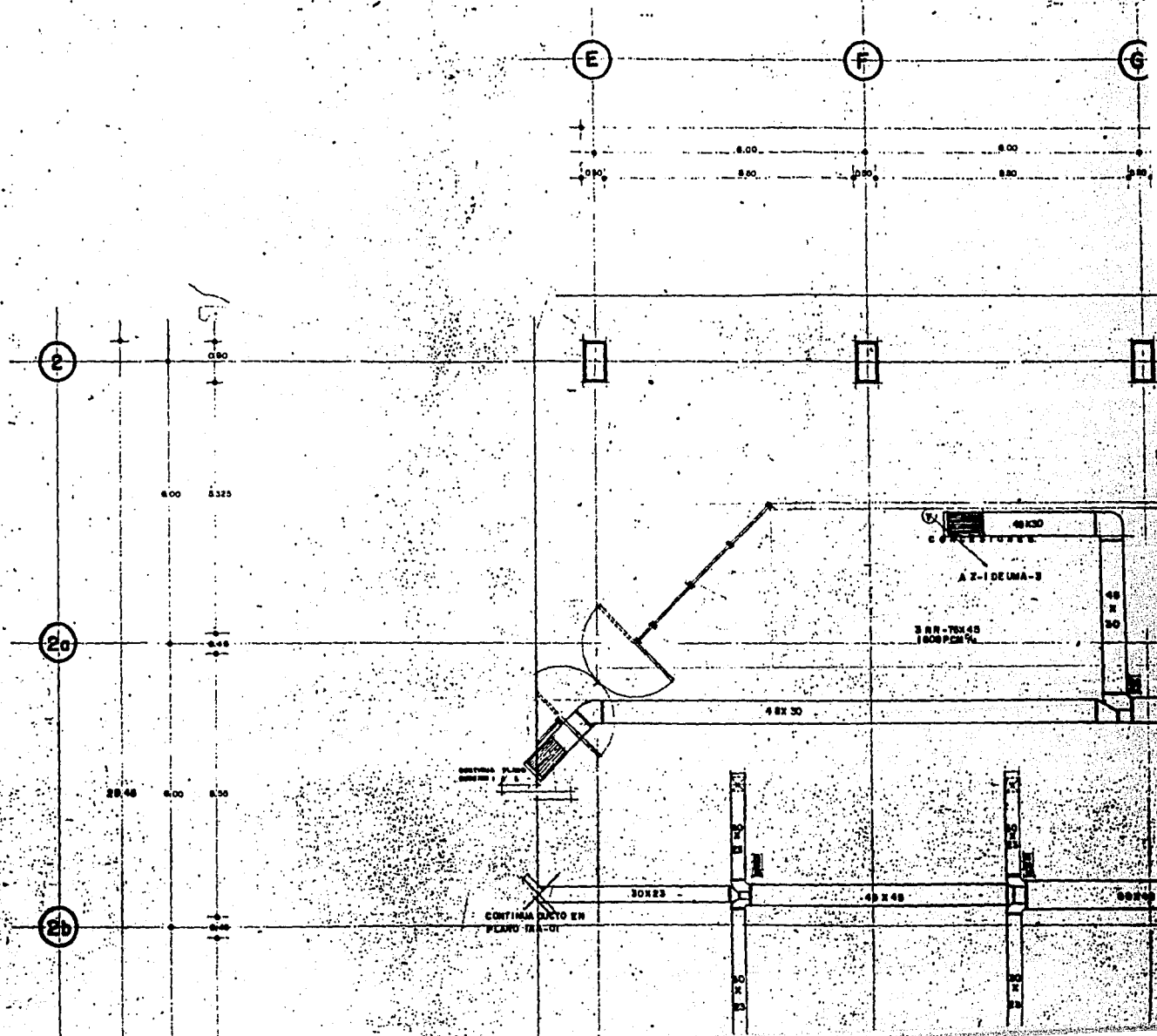
SUBDIRECCION DE PROYECTOS Y OBRAS **Aeropuertos y Servicios Auxiliares**

AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS S.C.S. REMODELACION EDIFICIO TERMINAL.

**PLANTA BAJA SECCION 2**

DIRECCION GENERAL: LIC. ALFONSO MARTINEZ DOMINGUEZ  
 SUBDIRECCION DE PROYECTOS Y OBRAS: ING. VERA ESTEBAN GUTIERREZ

INGENIERO LIC. ALFONSO MARTINEZ DOMINGUEZ	INGENIERO ING. VERA ESTEBAN GUTIERREZ	INGENIERO ING. VERA ESTEBAN GUTIERREZ
INGENIERO ING. VERA ESTEBAN GUTIERREZ	INGENIERO ING. VERA ESTEBAN GUTIERREZ	INGENIERO ING. VERA ESTEBAN GUTIERREZ
INGENIERO ING. VERA ESTEBAN GUTIERREZ	INGENIERO ING. VERA ESTEBAN GUTIERREZ	INGENIERO ING. VERA ESTEBAN GUTIERREZ



2

2a

2b

E

F

G

6.00 8.00

6.00 8.00

6.00 8.00

6.00 8.00

6.00 8.00

6.00 8.00

4.82 x 3.0

A 2-1 DE LIMA-3

3 RR - 70x40  
1800 PCM 7%

4.82 x 3.0

CONTINUA PLANO EN PLANO INFERIOR

CONTINUA PLANO EN PLANO SUPERIOR

3.0 x 2.3

4.82 x 4.82

6.00 x 4.82

3.0 x 3.0

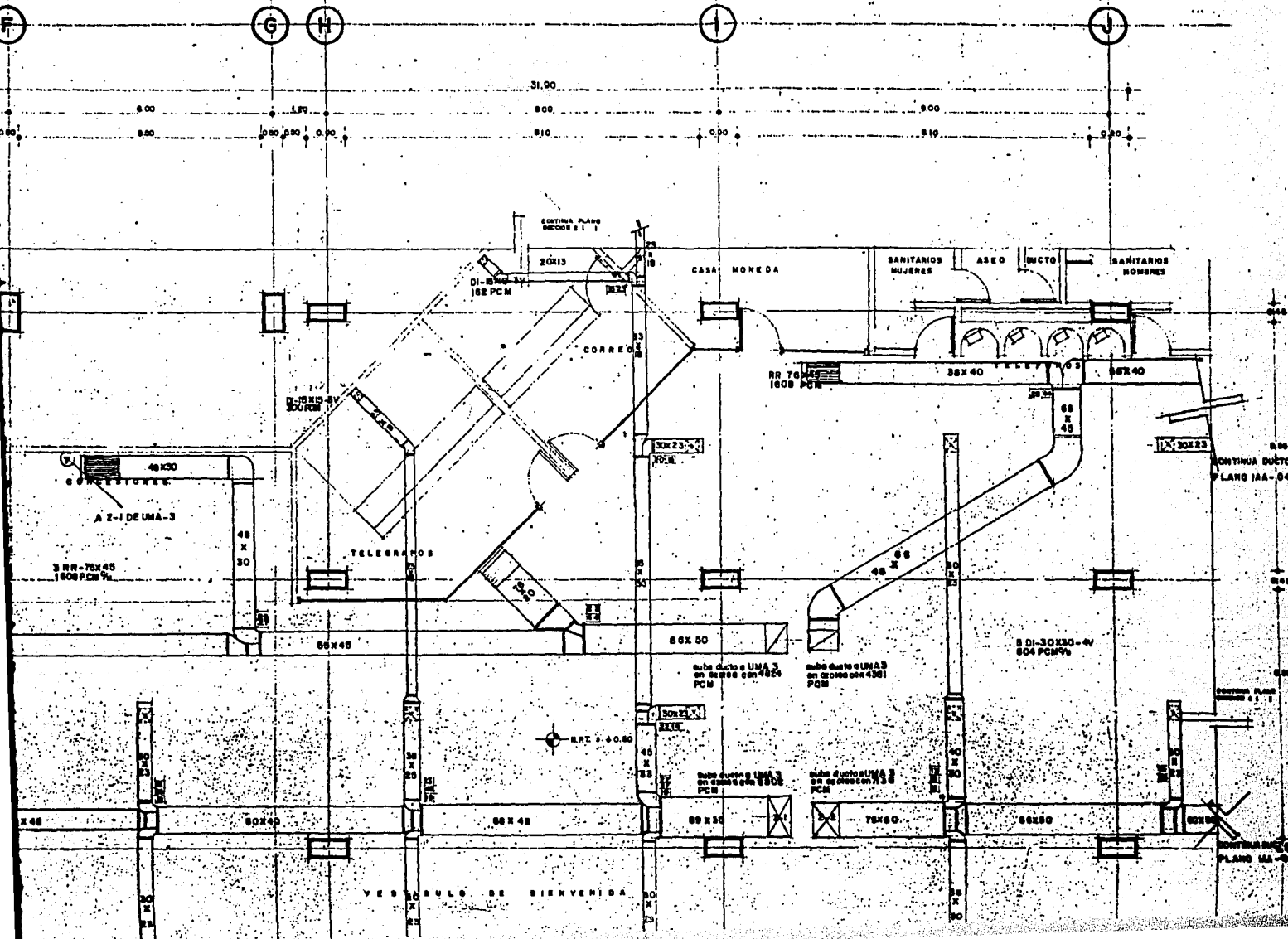
3.0 x 3.0

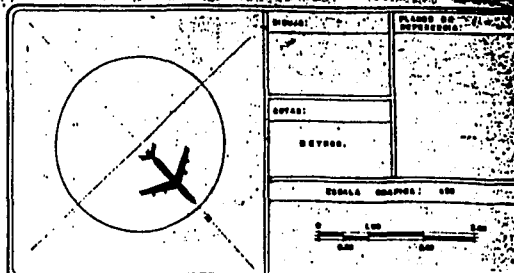
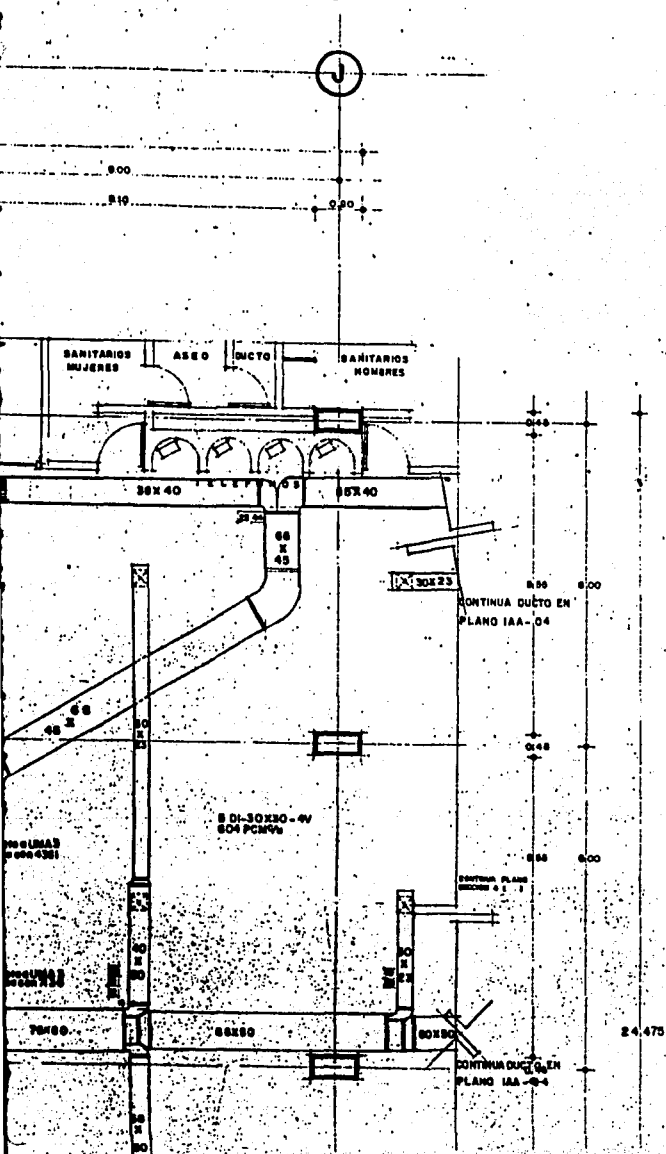
4.82 x 3.0

4.82 x 3.0

3.0 x 3.0

3.0 x 3.0





### SIMBOLOGIA

- ☒ DUCTO DE INYECCION QUE SUBE
  - ☒ DUCTO DE EXTRACCION QUE SUBE
  - ☒ DIFUSOR DE 4 VIAS
  - ☒ DIFUSOR DE 3 VIAS
  - ▨ REJILLA DE RETORNO O EXTRACCION
  - ⊕ REJILLA DE PASO
  - ⊙ TERMOSTATO DE CUARTO UBICADO A 1.50 DE NP.T CON 3-14 EN T-13.
  - ▨ VENTILADOR AXIAL EN MURO
- NOMENCLATURA:
- VE VENTILADOR DE EXTRACCION
  - UMA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
  - DI DIFUSOR
  - PCM PIES CUBICOS POR MINUTO
  - RE REJILLA DE EXTRACCION
  - RR REJILLA DE RETORNO
  - RP REJILLA DE PASO

NOTA: LA DIMENSION DE DUCTOS, REJILLAS Y DIFUSORES EN CM

30/84

600 8.328

600 3.08

600

1.775

0.48

400 3.778

3

30

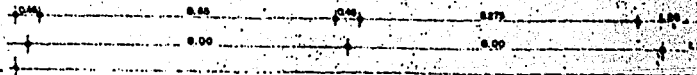
SALIDA

SALIDA

Proyeccion de Patena

BANQUETA

NRT.P.O. 27



8 DI-25X23-4V  
RSE PCM 1/4

SALIDA

SALIDA

LOCAL

8 DI-23X23-4V  
RSE PCM 1/4

ZANQUETA

NRT. P. 27

5.75

1.10

0.90

0.50

7.50

0.30

0.30

1.50

0.25

1.00

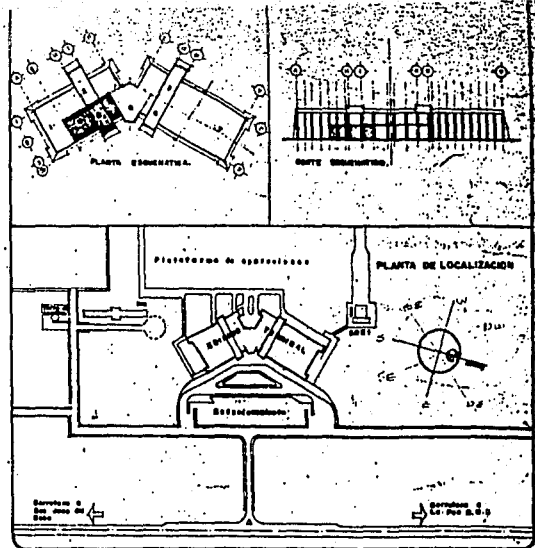
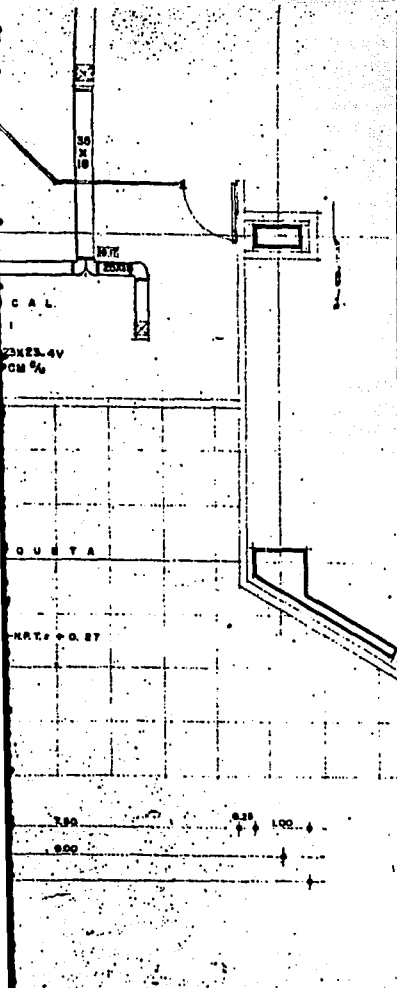
8.00

1.40

8.00

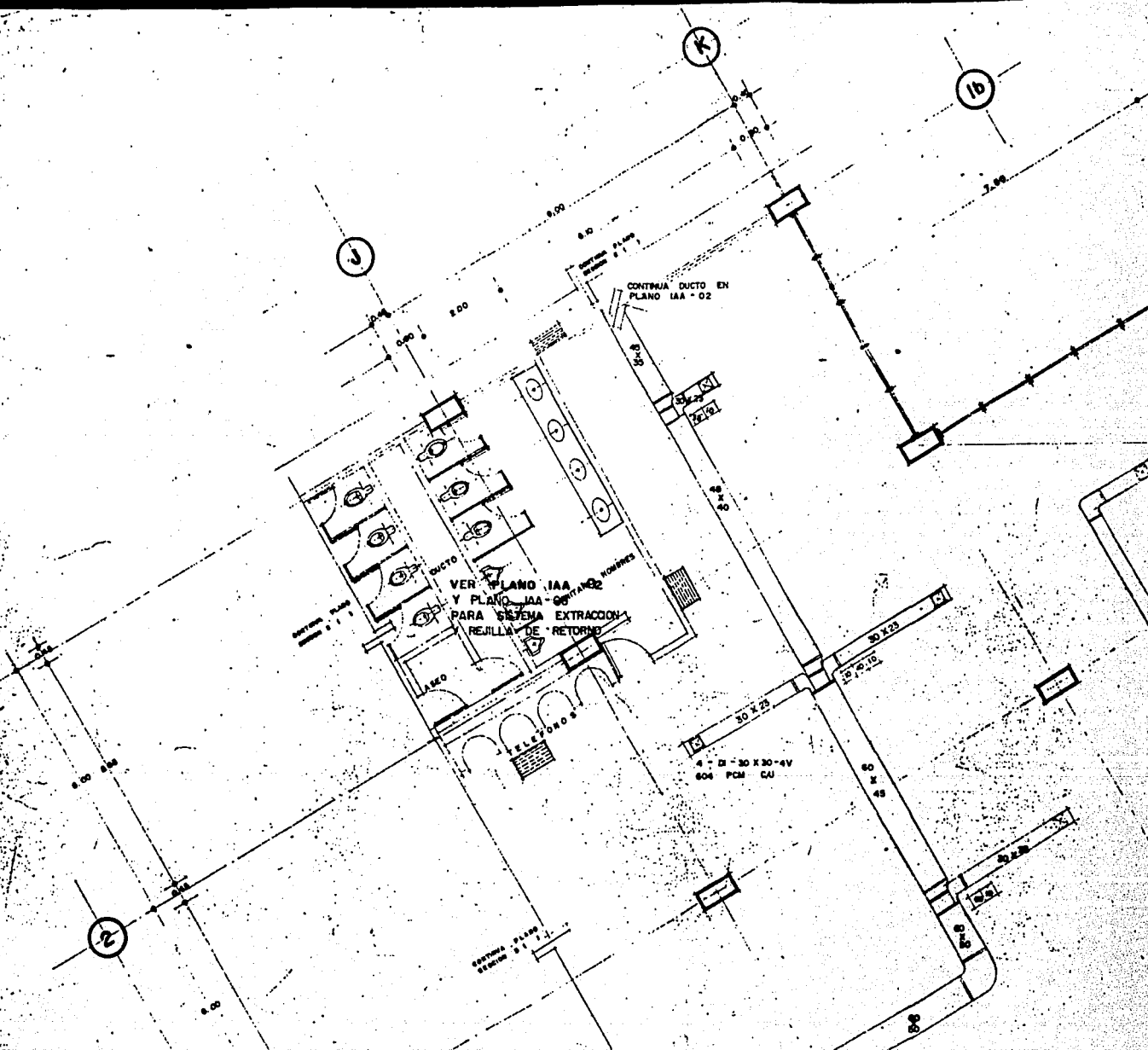
8.00

31.925



**INSTALACION AIRE ACONDICIONADO**

SUBDIRECCION DE PROYECTOS Y OBRAS	Aeropuertos y Servicios Auxiliares
AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS, S.C.S.	
REMODELACION EDIFICIO TERMINAL	
<b>PLANTA BAJA SECCION 3</b>	
<p>Nombre del Proyecto: _____</p> <p>U.S.T. Alameda de las Perlas, Guadalajara, Jalisco, Jalisco, Jalisco</p>	<p>Escala: _____</p> <p>Fecha: _____</p>
<p>Arquitecto: _____</p> <p>Ingeniero: _____</p>	<p>Arquitecto: _____</p> <p>Ingeniero: _____</p>
<p>Arquitecto: _____</p> <p>Ingeniero: _____</p>	<p>Arquitecto: _____</p> <p>Ingeniero: _____</p>



VER PLANO IAA - 02  
Y PLANO IAA - 03  
PARA SISTEMA EXTRACCION  
REJILLA DE RETORNO

CONTROLA DUCTO EN  
PLANO IAA - 02

4 - DI - 30 X 30 - 4V  
604 PCM CAJ

(J)

(K)

(1b)

(2)

CONTROLA DUCTO  
EN PLANO IAA - 03

CORRIDOR

DUCTO

VOLANTES

LASEO

PUERTAS

30 x 25

30 x 20

30 x 20

30 x 20

7.00

9.00

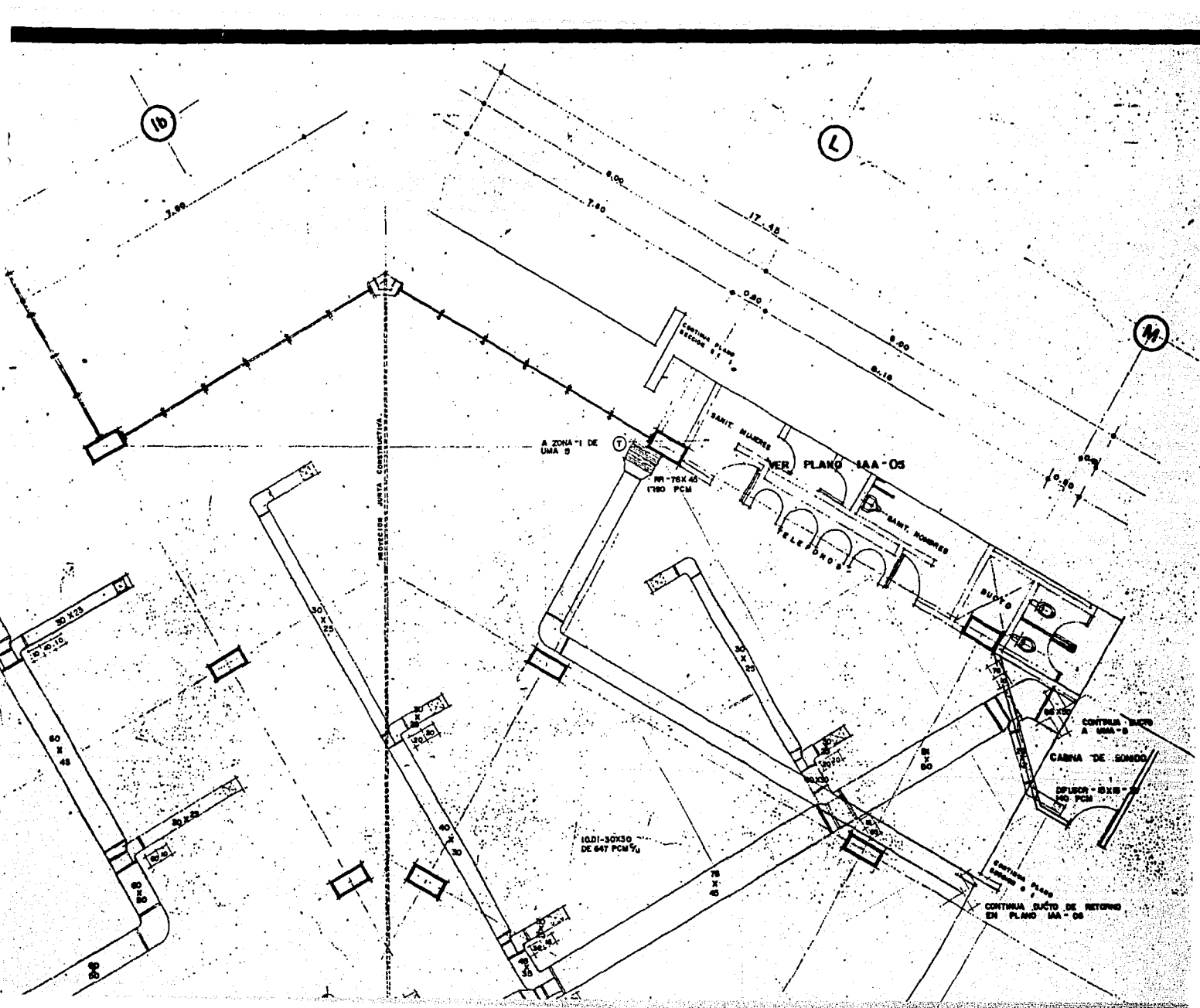
8.00

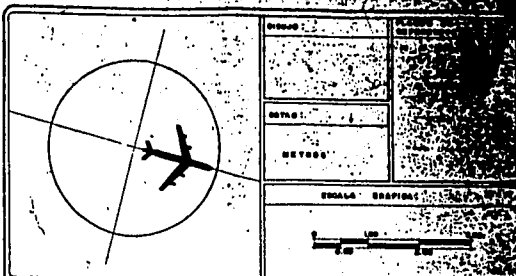
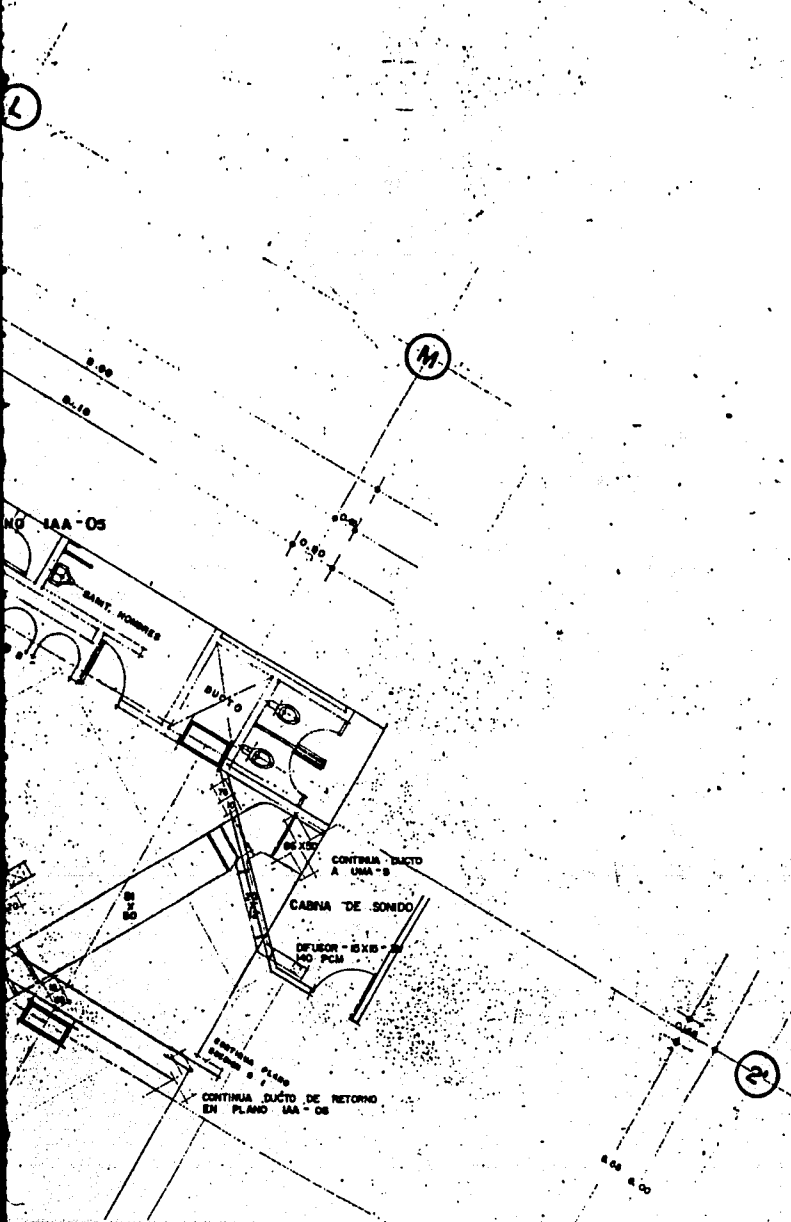
6.00

6.00

8.00







### SIMBOLOGIA:

- ☒ DUCTO DE INYECCION QUE SUBE
- ☑ DUCTO DE EXTRACCION QUE SUBE
- ☒ DIFUSOR DE 4 VIAS
- ☑ DIFUSOR DE 3 VIAS
- ▨ REJILLA DE RETORNO O EXTRACCION
- ⊥ REJILLA DE PASO
- Ⓣ TERMOSTATO DE CUARTO UBICADO A 1.50 DE HPS CON 3-14 EN - T-13
- ▨ VENTILADOR AXIAL EN MURO

### NOMENCLATURA:

- VE - VENTILADOR DE EXTRACCION
- UMA - UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
- DI - DIFUSOR
- PCM - PIES CUBICOS POR MINUTO
- RE - REJILLA DE EXTRACCION
- RR - REJILLA DE RETORNO
- RP - REJILLA DE PASO

NOTA: LA DIMENSION DE DIFUSORES, REJILLAS Y DUCTOS EN CMS.

CONTINUA DUCTO  
EN PLANO IAA 703

20

0.00 0.30

CONTINUA PLANO  
SECCION 6

20

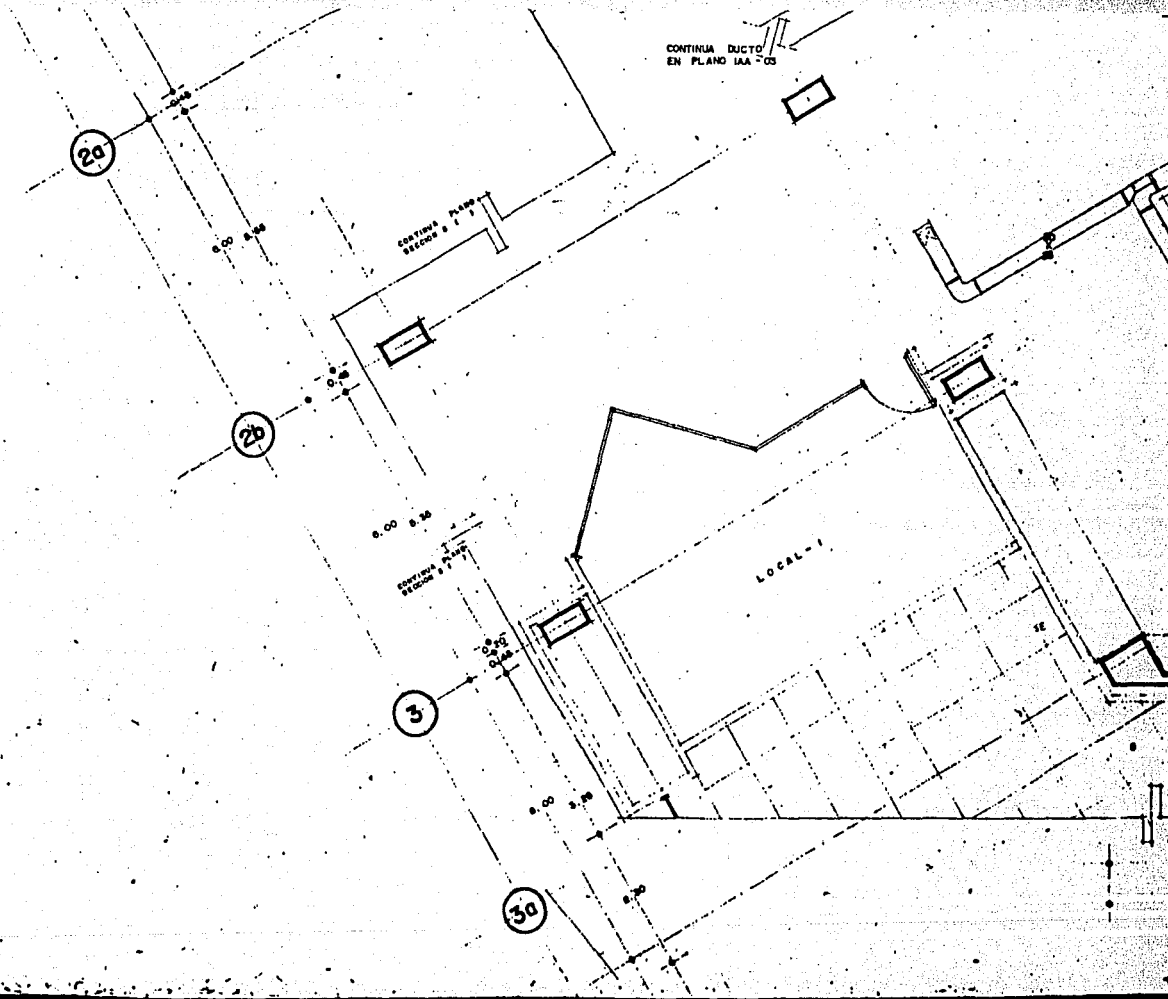
0.00 0.30

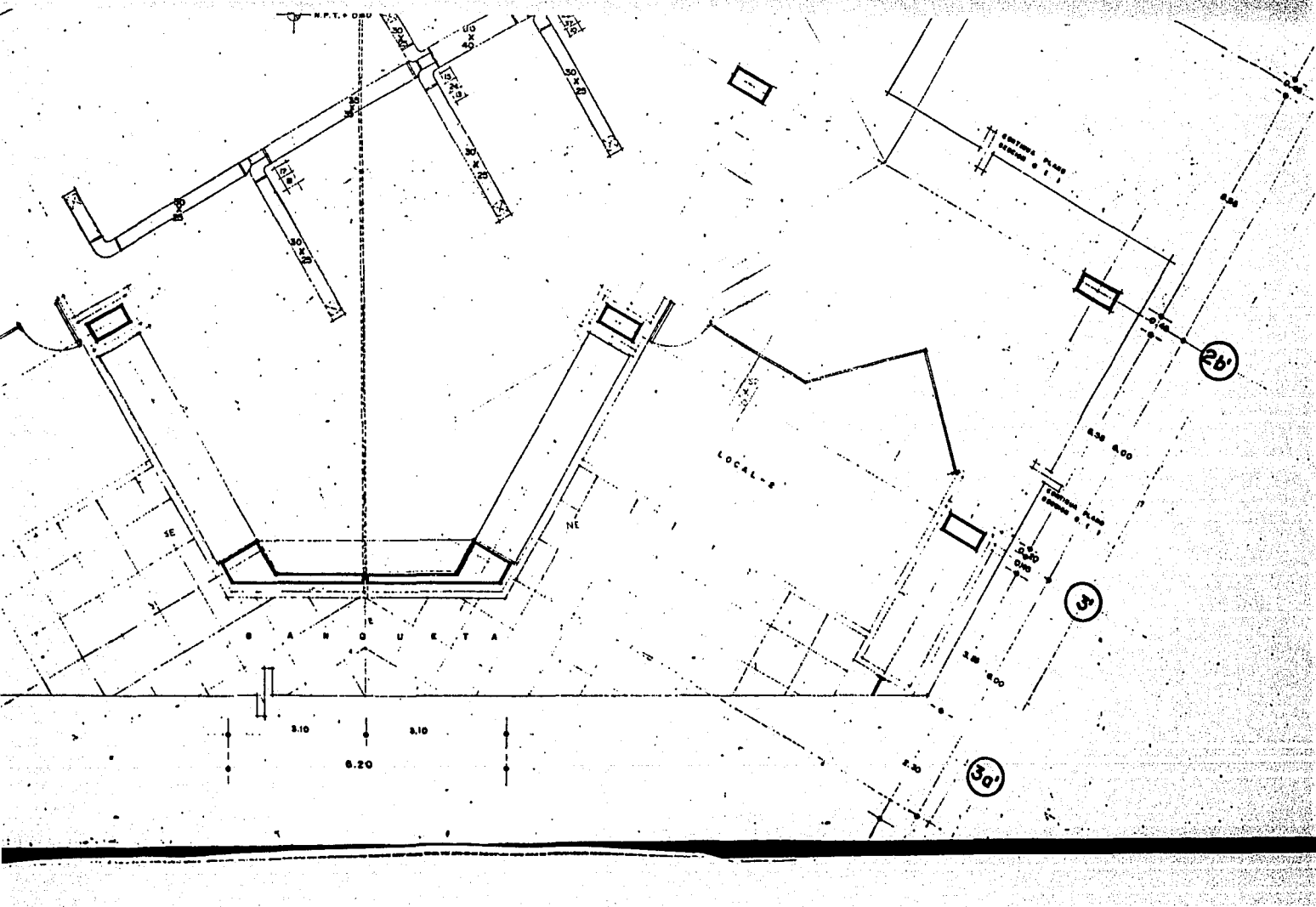
CONTINUA PLANO  
SECCION 7

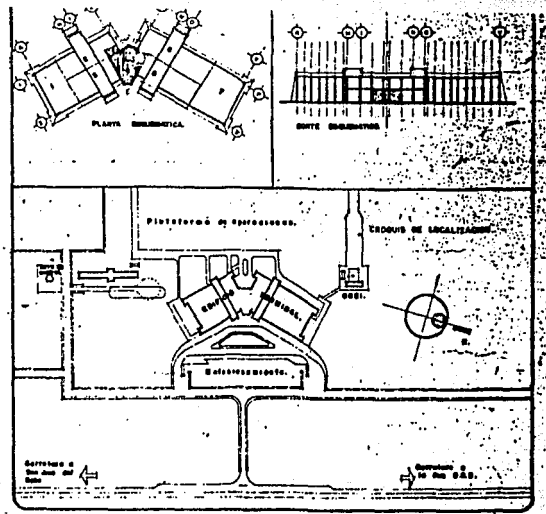
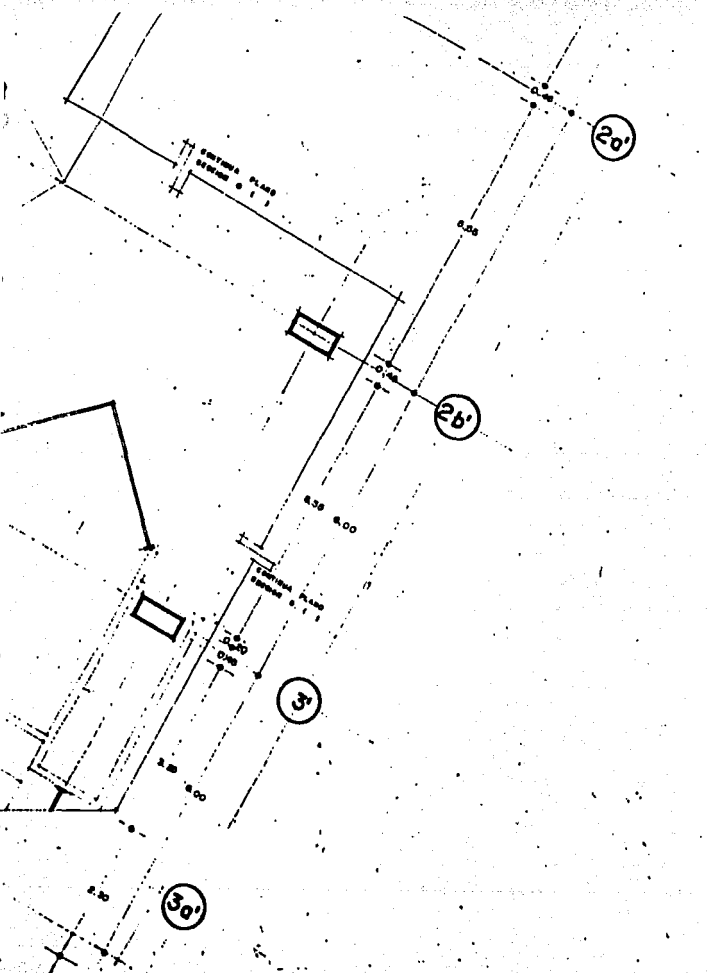
3

30

LOCAL - I







**INSTALACION AIRE ACONDICIONADO**

SUBDIRECCION : L. DE PROYECTOS Y OBRAS	<b>Aeropuertos y Servicios Auxiliares</b> 
<b>AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS S.C.S.</b> <b>REMODELACION EDIFICIO TERMINAL</b>	
<b>PLANTA BAJA SECCION 4</b>	
DIRECTOR GENERAL LIC. ALFONSO MARTINEZ DOMINQUEZ	SUPERVISOR DE PROYECTOS Y OBRAS ING. ROGER STANISLAO GUERRERO
ING. FRANCISCO CUSTODIA CALDERON	ING. FORTUNATO MORA ESPINOSA
ING. JOSE LUIS SAEZ	ING. FRANCISCO MORA ESPINOSA
ING. JOSE LUIS SAEZ	ING. FRANCISCO MORA ESPINOSA
ING. JOSE LUIS SAEZ	ING. FRANCISCO MORA ESPINOSA
ING. JOSE LUIS SAEZ	ING. FRANCISCO MORA ESPINOSA



4.00

9.00

9.00

3.25

0.30 0.90 0.30

7.90

0.30 0.90 0.30

7.40

0.35

0.00

4.25

0.30

1.75

0.00

3.50

0.30

0.00

0.00

0.00

0.00

JARDIN

Protección de Pisos

3 m<sup>2</sup> - 60 x 45  
1500 PCM, C/U

45 x 30

63 x 40

A 24 DE 19M-4

10 - 24 - 30 x 30  
848 PCM C/U

30  
x  
25

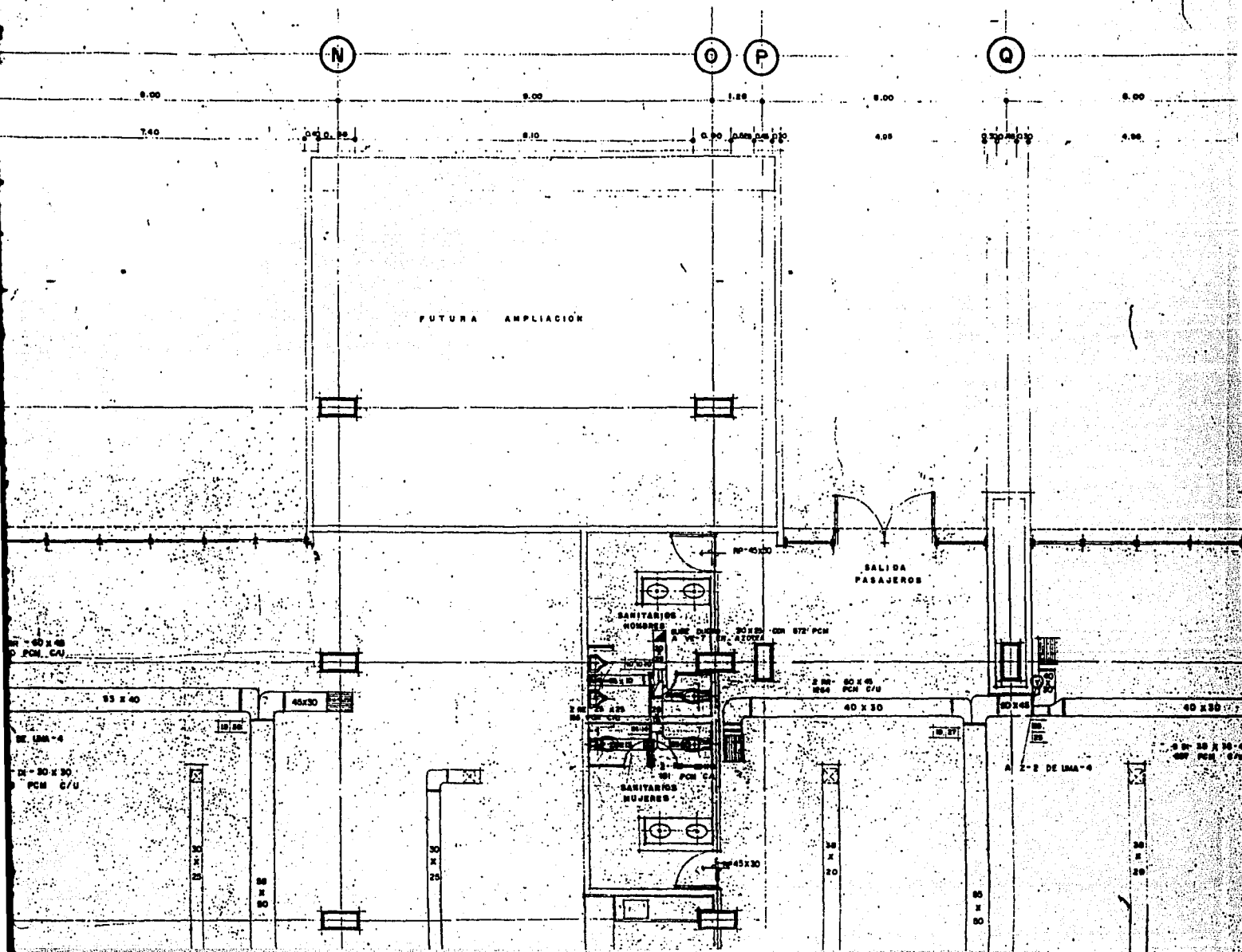
30  
x  
25

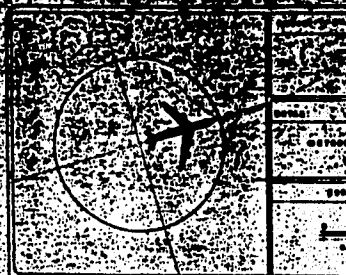
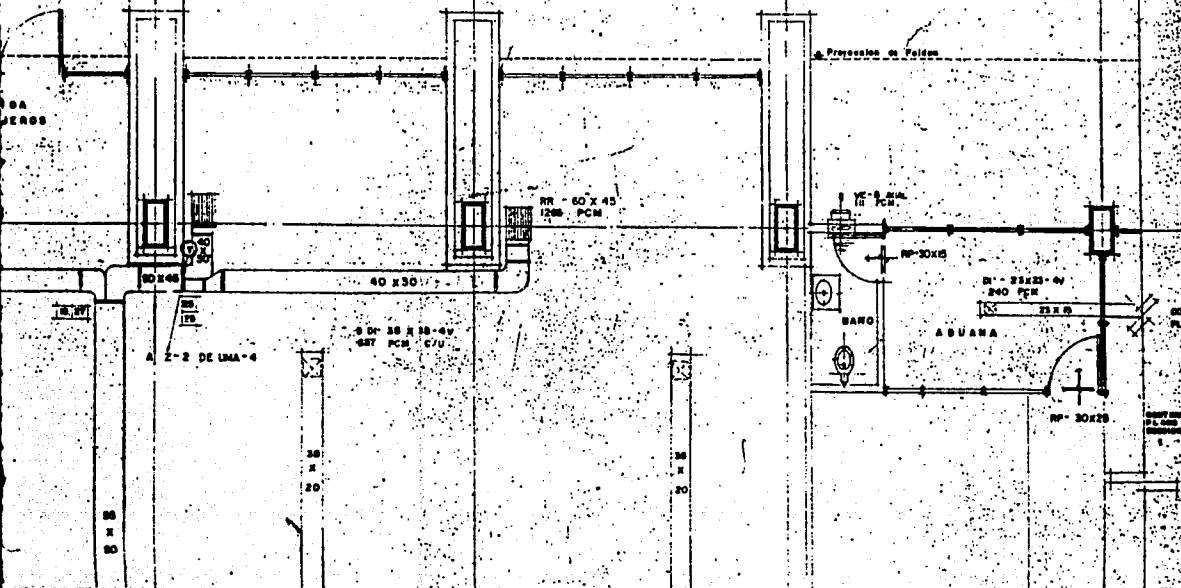
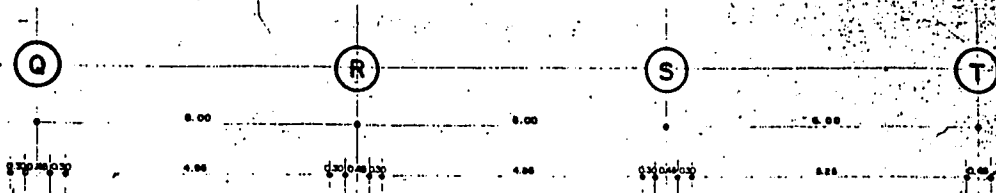
30  
x  
25

30  
x  
25

30  
x  
25







### Simbología

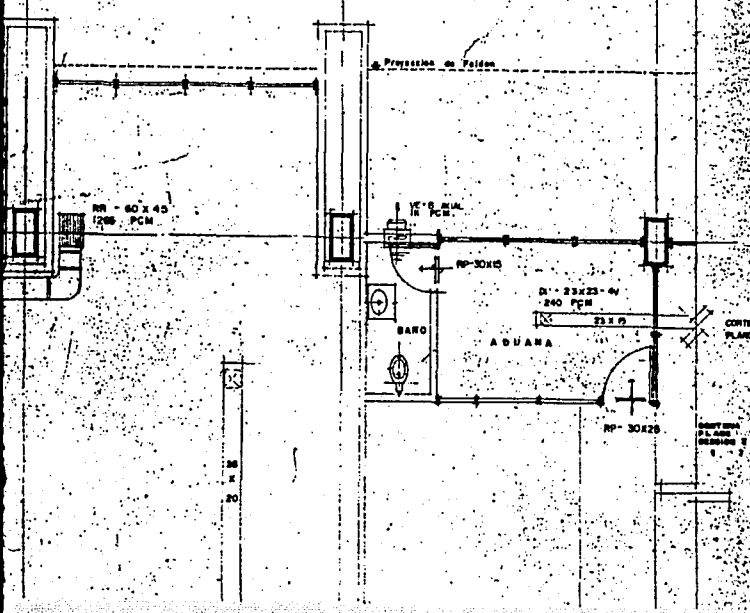
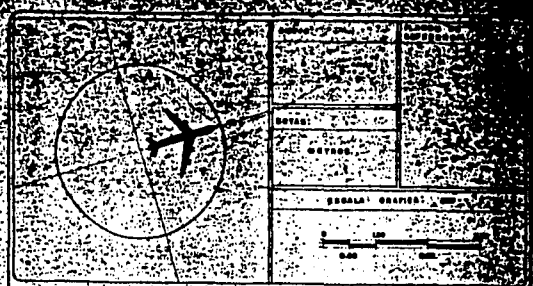
- ☒ DUCTO DE INYECCION QUE SALE
- ☑ DUCTO DE EXTRACCION QUE SALE
- ☒ DIFUSOR DE 6 VAS
- ☑ DIFUSOR DE 3 VAS
- ☒ REJILLA DE RETORNO O EXTRACCION
- ✚ REJILLA DE PASO
- ⊕ TERMINAL DE CUARTO LIMPIO
- ⊖
- ⊙
- ⊙
- ⊙

### NUMERACION

- ⊙ VENTILADOR DE EXTRACCION
- ⊙
- ⊙
- ⊙
- ⊙
- ⊙
- ⊙
- ⊙
- ⊙
- ⊙
- ⊙
- ⊙

CORTAR ESTE EN PLANO A-A





**SIMBOLOGIA**

- DUCTO DE REACCION QUE SUBE
- DUCTO DE EXTRACCION QUE SUBE
- DIFUSOR DE 4 VIAS
- DIFUSOR DE 3 VIAS
- REJILLA DE RETORNO O EXTRACCION
- REJILLA DE PASO
- TERMOSTATO DE CUARTO UBICADO A 1.40 DE NPT CON 8" H EN T-13
- VENTILADOR AXIAL EN MURO

**NOMENCLATURA**

- VE - VENTILADOR DE EXTRACCION
- UMM - UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
- DI - DIFUSOR
- PCM - PIES CUBICOS POR MINUTO
- RE - REJILLA DE EXTRACCION
- RI - REJILLA DE RETORNO
- RP - REJILLA DE PASO

NOTA: EN DIMENSION DE DIFUSORES REJILLAS Y DUCTOS EN CM

fb

2

0.00 A 279

0.00 B 28

0.00

35 X 35

SALA DE ULTIMA ESPERA  
INTERNACIONAL

45 X 45

65 X 30

RP - 45 X 30

SANXDA  
PARAJEROS

3-ME-20X15  
177CM CU

4-ME-10X15  
88CM CU

SANIT.  
MUJERES

SANIT.  
HOMBRES

SANITARIOS  
HOMBRES

2-ME-30X20  
177CM CU

RP-30 X 5

45 X 25

30 X 15

SANITARIOS  
MUJERES

ASEO  
ME-25X15  
88CM CU

TELEFONOS

2-RP-60X30

SAN. CUAD. DE 45X15  
C/W 175CM. A. W-15  
EN ALOTEA.

0.50

0.10

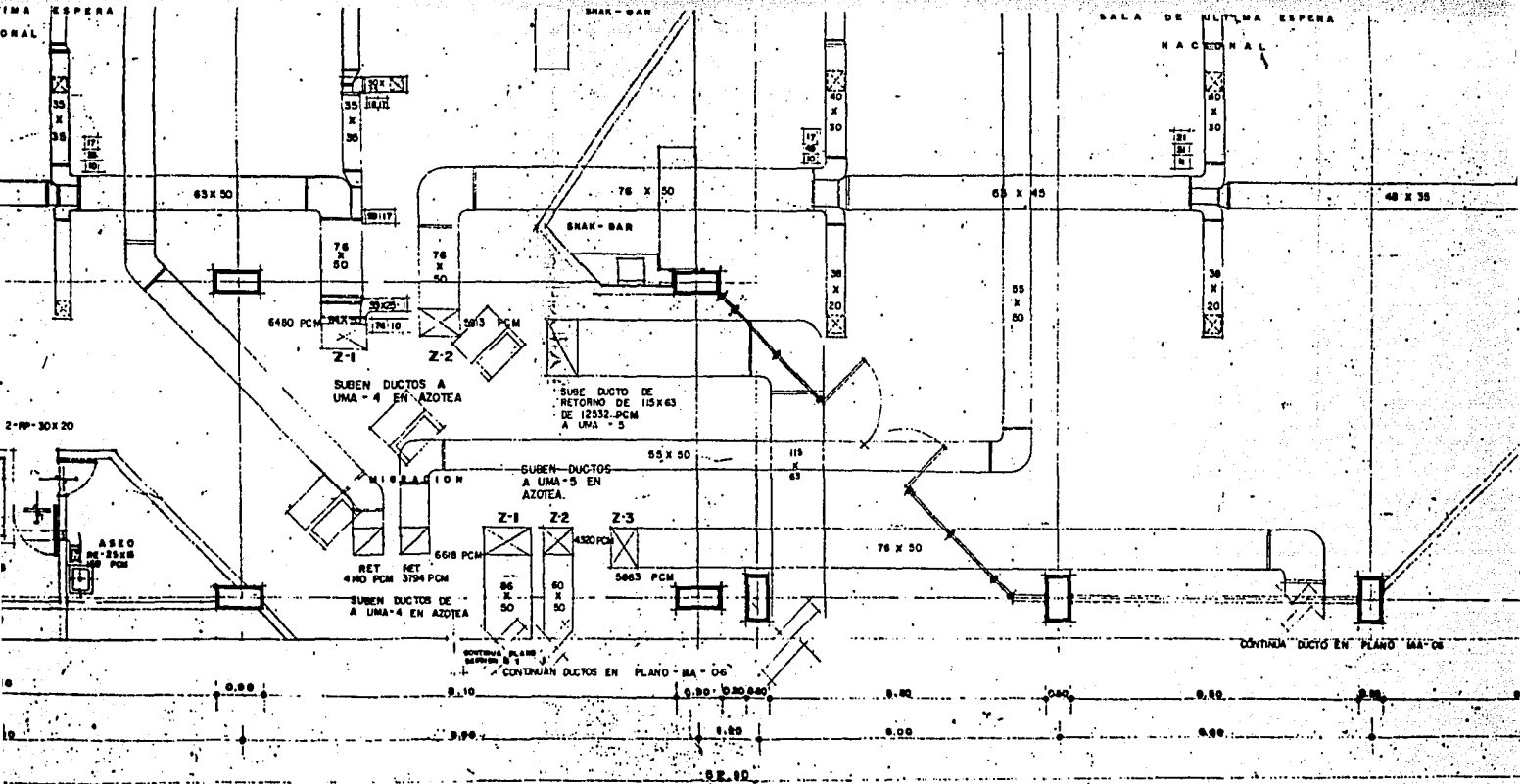
0.50

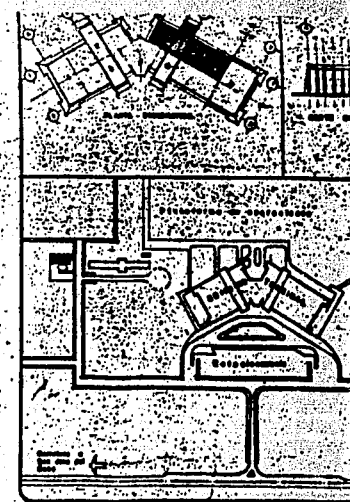
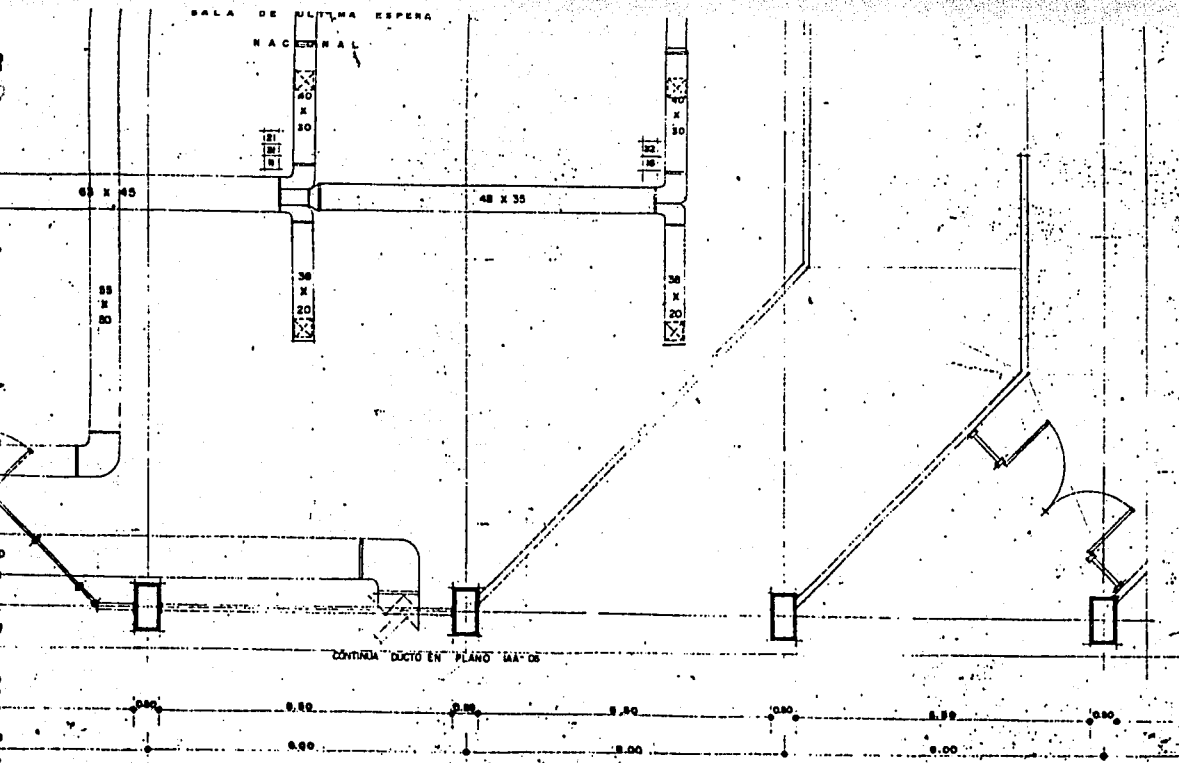
0.10

0.50

0.00

0.00



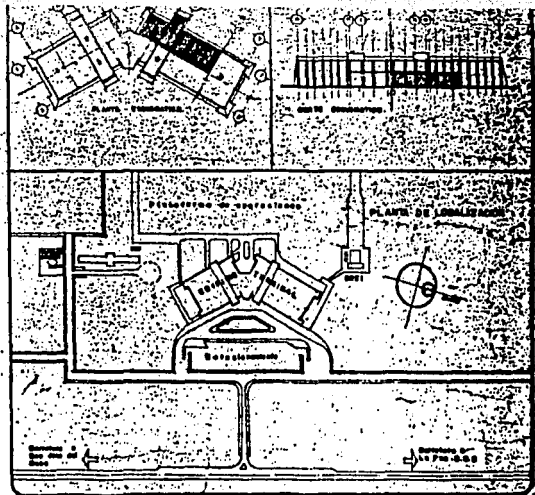
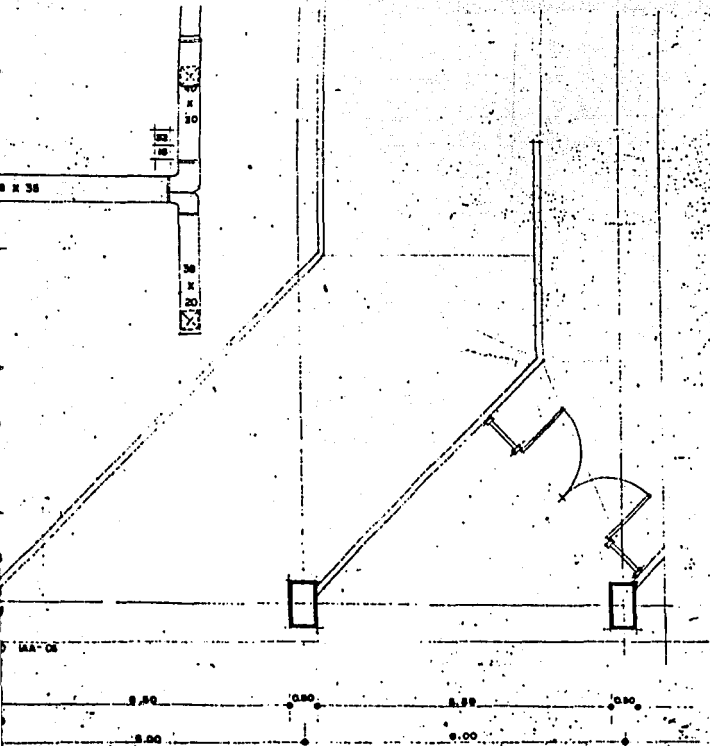


**INSTALACION AERE ADICIONAMIENTO**

SUBDIRECCION DE PROYECTOS Y OBRAS

AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS  
REMEDIACION EDIFICIO TERMINAL

**PLANTA BAJA SECCION**

**INSTALACION AIRE ACONDICIONADO**

SUBDIRECCION DE PROYECTOS Y OBRAS **Aeropuertos y Servicios Auxiliares**

**AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS S.C.S.**  
REMEDIACION EDIFICIO TERMINAL



**PLANTA BAJA SECCION 5**

DIRECTOR GENERAL: LIC. ALFONSO MARTINEZ GONZALEZ  
SUBDIRECTOR DE PROYECTOS Y OBRAS: ING. ROBERTO GONZALEZ GONZALEZ

 ALFONSO MARTINEZ GONZALEZ DIRECTOR GENERAL	 ROBERTO GONZALEZ GONZALEZ SUBDIRECTOR DE PROYECTOS Y OBRAS	C. DE PROYECTOS 09-00-00
 JUAN CARLOS SALAZAR VAZQUEZ PROYECTISTA	 FERNANDO GARCIA MENDEZ INGENIERO ARQUITECTO	FECHA: JULIO - 87
 ROBERTO MARTINEZ INGENIERO EN ELECTRICIDAD	A. DE DISEÑO ING. ROBERTO MARTINEZ	ESCALA: 1:50

(M)

(N)

(O)

0.46  
0.90

8.00  
8.10

0.50

8.00  
8.10

1.20  
0.90

CONTINUAR DUCTOS EN PLANO IAA-05

(2')

CONTINUA DUCTO  
PLANO IAA-04

CONTINUA DUCTO  
DE RETORNO A  
PLANO IAA-04

(2')

(2')

CONTINUAR DUCTOS  
EN PLANO IAA-04

8.00  
8.58

0.46

8.00

8.00

0.46

8.00

CABINA DE SONIDO.

COMUTADOR.

OPORTUNIDAD DE  
SEGURIDAD  
DOCUMENTAL

LOCAL

LOCAL

V E S T I B U L O

RP-60X30

RP-76 X 45  
1792 PCM

DI-23X23-3V  
232 PCM

RP-30X20

45 X 35

60 X 45

81 X 45

89 X 50

89 X 50

45 X 35

45 X 35

48 X 45

DI-23X23-4V  
223 PCM C/U

DI-23X23-4V  
380 PCM

8 DI-30X30-4V  
647 PCM C/U

RP-60X30

2-7P-4

(O) (P)

(Q)

(R)

(S)

(T)

43.90

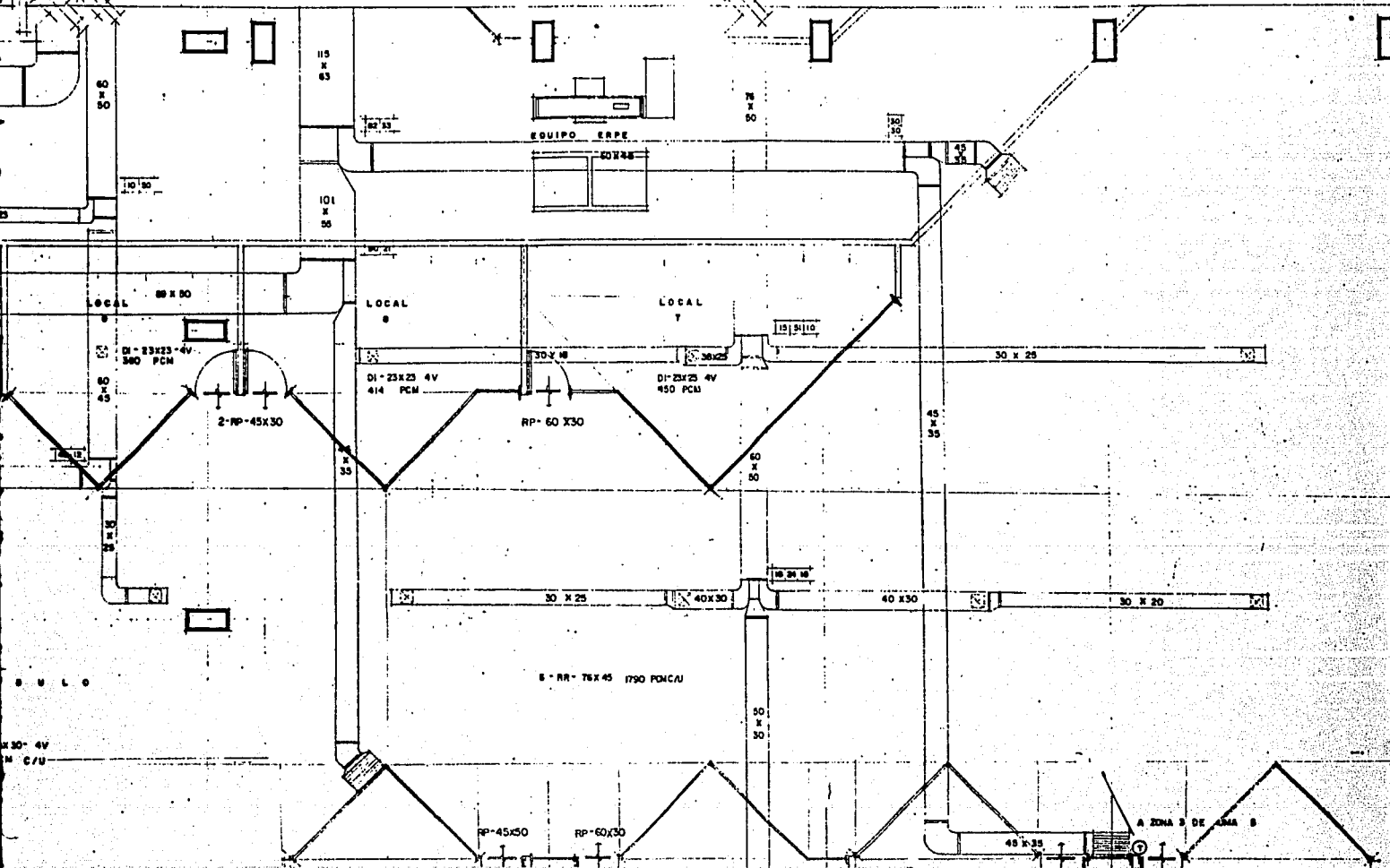
8.00      1.20      6.00      6.00      6.00      6.00      6.00

8.10      0.80 0.80 0.80      0.80      0.80      0.80      0.80      0.80

CONTINUA DUCTOS EN PLANO IAA-05

CONTINUA DUCTO DE RETORNO EN PLANO IAA-05

CONTINUA DUCTO EN PLANO IAA-05



(S)

(T)

0.00

0.00

0.00

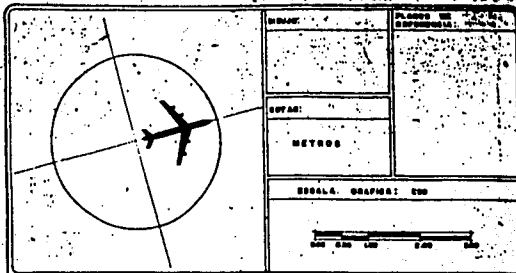
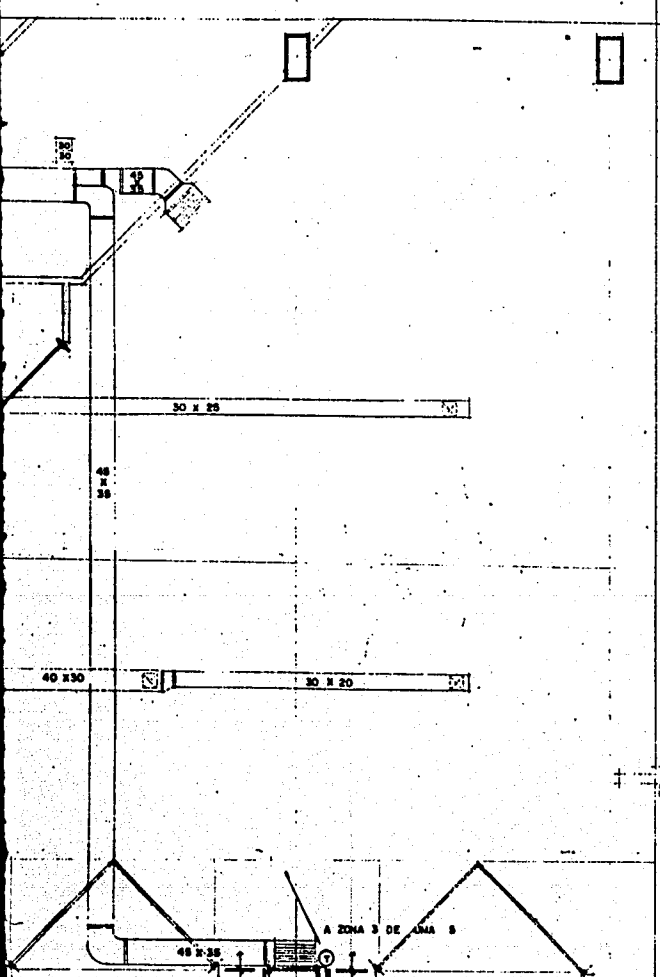
0.00

0.00

0.00

0.00

IAA-08



**SIMBOLOGIA:**

- ☒ DUCTO DE INYECCION QUE SUBE
- ☑ DUCTO DE EXTRACCION QUE SUBE
- ☒ DIFUSOR DE 4 VIAS
- ☑ DIFUSOR DE 3 VIAS
- ☒ REJILLA DE RETORNO O EXTRACCION
- ☒ REJILLA DE PASO
- Ⓢ TERMOSTATO DE CUARTO UBICADO A DE N.P.T. CON 3-14 ENT-13
- ☒ VENTILADOR AXIAL EN MURO

**NOMENCLATURA:**

- VE VENTILADOR DE EXTRACCION
- UMA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
- DI DIFUSOR
- PCM PIES CUBCOS POR MINUTO
- RR REJILLA DE RETORNO
- RE REJILLA DE EXTRACCION
- RP REJILLA DE PASO

NOTA: LA DIMENSION DE DIFUSORES, REJILLAS Y DUCTOS EN CM.

3 de 16



3

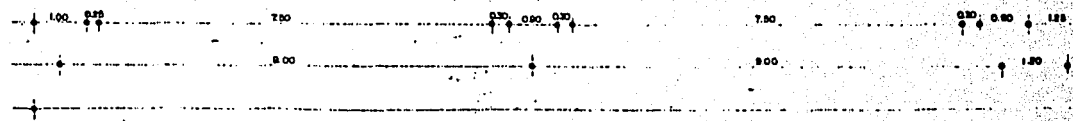
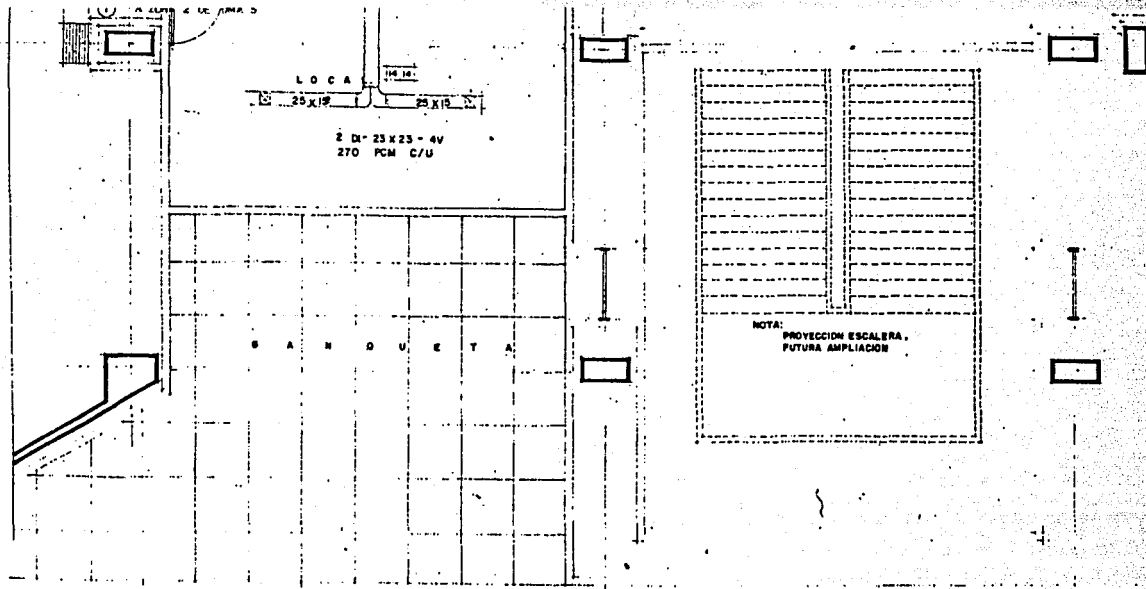
0.40

6.00  
0.025

30

0.40

4.00  
1.75

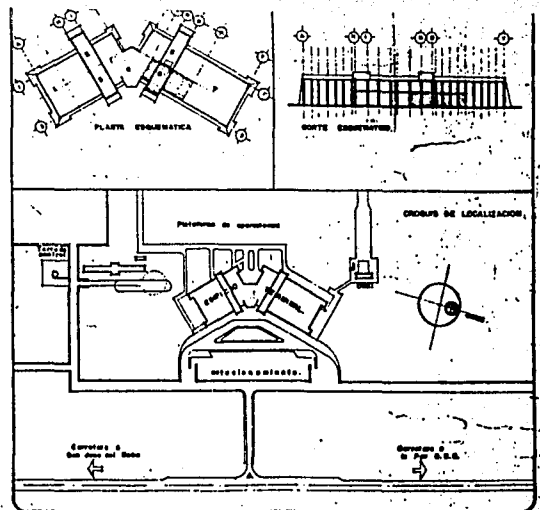
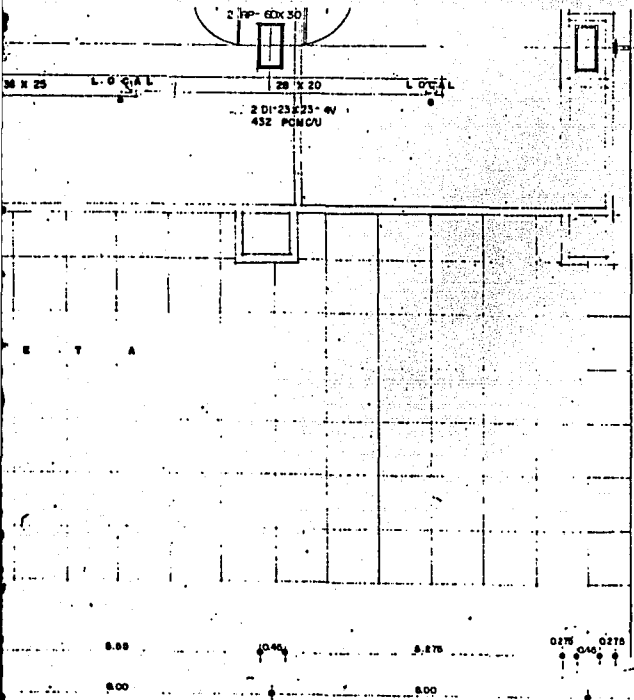


ESCALERA,  
LÍCIOS

LOC. 1 30 X 18 D-23 X 23 - 4V 396 PCM  
LOC. 2 36 X 25 D-30 X 30 - 4V 504 PCM  
LOC. 3 28 X 20 2 TP - 60x30 D-23 X 23 - 4V 432 PCM/CU

B A N Q U E T A

0.30 0.80 1.20 8.275 10.45 8.85 10.45 8.85 10.45 8.275 0.275  
1.20 8.00 8.00 8.00 8.00  
44.20



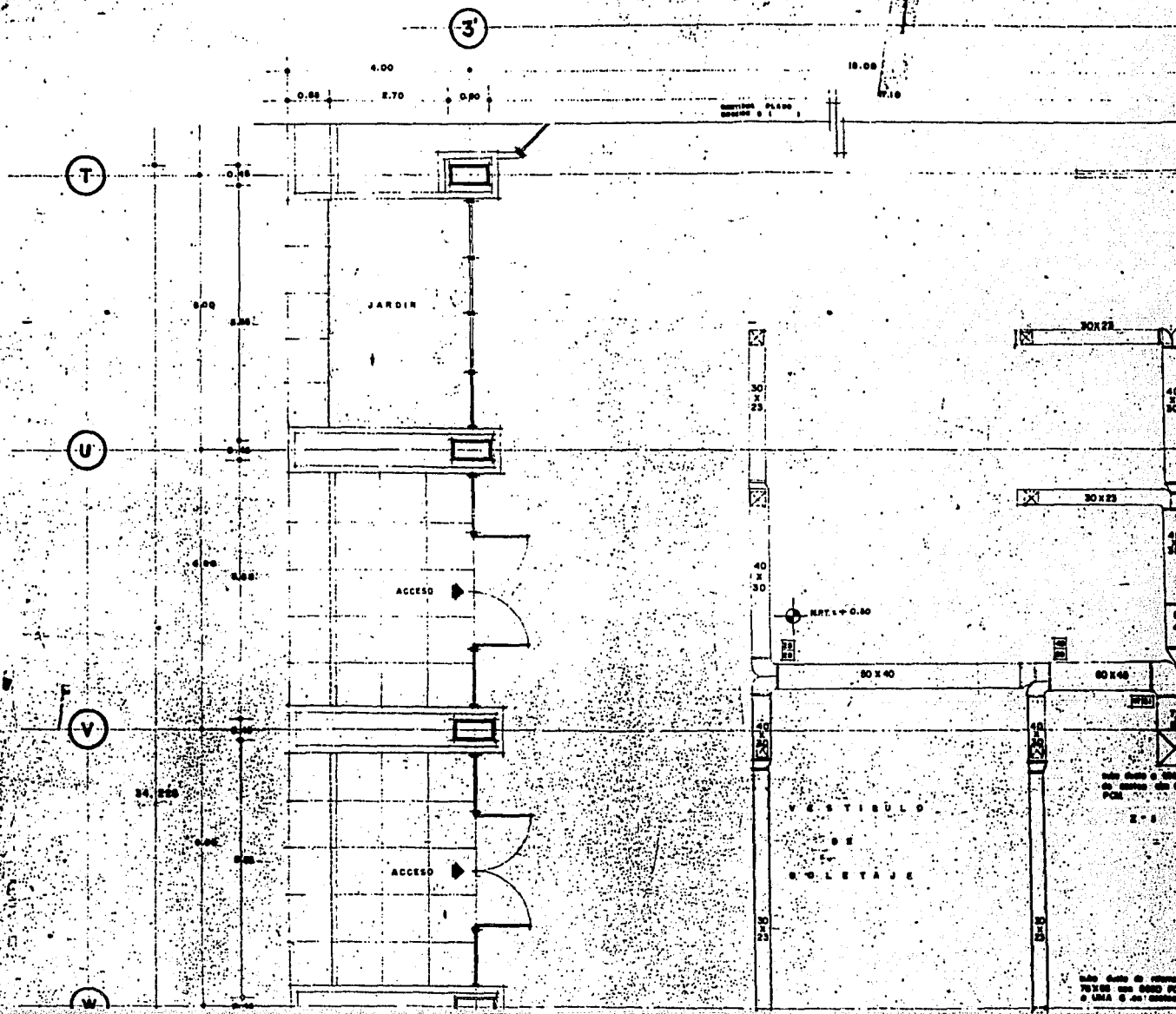
**INSTALACION AIRE ACONDICIONADO**

SUBDIRECCION DE PROYECTOS Y OBRAS Aeropuertos y Servicios Auxiliares

AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS S.C.T.  
REMODELACION EDIFICIO TERMINAL

**PLANTA BAJA SECCION 6**

DIRECTOR GENERAL	PROYECTO
AUTOR	FECHA
	
	



3

4.00

18.00

0.48

2.70

0.90

PLATEAU  
BORDO 0.1

T

0.48

JARDIN

0.48

0.48

U

0.48

ACCESO

0.48

0.48

V

0.48

34.250

0.48

0.48

ACCESO

W

30 X 23

30 X 23

40 X 30

40 X 30

30 X 23

40 X 30

ERT. = 0.40

50 X 40

60 X 40

20 X 10

20 X 10

VESTIBULO

DE SOLETAJE

TODOS LOS CERROS EN LA OTRA MANERA

2-1

TODOS LOS CERROS EN LA OTRA MANERA

21

1

18.00

CONTINUA DUCTO EN PLANO "AA-02"

8.92

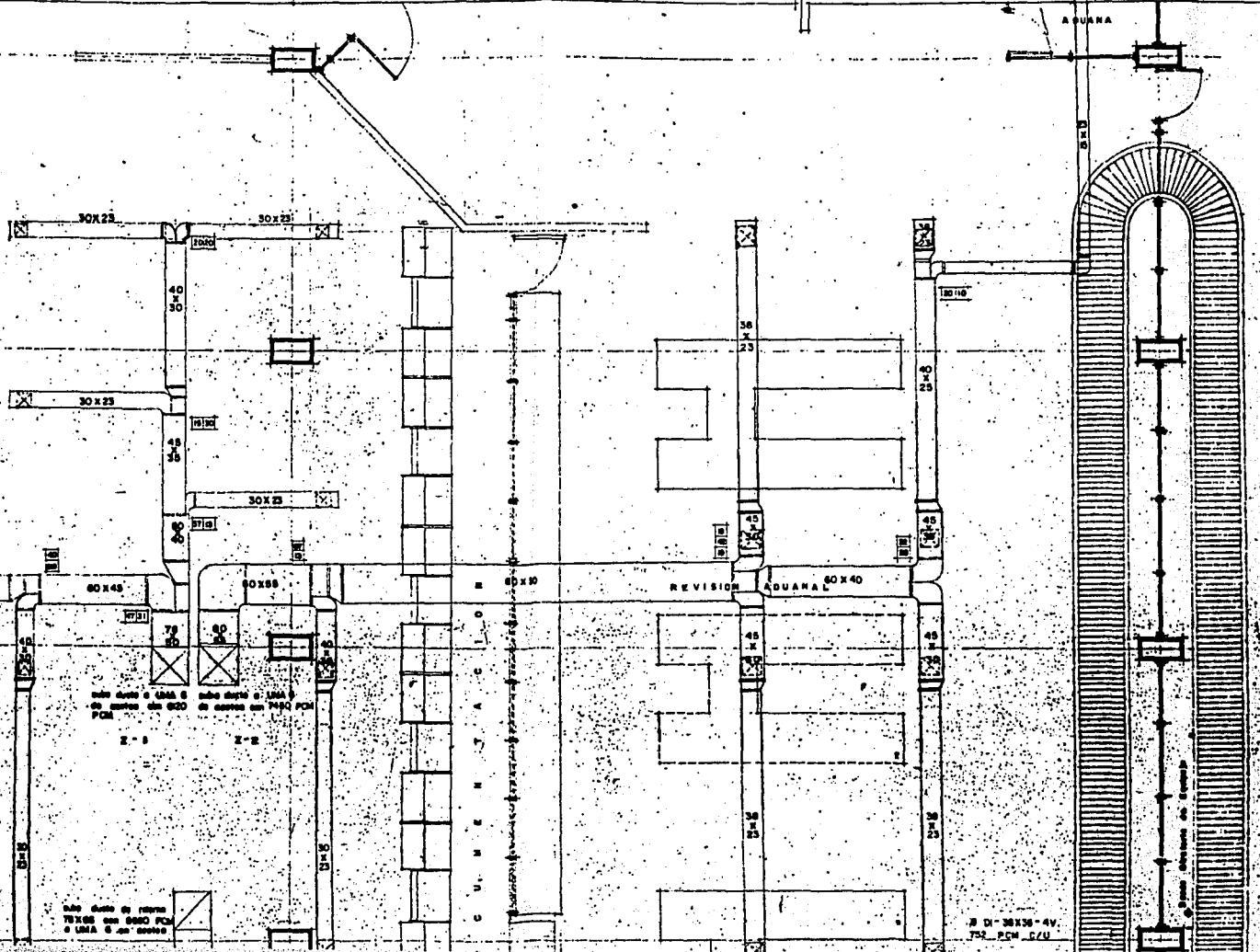
17.10

9.92

8.70

CONTINUA PLANO SECCION 0

A GUARNA



este ducto e LMA e de material de 620 P.C.M.

Z-1

este ducto e LMA e de material de 740 P.C.M.

Z-2

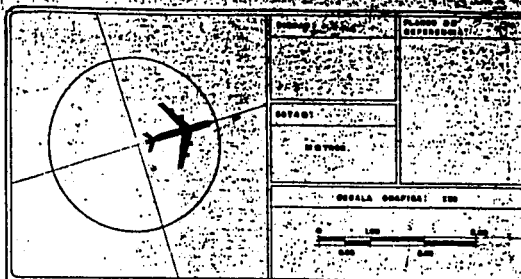
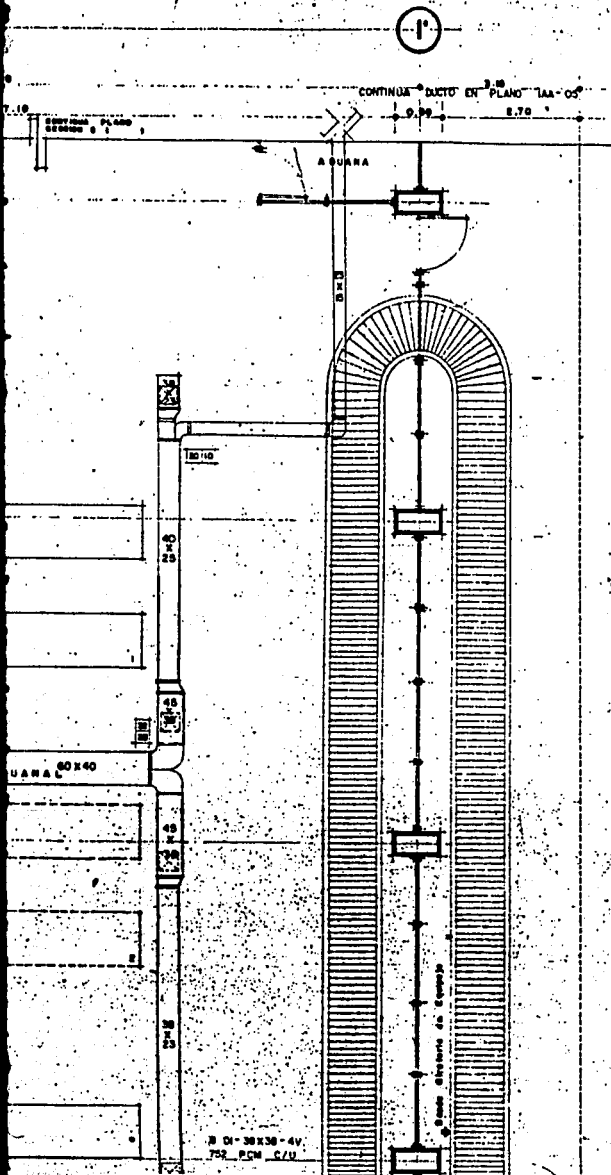
C O R R I D O R

REVISOR AGUINAL

Este ducto es de material de 620 P.C.M.

este ducto es de material de 620 P.C.M. e LMA e en ducto

N.º D. 36X36-4V.  
752 P.C.M. C.M.



### SIMBOLOGIA

- ☒ DUCTO DE INYECCION QUE SUBE
- ☑ DUCTO DE EXTRACCION QUE SUBE
- ☒ DIFUSOR DE 4 VIAS
- ☑ DIFUSOR DE 3 VIAS
- ▨ REJILLA DE RETORNO O EXTRACCION
- ⊙ TERMOSTATO DE CUARTO UBICADO A 1.50 DE ALT CON 3-14 EN T-3
- ▭ VENTILADOR AXIAL EN MARG
- ⊕ REJILLA DE PASO

### NOMENCLATURA

- VE - VENTILADOR DE EXTRACCION
- UAM - UNIDAD MANGUADERA DE AIRE
- DI - DIFUSOR
- PCM - PIES CUBICOS POR MINUTO
- RE - REJILLA DE EXTRACCION
- RP - REJILLA DE RETORNO
- RP - REJILLA DE PASO

NOTA: LA DIMENSION DE DIFUSOR, REJILLA Y DUCTOS EN CMS.



12 DI-30X30-4V  
612 PCM C/U

JARDIN

A ZONA I DE UNA 50X38

OPICINAS  
A. S. A.

2 RR-60X30  
945 PCM/C

DI-30X30-3V  
PRIVADO

2 DI-30X30-4V  
415 PCM C/U

DI-30X30-4V  
415 PCM

RECEPCION

RP-30X15

RP-45X30

RP-30X25

RP-30X25

BAÑO

VE-9 AXIAL  
138 PCM

3 DI-23X25-3V  
215 PCM C/U

PROYCCION DE PISOS

COMUNICACION  
SALA DE CLASES

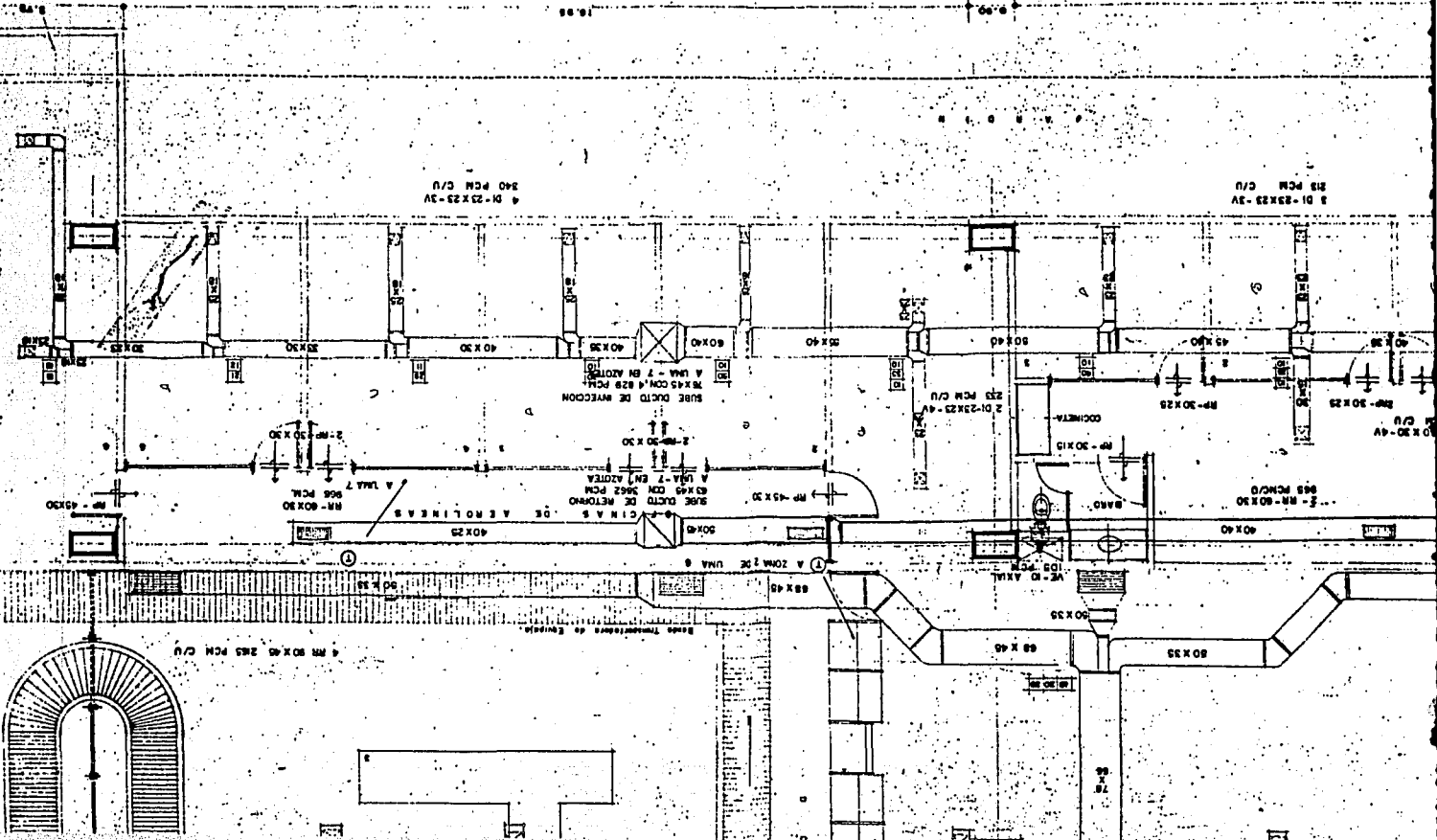
6.700  
0.80  
0.80  
0.00  
0.80  
0.00  
0.80  
4.00  
2.058  
0.80  
0.00

X

Y

3.78

18.88



4 DI - 23 X 23 - 3V  
340 PCM C/U

1 DI - 23 X 23 - 3V  
313 PCM C/U

2 DI - 23 X 23 - 3V  
300 PCM C/U

40X30  
M X 45 CON 4 828 PCM  
A UNA - 7 EN AZOXA

SUBE DUCTO DE REACCION

2 DI - 23 X 23 - 4V  
223 PCM C/U

MP - 30 X 25

MP - 30 X 25

MP - 30 X 25

2 - RP - 60 X 30  
868 PCM C/U

2 - RP - 30 X 30

2 - RP - 30 X 30

MP - 45 X 30

MP - 30 X 15

33 X 45 CON 3662 PCM  
A UNA - 7 EN AZOXA

CIN A S. DE AEROLINEAS

MP - 45 X 30

A ZONA 2 DE UNA B

VE - D AXIAL

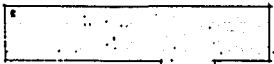
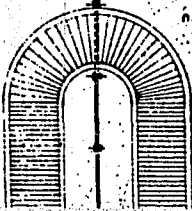
88 X 40

88 X 40

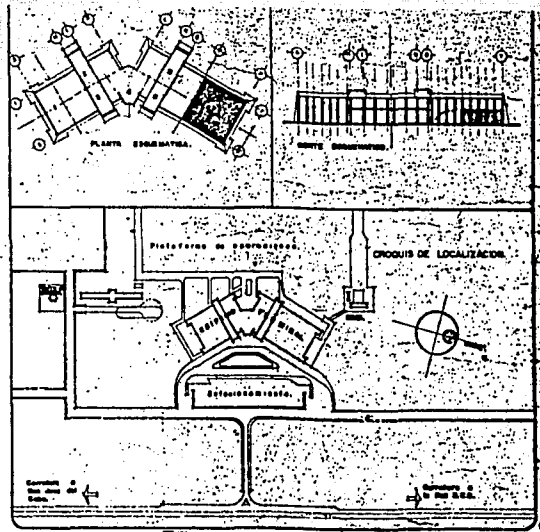
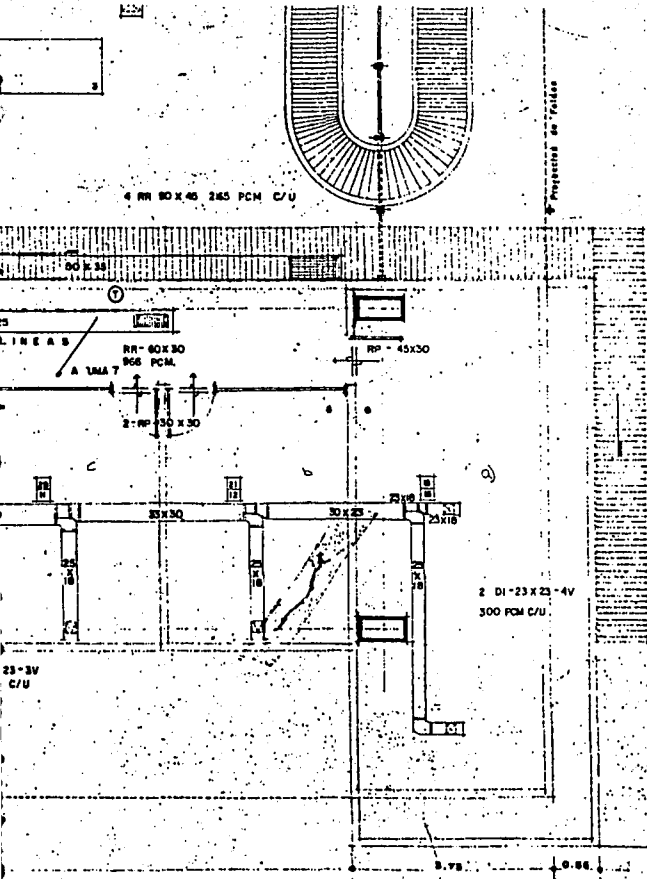
80 X 35

4 RP 80 X 40 2MS PCM C/U

Base Transmision de Estructura







**INSTALACION "AIRE" ACONDICIONADO**

SUBDIRECCION GENERAL DE PROYECTOS Y OBRAS      Aeropuertos y Servicios Auxiliares

AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS S.C.S.  
RENOVACION - EDIFICIO TERMINAL

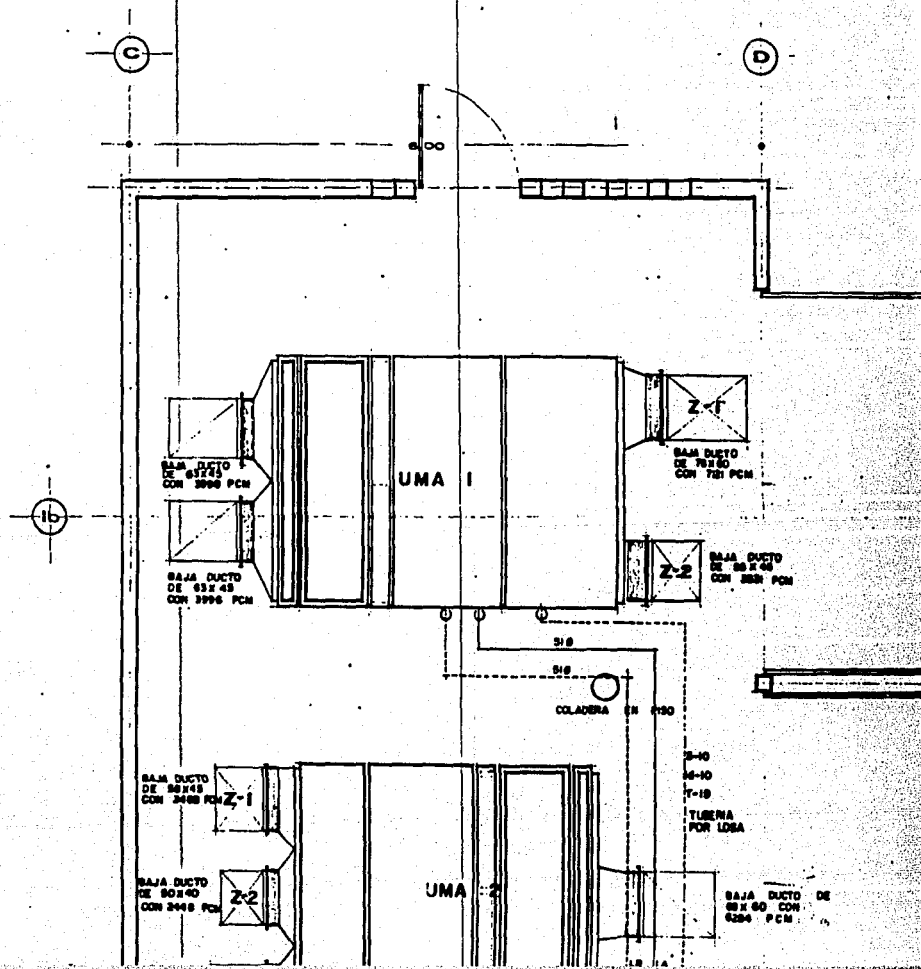


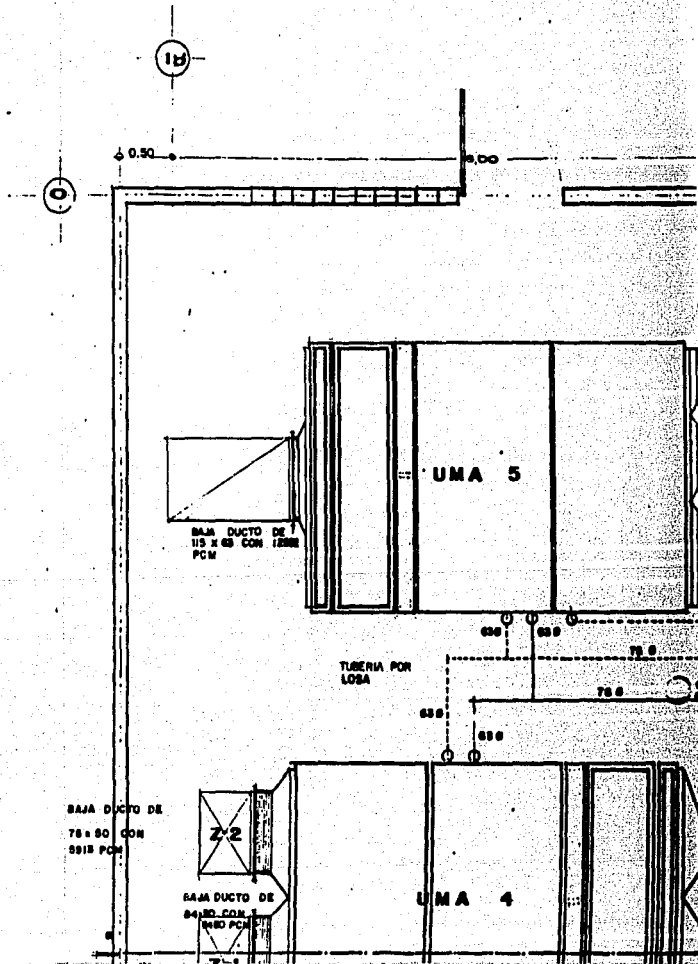
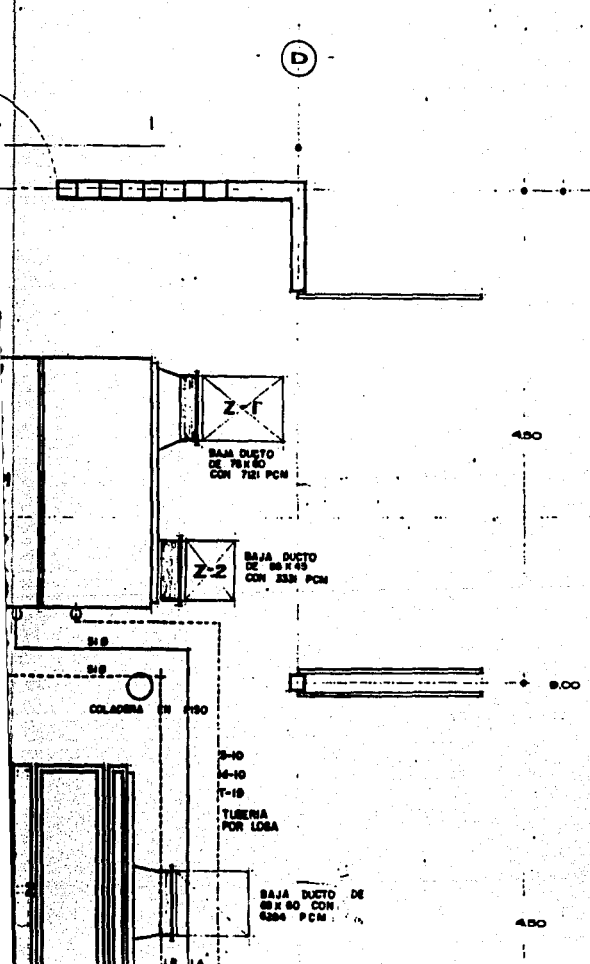
NO. DE PROYECTO	300-1000
NO. DE PLANOS	01-00-00

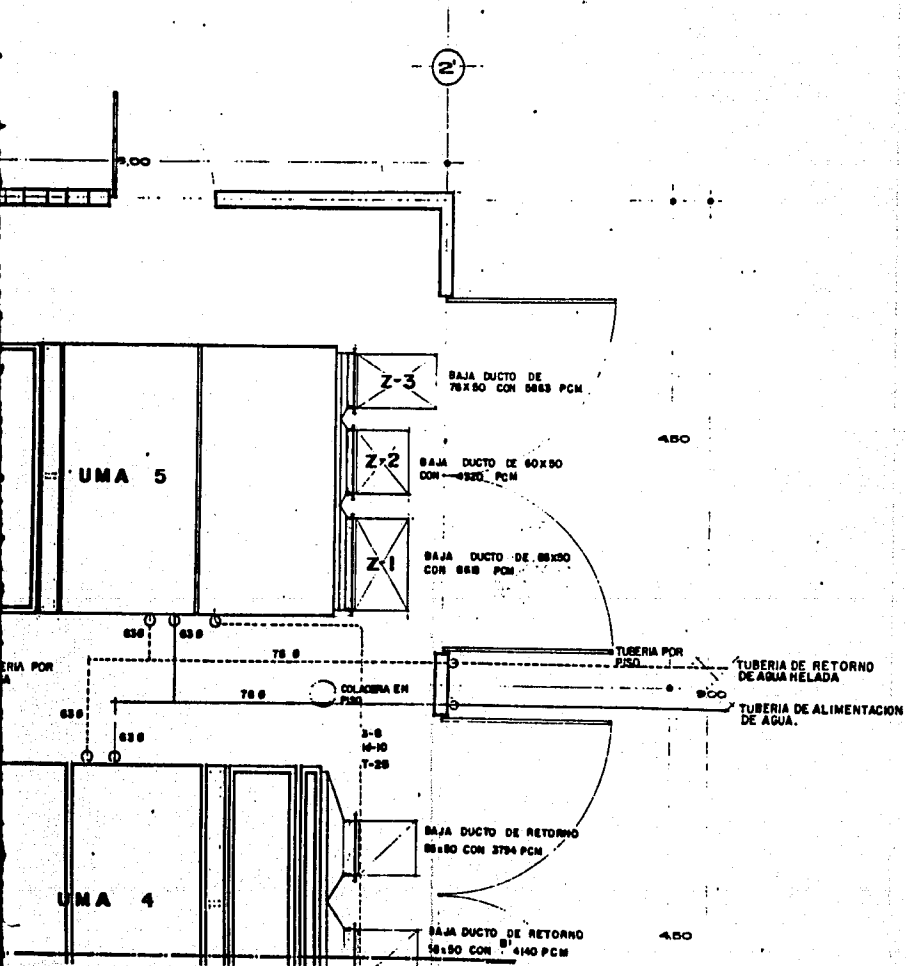
**PLANTA BAJA SECCION 7**

DIRECTOR GENERAL      DIRECTOR DE PROYECTOS Y OBRAS  
LIC. ALVARO MARTINEZ GONZALEZ      LIC. CARLOS GUERRERO MARTINEZ

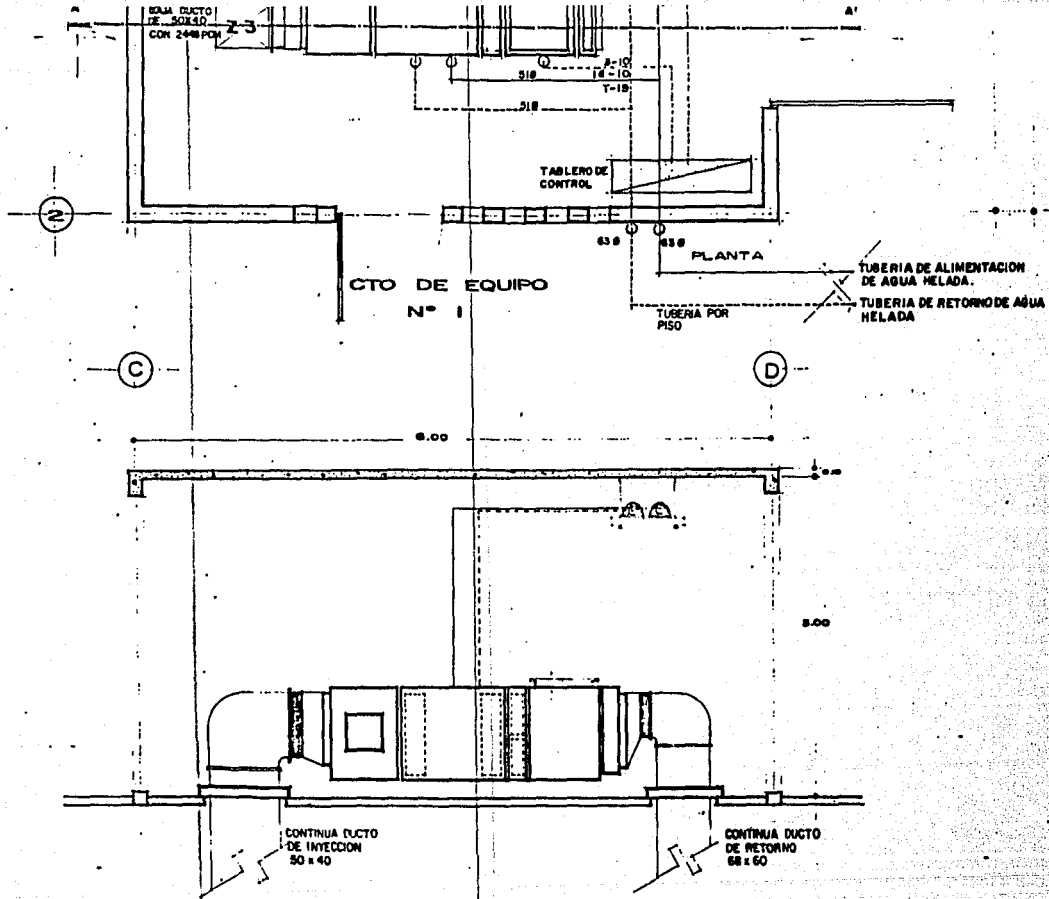
 LIC. ALVARO MARTINEZ GONZALEZ DIRECTOR GENERAL	 LIC. CARLOS GUERRERO MARTINEZ DIRECTOR DE PROYECTOS Y OBRAS	NO. DE PLANOS 01-00-00
 LIC. JUAN CARLOS GONZALEZ INGENIERO EN ELECTRICIDAD	 LIC. JUAN CARLOS GONZALEZ INGENIERO EN ELECTRICIDAD	NO. DE PLANOS 01-00-00
 LIC. JUAN CARLOS GONZALEZ INGENIERO EN ELECTRICIDAD	 LIC. JUAN CARLOS GONZALEZ INGENIERO EN ELECTRICIDAD	NO. DE PLANOS 01-00-00

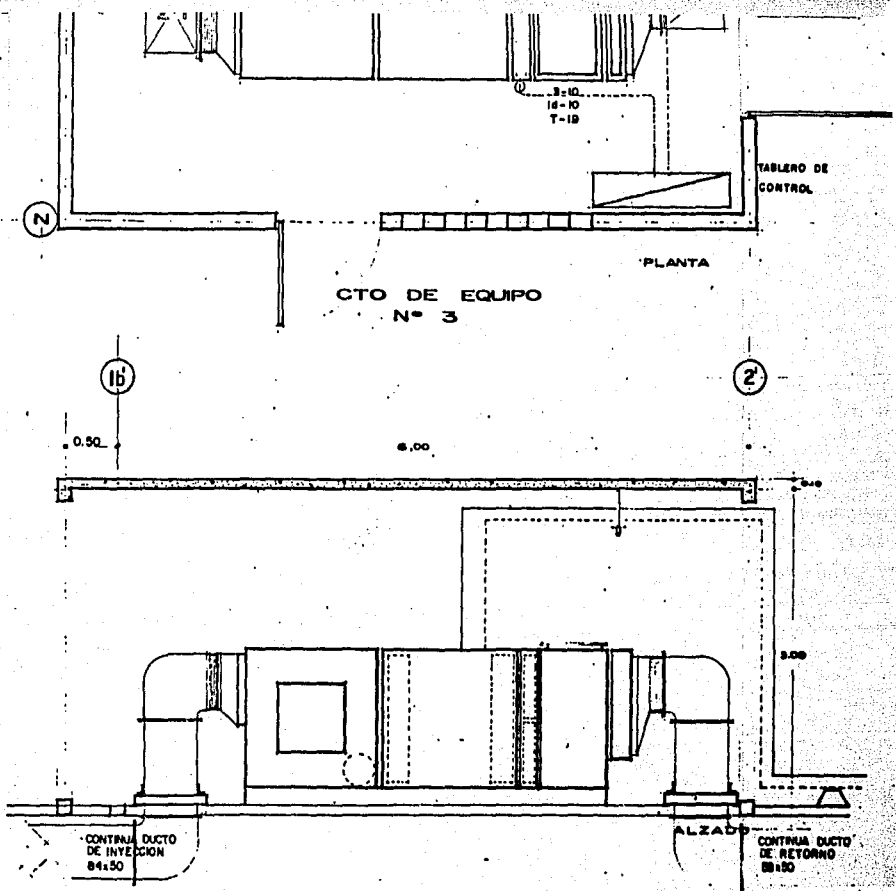
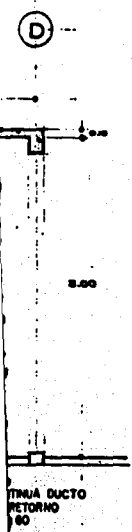
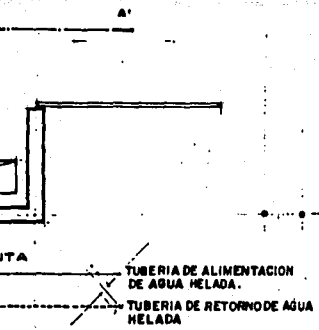


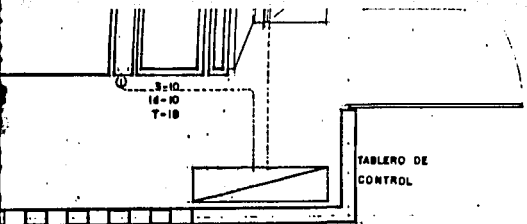




SIMBOLOGIA





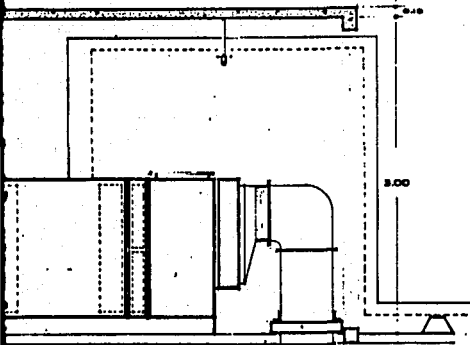


PLANTA

DE EQUIPO  
N° 3

2'

5.00



ALZADO

CONTINUA DUCTO  
DE RETORNO  
20x50

- TUBERIA DE ALIMENTACION DE AGUA.
- - - TUBERIA ELECTRICA POR LOSA
- - - TUBERIA DE RETORNO DE AGUA HELADA
- TUBERIA DE AGUA HELADA.
- CODO QUE SUBE

**NOMENCLATURA**

- LA LINEA DE AGUA
- LR LINEA DE RETORNO
- UMA UNIDAD MANEJADORA DE REFRIGERACION

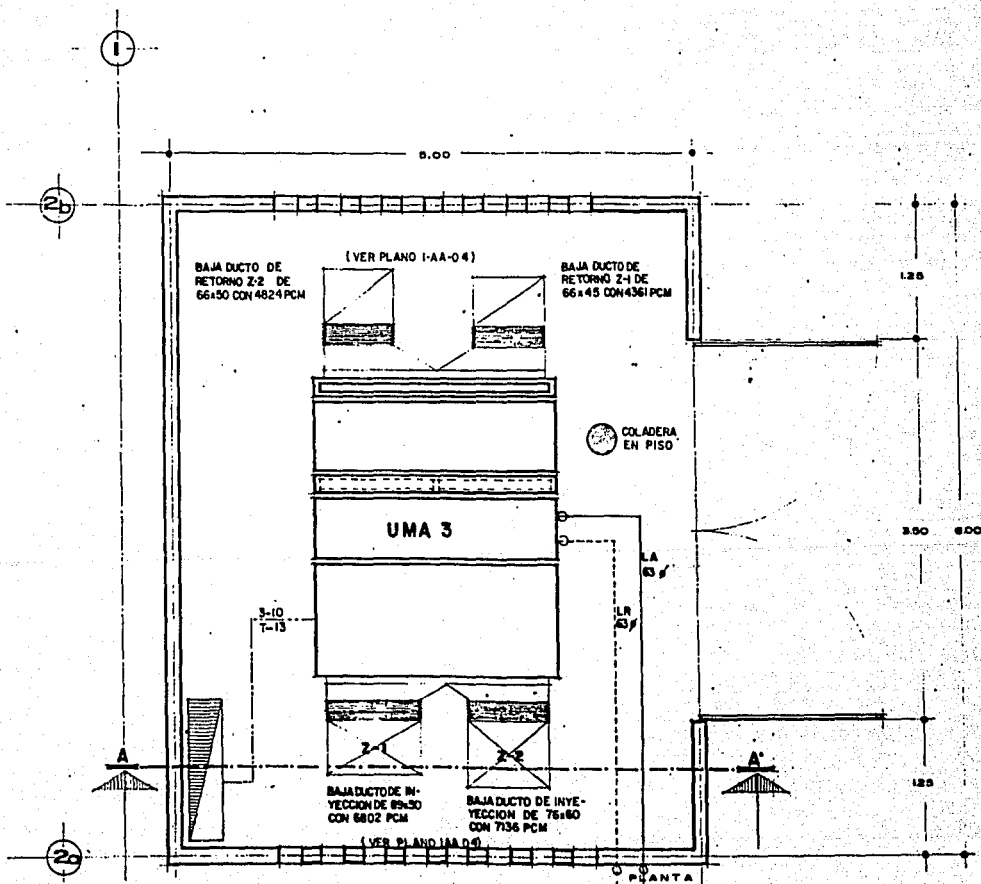
UGAH UNIDAD GENERADORA DE AGUA HELADA

**NOTA:**

DIAMETROS EN MM.

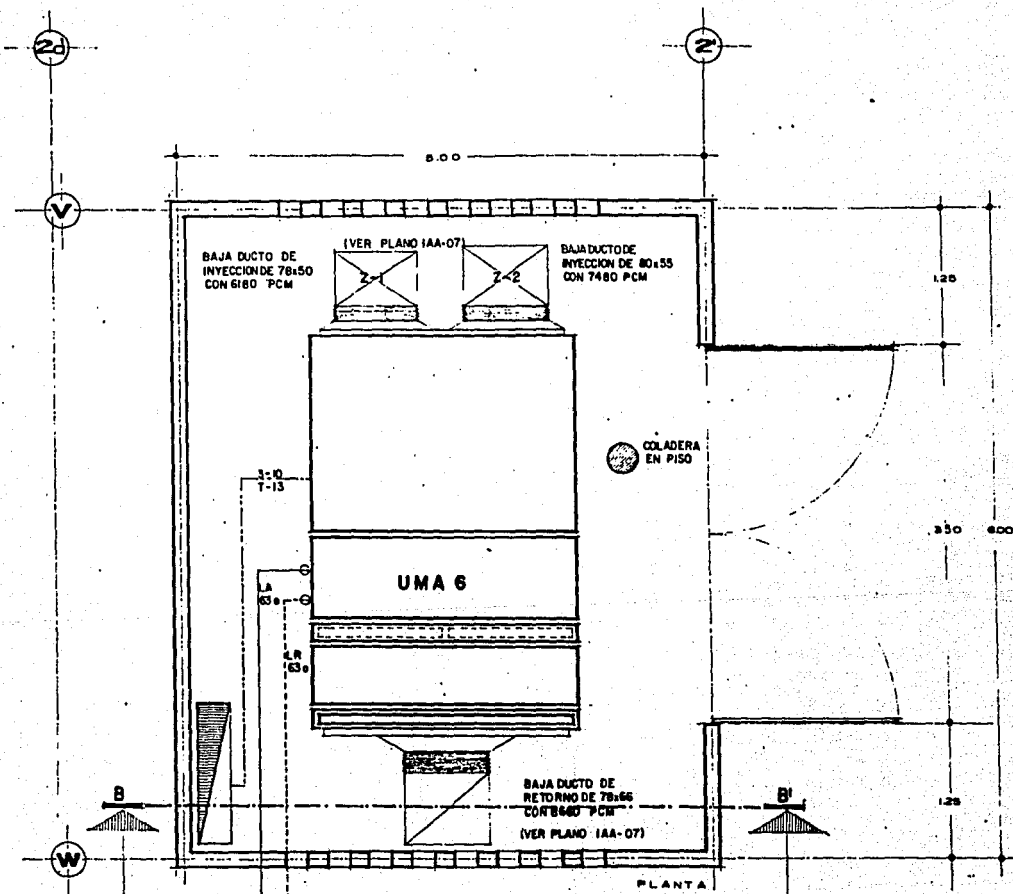
**INSTALACION AIRE ACONDICIONADO**

SUBDIRECCION GENERAL DE PROYECTOS Y OBRAS		Aeropuertos y Servicios Auxiliares
AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS S.C.S. REMODELACION EDIFICIO TERMINAL		
<b>CUARTO DE EQUIPO 1 y 3</b>		<b>IAACEO</b> No DE PROYECTO
DIRECTOR GENERAL		SUBDIRECTOR GENERAL DE PROYECTOS Y OBRAS
LIC. ALFONSO MARTINEZ DOMINGUEZ		ING. RENE ETCHEGARRAY GUTIERREZ
GERENTE	SUBGERENTE	No DE ARCHIVO
ING. FERNANDO DOMINGUEZ CALDERON	ING. FERNANDO RAMOS HERNANDEZ	
JEFE DE DEPARTAMENTO	PROYECTO	FECHA
	TRANSFUTUR ARQUITECTOS	
DISEÑO	REVISOR	ESCALA
TRANSFUTUR INGENIEROS	ING. OCTAVIO POON	1/25

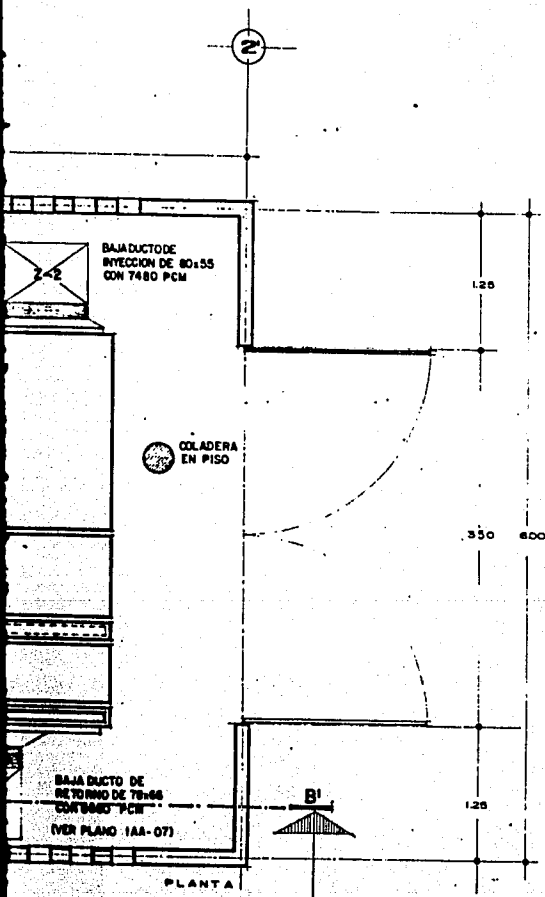


DE Y A UNIDADES GENERADORAS DE AGUA HELADA (VER PLANO I-AA-AZ-01)





DE Y A UNIDADES  
 GENERADORAS DE AGUA  
 HELADA (VER PLANO FAA-AZ-01)



### SIMBOLOGIA

- TUBERIA DE ALIMENTACION DE AGUA
- - - TUBERIA DE RETORNO DE AGUA HELADA
- CODO QUE BAJA O SUBE
- TUBERIA ELECTRICA POR LOSA

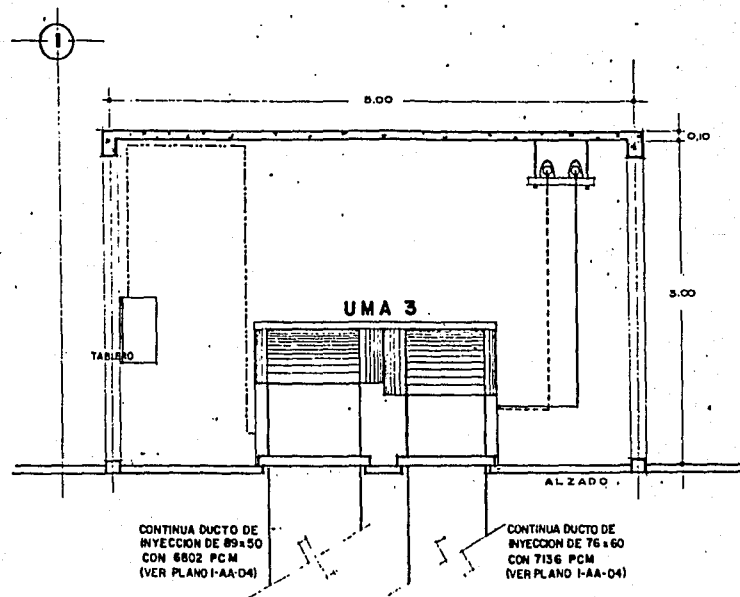
### NOMENCLATURA

- UMA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
- UGAH UNIDA GENERADORA DE AGUA HELADA
- LA LINEA DE AGUA
- LL LINEA DE EQUIPO

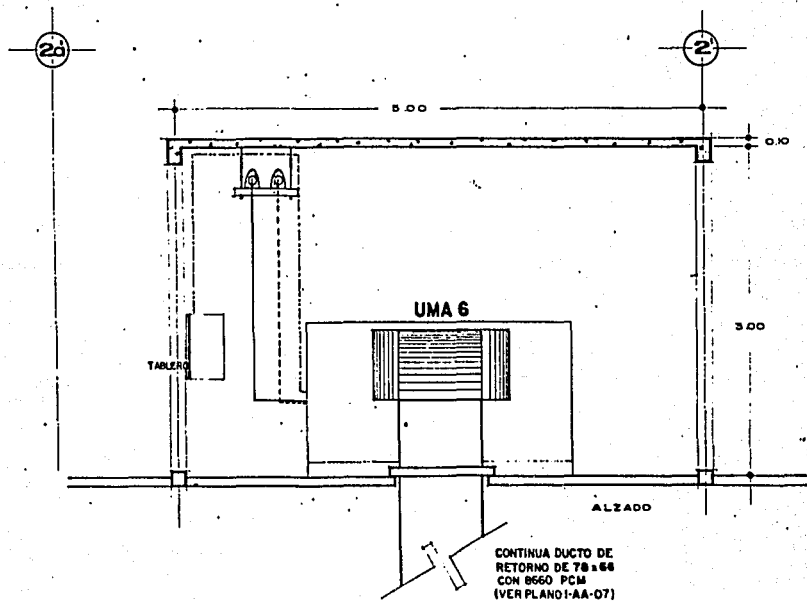
### NOTA:

DIAMETROS (φ) EN MM

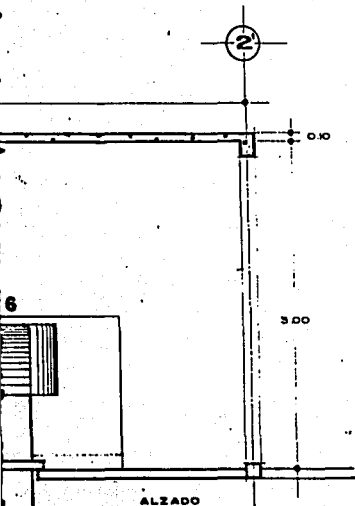
CTO. DE EQUIPO Nº 2



# CTO DE EQUIPO Nº 4



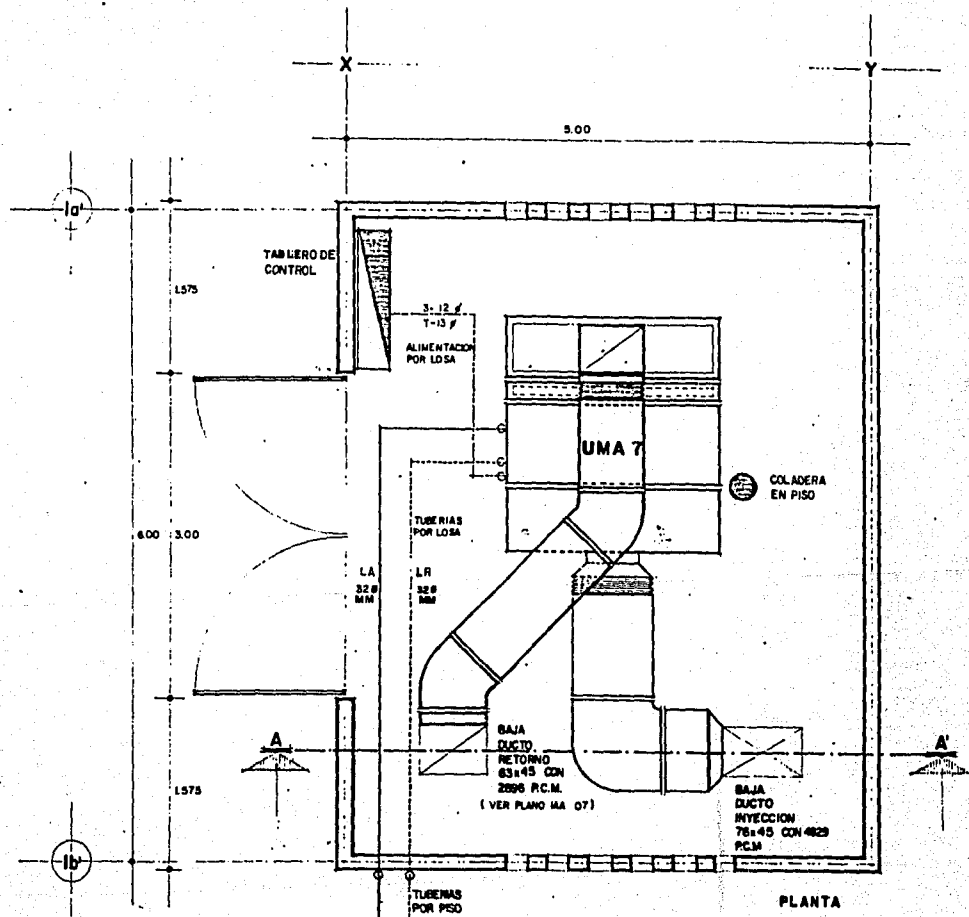
EQUIPO N° 4



CONTINUA DUCTO DE  
RETORNO DE 78x66  
CON 0660 PCM  
(VER PLANO 1-AA-07)

INSTALACION AIRE ACONDICIONADO

SUBDIRECCION GENERAL DE PROYECTOS Y OBRAS		Aeropuertos y Servicios Auxiliares
AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS S.C.S REMEDIACION EDIFICIO TERMINAL.		 No. DE PROYECTO 0P-58-88
CUARTO DE EQUIPO 2 y 4		
DIRECTOR GENERAL	SUBDIRECTOR GENERAL DE PROYECTOS Y OBRAS	
LIC. ALFONSO MARTINEZ DOMINQUEZ	ING. RENE ESTEBAN GUTIERREZ	
GERENTE ING. ERASMO MARTINEZ CALDERON	SUBGERENTE ING. FERNANDO RAMOS MEMBRILA	NO DE ARCHIVO
JEFE DE DEPARTAMENTO (Signature)	INGENIERO TRAYECTORIA ARQUITECTOS (Signature)	FECHA
(Signature) TRAYECTORIA ARQUITECTOS	(Signature) ING. OCTAVIO POBARO	ESCALA 1:500



CTO. DE EQUIPO  
 N.º 5

DE Y A  
 UNIDADES GENERADORAS  
 DE AGUA HELADA

TUBERIA DE ALIM  
 NTACION DE AGUA

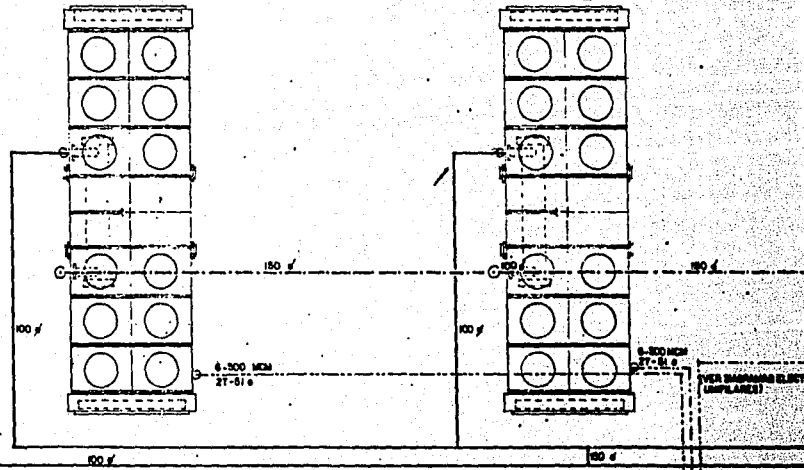
TUBERIA DE RE  
 DE AGUA HELA

TUBERIA DE ALIMENTACION DE AGUA

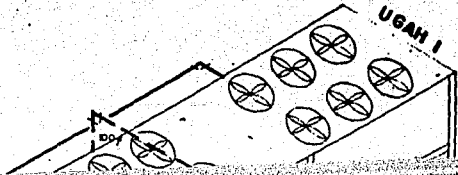
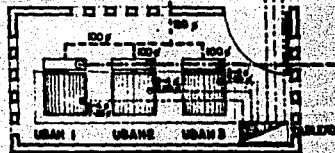
TUBERIA DE RETORNO DE AGUA HELADA

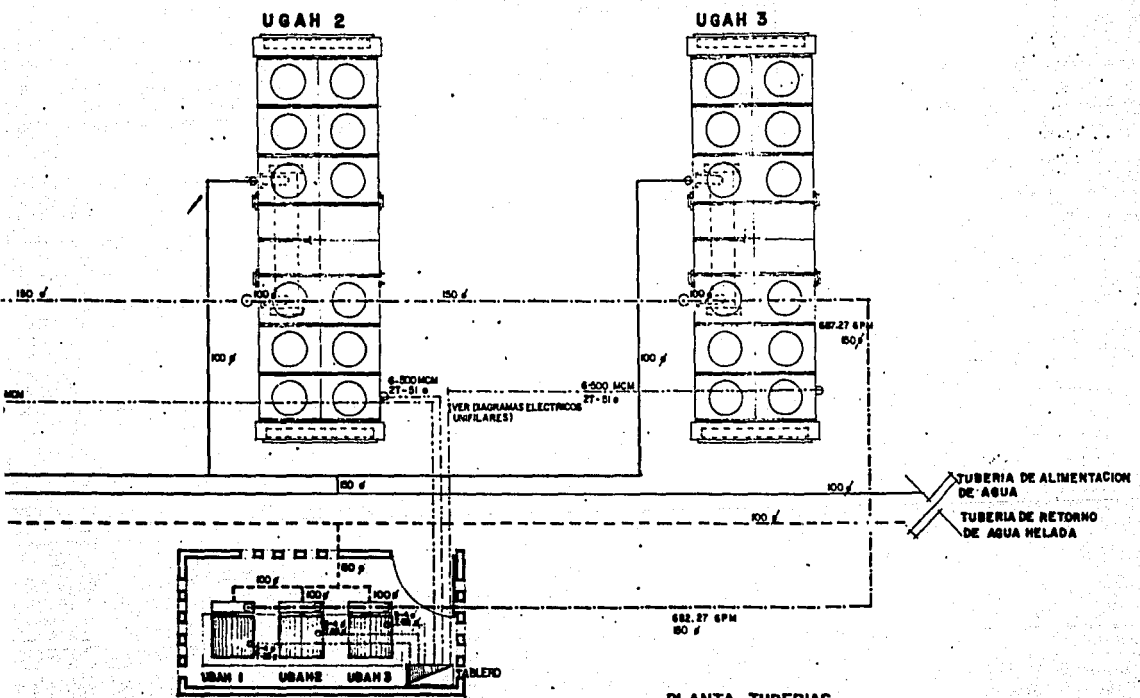
UGAH I

UGAH 2

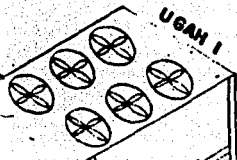


VER SECCION A-A EN PLANTA





PLANTA TUBERIAS  
AGUA HELADA

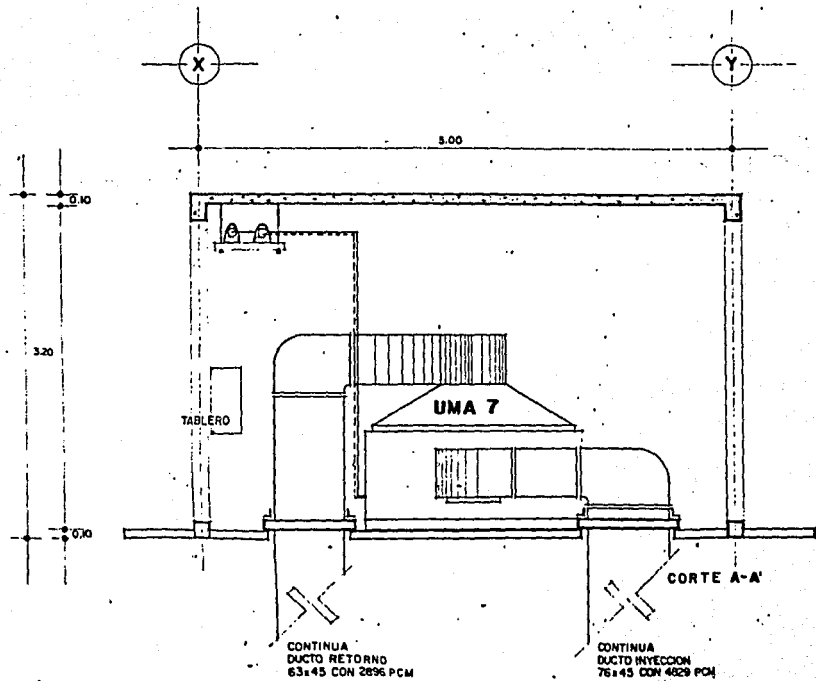




(VER PLANO 1AA-AZ-01)

TLE  
DE  
SER

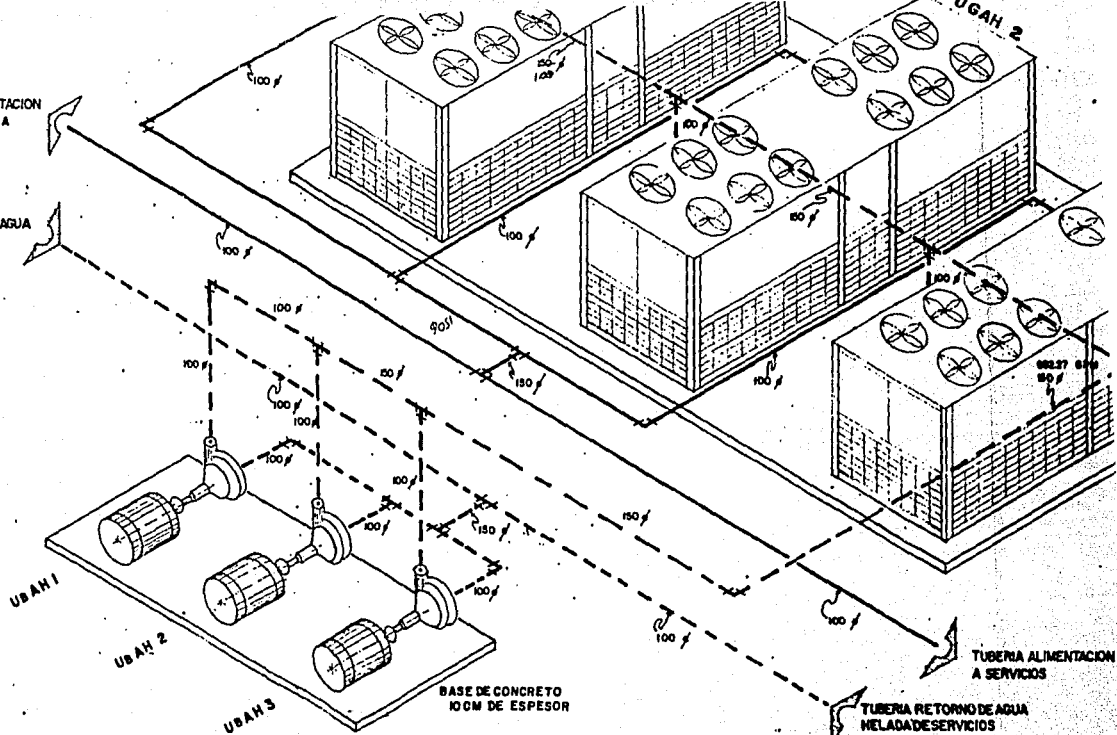
TUBERIA  
HELADA D



(VER PLANO 1AA 07)

TUBERIA ALIMENTACION  
DE AGUA HELADA A  
SERVICIOS

TUBERIA RETORNO DE AGUA  
HELADA DE SERVICIO



ISOMETRICO TUBERIAS  
AGUA HELADA

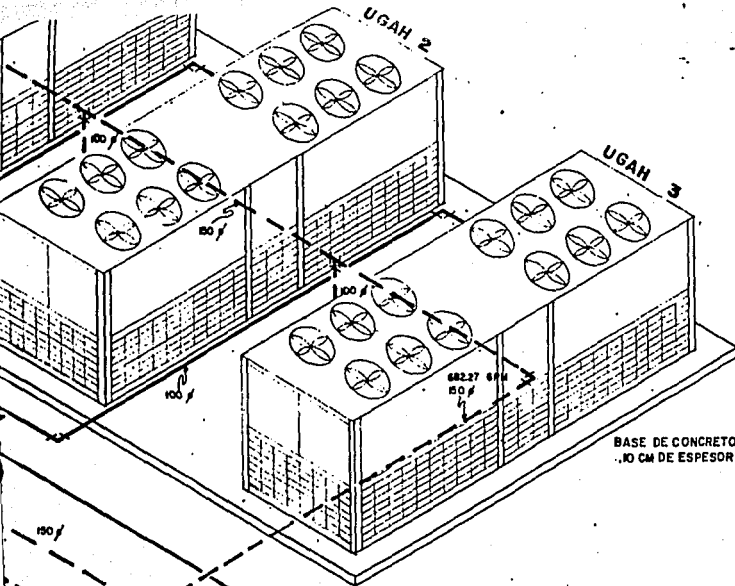
# SIMBOLOGIA

- TUBERIA DE ALIMENTACION DE AGUA
- - - TUBERIA DE RETORNO DE AGUA HELADA
- CODO QUE BAJA
- - - TUBERIA ELECTRICA POR LOSA

## NOMENCLATURA:

- LA LINEA DE AGUA
- LR LINEA DE RETORNO
- UMA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
- UGAH UNIDAD GENERADORA DE AGUA HELADA

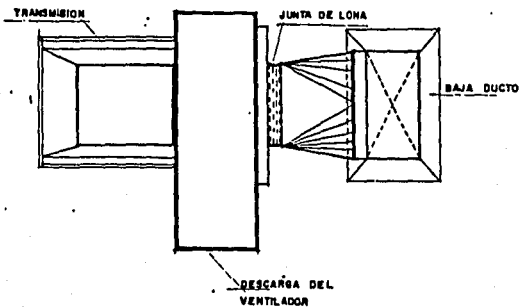
NOTA  
DIAMETRO EN MM.



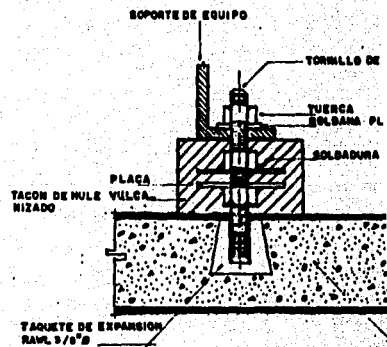
ISOMETRICO TUBERIAS  
AGUA HELADA

## INSTALACION AIRE ACONDICIONADO

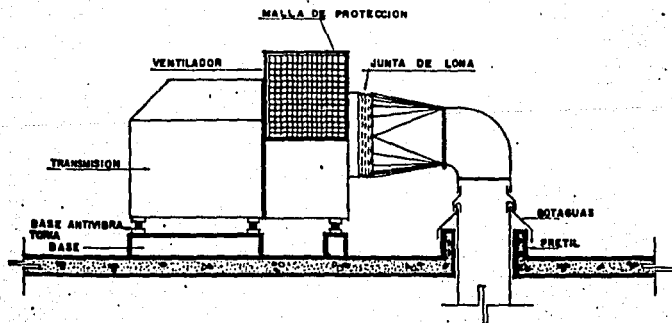
SUBDIRECCION GENERAL DE PROYECTOS Y OBRAS		Aeropuertos y Servicios Auxiliares
AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS S.C.S REMEDIACION EDIFICIO TERMINAL		PLAN NO <b>IAA CEOS</b>
CUARTO. DE EQUIPO 5 UNIDADES GENERADORAS AGUA HELADA		NO DE PROYECTO SP-68-88
DIRECTOR GENERAL LIC. ALFONSO MARTINEZ DOMINQUEZ	SUBDIRECTOR GENERAL DE PROYECTOS Y OBRAS ING. RENE ESTEBANEN GUTIERREZ	
DESENHO ING. FRANCISCO MARTINEZ CALDERON	SUBSENTE ING. FERNANDO RAMOS MENCHOLA	NO DE ARCHIVO
SEALA DE DEPARTAMENTO	TRAMITADO INGENIEROS	FECHA
DISEÑO TRAMITADO INGENIEROS	TRAMITADO INGENIEROS	ESCALA 1:50



**PLANTA**

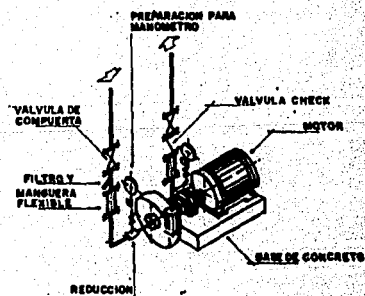


**BASE ANTIVIBRATORIA CON TACON DE MIZADO**

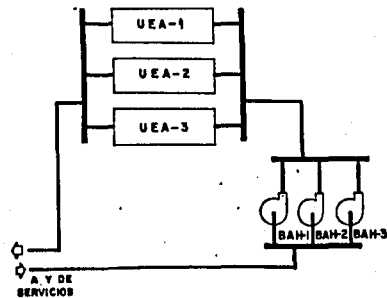
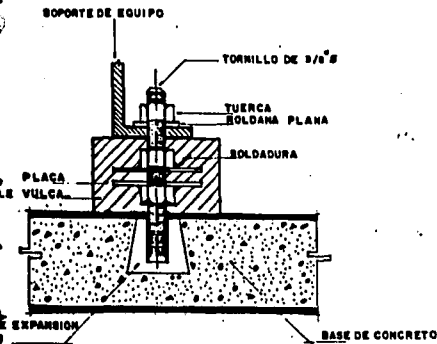


**ELEVACION**

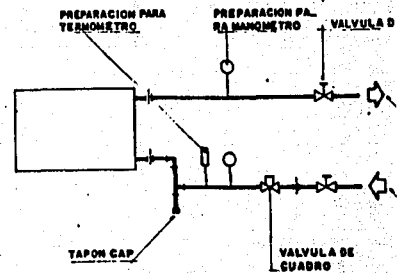
**DETALLE DE INSTALACION DE VENTILADOR DE EXTRACCION EN AZOTEA**



**CONEXION A BOMBAS**



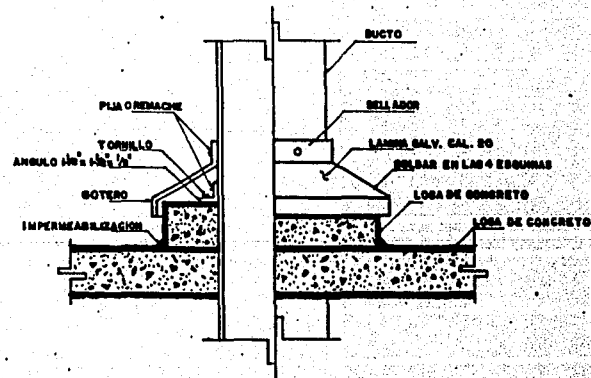
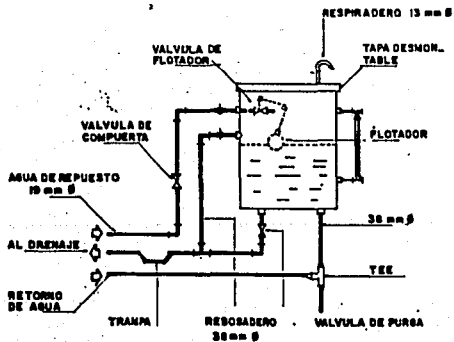
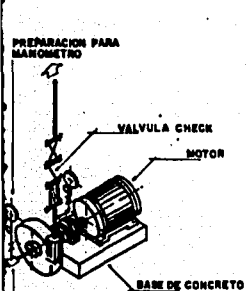
UEA-UNIDAD ENFRIADORA DE AGUA  
BAH-BOMBAS DE AGUA HELADA



VIBRATORIA CON TACON DE HULE

DIAGRAMA DE FLUJO SISTEMA DE AGUA HELADA

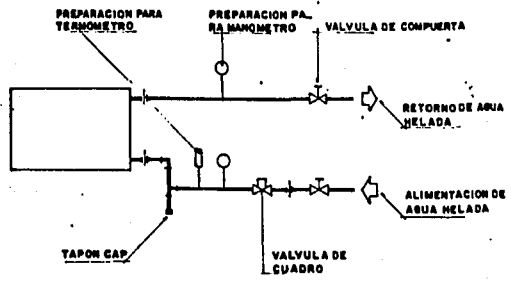
CONEXION A SERPENTIN DE AGUA HELADA EN MULTIZONA.



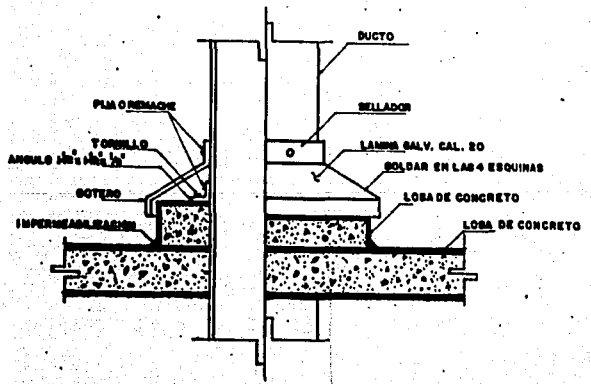
A BOMBAS

CONEXIONES TANQUE DE EXPANSION ABIERTO

PASO DE DUCTO EN LOSA EXTERIOR



**AGUA HELADA CONEXION A SERPENTIN DE AGUA HELADA EN MULTIZONA.**



**PASO DE DUCTO EN LOSA EXTERIOR**

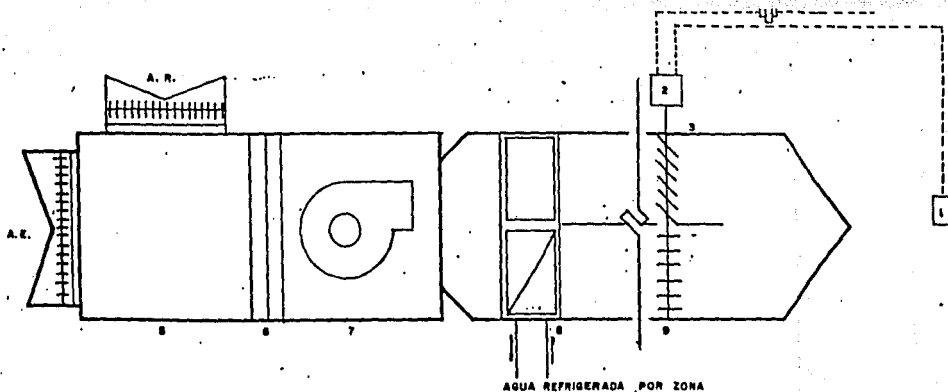
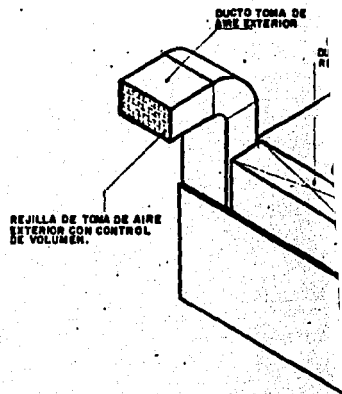


DIAGRAMA DE CONTROL UMA TIPO MULTIZONA

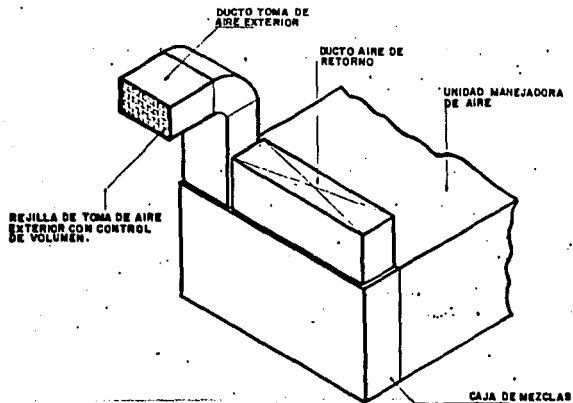
SIMBOLOGIA:

- 1-TERMOSTATO MODULANTE DE CUARTO
- 2-MOTOR MODULANTE PARA COMPUERTA
- 3-JUNTO DE ACCESORIOS PARA COMPUERTAS
- 4-TRANSFORMADOR
- 5-SECCION DE MEZCLAS
- 6-SECCION DE FILTROS
- 7-SECCION DE VENTILADOR
- 8-SECCION DE SERPENTINES
- 9-SECCION DE COMPUERTAS

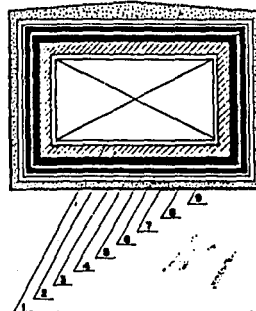
A.E. AIRE EXTERIOR  
A.R. AIRE DE RETORNO



INSTALACION DE TOMA DE AIRE EXTERIOR



**INSTALACION DE TOMA DE AIRE EXTERIOR UMAS**



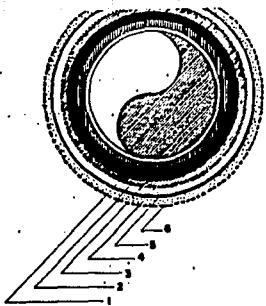
- |   |                     |
|---|---------------------|
| 1- DUCTO DE LAMINA GALVANIZADA            | 6- BELLADOR         |
| 2- AISLAMIENTO FIBRA DE VIDRIO 2" ESPESOR | 7- METAL DESPLEGADO |
| 3- PAPEL KRAFT UNA CAPA                   | 8- ASBESTO CEMENTO  |
| 4- FOL DE ALUMINIO                        | 9- PINTURA VINILICA |
| 5- PAPEL KRAFT UNA CAPA                   |                     |

**AISLAMIENTO DUCTO EXTERIOR**



- |                                |
|--------------------------------|
| 1- TUBERIA                     |
| 2- AISLAMIENTO POLIESTERENO 2" |
| 3- BELLADOR EN JUNTAS          |
| 4- CINTILLOS DE SUJECION 2 00  |
| 5- LAMINA GALVANIZADA CAL. 2   |
| 6- CINTILLOS DE SUJECION 2 00  |
- AISLAMIENTO DE 1**





- 6- BELLADOR ...  
 7- METAL DESPLEGADO  
 8- ASBESTO CEMENTO  
 9- PINTURA VINILICA

- 1- TUBERIA  
 2- AISLAMIENTO POLIESTIRENO EXPANDIDO 1 1/2 ESPESOR  
 3- BELLADOR EN JUNTAS  
 4- CHYLLLOS DE SUJECION 2 50 CMS  
 5- LAMINA GALVANIZADA CAL 25  
 6- CHYLLLOS DE SUJECION 2 50 CMS  
**AISLAMIENTO DE TUBERIA**

EXTERIOR

**INSTALACION DE AIRE ACONDICIONADO.**

SUBDIRECCION GENERAL DE PROYECTOS Y OBRAS		Aeropuertos y Servicios Auxiliares.
AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS S.C.S REMODELACION EDIFICIO TERMINAL.		CLASE DE <b>ADFO</b>
<b>DETALLES TIPO</b>		NO DE PROYECTO <b>SP-68-88</b>
DIRECTOR GENERAL <b>LIC. ALFONSO MARTINEZ DOMINEZ</b>	SUBDIRECTOR GENERAL DE PROYECTOS Y OBRAS <b>ING. RENE ESTEBANEN GUTIERREZ</b>	
GERENTE <b>ABD. BRAULIO MARTINEZ CALDERON</b>	SUBGERENTE <b>ABD. BERNARDO RAMOS BENDOLA</b>	PLANO ARCHIVO
JEFE DE DEPARTAMENTO <b>ING. JORGE RAMON SANTAN</b>	INSPECTOR <b>TRANSFUTURA ARMATECTOS</b>	FECHA MARCH 1967
REVISOR <b>TRANSFUTURA ARMATECTOS</b>	REVISOR <b>ABD. OCTAVIO PONCE</b>	ESCALA

## DESCRIPCION DE PROYECTO ALTERNATIVO

Este proyecto, consiste en acondicionar el edificio terminal del aeropuerto internacional de Los Cabos, mediante equipos divididos de "expansión directa", que incluye el equipo de manejo de aire y condensadores de tipo integral, además de los equipos requeridos para ventilación mecánica para los sanitarios del edificio terminal.

Los sistemas de expansión directa, para acondicionamiento de aire o refrigeración, son los que emplean tuberías de refrigerante instaladas en la obra que interconectan los diferentes componentes del sistema, como en este caso lo son las manejadoras de aire y las condensadoras de tipo integral.

En este tipo de instalaciones, mientras más alejados los condensadores con sus respectivos compresores de los evaporadores menos económica resultará la instalación.

Este tipo de sistemas, requiere de menos controles para su funcionamiento, haciendolos comparativamente más baratos que un sistema de agua refrigerada.

En este proyecto, se utilizaran equipos de manejo de aire de tipo unizona y condensadores de tipo integral con su compresor integrado en la condensadora. El equipo que se utilizará para la ventilación de los sanitarios, se plantea con ventiladores de tipo centrifugo, como se planteo en el proyecto de ASA.

La zonificación del edificio será, en 6 zonas, en cada zona habrá una manejadora de aire, con su respectiva condensadora o condensadoras, las cuales estarán conectadas mediante tuberías de refrigerante teniendo su cuarto individual de máquinas cada sistema de acondicionamiento de aire.

ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA

## SN. JOSE DEL CABO BC.

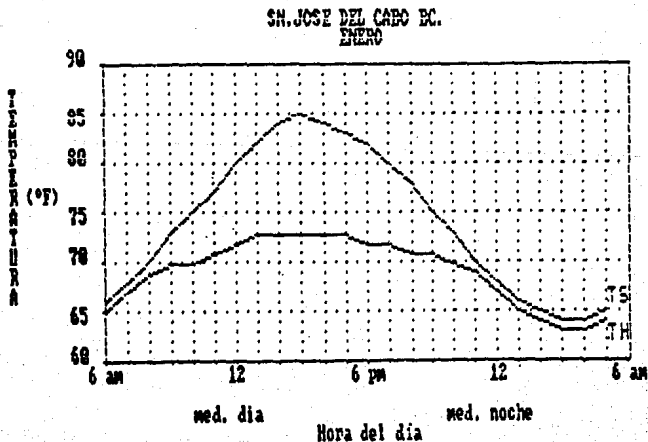
Latitud..... 23 N  
 Altitud..... 50 ft  
 Temperatura seca de disio en verano .. 95.0 °F  
 Temperatura húmeda de disio en verano. 78.8 °F  
 Variación diaria..... 22.0 °F  
 Temperatura seca de disio en invierno. 56.0 °F

(((((((((((()))))))))))))  
 SN. JOSE DEL CABO BC.  
 ENERO  
 (((((((((((()))))))))))))

Todas las temperaturas en °F

T. seca		T. húmeda		T. seca		T. húmeda	
5AM	56.0	65.0	62.0	5PM	82.0	71.8	
7	68.0	67.0	7	80.0	71.8		
8	70.0	68.8	8	78.0	70.8		
9	73.0	69.8	9	75.0	70.8		
10	75.0	69.8	10	73.0	69.8		
11	77.0	70.8	11	70.0	69.0		
12	80.0	71.8	12	68.0	67.0		
1PM	82.0	72.8	1AM	66.0	65.0		
2	84.0	72.8	2	65.0	64.0		
3	85.0	72.8	3	64.0	63.0		
4	84.0	72.8	4	64.0	63.0		
5	83.0	72.8	5	65.0	64.0		

Número de días : 23



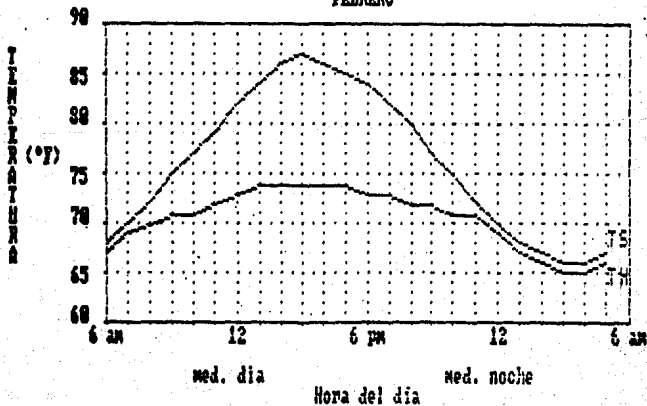
((((((0))))))  
 SN. JOSE DEL CABO BC.  
 FEBRERO  
 ((((((0))))))

Todas las temperaturas en °F

	T. seca	T. húmeda	*		T. seca	T. húmeda	*
6AM	68.0	67.0	*	6PM	84.0	72.8	*
7	70.0	69.0	*	7	82.0	72.8	*
8	72.0	69.8	*	8	80.0	71.8	*
9	75.0	70.8	*	9	77.0	71.8	*
10	77.0	70.8	*	10	75.0	70.8	*
11	79.0	71.8	*	11	72.0	70.8	*
12	82.0	72.8	*	12	70.0	69.0	*
1PM	84.0	73.8	*	1AM	68.0	67.0	*
2	86.0	73.8	*	2	67.0	66.0	*
3	87.0	73.8	*	3	66.0	65.0	*
4	86.0	73.8	*	4	66.0	65.0	*
5	85.0	73.8	*	5	67.0	66.0	*

Número de días : 20

SN. JOSE DEL CABO BC.  
 FEBRERO



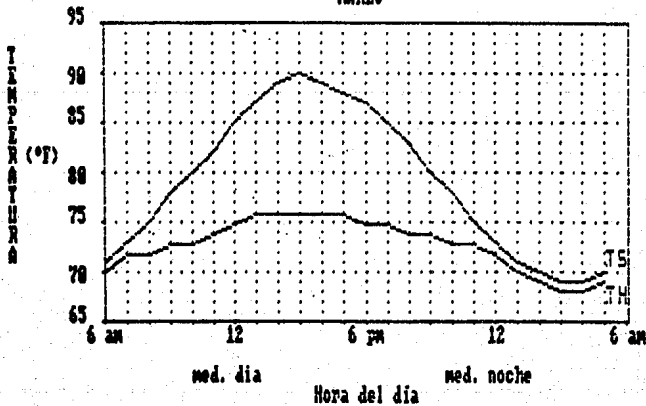
((((((((((O))))))))))  
 SN. JOSE DEL CABO BC.  
 MARZO  
 (((((((((((O))))))))))

Todas las temperaturas en °F

T. seca		T. húmeda		T. seca		T. húmeda	
6AM	71.0	70.0	6PM	87.0	87.0	74.8	74.8
7	73.0	71.8	7	85.0	85.0	74.8	74.8
8	75.0	71.8	8	83.0	83.0	73.8	73.8
9	78.0	72.8	9	80.0	80.0	73.8	73.8
10	80.0	72.8	10	78.0	78.0	72.8	72.8
11	82.0	73.8	11	75.0	75.0	72.8	72.8
12	85.0	74.8	12	73.0	73.0	71.8	71.8
1PM	87.0	75.8	1AM	71.0	71.0	70.0	70.0
2	89.0	75.8	2	70.0	70.0	69.0	69.0
3	90.0	75.8	3	69.0	69.0	68.0	68.0
4	89.0	75.8	4	69.0	69.0	68.0	68.0
5	88.0	75.8	5	70.0	70.0	69.0	69.0

Número de días : 23

SN. JOSE DEL CABO BC.  
 MARZO

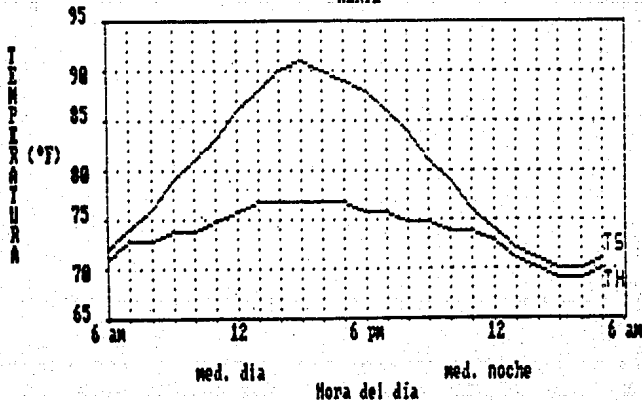


((((((((0))))))))  
 SN. JOSE DEL CABO BC.  
 ABRIL.  
 (((((((((0))))))))

Todas las temperaturas en °F

T. seca		T. húmeda	*	T. seca		T. húmeda
6AM	72.0	71.0	*	6PM	88.0	75.8
7	74.0	72.8	*	7	86.0	75.8
8	76.0	72.8	*	8	84.0	74.8
9	79.0	73.8	*	9	81.0	74.8
10	81.0	73.8	*	10	79.0	73.8
11	83.0	74.8	*	11	76.0	73.8
12	86.0	75.8	*	12	74.0	72.8
1PM	88.0	76.8	*	1AM	72.0	71.0
2	90.0	76.8	*	2	71.0	70.0
3	91.0	76.8	*	3	70.0	69.0
4	90.0	76.8	*	4	70.0	69.0
5	89.0	76.8	*	5	71.0	70.0
Número de días : 22						

SN. JOSE DEL CABO BC.  
 ABRIL

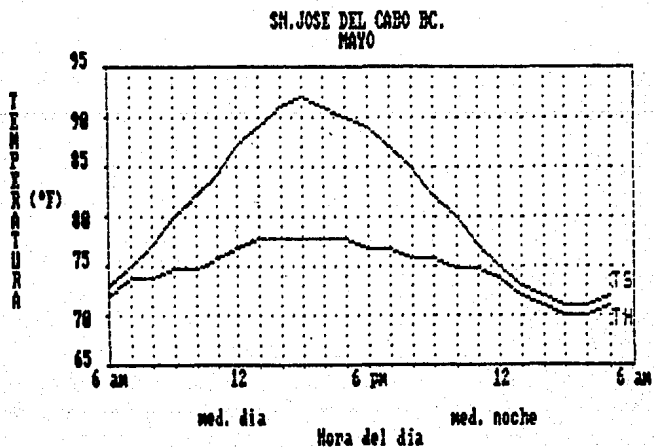


((((((((((()))))))))  
 SN. JOSE DEL CABO BC.  
 MAYO  
 (((((((((()))))))))

Todas las temperaturas en °F

	T. seca	T. húmeda	*		T. seca	T. húmeda
6AM	73.0	72.0	*	6PM	89.0	76.8
7	75.0	73.8	*	7	87.0	76.8
8	77.0	73.8	*	8	85.0	75.8
9	80.0	74.8	*	9	82.0	75.8
10	82.0	74.8	*	10	80.0	74.8
11	84.0	75.8	*	11	77.0	74.8
12	87.0	76.8	*	12	75.0	73.8
1PM	89.0	77.8	*	1AM	73.0	72.0
2	91.0	77.8	*	2	72.0	71.0
3	92.0	77.8	*	3	71.0	70.0
4	91.0	77.8	*	4	71.0	70.0
5	90.0	77.8	*	5	72.0	71.0

Número de días : 23



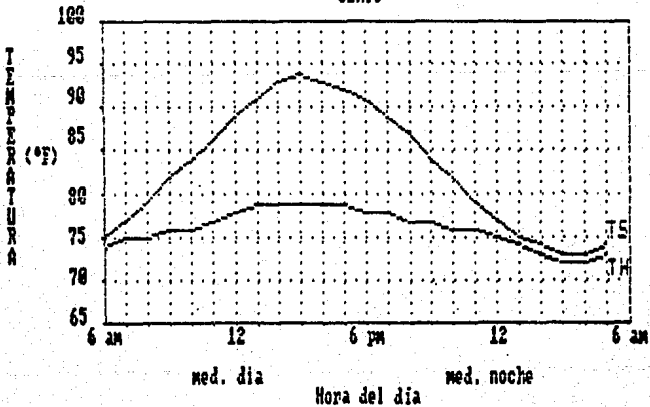
((((((((((((()))))))))))))  
SN. JOSE DEL CABO BC.  
JUNIO  
((((((((((((()))))))))))))

Todas las temperaturas en °F

	T. seca	T. húmeda	*		T. seca	T. húmeda
6AM	75.0	73.8	*	6PM	91.0	77.8
7	77.0	74.8	*	7	89.0	77.8
8	79.0	74.8	*	8	87.0	76.8
9	82.0	75.8	*	9	84.0	76.8
10	84.0	75.8	*	10	82.0	75.8
11	86.0	76.8	*	11	79.0	75.8
12	89.0	77.8	*	12	77.0	74.8
1PM	91.0	76.8	*	1AM	75.0	74.0
2	93.0	76.8	*	2	74.0	73.0
3	94.0	76.8	*	3	73.0	72.0
4	93.0	76.8	*	4	73.0	72.0
5	92.0	76.8	*	5	74.0	73.0

Número de días : 22

SN. JOSE DEL CABO BC.  
JUNIO



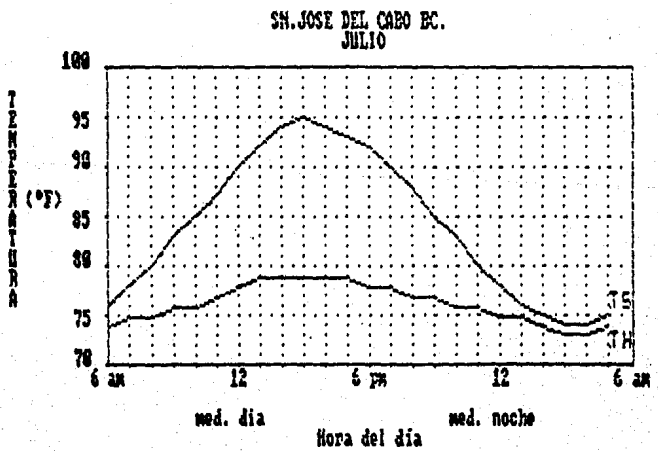


((((((((((((()))))))))))))  
 SN. JOSE DEL CABO BC.  
 JULIO  
 (((((((((((((()))))))))))))

Todas las temperaturas en °F

	T. seca	T. húmeda	*		T. seca	T. húmeda
6AM	76.0	73.8	*	6PM	92.0	77.8
7	78.0	74.8	*	7	90.0	77.8
8	80.0	74.8	*	8	88.0	76.8
9	83.0	75.8	*	9	85.0	76.8
10	85.0	75.8	*	10	83.0	75.8
11	87.0	76.8	*	11	80.0	75.8
12	90.0	77.8	*	12	78.0	74.8
1PM	92.0	78.8	*	1AM	76.0	74.8
2	94.0	78.8	*	2	75.0	73.8
3	95.0	78.8	*	3	74.0	73.0
4	94.0	78.8	*	4	74.0	73.0
5	93.0	78.8	*	5	75.0	73.8

Número de días : 23

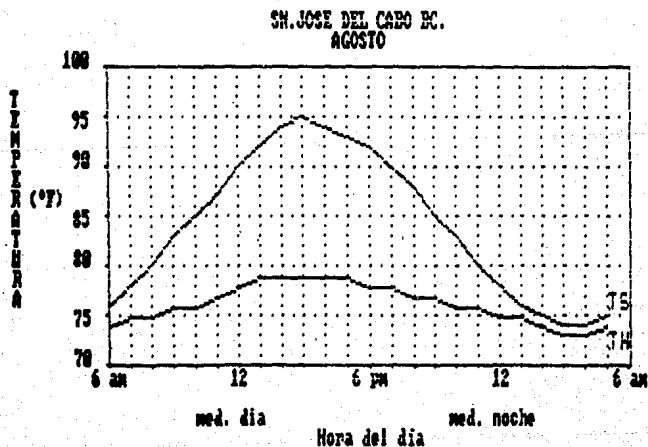


((((((((((()))))))))))  
 SN. JOSE DEL CABO BC.  
 AGOSTO  
 (((((((((((()))))))))))

Todas las temperaturas en °F

	T. seca	T. húmeda	*		T. seca	T. húmeda
6AM	76.0	73.8	*	6PM	92.0	77.8
7	78.0	74.8	*	7	90.0	77.8
8	80.0	74.8	*	8	88.0	76.8
9	83.0	75.8	*	9	85.0	76.8
10	85.0	75.8	*	10	83.0	75.8
11	87.0	76.8	*	11	80.0	75.8
12	90.0	77.8	*	12	78.0	74.8
1PM	92.0	78.8	*	1AM	76.0	74.8
2	94.0	78.8	*	2	75.0	73.8
3	95.0	78.8	*	3	74.0	73.0
4	94.0	78.8	*	4	74.0	73.0
5	93.0	78.8	*	5	75.0	73.8

Numero de días : 23



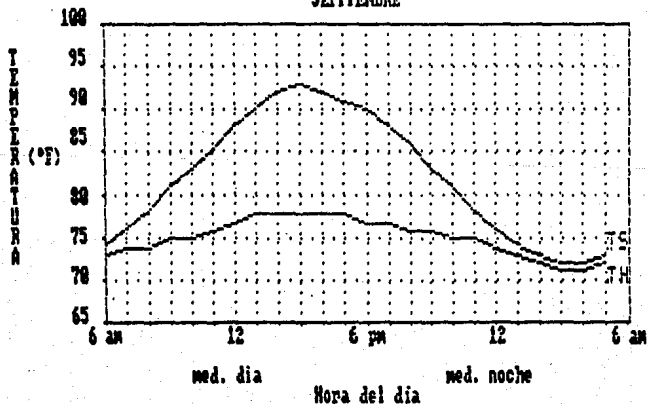
((((((((((((())))))))))))))  
 SN. JOSE DEL CABO BC.  
 SEPTIEMBRE  
 (((((((((((((())))))))))))))

Todas las temperaturas en °F

-----*			-----*			
	T. seca	T. húmeda	*	T. seca	T. húmeda	
6AM	74.0	72.8	*	6PM	90.0	76.8
7	76.0	73.8	*	7	88.0	76.8
8	78.0	73.8	*	8	86.0	75.8
9	81.0	74.8	*	9	83.0	75.8
10	83.0	74.8	*	10	81.0	74.8
11	85.0	75.8	*	11	78.0	74.8
12	88.0	76.8	*	12	76.0	73.8
1PM	90.0	77.8	*	1AM	74.0	73.0
2	92.0	77.8	*	2	73.0	72.0
3	93.0	77.8	*	3	72.0	71.0
4	92.0	77.8	*	4	72.0	71.0
5	91.0	77.8	*	5	73.0	72.0

Número de días : 22

SN. JOSE DEL CABO BC.  
 SEPTIEMBRE

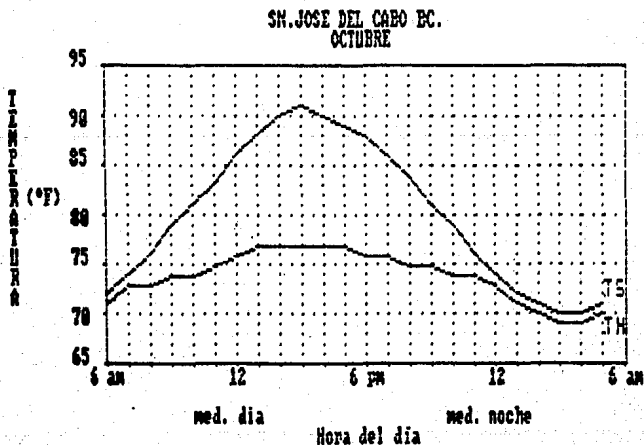


((((((((((O))))))))))  
 SN. JOSE DEL CABO BC.  
 OCTUBRE  
 (((((((((((O))))))))))

Todas las temperaturas en °F

	T. seca	T. húmeda	*		T. seca	T. húmeda
6AM	72.0	71.0	*	6PM	88.0	75.8
7	74.0	72.8	*	7	86.0	75.8
8	75.0	72.8	*	8	84.0	74.8
9	79.0	73.8	*	9	81.0	74.8
10	81.0	73.8	*	10	79.0	73.8
11	83.0	74.8	*	11	76.0	73.8
12	86.0	75.8	*	12	74.0	72.8
1PM	88.0	76.8	*	1AM	72.0	71.0
2	90.0	76.8	*	2	71.0	70.0
3	91.0	76.8	*	3	70.0	69.0
4	90.0	76.8	*	4	70.0	69.0
5	89.0	76.8	*	5	71.0	70.0

Número de días : 23

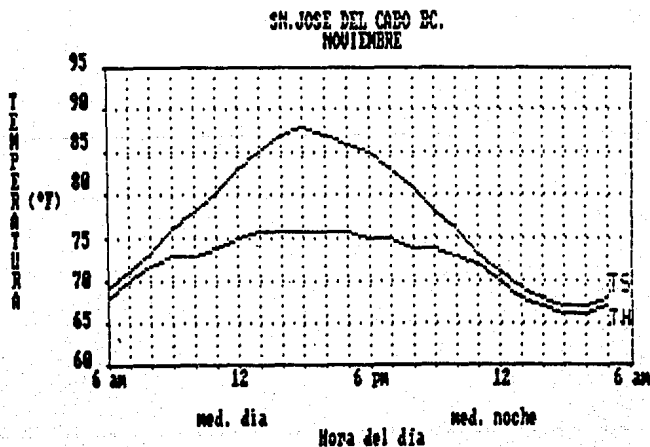


((((((((((((((())))))))))))))  
 SN. JOSE DEL CABO BC.  
 NOVIEMBRE  
 (((((((((((((((((()))))))))))))))

Todas las temperaturas en °F

	T. seca	T. húmeda	*		T. seca	T. húmeda
6AM	69.0	68.0	*	6PM	85.0	74.8
7	71.0	70.0	*	7	83.0	74.8
8	73.0	71.8	*	8	81.0	73.8
9	76.0	72.8	*	9	78.0	73.8
10	78.0	72.8	*	10	76.0	72.8
11	80.0	73.8	*	11	73.0	72.0
12	83.0	74.8	*	12	71.0	70.0
1PM	85.0	75.8	*	1AM	69.0	68.0
2	87.0	75.8	*	2	68.0	67.0
3	88.0	75.8	*	3	67.0	66.0
4	87.0	75.8	*	4	67.0	66.0
5	86.0	75.8	*	5	68.0	67.0

Número de días : 22





CRITERIO DE UTILIZACION DEL  
EDIFICIO TERMINAL DEL  
AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS  
CABOS, BAJA CALIFORNIA SUR  
MEXICO

CRITERIO # 6

PARA CARACTERISTICAS DEL EDIFICIO / CALCULO DE LA CARGA TERMICA MAXIMA  
ANALISIS DE LAS CARGAS TERMICAS!

HORA RUNNING	% DE CARGA		HORA RUNNING	% DE CARGA
	-----			-----
6	0		18	60
7	0		19	40
8	10		20	60
9	10		21	90
10	10		22	100
11	20		23	100
12	30		0	100
13	40		1	80
14	60		2	60
15	80		3	0
16	100		4	0
17	80		5	0

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988



DESCRIPCION COEFICIENTE GLOBAL DE  
TRANSMISION DE CALOR

U = Coeficiente de transmisión global, generalmente expresado en BTU por ( hora) (pie cuadrado)(grado Farenheit), diferencia de temperatura entre el aire exterior y el aire interior de una pared, piso, techo o azotea. Este término es aplicado, a las combinaciones usuales de materiales y también a materiales individuales como lo es el vidrio, este coeficiente es mas comúnmente conocido como "U".

K = Conductividad Térmica, es el tiempo que tarda en fluir el calor a través de un material homogéneo bajo condiciones de estado estables, por unidad de área, por unidad de gradiente de temperatura en dirección perpendicular a una superficie isoterma, sus unidades BTU por (hora)(pie cuadrado)(grado Farenheit por pulgada de espesor).

C = Conductancia Térmica, es el tiempo que tarda en fluir el calor, expresado en BTU por (hora) (pie cuadrado)(grado Farenheit promedio diferencia de temperatura entre las dos superficies).

f = Película o Superficie de Conductancia, es el tiempo que tarda el intercambio de calor, ya sea por radiación, conducción o convección, por unidad de área y sus contornos. Se expresa generalmente en BTU por (hora)(pie cuadrado de superficie)(grado Farenheit diferencia de temperatura).

a = Conductancia Térmica de un Espacio de Aire, es el tiempo que tarda en fluir el calor por unidad de área de un espacio de aire por unidad de diferencia de temperatura entre las superficies de frontera. Se expresa generalmente en BTU por (hora)(pie cuadrado de área)(grado Farenheit).

R = Resistencia Térmica, es el recíproco del coeficiente global de transmisión de calor, como se expreso para "U, C, f o a". Sus unidades son grados Farenheit por BTU por (hora)(pie cuadrado).

Para los cálculos, se utilizan las siguientes formulas:

a)  $R_t = R_1 + R_2 + \dots + R_n$   
donde  $R_1, R_2, \text{ etc.}$ , son las resistencias individuales de los componentes de la construcción y  $R_t$  sera la resistencia total de la construcción.

b) Para una pared, con un solo material homogéneo con una conductividad K y un espesor x con unos coeficientes de superficie  $f_i$  y  $f_o$ .

$$R_T = 1 / f_i + x / K + 1 / f_o$$

Entonces por definición  $U = 1 / R_T$

c) Para una pared con espacio de aire, construida con dos materiales homogéneos con conductividad  $K_1$  y  $K_2$ , espesores  $x_1$  y  $x_2$ , separadas por un espacio de aire de conductancia a.

$$R_T = 1 / f_i + x_1 / K_1 + 1 / a + x_2 / K_2 + 1 / f_o$$

Entonces por definición  $U = 1 / R_T$

En las siguientes páginas, se muestra una tabla con los valores de conductividad, conductancia y resistencia de materiales de construcción y aislamiento.

RESISTENCIA TÉRMICA R—MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y DE AISLAMIENTO  
(°C·m<sup>2</sup>·h/kcal)

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	Espesor (mm)	Peso específico (kg/m <sup>3</sup> )	RESISTENCIA R	
				Por m de espesor	Por el espesor convencional = a 10 <sup>mm</sup>
MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN					
PANELES O PLACAS	Fibrocemento		1920	3,0	
	Yeso o cemento		800	7,3	
	Concreto		2400	15,3	
	Madera		416	19,2	
	Fibra de madera, Homogénea o en chapas		416	19,1	
	Fibra de madera compactada		1648	5,0	
	Madera, Fino o blanco		212	18,9	
PAPEL DE CONSTRUCCIÓN	Filtro permeable		"	"	12
	Filtro impermeable		"	"	24
	Estado plástico		"	"	Despreciable
MADERA	Arce, encino o especies duras		720	7,3	
	Fino, seco o especies blandas		416	18,1	
ELEMENTOS DE ALBAÑILERÍA	Ladrillo ordinario		1920	14,4	
	Ladrillo de paramento		2000	1,0	
	Ladrillo hueco:				
	1 alvéolo	75	940	"	164
	1 alvéolo	100	740	"	226
	2 alvéolos	130	600	"	312
	2 alvéolos	200	720	"	379
	2 alvéolos	330	672	"	453
	3 alvéolos	300	640	"	520
	Aglomerados huecos, 3 Alvéolos ovales, Arena y grava.	75	1216	"	82
		100	1116	"	143
		130	1024	"	166
		200	1024	"	227
		300	1060	"	343
	Hormigón de escorias	75	1080	"	176
		100	940	"	222
		130	844	"	269
		200	876	"	353
		300	840	"	363
	Hormigón ligero (Puzolana, perlas, etc.)	75	940	"	266
		100	823	"	289
		200	740	"	410
		300	680	"	413
Baldosa de yeso					
Muestras	75	720	"	339	
4 alvéolos	75	640	"	377	
3 alvéolos	100	600	"	344	
Piedra calcárea o silíceas		2400	6,64		

FUENTE: HANDBOOK OF AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN, 1970

RESISTENCIA TÉRMICA R — MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y DE AISLAMIENTO (Cont.)  
(°C·m<sup>2</sup>·h/kcal)

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	Espesor (mm)	Peso específico (kg/m <sup>3</sup> )	RESISTENCIA R	
				Por m de espesor	Por el espesor considerado — a 10°
MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN					
HORMIGÓN	Mortero de cemento		1954	1,8	
	Tarugos de madera 12,8 % aglomerados con yeso, 87,8 %		815	4,8	
	Homogenea ligera		1700	1,3	
	Plancha, puzolana		1400	5,2	
	Calculars		1380	3,2	
	Vermiculita, perlita		980	4,7	
			648	6,9	
			490	9,9	
			330	15,8	
	Hormigón de arena y grava o piedra (secado al horno)		2240	0,90	
	Hormigón de arena y grava o piedra (no secado)		2240	4,45	
	Escayola		1954	1,8	
ENLUCIDOS	Cemento		1954	1,8	
	Yeso:				
	ligero		730	5,3	
	ligero sobre entramado metálico		730	5,3	
	perla		730	5,4	
	arena		1480	1,4	
	arena sobre entramado metálico		1480	1,4	
arena sobre entramado de madera		730	4,7	82	
MATERIALES PARA TICHUMBRES	Placas de hincaviento		1930		43
	Asfalto		1120		30
	Baldosa de asfalto		1120		99
	Revestimiento de terrazo o esmalte		1120	7,3	
	Tejas planas		2316		10
	Metal en chapa		648	Despreciable	
	Madera en planchas				192
MATERIALES DE REVESTIMIENTO (superficies planas)	Madera espesor sencillo				178
	Madera espesor doble				246
	Madera sobre panel aislante 10 mm				237
	Fibrasceposito 6 mm, con revestimiento				42
	Enfucido de asfalto				20
	Baldosa de esmalte 12 mm				276
	Planchas 25 x 200				112
	Planchas baldosas, con revestimiento 13 x 200				166
	Planchas baldosas, con revestimiento 20 x 280				213
	Concretoalzado con revestimiento 10 mm				121
Vidrio de esmeral				30	
REVESTIMIENTO DEL SUELO	Losas de asfalto		1930	3,6	
	Alfombra y alfombrillado de caucho				210
	Baldosa cerámica				232
	Baldosa de cerámica			6,63	
	Fletra		488	17,9	
	Adobes				12,3
	Ladrillos			3,2	
	Seguros de contraplacado		1380	3,2	
	Baldosa de caucho o plástico		546	16,7	
	Terramotta		1740	1,9	
	Seguros de madera		2240	6,63	
	Parquet de madera		312	16,2	
	Parquet de madera dura		730	7,4	

RESISTENCIA TÉRMICA R - MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y DE AISLAMIENTO (Cont.)  
(°C·m<sup>2</sup>·h/kcal)

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	Espesor (mm)	Peso específico (kg/m <sup>3</sup> )	RESISTENCIA R			
				Por m <sup>2</sup> de espesor	Por el espesor convencional = 10 <sup>-1</sup>		
<b>MATERIALES AISLANTES</b>							
COLCHÓN O ALMOHADILLADO *	Fibra de algodón		15 - 22	11,0			
	Lana mineral fibrosa (de roca, escoria o vidrio)		34 - 64	39,9			
	Fibra de madera Fibra de madera con varias capas unidas con aceites y resinas		23 - 29 34 - 22	23,2 29,9			
PANELES Y LOSAS	Fibra de vidrio		132	23,2			
	Fibra de madera o de tela Laminas acústicas Revestimiento interior (lana, amoníaco, parafina)		238 249	19,3 23,9			
	Substrato Impregnado o envasado		200	21,9			
	Espuma de vidrio Panel de corcho (sin aglomerado) Suelas de corcho (aglomerado de azúcar) Espuma de plátano Vivitas de madera (en paneles prefabricados)		141 164 - 139 136 36 22	26,1 29,9 24,2 27,4 14,7			
	MATERIALES DE RELLENO	Papel recortado o tejido Fibra de madera (sencilla o plisa) Lana mineral (lana, escoria o vidrio) Surtos o vivitas de madera Varios tipos dependiente		45 - 55 25 - 35 120 - 149 112	26,6 24,9 17,9 14,9		
	AISLAMIENTO PARA TECHUMBRES	Todos los tipos Prefabricado para utilización en subtejas		239	23,6		
<b>AIRE</b>							
LÁMINA DE AIRE	Pasado horizontal	Faja de color					
		secundario (inverso)	20 - 100		174		
	"	" (verso)	20 - 100	136	148		
	"	distancias (inverso)	20		209		
	"	" "	40		234		
	"	" "	100		252		
	"	" "	200		264		
	"	" (verso)	20		174		
	"	" "	40		211		
	"	" "	100		252		
	Inclinación de 45°	secundario (inverso)	20 - 100		183		
	"	distancias (verso)	20 - 100		152		
	vertical	horizontal (inverso)	20 - 100		199		
"	" (verso)	20 - 100		174			
CONVECCIÓN	Pasado horizontal	Faja de color					
		secundario	---	---	---	121	
	Aire quente	Inclinación 45°	"	---	---	---	127
		vertical	horizontal	---	---	---	149
		Inclinación 45°	secundario	---	---	---	149
	Viento de 29 km/h	horizontal	"	---	---	---	160
			"	---	---	---	190
Viento de 12 km/h	Todos los posiciones (inverso)	Todos los direcciones				26	
Viento de 12 km/h	Todos las posiciones (verso)	Todos las direcciones				32	

\* Incluidos los casos especiales de papel sobre uno o dos caras. Si el aislamiento contiene una lámina de aire véase tabla 21.

**CALCULO DE COEFICIENTES GLOBALES  
DE TRANSMISION DE CALOR**

Los coeficientes estarán expresados en las siguientes unidades:  
BTU/hr (grado fahrenheit) / pie cuadrado

**MURO DE TABIQUE LIGERO**

1. PELICULA DE AIRE EXTERIOR-----	0.47
2. APLANADO DE MEZCLA DE 5/8" DE ESPESOR-----	0.39
3. BLOCK DE CONCRETO-----	1.11
4. ACABADO DE YESO INTERIOR DE 5/8" DE ESPESOR--	0.39
5. PELICULA DE AIRE INTERIOR-----	0.68

R= 2.74

$$U = 1 / R = 1 / 2.74 = 0.36$$

**AZOTEA**

1. PELICULA DE AIRE EXTERIOR-----	0.17
2. IMPERMEABILIZANTE DE 1/8" DE ESPESOR-----	0.33
3. RELLENO DE TEZONTLE DE 3" DE ESPESOR-----	0.47
4. LOSA DE CONCRETO DE 6" DE ESPESOR-----	0.48
5. ESPACIO DE AIRE-----	0.99
6. PLAFON RETICULAR DE YESO DE 3/4" DE ESPESOR--	0.13
7. PELICULA DE AIRE INTERIOR-----	0.92

R= 3.45

$$U = 1 / R = 1 / 3.45 = 0.29$$

VIDRIO DE 6 mm DE ESPESOR TIPO SOLAR U = 0.80  
FACTOR DE SOMBRA POR CORTINAS 0.64  
FACTOR SIN CORTINAS A LA SOMBRA 0.83

**OCUPANTES**

EL CALOR SENSIBLE Y LATENTE ESTARA EXPRESADO EN BTU / hr

	SENSIBLE	250	LATENTE	200
PASAJEROS SALA DE ESPERA PASIVOS	"	250	"	200
IDEM ANTERIOR PERO ACTIVOS	"	305	"	545
PASAJEROS AREA DE LLEGADA	"	375	"	625
IDEM ANTERIOR PERO PASIVOS	"	275	"	275
NOZOS Y MESEROS	"	375	"	625
CONENSALES RESTAURANTE	"	275	"	275

DESCRIPCION DE LOS ELEMENTOS  
QUE FORMAN EL EDIFICIO TERMINAL  
DEL AEROPUERTO INTERNACIONAL DE  
LOS CABOS, BAJA CALIFORNIA SUR  
MEXICO

## CARRIER E20-II CHARACTERIST. DEL EDIFICIO

(SISTEMA ANGL0-BAJON)

## AER. LOS CASOS REV1

NUMERO DE ELM..... 243  
 COLOR DEL MURO..... CLARO  
 COLOR DE LA CUBIERTA... CLARO

\*\*\* LOS COEFICIENTES U SON : (BTU/hr.°F.ft) \*\*\*  
 \*\*\* LAS CARGAS SENSIBLES Y LATENTES SON : (BTU/hr) \*\*\*

## ELEMENTOS DE SOMBRA :

ANCHURA DE LA VENTANA..... 36 in  
 ALTURA DE LA VENTANA..... 147 in  
 ALTURA DE LA CORNISA SOBRE LA VENTANA.. 4 in  
 VOLADIZO DE LA CORNISA..... 120 in

## MUR0S :

ELM.	ESPACIO	AREA(ft <sup>2</sup> )	COEF.U	LINEA
1	1	455.0	0.36	11
2	2	427.0	0.36	11
3	2	36.0	0.36	11
4	3	455.0	0.36	11
5	4	100.0	0.36	19
6	5	100.0	0.36	19
7	8	50.0	0.36	19
8	9	18.0	0.36	19
9	10	52.0	0.36	19

## MUR0S :

ELM.	ESPACIO	AREA(ft <sup>2</sup> )	COEF.U	LINEA
10	12	451.0	0.36	3
11	13	201.0	0.36	3
12	17	60.0	0.36	19
13	17	20.0	0.36	27
14	18	226.0	0.36	27
15	19	302.0	0.36	3
16	20	302.0	0.36	27
17	20	40.0	0.36	19
18	20	80.0	0.36	3
19	20	193.0	0.18	28
20	20	427.0	0.18	20
21	21	181.0	0.36	27
22	21	113.0	0.18	28
23	23	40.0	0.36	19
24	23	20.0	0.36	27
25	23	242.0	0.36	7
26	28	155.0	0.36	7
27	29	306.0	0.36	7
28	33	202.0	0.36	7
29	34	284.0	0.36	7
30	35	246.0	0.36	7
31	36	246.0	0.36	7
32	37	161.0	0.36	27
33	38	118.0	0.36	27
34	38	80.0	0.36	27
35	39	80.0	0.36	27
36	40	415.0	0.18	28
37	40	185.0	0.18	32
38	40	149.0	0.36	7
39	40	161.0	0.36	19
40	41	137.0	0.36	31
41	42	137.0	0.36	31
42	43	242.0	0.36	11
43	45	141.0	0.36	31
44	46	411.0	0.18	8
45	46	161.0	0.36	23
46	49	145.0	0.36	31
47	50	230.0	0.36	31

PERSONAS I

ELM.	ESPACIO	SENSIBLE	LATENTE	PERSONAS	CRITERIO No
1	1	305	545	40	6
2	1	250	200	110	6
3	2	250	200	110	6
4	2	305	545	40	6
5	3	305	545	25	6
6	3	250	200	75	6
7	4	250	200	4	6
8	4	250	200	4	6
9	5	250	200	4	6
10	6	250	200	4	6
11	7	250	200	4	6
12	8	250	200	80	6
13	9	250	200	100	6

PERSONAS I

ELM.	ESPACIO	SENSIBLE	LATENTE	PERSONAS	CRITERIO No
14	10	250	200	80	6
15	11	250	200	80	6
16	12	250	200	100	6
17	13	250	200	4	6
18	14	250	200	6	6
19	15	250	200	6	6
20	16	250	200	8	6
21	17	250	200	60	6
22	18	250	200	100	6
23	19	250	200	100	6
24	20	250	200	200	6
25	20	305	545	50	6
26	21	250	200	200	6
27	21	305	545	50	6
28	22	250	200	4	6
29	23	250	200	200	6
30	23	305	545	50	6
31	24	250	200	3	6
32	25	250	200	3	6
33	26	250	200	10	6
34	27	250	200	8	6
35	28	250	200	70	6
36	29	250	200	10	6
37	30	250	200	8	6
38	31	250	200	8	6
39	32	250	200	90	6
40	33	250	200	8	6
41	34	250	200	10	6
42	35	250	200	10	6
43	36	250	200	10	6
44	37	250	200	130	6
45	37	305	545	30	6
46	38	250	100	180	6
47	38	305	545	40	6
48	39	250	200	5	6
49	40	250	200	10	6
50	41	250	200	5	6
51	42	250	200	5	6
52	43	305	545	20	6
53	43	250	200	55	6
54	44	250	200	30	6
55	45	250	200	5	6

PERSONAS I

ELM.	ESPACIO	SENSIBLE	LATENTE	PERSONAS	CRITERIO No
56	46	250	200	3	6
57	47	250	200	20	6
58	48	305	545	50	6
59	48	250	200	20	6
60	49	250	200	3	6
61	50	250	200	15	6



## CUBIERTAS I

ELM.	ESPACIO	AREA (ft <sup>2</sup> )	COEF. U	LINEA
1	1	2154.0	0.29	37
2	2	1604.0	0.29	37
3	3	1479.0	0.29	37
4	4	61.0	0.29	37
5	5	64.0	0.29	37
6	6	64.0	0.29	37
7	7	62.0	0.29	37
8	8	1771.0	0.29	37
9	9	1872.0	0.29	37
10	11	2652.0	0.29	37
11	12	2082.0	0.29	37
12	13	188.0	0.29	37
13	18	516.0	0.29	37
14	21	3795.0	0.29	37
15	23	1807.0	0.29	37
16	28	516.0	0.29	37
17	30	253.0	0.29	37
18	31	304.0	0.29	37
19	32	2291.0	0.29	37
20	33	270.0	0.29	37
21	34	356.0	0.29	37
22	35	315.0	0.29	37
23	36	315.0	0.29	37
24	37	4439.0	0.29	37
25	38	5464.0	0.29	37
26	39	169.0	0.29	37
27	40	346.0	0.29	37
28	41	178.0	0.29	37
29	42	178.0	0.29	37
30	43	830.0	0.29	37
31	44	2130.0	0.29	37
32	45	252.0	0.29	37
33	46	218.0	0.29	37
34	47	734.0	0.29	37
35	48	1290.0	0.29	37
36	49	113.0	0.29	37
37	50	663.0	0.29	37

## VENTANAS I

ELM.	ESPACIO	AREA (ft <sup>2</sup> )	COEF. U	LINEA	FCY. DE G.B.
1	8	43.0	0.80	38	0.83
2	9	210.0	0.80	38	0.83
3	10	306.0	0.80	38	0.83
4	12	706.0	0.80	26	0.83
5	17	302.0	0.80	38	0.83
6	17	213.0	0.80	44	0.83
7	18	24.0	0.80	44	0.83
8	20	60.0	0.80	44	0.83
9	20	209.0	0.80	38	0.83
10	21	599.0	0.80	44	0.83
11	23	287.0	0.80	38	0.83
12	23	291.0	0.80	44	0.83
13	28	303.0	0.80	29	0.83
14	37	807.0	0.80	29	0.83
15	38	769.0	0.80	44	0.83
16	39	161.0	0.80	44	0.83

ILUMINACION I

<u>ELN</u>	<u>ESPACIO</u>	<u>AREA(ft<sup>2</sup>)</u>	<u>W/ft<sup>2</sup></u>	<u>LINEA</u>	<u>CRITERIO No</u>
1	1	2154.0	2.00	14	6
2	2	1604.0	2.00	14	6
3	3	1479.0	2.00	14	6
4	4	61.0	2.50	14	6
5	5	64.0	2.50	14	6
6	6	64.0	2.50	14	6
7	7	62.0	2.50	14	6
8	8	1771.0	2.00	14	6
9	9	2047.0	2.00	14	6
10	10	1313.0	2.00	14	6
11	11	3427.0	2.00	14	6
12	12	4019.0	2.00	14	6
13	13	188.0	2.50	14	6
14	14	815.0	2.50	14	6
15	15	209.0	2.50	14	6
16	16	361.0	2.50	14	6
17	17	1372.0	2.00	14	6
18	18	3351.0	2.00	14	6
19	19	365.0	2.50	14	6
20	20	5170.0	2.00	14	6
21	21	3795.0	2.00	14	6
22	22	82.0	3.50	14	6
23	23	447.0	2.00	14	6
24	24	185.0	3.50	14	6
25	25	93.0	2.50	14	6
26	26	305.0	2.50	14	6

ILUMINACION I

<u>ELN</u>	<u>ESPACIO</u>	<u>AREA(ft<sup>2</sup>)</u>	<u>W/ft<sup>2</sup></u>	<u>LINEA</u>	<u>CRITERIO No</u>
27	27	215.0	2.50	14	6
28	28	1626.0	2.00	14	6
29	29	378.0	2.50	14	6
30	30	253.0	2.50	14	6
31	31	304.0	2.50	14	6
32	32	2291.0	2.00	14	6
33	33	270.0	2.50	14	6
34	34	356.0	2.50	14	6
35	35	315.0	2.50	14	6
36	36	315.0	2.50	14	6
37	37	3729.0	2.00	14	6
38	38	5464.0	2.00	14	6
39	39	169.0	2.50	14	6
40	40	346.0	2.50	14	6
41	41	178.0	2.50	14	6
42	42	178.0	2.50	14	6
43	43	830.0	2.00	14	6
44	44	2130.0	2.00	14	6
45	45	252.0	2.50	14	6
46	46	218.0	2.50	14	6
47	47	1721.0	2.00	14	6
48	48	1290.0	2.00	14	6
49	49	113.0	2.50	14	6
50	50	663.0	2.50	14	6

TABIQUE 1

ELM.	ESPACIO	AREA(ft <sup>2</sup> )	COEF.U
1	1	504.0	0.36
2	3	565.0	0.36
3	4	92.0	0.36
4	5	121.0	0.36
5	9	435.0	0.36
6	11	150.0	0.36
7	12	100.0	0.36
8	13	213.0	0.36
9	15	100.0	0.36
10	16	302.0	0.36
11	16	516.0	0.36
12	17	302.0	0.36
13	18	1148.0	0.36
14	20	1364.0	0.36
15	21	460.0	0.36
16	22	190.0	0.36
17	23	343.0	0.36
18	24	165.0	0.36
19	37	99.0	0.36

TABIQUE 1

ELM.	ESPACIO	AREA(ft <sup>2</sup> )	COEF.U
20	38	60.0	0.36
21	39	121.0	0.36
22	40	72.0	0.36
23	41	141.0	0.36
24	42	141.0	0.36
25	43	141.0	0.36
26	43	150.0	0.36
27	44	141.0	0.36
28	45	149.0	0.36
29	46	145.0	0.36
30	50	197.0	0.36

CARGAS VARIAS 1

ELM.	ESPACIO	SENSIBLE	LATENTE	CRITERIO No.
1	20	19000	6000	6
2	21	19000	6000	6

LOCALES QUE COMPONEN EL  
EDIFICIO TERMINAL DE LOS  
CABOS, BAJA CALIFORNIA SUR  
MEXICO

**LOCALES QUE COMPONEN EL AEROPUERTO**  
**DE SAN JOSE DEL CABO B.C.S.**

A continuación se enlistan los locales de los cuales se compone el aeropuerto, y así distribuirlos en las diferentes zonas.

LOCAL 1  
RECLAMO DE EQUIPAJE INTERNACIONAL

LOCAL 2  
RECLAMO DE EQUIPAJE INTERNACIONAL Y NACIONAL

LOCAL 3  
RECLAMO DE EQUIPAJE NACIONAL

LOCAL 4  
PRIVADO DE AUTORIDAD AEROPORTUARIA

LOCAL 5  
PRIVADO DE AUTORIDAD AEROPORTUARIA

LOCAL 6  
PRIVADO DE AUTORIDAD AEROPORTUARIA

LOCAL 7  
PRIVADO DE AUTORIDAD AEROPORTUARIA

LOCAL 8  
MIGRACION

LOCAL 9  
TRANSITO NACIONAL

LOCAL 10  
ACCESO AEROPUERTO

LOCAL 11  
PASILLO

LOCAL 12  
VESTIBULO DE BIENVENIDA

LOCAL 13  
AERONAUTICA CIVIL

LOCAL 14  
TELEGRAFOS

LOCAL 15  
CORREOS

LOCAL 16  
CAS DE MONEDA

LOCAL 17  
TRANSITO INTERNACIONAL

LOCAL 18  
VESTIBULO DE BIENVENIDA

LOCAL 19  
LOCAL COMERCIAL

LOCAL 20  
SALA DE ULTIMA ESPERA INTERNACIONAL

LOCAL 21  
SALA DE ULTIMA ESPERA NACIONAL

LOCAL 22  
CABINA DE SONIDO

LOCAL 23  
SALA DE ESPERA

LOCAL 24  
CONMUTADOR

LOCAL 25  
OFICINA DE SEGURIDAD

LOCAL 26  
LOCAL COMERCIAL

LOCAL 27  
LOCAL COMERCIAL

LOCAL 28  
VESTIBULO

LOCAL 29  
LOCAL COMERCIAL

LOCAL 30  
LOCAL COMERCIAL

LOCAL 31  
LOCAL COMERCIAL

LOCAL 32  
VESTIBULO

LOCAL 33  
LOCAL COMERCIAL

LOCAL 34  
LOCAL COMERCIAL

LOCAL 35  
LOCAL COMERCIAL

LOCAL 36  
LOCAL COMERCIAL

LOCAL 37  
VESTIBULO DE BOLETAJE

LOCAL 38  
REVISION ADUANAL Y PASILLO

LOCAL 39  
ADUANA

LOCAL 40  
OFICINAS DE AEROLINEAS

LOCAL 41  
OFICINAS DE AEROLINEAS

LOCAL 42  
OFICINAS DE AEROLINEAS

LOCAL 43  
OFICINAS DE AEROLINEAS

LOCAL 44  
OFICINAS DE AEROLINEAS

LOCAL 45  
OFICINAS DE AEROLINEAS

LOCAL 46  
OFICINAS A. S. A.

LOCAL 47  
OFICINAS A. S. A.

LOCAL 48  
OFICINAS A. S. A.

LOCAL 49  
OFICINAS A. S. A.

LOCAL 50  
RECEPCION OFICINAS A. S. A.

CALCULO DE LA CARGA TERMICA  
MAXIMA DE REFRIGERACION PARA EL  
EDIFICIO TERMINAL DEL  
AEROPUERTO INTERNACIONAL DE  
LOS CABOS, BAJA CALIFORNIA SUR  
MEXICO



**CARRIER**  
**E20-II**  
**CALCULO DE CARGA MAXIMA**

EDIFICIO SECCIONADO

AER. LOS CABOS REV1

NUMERO DE ELEMENTOS..... 243  
COLOR DEL MURO..... CLARO  
COLOR DE LA CUBIERTA..... CLARO

CIUDAD SELECCIONADA:

LOS CABOS B.C.

LATITUD (GRAD)..... 24N  
ALTITUD (F)..... 20  
TEMP. SECA DISEÑO VERANO (F)..... 97.0  
TEMP. HUMEDA DISEÑO VERANO (F)..... 81.0  
VARIACION DIARRA (F)..... 20.0  
TEMP. SECA DISEÑO INVIERNO (F)..... 48.0  
FACTOR DE REDUCCION INSOLACION (X)..... 0.0

INTROD. DE PARAMETROS

HORAS DE FUNCIONAMIENTO..... 16  
TEMP. SECA INTERIOR (F)..... 80.0  
TEMP. HUMEDA INTERIOR (F)..... 68.0  
TEMP. AIRE IMPULSADO (F)..... 55.0

CALCULO DE CARGA MAXIMA:

PRIMER MES CONSIDERADO..... JUL  
ULTIMO MES CONSIDERADO..... AGO

DESCRIPCION ZONA:

ZONA	1	2	3	4	5	6
CARGA AIRE EXT. ZONA.....cfm	10 S	10 S	10 S	10 S	10 S	10 S
S PLANOS EN CONDUCTOS.....S	5	5	5	5	5	5
GANANCIA EN CONDUCTOS (S CARGA).....S	1	1	1	1	1	1
VENTILADOR RETORNO.....	N	N	N	N	N	N
CARACTERIST. VENTILADOR:						
POSICION BERMIDENTAL.....	A. VENT.	A. VENT.	A. VENT.	A. VENT.	A. VENT.	A. VENT.
EFICIENCIA VENTILADOR.....S	67	67	67	67	67	67
EFICIENCIA MOTOR.....S	80	80	80	80	80	80
PRESION ESTATICA TOTAL.....In. w.g.	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00
OTROS CARGOS EN ESPACIO.....M	0	0	0	0	0	0

ZONA 6 ESPACIO(S):

1 3, 12 - 14, 43 - 44  
2 1, 8 - 9, 43, 47  
3 10, 16 - 19, 23  
4 20, 22, 24 - 25  
5 21, 26 - 29, 44  
6 30 - 35, 37

FUENTE: PROGRAMA E21-20, CARRIER CORPORATION, 1968

**TESTS CON**  
**VALIA DE ORIGEN**

ZONA	CARGA NET. EFECTIVA ZONA				MES		HORA		CARGA AIRE HELIO ZONA		
	TOTAL	RENTABLE	TOTAL	RENTABLE					INPL.	ESPACIO	AIRE
	Mu	Mu	Mu	Mu							
(VAV)	(VAV)	(CAV)	(CAV)								
1	264039	254317	264075	254353	7	16	8270	8294	7879	827	
2	402222	264257	402259	264373	7	16	8590	8601	8121	859	
3	530723	351139	531016	351402	7	16	11409	11585	11034	1141	
4	258891	235375	258896	235380	7	16	7648	7652	7287	765	
5	504346	407987	504332	408233	7	16	13612	13817	13159	1361	
6	278587	275843	278588	275844	7	16	8963	8963	8537	896	

ZONA	CONDICIONES AIRE SERPENTIN ZONA						CONDICIONES AIRE HELIO ZONA					
	AIRE AL		VOL. AIRE VARIABLE (VAV)		RESULT.	ESPACIO	AIRE DEL		VOL. AIRE CONSTANTE (CAV)		RESULT.	ESPACIO
	SERPENTIN	T. SECA	T. HUMEDA	F			F	SERPENTIN	T. SECA	T. HUMEDA		
F	F	F	F	MW	MW	F	F	F	F	MW	MW	
1	82.1	69.3	53.4	51.0	42	53.4	51.0	42				
2	82.1	69.3	53.4	51.0	45	53.4	51.0	45				
3	82.1	69.3	53.4	51.0	44	53.4	51.0	44				
4	82.1	69.3	53.4	51.0	45	53.4	51.0	45				
5	82.1	69.3	53.4	51.0	42	53.4	51.0	42				
6	82.1	69.3	53.4	51.0	40	53.4	51.0	40				

FUENTE: PROGRAMA EII-20, CARRIER CORPORATION, 1986

## AER. LOS CABOS REV 1

LOS CABOS B. C.

## CARGOS ANIMES DE REFRIGERACION

## CARGOS ANIMES DE REFRIGERACION

ESPEC.	SENSIBLE Btu	LATENTE Btu	MES	HORA	AIRE EXTERIOR ( F )		AIRE INTALADO cfa
					T. SECA	T. HUMEDA	
1	70523	43600	8	16	96.0	81.0	2588
2	62156	43600	8	16	96.0	81.0	2281
3	48840	28625	8	16	96.0	81.0	1782
4	3521	1500	8	16	96.0	81.0	129
5	2550	800	8	16	96.0	81.0	97
6	1911	800	7	16	96.0	81.0	70
7	1843	800	7	16	96.0	81.0	69
8	44470	16000	7	16	96.0	81.0	1632
9	55668	20000	7	16	96.0	81.0	2036
10	40147	16000	7	16	96.0	81.0	1473
11	56852	16000	7	16	96.0	81.0	2160
12	90508	20000	7	16	96.0	81.0	3321
13	4967	800	7	16	96.0	81.0	182
14	3096	1200	7	16	96.0	81.0	114
15	3339	1200	7	16	96.0	81.0	123
16	7036	1600	7	16	96.0	81.0	258
17	46433	7200	8	18	94.0	80.0	1704
18	55929	20000	7	16	96.0	81.0	1942
19	28727	20060	7	16	96.0	81.0	1064
20	130644	73250	7	16	96.0	81.0	4794
21	151854	63925	7	21	88.0	79.0	5573
22	2399	800	7	16	96.0	81.0	88
23	125748	67250	7	14	96.0	81.0	4608
24	3148	600	7	16	96.0	81.0	116
25	1440	600	7	16	96.0	81.0	53
26	4764	2000	7	16	96.0	81.0	175
27	2596	1600	7	16	96.0	81.0	132
28	45790	14000	8	16	96.0	81.0	1680
29	6783	2000	8	16	96.0	81.0	249
30	5602	1600	7	16	96.0	81.0	206
31	6343	1440	7	21	88.0	79.0	233
32	51714	18000	7	16	96.0	81.0	1898
33	6812	1600	7	16	96.0	81.0	250
34	8930	2000	7	16	96.0	81.0	328
35	8164	2000	7	16	96.0	81.0	300
36	8164	2000	7	16	96.0	81.0	300
37	145056	42350	7	15	96.0	81.0	5323
38	155717	35820	7	21	88.0	79.0	5714
39	14306	600	7	18	94.0	80.0	525
40	10347	1800	8	21	88.0	79.0	380
41	4486	1000	7	16	96.0	81.0	165
42	4486	1000	7	16	96.0	81.0	165
43	32319	21900	8	16	96.0	81.0	1186
44	32515	5400	7	21	88.0	79.0	1303
45	2571	1000	7	16	96.0	81.0	204
46	6168	540	7	21	88.0	79.0	226
47	29406	3600	7	21	88.0	79.0	749
48	35700	31250	7	16	96.0	81.0	1347
49	2874	540	7	21	88.0	79.0	104
50	14313	2700	7	21	88.0	79.0	525

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1986

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

DISEÑO DE LA RED DE DUCTOS  
DEL EDIFICIO TERMINAL DEL  
AEROPUERTO INTERNACIONAL DE  
LOS CABOS, BAJA CALIFORNIA SUR  
MEXICO

## DUCTOS UNIDAD MANEJADORA DE AIRE No. 1

SECCION NO.	LONGITUD (PIES)	DUCTO (PLG)	SALIDA (PCM)
1	36	34 X 20	
2	12	30 X 20	
3	5	13 X 10	
4	1	9 X 6	400
5	24	12 X 6	500
6	17	9 X 5	400
7	24	24 X 20	
8	5	16 X 10	
9	1	12 X 7	560
10	24	12 X 6	500
11	17	12 X 7	560
12	20	20 X 12	
13	5	13 X 12	
14	1	12 X 7	560
15	24	12 X 7	500
16	20	12 X 7	560
17	7	22 X 20	
18	5	12 X 6	
19	1	9 X 5	400
20	24	9 X 6	400
21	20	12 X 4	470
22	20	27 X 16	
23	5	12 X 6	
24	1	12 X 4	470
25	24	9 X 4	300
26	20	12 X 6	470
27	20	27 X 16	
28	5	13 X 8	
29	1	12 X 6	470
30	24	9 X 5	300
31	20	12 X 6	470
32	17	21 X 14	
33	5	14 X 8	
34	1	12 X 6	470
35	20	2 X 6	
36	1	6 X 4	225
37	17	6 X 4	220
38	20	12 X 6	470
39	20	14 X 10	
40	5	12 X 6	470
41	20	12 X 6	470

PRESTION ESTATICA A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 1.21 (PLG. C.)

PRESTION TOTAL A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 1.53 (PLG. C.A.)

VOLUMEN TOTAL DEL SISTEMA = 10,615 PCM

VELOCIDAD A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 2,247.9 FPM

PLG.C.A. = PULGADAS DE COLUMNA DE AGUA

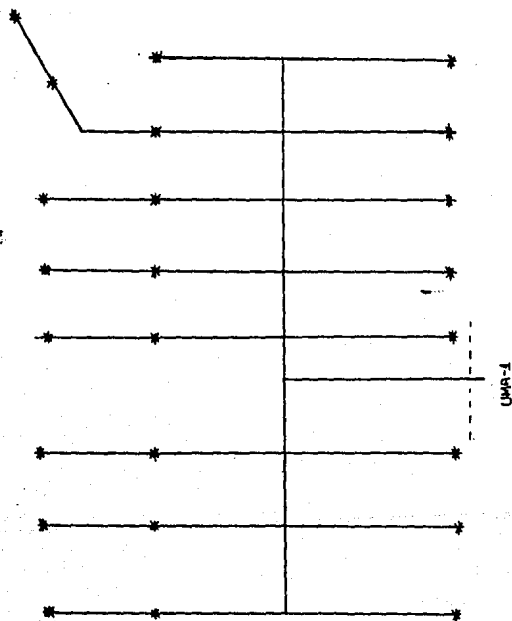
PCM = PIES CUBICOS POR MINUTO

PPM = PIES POR MINUTO

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Diagrama Unifilar de  
Ductos UMA-1 Inyección.



FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS ORIGINALES, 1988

SECCION NO.	LONGITUD (PIES)	DUCTO (PLG)	SALIDA (PCM)
1	40	29 X 28	
2	8	28 X 27	
3	10	30 X 18	
4	1	17 X 10	569
5	23	12 X 7	569
6	10	12 X 7	569
7	23	30 X 18	
8	10	17 X 10	
9	1	12 X 7	569
10	23	12 X 7	569
11	10	12 X 7	569
12	23	27 X 18	
13	10	17 X 10	
14	1	12 X 7	569
15	23	12 X 7	569
16	10	12 X 7	569
17	23	18 X 14	
18	10	17 X 10	
19	1	12 X 7	569
20	23	12 X 7	569
21	10	12 X 7	569
22	20	30 X 23	
23	10	23 X 4	
24	1	11 X 4	369
25	23	11 X 4	369
26	25	10 X 6	469
27	12	29 X 18	
28	10	11 X 5	369
29	12	28 X 17	
30	23	11 X 4	369
31	25	10 X 6	469
32	12	22 X 17	
33	10	11 X 4	369
34	10	11 X 4	369
35	12	21 X 13	
36	23	8 X 5	
37	6	6 X 4	239
38	6	6 X 4	239
39	25	13 X 5	
40	6	8 X 4	289
41	6	8 X 4	289
42	12	14 X 13	
43	10	9 X 6	369
44	10	9 X 6	369
45	12	13 X 7	
46	23	9 X 5	339
47	25	9 X 6	374

DUCTOS UNIDAD MANEJADORA DE AIRE No. 2

PLG.C.A. = PULGADAS DE COLUMNA DE AGUA

PCM = PIES CUBICOS POR MINUTO

PPM = PIES POR MINUTO

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1968

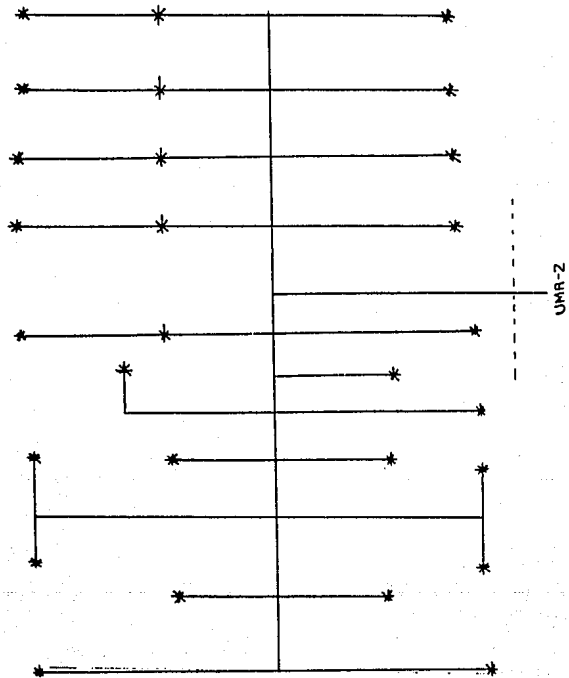
PRESION ESTATICA A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 0.72 (PLG. C.A.)

PRESION TOTAL A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 1.07 (PLG. C.A.)

VOLUMEN TOTAL DEL SISTEMA = 12,487 PCM

VELOCIDAD A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 2,378.5 PPH

Diagrama Unifilar de Ductos  
UMR-2 Inyección.



FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO EDERE PLAN DE OROQUEN, 1988.



	SECCION NO.	LONGITUD (PIES)	DUCTO (PLG)	SALIDA (PCM)
	1	33	40 X 30	
	2	27	32 X 20	
	3	13	20 X 11	
	4	1	12 X 10	600
	5	23	12 X 10	600
	6	10	12 X 10	600
	7	18	32 X 20	
	8	13	20 X 11	
	9	1	12 X 10	600
DUCTOS UNIDAD MANEJADORA DE AIRE No. 3	10	23	12 X 10	600
	11	10	12 X 10	600
	12	18	31 X 19	
	13	13	20 X 11	
	14	1	12 X 10	600
	15	23	12 X 10	600
	16	10	12 X 10	600
	17	18	23 X 14	
	18	13	20 X 11	
	19	1	12 X 10	600
PLG.C.A. = PULGADAS DE COLUMNA DE AGUA	20	23	12 X 10	600
PCM = PIES CUBICOS POR MINUTO	21	10	12 X 10	600
PPM = PIES POR MINUTO	22	18	12 X 8	
FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988	23	15	12 X 8	500
	24	36	12 X 8	500
	25	15	32 X 18	
	26	10	20 X 11	
	27	1	12 X 10	600
	28	17	12 X 10	600
	29	10	12 X 10	600
	30	18	32 X 18	
	31	10	20 X 11	
	32	1	12 X 10	600
	33	17	18 X 11	
	34	1	12 X 10	600
	35	28	12 X 8	500
	36	10	12 X 10	600
	37	20	26 X 16	
	38	10	23 X 14	
	39	1	12 X 10	600
	40	4	20 X 11	
	41	12	12 X 10	600
	42	15	12 X 10	600
	43	10	12 X 10	600

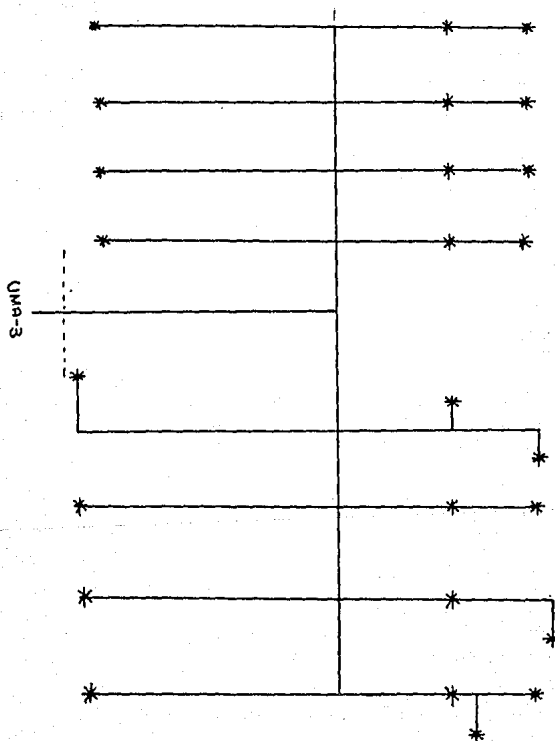
PRESION ESTATICA A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 0.52 (PLG.C.A.)

PRESION TOTAL A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 0.72 (PLG. C.A.)

VOLUMEN TOTAL DEL SISTEMA = 14,700 PCM

VELOCIDAD A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 1,764.0 FPM

Diagrama Unifilar de Ductos  
UMA-3 Inyección.



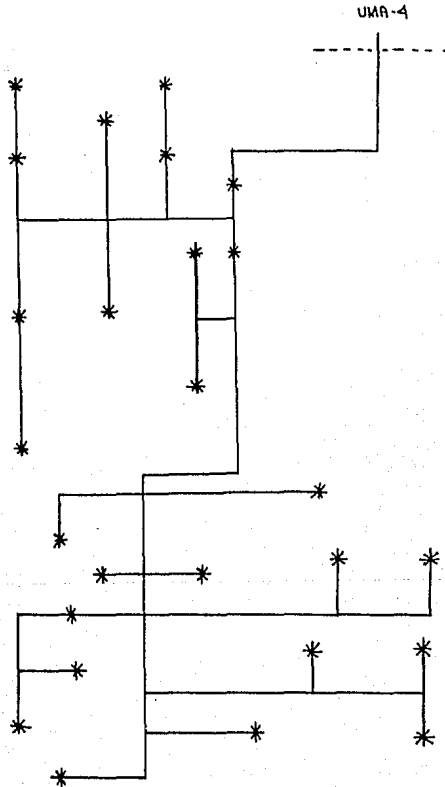
FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO EDERE PLANOS ORIGINALLES, 1988

SECCION NO.	LONGITUD (PIES)	DUCTO (PLG)	SALIDA (FCM)
1	33	35 X 20	
2	33	35 X 20	
3	7	10 X 7	
4	7	12 X 6	464
5	15	12 X 6	464
6	15	27 X 20	
7	7	15 X 10	
8	1	12 X 6	464
9	14	12 X 6	464
DUCTOS UNIDAD MANEJADORA DE AIRE No. 4			
10	17	24 X 16	
11	7	12 X 7	164
12	14	12 X 7	464
13	20	20 X 12	
14	7	14 X 12	
15	1	12 X 7	514
16	11	12 X 7	514
17	14	12 X 7	514
18	22	30 X 18	
19	14	15 X 10	
PLG.C.A. = PULGADAS DE COLUMNA DE AGUA			
20	7	12 X 6	464
PCM = PIES CUBICOS POR MINUTO			
21	10	12 X 6	464
PPM = PIES POR MINUTO			
22	22	30 X 18	
FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1980			
23	22	12 X 6	464
24	7	8 X 7	
25	7	8 X 4	
26	3	6 X 4	114
27	3	6 X 44	184
28	20	6 X 4	164
29	30	30 X 18	
30	6	8 X 5	
31	9	6 X 4	164
32	22	6 X 4	204
33	10	18 X 11	
34	10	6 X 4	164
35	15	16 X 11	
36	1	12 X 6	434
37	7	15 X 7	664
38	7	19 X 18	
39	10	17 X 12	
40	7	12 X 6	434
41	20	14 X 9	
42	7	12 X 6	434
43	14	12 X 6	434
44	14	14 X 9	
45	10	12 X 6	434
46	32	12 X 6	414

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

PRESION ESTATICA A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 1.00 (PLG. C.A.)  
 PRESION TOTAL A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 1.27 (PLG. C.A.)  
 VOLUMEN TOTAL DEL SISTEMA = 9,990 FCM  
 VELOCIDAD A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 2,055.1 PPM

Diagrama Unifilar de Ductos  
UMA-4 Inyección.



FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS OFICIALES, 1988

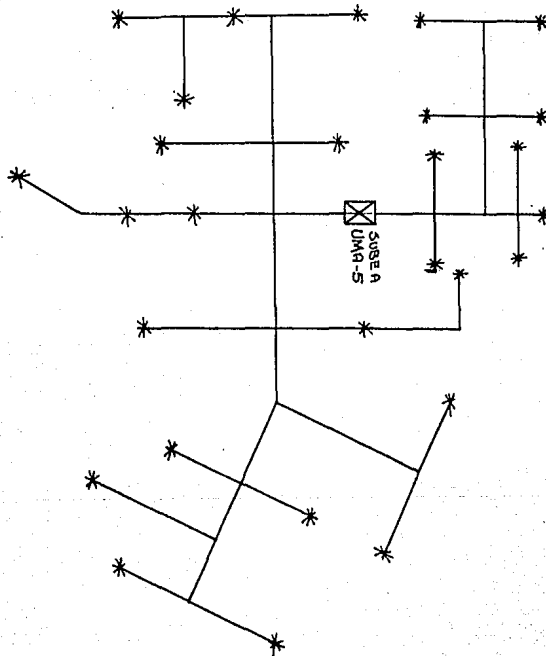
TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

SECCION Nº.	LONGITUD (PIES)	DUCTO (PLG.)	SALIDA (PCM)
1	33	45 X 23	
2	57	24 X 16	
3	5	12 X 6	456
4	7	12 X 6	456
5	14	24 X 16	
6	7	16 X 14	
7	7	12 X 6	456
8	7	6 X 14	456
9	14	12 X 6	456
DUCTOS UNIDAD MANEJADORA DE AIRE No. 5			
10	23	21 X 12	
11	7	12 X 7	456
12	14	12 X 6	456
13	14	16 X 9	
14	7	12 X 6	456
15	14	12 X 6	456
16	7	33 X 23	
17	12	15 X 7	656
18	9	25 X 16	
19	19	16 X 9	
PLG.C.A. = PULGADAS DE COLUMNA DE AGUA			
20	1	12 X 6	426
FCM = PIES CUBICOS POR MINUTO			
21	36	12 X 6	456
PPM = PIES POR MINUTO			
22	7	12 X 6	426
FUENTE: PROGRAMA EII-20, CARRIER CORPORATION, 1980			
23	10	19 X 16	
24	20	16 X 14	
25	9	12 X 10	656
26	10	12 X 10	656
27	17	19 X 15	
28	17	12 X 6	426
29	7	12 X 6	426
30	8	19 X 12	
31	11	15 X 8	656
32	8	14 X 7	
33	17	12 X 6	426
34	6	12 X 6	426
35	7	23 X 14	
36	17	12 X 6	426
37	6	12 X 6	426
38	23	23 X 14	
39	17	12 X 6	426
40	6	14 X 8	
41	1	12 X 6	426
42	7	14 X 8	656
43	8	30 X 14	
44	1	12 X 6	406
45	24	18 X 12	
46	24	12 X 10	656
47	12	12 X 10	656

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

PRESION ESTÁTICA A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 0.59 (PLG. C.A.)  
 PRESION TOTAL A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 0.82 (PLG. C.A.)  
 VOLUMEN TOTAL DEL SISTEMA = 13,818 PCM  
 VELOCIDAD A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 1,922.5 PPM

Diagrama Unifilar de Ductos  
UMA-5 Inyección.



FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS DRISIMA.EE, 1988

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

SECCION NO.	LONGITUD (PIES)	DUCTO (PLG)	SALIDA (PCM)
1	33	29 X 38	
2	17	30 X 20	
3	14	12 X 8R	
4	1	12 X 5	450
5	23	12 X 6	250
6	7	12 X 6	450
7	20	30 X 20	
8	14	12 X 9	
9	1	12 X 7	450
10	23	10 X 4	200
11	7	12 X 6	450
12	17	30 X 20	
13	14	20 X 10	
14	1	12 X 7	450
15	23	15 X 8	650
16	7	12 X 7	450
17	24	20 X 18	
18	14	18 X 11	
19	1	12 X 7	450
20	23	11 X 10	
21	6	12 X 6	
22	1	9 X 4	200
23	17	9 X 4	200
24	7	9 X 4	200
25	7	12 X 7	450
26	24	12 X 7	450
27	7	24 X 16	
28	14	16 X 10	
29	1	12 X 7	450
30	23	12 X 6	400
31	7	12 X 6	450
32	20	24 X 15	
33	14	14 X 11	
34	1	12 X 7	450
35	23	12 X 6	400
36	7	12 X 7	450
37	20	16 X 15	
38	14	14 X 11	
39	1	12 X 7	450
40	23	12 X 6	450
41	7	12 X 7	450

PRESION ESTÁTICA A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 0.52 (PLG. C.A.)  
 PRESION TOTAL A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 0.71 (PLG. C.A.)  
 VOLUMEN TOTAL DEL SISTEMA = 9,750 PCM  
 VELOCIDAD A LA SALIDA DEL VENTILADOR = 1,729.1 PPM

PLG.C.A. = PULGADAS DE COLUMNA DE AGUA

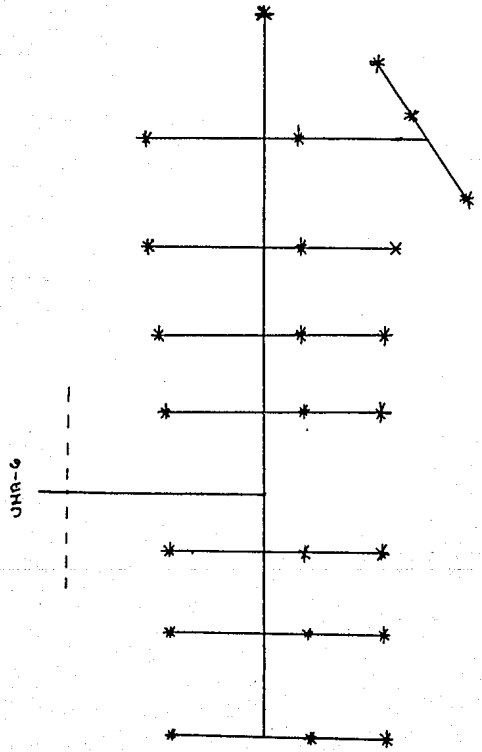
PCM = PIES CUBICOS POR MINUTO

PPM = PIES POR MINUTO

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

**TESIS CON  
FALLA DE CRITEN**

Diagrama Unifilar de Ductos  
UMA-6 Inyección.



FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS ORIGINALES, 1982

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



## DUCTOS UP - 1

TRAMO	DUCTO	LONGITUD (M)	CALIBRE
F-1	24" X 20"	1.0	24
1-2	20" X 15"	1.2	24
2-3	8" X 8"	2.2	24
2-4	20" X 15"	2.5	24
4-5	12" X 6"	1.5	24
4-6	20" X 12"	3.5	24
6-7	12" X 6"	1.5	24
6-8	20" X 10"	3.5	24
8-9	12" X 6"	1.5	24
8-10	16" X 10"	3.5	24
10-11	12" X 6"	1.5	24
10-12	12" X 10"	1.5	24
12-13	10" X 8"	3.2	24
12-14	10" X 8"	0.5	24
1-5	20" X 15"	4.5	24
15-16	8" X 6"	3.7	24
15-17	20" X 12"	2.3	24
17-18	10" X 6"	3.9	24
17-19	8" X 6"	1.1	24
17-20	20" X 10"	2.3	24
20-21	10" X 6"	3.9	24
20-22	8" X 6"	1.6	24
20-23	15" X 10"	2.3	24
23-24	10" X 6"	4.8	24
23-25	10" X 6"	1.1	24
23-26	12" X 8"	2.0	24
26-27	10" X 6"	4.7	24
26-28	10" X 6"	1.0	24

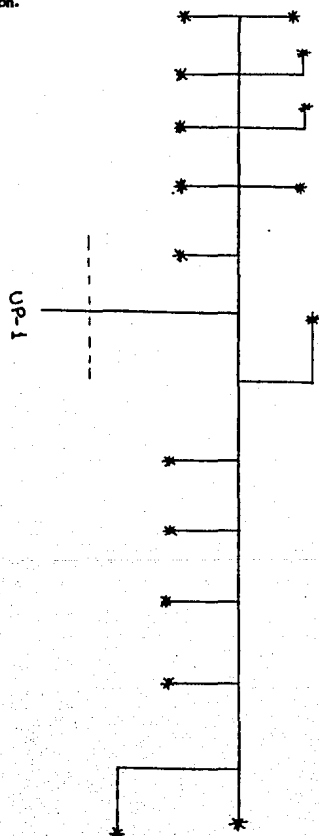
## SALIDAS

4 SALIDAS	325 PCM	DIFUSOR	6" X 12"	=	1300 PCM
2 SALIDAS	350 PCM	DIFUSOR	9" X 9"	=	700 PCM
4 SALIDAS	180 PCM	DIFUSOR	6" X 6"	=	720 PCM
4 SALIDAS	250 PCM	DIFUSOR	9" X 9"	=	1000 PCM
2 SALIDAS	212 PCM	DIFUSOR	6" X 6"	=	424 PCM

-----  
1444 PCM

PRESION ESTATICA ESTIMADA  
DEL SISTEMA DE DUCTOS 1" DE PRESION ESTATICA

Diagrama Unifilar de Ductos  
UR-1 Inyección.



FUENTE: ICAZAPAMA ELABORADO SOBRE PLANOS ORIGINALES, 1988

## DUCTOS UP - 2

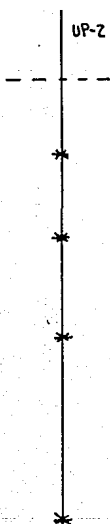
TRAMO	DUCTO	LONGITUD (M)	CALIBRE
F-1	15" X 12"	2.5	24
1-2	15" X 12"	3.0	24
2-3	12" X 12"	2.3	24
3-4	12" X 9"	2.0	24

## SALIDAS

4 SALIDAS 300 PCM DIFUSOR 9" X 9" = 1200 PCM

PRESION ESTATICA ESTIMADA DEL SISTEMA 3/4" PRESION ESTATICA

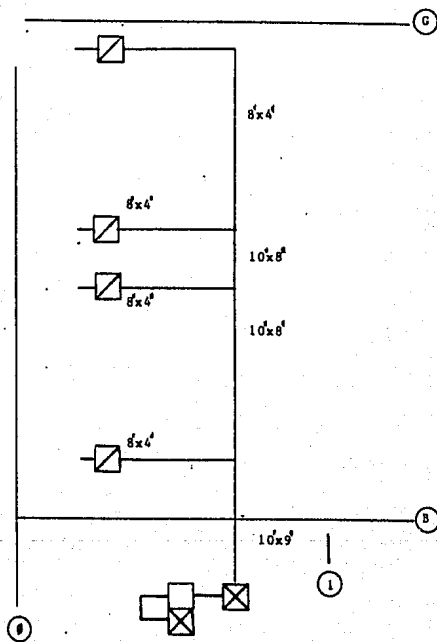
Diagrama Unifilar de Ductos  
UP-2 Inyección.



FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS ORIGINALES, 1966

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

DIAGRAMA UNIFILAR EXTRACCIONES  
V E - 1

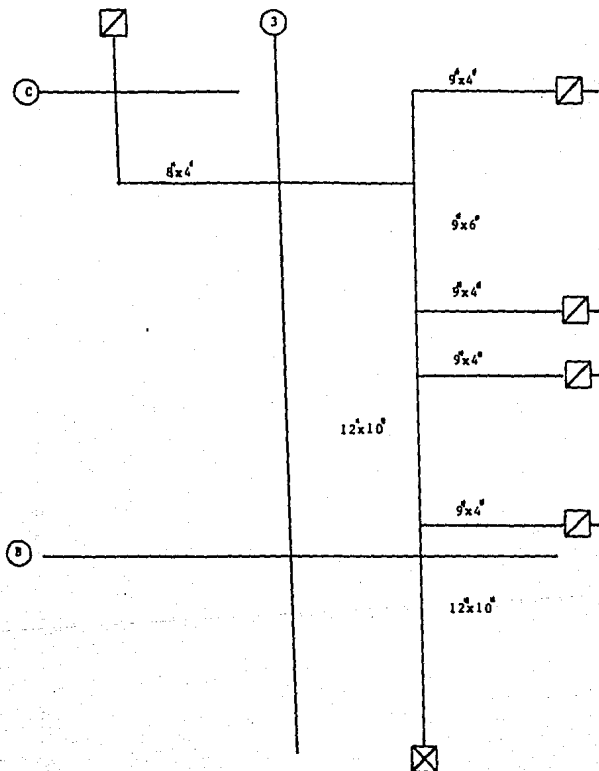


FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS ORIGINALES, 1956

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## DIAGRAMA UNIFILAR EXTRACCIONES

V E - 2

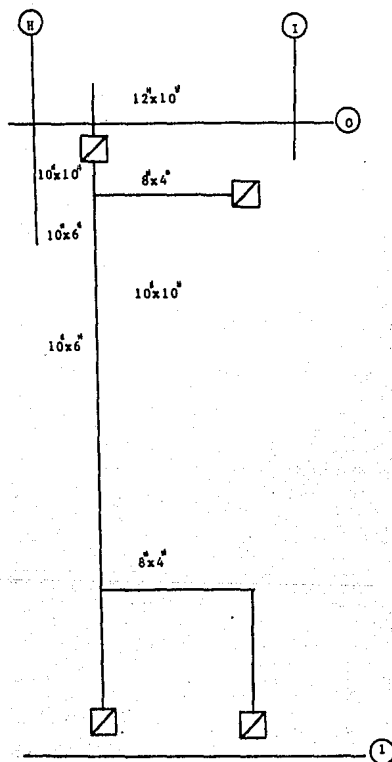


FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS ORIGINALES, 1955

TESIS CON  
FALLA DE CRIGEN

## DIAGRAMA UNIFILAR EXTRACCIONES

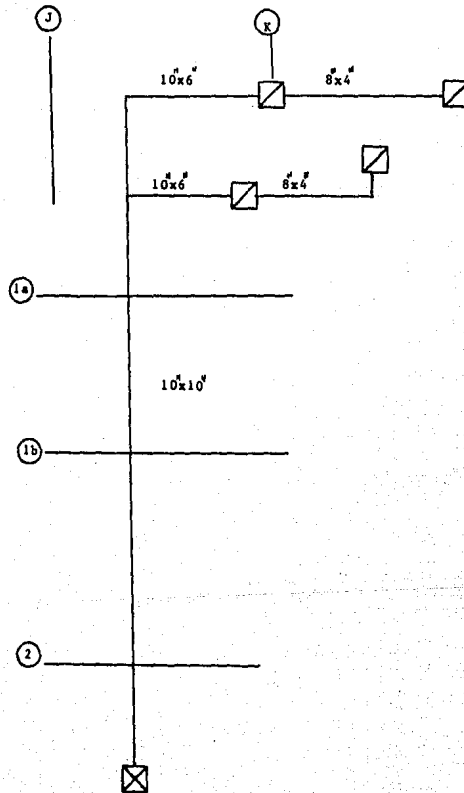
V E - 3



FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS ORIGINALES, 1988

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

DIAGRAMA UNIFILAR EXTRACCIONES  
V E - 4

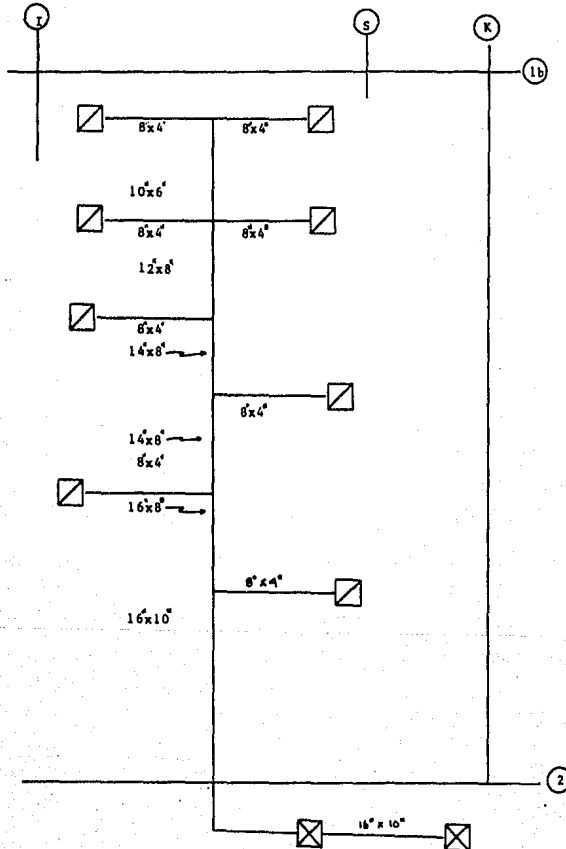


FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS-ORIGINALES, 1983

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



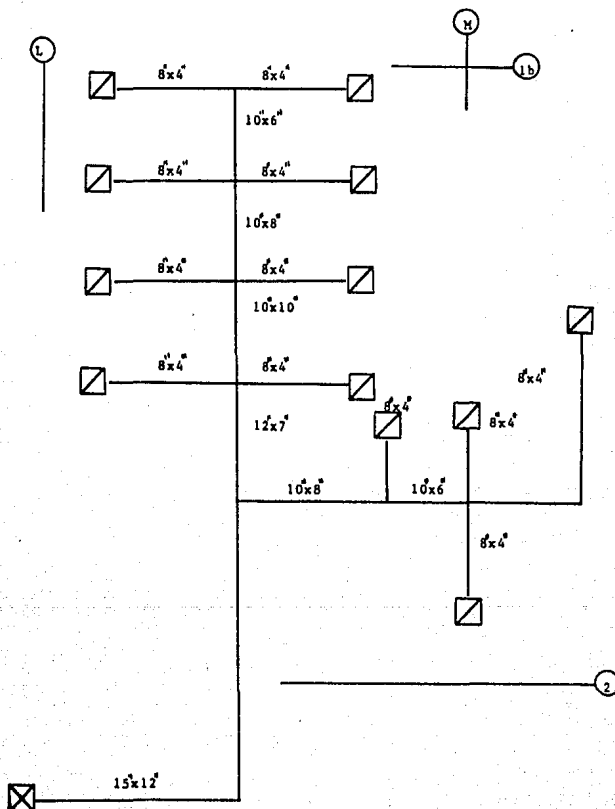
DIAGRAMA UNIFILAR EXTRACCIONES  
V E - 5



FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS ORIGINALES, 1989

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

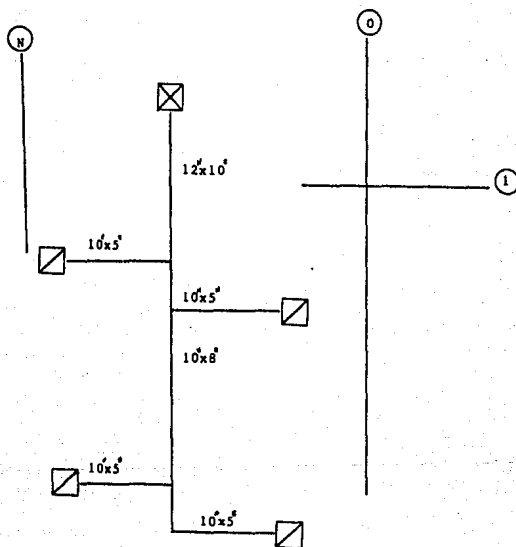
DIAGRAMA UNIPILAR EXTRACCIONES  
V E - 6



FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS ORIGINALES, 1988

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

DIAGRAMA UNIFILAR EXTRACCIONES  
V E - 7



FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS ORIGINALES, 1989

DISEÑO DE TUBERIAS DE  
REFRIGERACION PARA LOS  
EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO  
DEL EDIFICIO TERMINAL DEL  
AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS  
CABOS, BAJA CALIFORNIA SUR  
MEXICO

DISENO DE TUBERIA DE REFRIGERANTE  
 UMA-1 SISTEMA 40% DE CAPACIDAD LINEA DE LIQUIDO

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACION: LINEA DE LIQUIDO  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MAXIMA:  
 CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 17  
 TEMPERATURA DE SUCCION SATURADA (F): 45  
 TEMPERATURA DE CONDENSACION (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LINEA (PIES): 36

CONEXION		CANTIDAD
90 GRADOS CODO ESTANDAR	=	8
TEE NORMAL	=	2
VALVULA DE GLOBO	=	2
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	=	1
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	=	1
MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	=	1

CAIDA DE PRESION DESEADA EN LA LINEA (F) = 2

RESULTADOS:

PARA UNA CAPACIDAD DE 17 TONELADAS:  
 DIAMETRO SELECCIONADO = 7/8 DE PLG. TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 1.28 F  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 3.90 PSI  
 SUBENFRIAMIENTO MINIMO REQUERIDO = 3.24 F

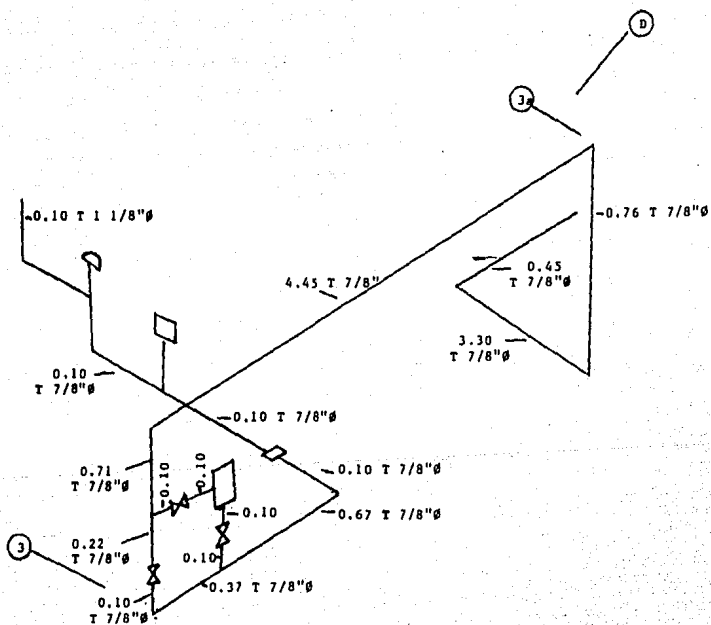
TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACION  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA  
 PLG = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1986

UMA-1

SECCION DE TUBERIA DE LIQUIDOS  
SISTEMA 402 H2CA-180

T O T A L E S

TUBERIA 1 1/8" = 0.10 mts.  
TUBERIA 7/8" = 11.73 mts.

FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO. 1966

DISENO DE TUBERIA DE REFRIGERANTE  
 PARA SISTEMA 60% DE CAPACIDAD LINEA DE LIQUIDO

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACION: LINEA DE LIQUIDO  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MAXIMA:  
 CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 21.5  
 TEMPERATURA DE SUCCION SATURADA (F): 45  
 TEMPERATURA DE CONDENSACION (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LINEA (PIES): 28

CONEXION		CANTIDAD
90 GRADOS CODO ESTANDAR	=	9
TEE NORMAL	=	2
VALVULA DE GLOBO	=	3
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	=	1
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	=	1
MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	=	1

CAIDA DE PRESION DESEADA EN LA LINEA (F) = 2

RESULTADOS:

PARA UNA CAPACIDAD DE 21.5 TONELADAS:  
 DIAMETRO SELECCIONADO = 7/8 DE PLS, TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 1.82 F  
 CARGA DE PRESION RESULTANTE = 3.57 PSI  
 SUBENFRIAMIENTO MINIMO REQUERIDO = 3.85 F

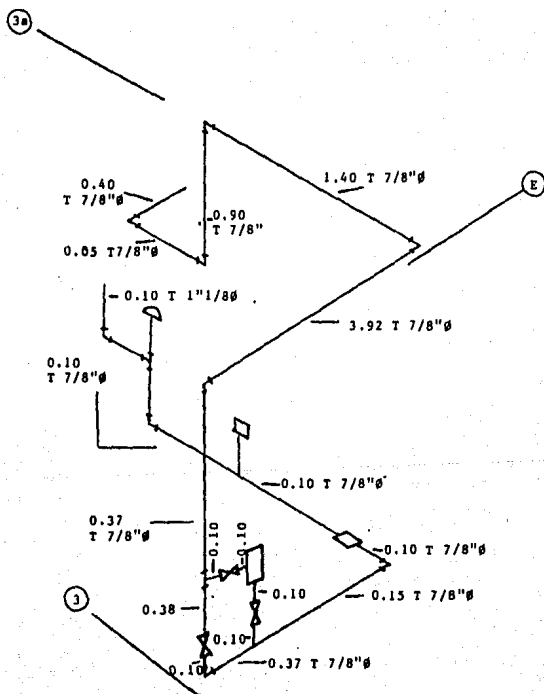
TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACION  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULSADA CUADRADA  
 PLS = PULSADA

FUENTE:PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

UMA-1 SECCION TUBERIA DE LIQUIDO  
SISTEMA 60% CA-240 ISOMETRICO

T O T A L E S

TUBERIA 1<sup>1</sup>/<sub>8</sub>" = 0.10 mts.  
TUBERIA 7/8" = 8.74 mts.



FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO, 1988



DISEÑO DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE  
 UNA-2 SISTEMA 40% DE CAPACIDAD LÍNEA DE LÍQUIDO

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACIÓN: LÍNEA DE LÍQUIDO  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MÁXIMA:

CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 17  
 TEMPERATURA DE SUCCIÓN SATURADA (F): 45  
 TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LÍNEA (PIES): 40

CONEXIÓN	CANTIDAD
90 GRADOS CODO ESTÁNDAR	= 6
TEE NORMAL	= 2
VALVULA DE GLOBO	= 3
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	= 1
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	= 1
MIRILLA INDICADORA DE LÍQUIDO	= 1

CAIDA DE PRESIÓN DESEADA EN LA LÍNEA (F) = 2

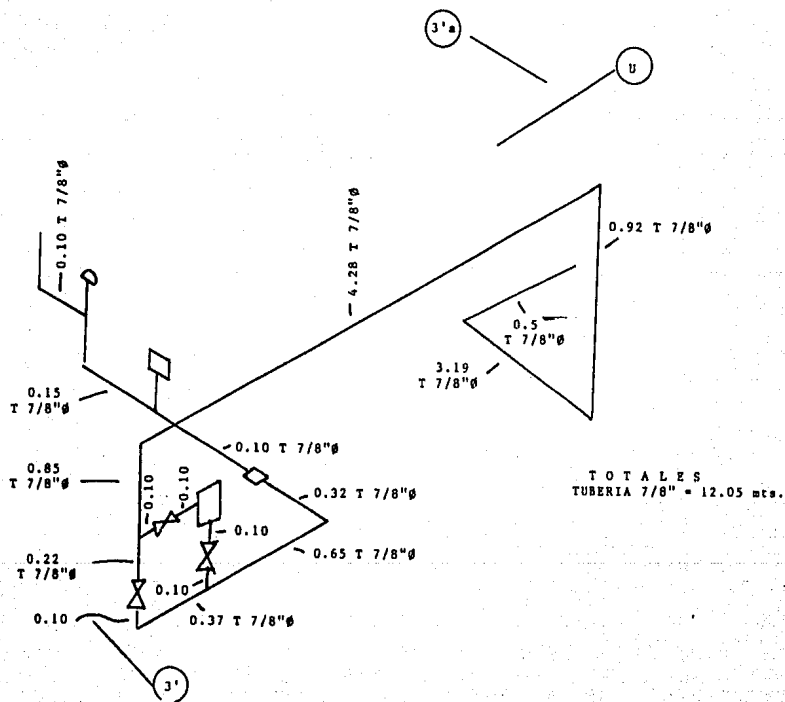
RESULTADOS:

PARA UNA CAPACIDAD DE 17 TONELADAS:  
 DIÁMETRO SELECCIONADO = 7/8 DE PULG. TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESIÓN RESULTANTE = 1.30 F  
 CAIDA DE PRESIÓN RESULTANTE = 3.96 PSI  
 SOBRENFRIAMIENTO MÍNIMO REQUERIDO = 3.25 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACIÓN  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA  
 PULG = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

UMA-2

SECCION DE TUBERIA DE LIQUIDO  
SISTEMA 40X H2CA-180

FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO EGERE \*EDICIONES EN CAMPO, 1992.

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

DISEÑO DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE  
 UMA-2 SISTEMA 60% DE CAPACIDAD LÍNEA DE LÍQUIDO

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACIÓN: LÍNEA DE LÍQUIDO  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MÁXIMA:

CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 21.5  
 TEMPERATURA DE SUCCIÓN SATURADA (F): 45  
 TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LÍNEA (PIES): 29

CONEXIÓN	CANTIDAD
90 GRADOS CODD ESTANDAR	= 8
TEE NORMAL	= 2
VALVULA DE CLOBO	= 3
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	= 1
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	= 1
MIRILLA INDICADORA DE LÍQUIDO	= 1

CAIDA DE PRESIÓN DESEADA EN LA LÍNEA (F) = 2

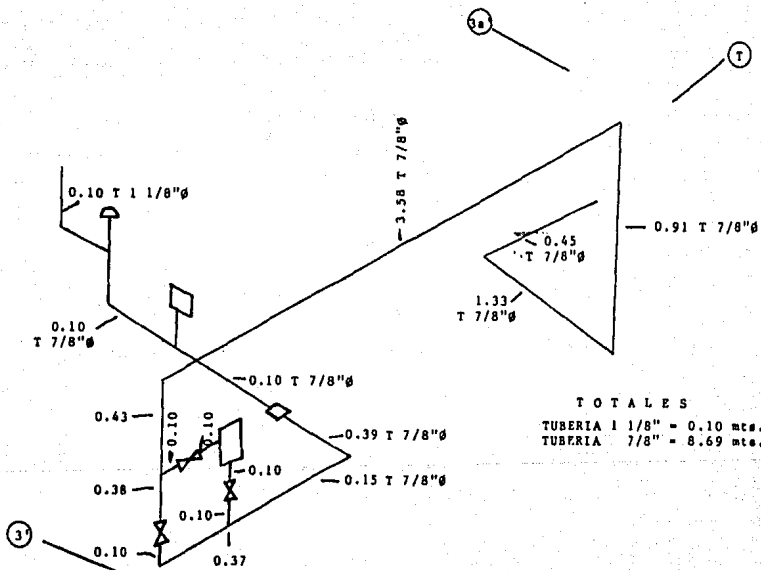
RESULTADOS:

PARA UMA CAPACIDAD DE 21.5 TONELADAS:  
 DIÁMETRO SELECCIONADO = 7/8 DE PL5, TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESIÓN RESULTANTE = 1.32 F  
 CAIDA DE PRESIÓN RESULTANTE = 3.34 PSI  
 SUBENFRÍAMIENTO MÍNIMO REQUERIDO = 3.83 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACIÓN  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA  
 PL5 = PULSADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

UMA-2

SECCION DE TUBERIA DE LIQUIDO  
SISTEMA 60X CA - 240

FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO, 1958

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

DISEÑO DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE  
 UNA-3 SISTEMA SOX DE CAPACIDAD LINEA DE LIQUIDO

## DATOS:

REFRIGERANTE: FREÓN-22 (R-22)

APLICACIÓN: LINEA DE LIQUIDO

MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO 1

## EN CONDICIONES DE CARGA MAXIMA:

CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 22.1

TEMPERATURA DE SUCCION SATURADA (F): 45

TEMPERATURA DE CONDENSACION (F): 97

LONGITUD TOTAL DE LA LINEA (PIES): 18

CONEXION	CANTIDAD
90 GRADES CODO ESTANDAR	= 8
TEE NORMAL	= 2
VALVULA DE BLOQUE	= 3
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	= 1
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	= 1
MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	= 1

CAIDA DE PRESION DESEADA EN LA LINEA (F) = 2

## RESULTADO:

PARA UNA CAPACIDAD DE 22.1 TONELADAS:

DIAMETRO SELECCIONADO = 7/8 DE PLS, TUBO DE COBRE

CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 1.73 F

CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 5.29 PSI

SUBENFRIAMIENTO MINIMO REQUERIDO = 3.74 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACION

F = GRADOS FARENHEIT

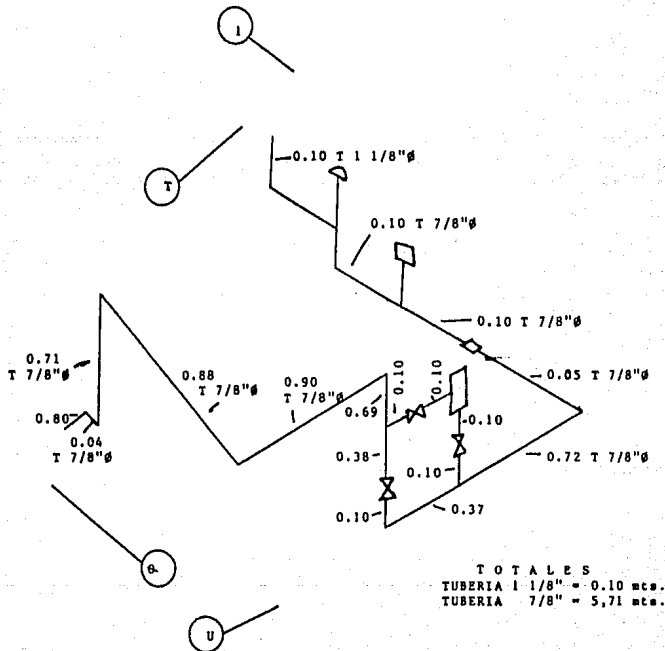
PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA

PLS = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1968

UMA-3

SECCION DE TUBERIA DE LIQUIDO  
SISTEMA 50X CA-480 SIST. 1



FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO, 1962

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

DISEÑO DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE  
 UMA-3 SISTEMA 50X DE CAPACIDAD LINEA DE LIQUIDO

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACION: LINEA DE LIQUIDO  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MAXIMA:  
 CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 22.1  
 TEMPERATURA DE SUCCION SATURADA (F): 45  
 TEMPERATURA DE CONDENSACION (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LINEA (PIES): 19

CONEXION		CANTIDAD--
90 GRADOS CODO ESTANDAR	=	8
TEE NORMAL	=	2
VALVULA DE GLOBO	=	3
VALVULA SOLENOIDE (5.0 PSI)	=	1
FILTRO DESHIDRATADOR (5.0 PSI)	=	1
MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	=	1

CAIDA DE PRESION DESEADA EN LA LINEA (F) = 2

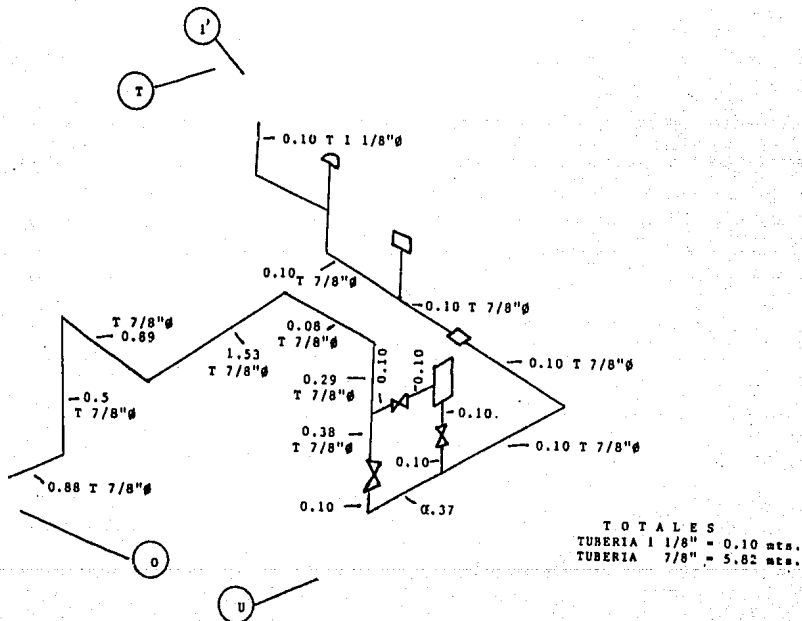
RESULTADOS:

PARA UNA CAPACIDAD DE 22.1 TONELADAS:  
 DIAMETRO SELECCIONADO = 7/8 DE PLS. TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 1.75 F  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 5.34 PSI  
 SUBENFRIAMIENTO NINGUNO REQUERIDO = 3.76 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACION  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA  
 PLS = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

UMA-3

SECCION DE TUBERIA DE LIQUIDO  
SISTEMA 50% CA-480 SIST.2

FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO, 1989

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



DISEÑO DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE  
 UNA-4 SISTEMA 40% DE CAPACIDAD LINEA DE LIQUIDO

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACION: LINEA DE LIQUIDO  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MAXIMA:

CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 17  
 TEMPERATURA DE SOLUCION SATURADA (F): 45  
 TEMPERATURA DE CONDENSACION (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LINEA (PIES): 42.2

CONEXION		CANTIDAD
90 GRADOS CODO ESTANDAR	=	3
TEE NORMAL	=	2
VALVULA DE GLOBO	=	3
VALVULA SOLENOIDE (13.0 PSI)	=	1
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	=	1
MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	=	1

CAIDA DE PRESION DESEADA EN LA LINEA (F) = 2

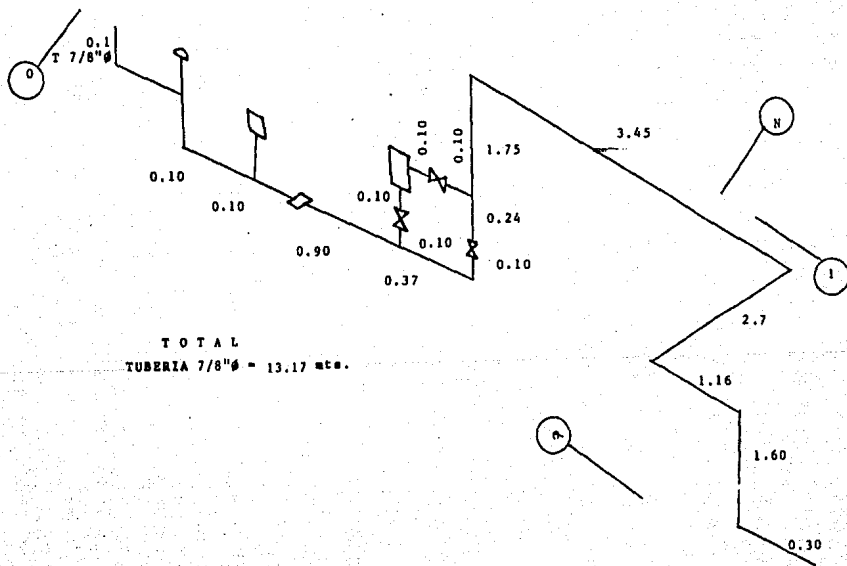
RESULTADOS:

PARA UNA CAPACIDAD DE 17 TONELADAS:  
 DIAMETRO SELECCIONADO = 7/8 DE PULG. TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 1.32 F  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 4.03 PSI  
 SUBREFRIGAMIENTO MINIMO REQUERIDO = 3.25 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACION  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRA  
 PULG = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

UHA-4

SECCION TUBERIA DE LIQUIDOS  
SISTEMA 40% CA-180

FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO, 1988

DISENO DE TUBERIA DE REFRIGERANTE  
 UMA-4 SISTEMA 60% DE CAPACIDAD LINEA DE LIQUIDO

DATOS:

REFRIGERANTE: FREGON-22 (R-22)  
 APLICACION: LINEA DE LIQUIDO  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MAXIMA:

CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 21.5  
 TEMPERATURA DE SICCION SATURADA (F): 45  
 TEMPERATURA DE CONDENSACION (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LINEA (PIES): 41.4

CONEXION		CANTIDAD
90 GRADOS CODO ESTANDAR	=	7
TEE NORMAL	=	2
VALVULA DE GLOBOS	=	3
VALVULA SOLENOIDE (30.0 PSI)	=	1
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	=	1
MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	=	1

CAIDA DE PRESION DESEADA EN LA LINEA (F) = 3

RESULTADOS:

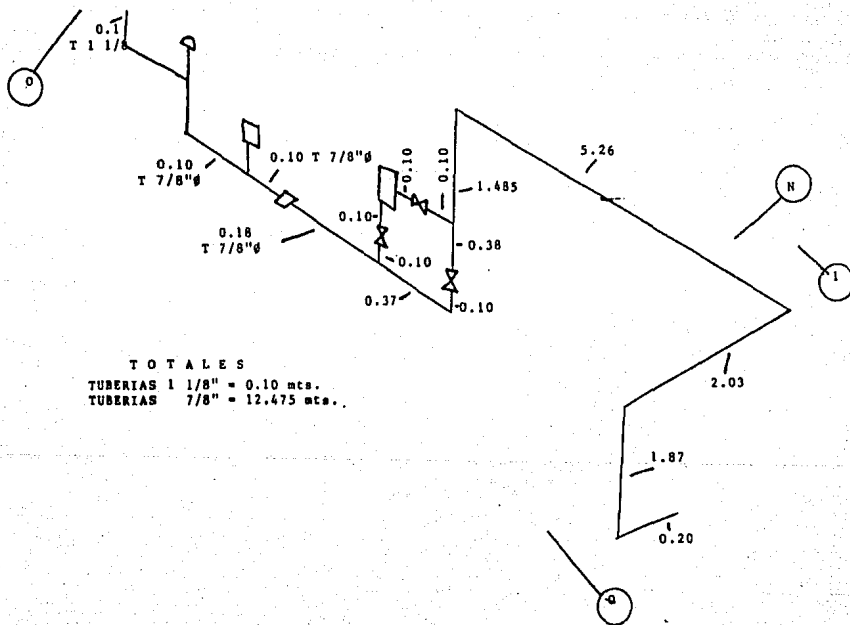
PARA UNA CAPACIDAD DE 21.5 TONELADAS:  
 DIAMETRO SELECCIONADO = 7/8 DE PLS, TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 1.97 F  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 8.05 PSI  
 SOBREFRANQUEO MINIMO REQUERIDO = 4.01 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACION  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA  
 PLS = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

**TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN**

UMA-4

SECCION TUBERIA DE LIQUIDO  
SISTEMA 60% CA-240

TOTALES  
 TUBERIAS 1 1/8" = 0.10 mca.  
 TUBERIAS 7/8" = 12.475 mca..

FUENTE: DIASRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO, 1988

DISENYO DE TUBERIA DE REFRIGERANTE  
 UMA-3 SISTEMA 50% DE CAPACIDAD LINEA DE LIQUIDO

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACION: LINEA DE LIQUIDO  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MAXIMA:  
 CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 25  
 TEMPERATURA DE SECCION SATURADA (F): 42  
 TEMPERATURA DE CONDENSACION (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LINEA (PIES): 42

DESCRIPCION	CANTIDAD
90 GRADOS CODE ESTANDAR	= 8
TEE NORMAL	= 2
VALVULA DE BLOQUEO	= 3
VALVULA GLOBOIDE (3.0 PSI)	= 1
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	= 1
MERILLA INDICADORA DE LIQUIDO	= 1

CAIDA DE PRESION DESEADA EN LA LINEA (F) = 2

RESULTADOS:

PARA UNA CAPACIDAD DE 25 TONELADAS:  
 DIAMETRO SELECCIONADO = 1 1/8 DE PLS. TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 0.90 F  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 2.74 PSI  
 SUBENFRIAMIENTO MINIMO REQUERIDO = 2.91 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACION  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA  
 PLS = PULGADA

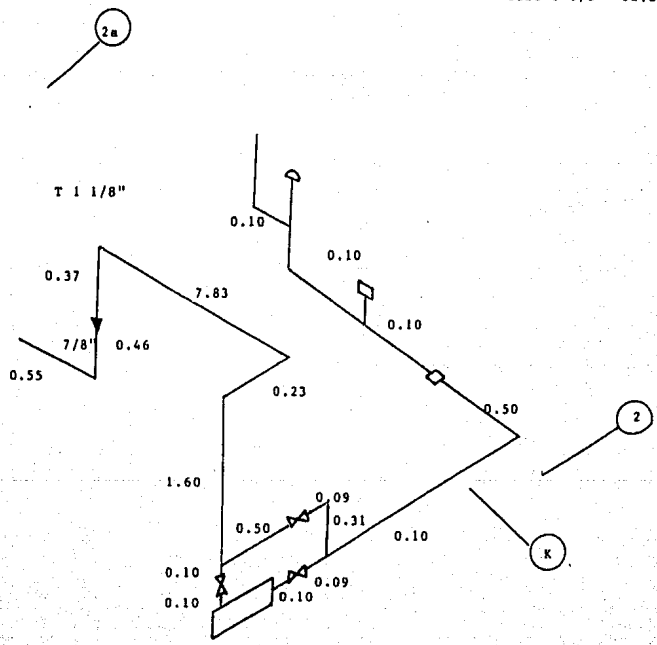
FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

UMA- 5

SECCION TUBERIA DE LIQUIDO  
SISTEMA 1

TUBO 7/8" = 1.01 mts.  
TUBO 1 1/8" = 12.22 mts.



FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO, 1988

DISEÑO DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE  
 UNA-S SISTEMA 50% DE CAPACIDAD LÍNEA DE LÍQUIDO

DATEO:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACION: LÍNEA DE LÍQUIDO  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MÁXIMA:  
 CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 25  
 TEMPERATURA DE SUCCIÓN SATURADA (F): 45  
 TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LÍNEA (PIES): 38.2

CONEXION		CANTIDAD
90 GRADOS CODO ESTANDAR	=	8
TEE NORMAL	=	2
VALVULA DE GLOBO	=	3
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	=	1
FILTRE DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	=	1
MIRILLA INDICADORA DE LÍQUIDO	=	1

CAIDA DE PRESION DESEADA EN LA LÍNEA (F) = 2

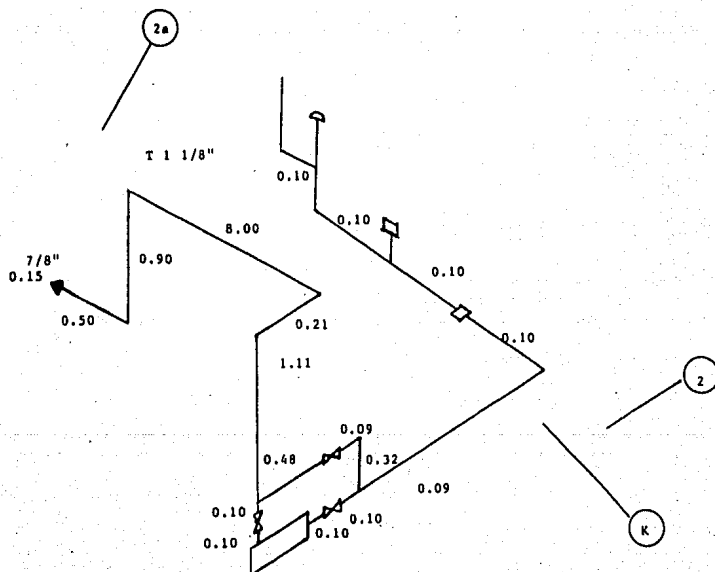
RESULTADOS:

PARA UNA CAPACIDAD DE 25 TONELADAS:  
 DIAMETRO SELECCIONADO = 1 1/8 DE PLG. TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 0.86 F  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 2.68 PSI  
 SOBREFRÍATEMTO NINGUNO REQUERIDO = 2.79 F

TÓNELADAS = TONELADA DE REFRIGERACIÓN  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA  
 PLG = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

UMA-5

SECCION DE TUBERIA DE LIQUIDO  
SISTEMA 2TUBO 1 1/8" = 12.24 mts.  
TUBO 7/8" = 0.15 mts.

FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO, 1958



DISEÑO DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE  
 UNA-A SISTEMA 40% DE CAPACIDAD LINEA DE LIQUIDO

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACION: LINEA DE LIQUIDO  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MAXIMA:

CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 17  
 TEMPERATURA DE SUCCION SATURADA (F): 45  
 TEMPERATURA DE CONDENSACION (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LINEA (PIES): 21.4

CONEXION		CANTIDAD
90 GRADOS CODO ESTANDAR	=	8
TEE NORMAL	=	2
VALVULA DE SLOBO	=	3
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	=	1
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	=	1
TRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	=	1

CAIDA DE PRESION DESEADA EN LA LINEA (F) = 2

RESULTADOS:

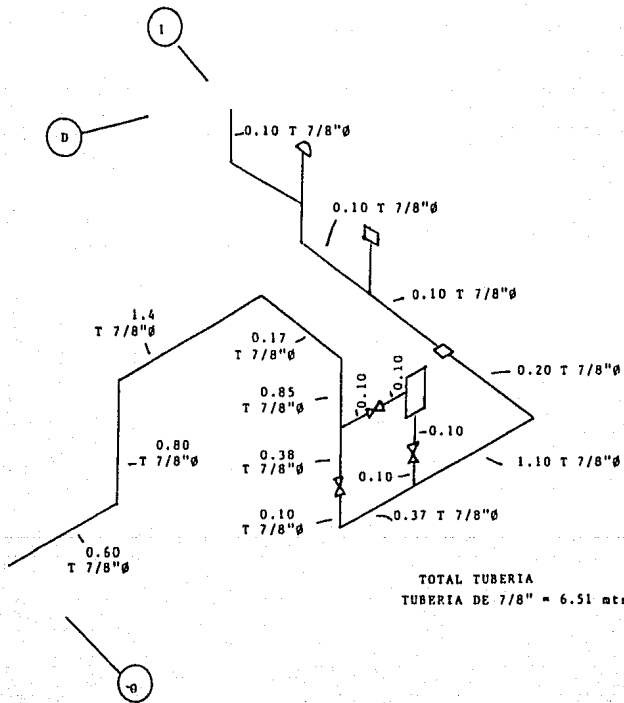
PARA UNA CAPACIDAD DE 25 TONELADAS:  
 DIAMETRO SELECCIONADO = 7/8 DE PLG. TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 1.11 F  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 3.40 PSI  
 SUBREFRIAMIENTO MINIMO REQUERIDO = 3.05 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACION  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA  
 PLG = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA EII-20, CARRIER CORPORATION, 1988

UMA-6

SECCION TUBERIA DE LIQUIDO  
 SISTEMA 40% H2CA-180



TOTAL TUBERIA  
 TUBERIA DE 7/8" = 6.51 mts.

DISEÑO DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE  
 UMA-6 SISTEMA 60% DE CAPACIDAD LINEA DE LIQUIDO

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACION: LINEA DE LIQUIDO  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MÁXIMA:

CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 21.5  
 TEMPERATURA DE SUCCION SATURADA (F): 45  
 TEMPERATURA DE CONDENSACION (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LINEA (PIES): 29

CONEXION		CANTIDAD
90 GRADOS CODO ESTANDAR	=	10
TEE NORMAL	=	2
VALVULA DE SLOPO	=	3
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	=	1
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	=	1
MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	=	1

CAIDA DE PRESION DESEADA EN LA LINEA (F) = 2

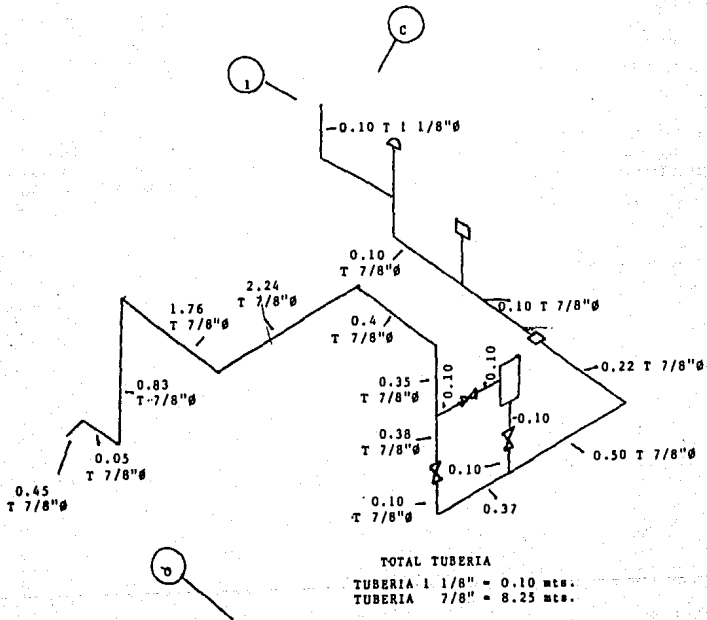
RESULTADOS:

PARA UNA CAPACIDAD DE 21.5 TONELADAS:  
 DIAMETRO SELECCIONADO = 7/8 DE PLB, TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 1.98 F  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 5.72 PSI  
 SUBENFRIAMIENTO MÍNIMO REQUERIDO = 3.90 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACION  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA  
 PLB = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1983

UMA-6

SECCION TUBERIA DE LIQUIDO  
SISTEMA 60X CA-240

FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO, 1982

DISEÑO DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE  
 UMA-1 SISTEMA 40W DE CAPACIDAD LINEA DE SUCCION

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACION: LINEA DE SUCCION  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MAXIMA:  
 CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 17  
 TEMPERATURA DE SUCCION SATURADA (F): 43  
 TEMPERATURA DE CONDENSACION (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LINEA (PIES): 31

CONEXION	CANTIDAD
90 GRADOS CODO ESTANDEAR	= 7
TEE NORMAL	= 0
VALVULA DE BLOQUEO	= 0
VALVULA SOLENOIDE (15.0 PSI)	= 0
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PEI)	= 0
MANIFOLD INDICADOR DE LIQUIDO	= 0

CAIDA DE PRESION DEBERADA EN LA LINEA (F) = E

RESULTADOS:

PARA UNA CAPACIDAD DE 17 TONELADAS:  
 DIAMETRO SELECCIONADO = 1 5/8 DE PULG. TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 1.02 F  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 1.61 PSI  
 SUBENFRIAMIENTO MINIMO REQUERIDO = 0 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACION  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA  
 PLS = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

DISEÑO DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE  
 UNA-1 SISTEMA 60% DE CAPACIDAD LÍNEA DE SUCCIÓN

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)

APLICACIÓN: LÍNEA DE SUCCIÓN

MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MÁXIMA:

CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 21.5

TEMPERATURA DE SUCCIÓN SATURADA (F): 45

TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN (F): 97

LONGITUD TOTAL DE LA LÍNEA (PIES): 23

CONEXIÓN		CANTIDAD
90 GRADOS COBRE ESTÁNDAR	=	7
TEE NORMAL	=	0
VALVULA DE GLOBE	=	0
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	=	0
FILTRO DESHIDRATADOR (4.0 PSI)	=	0
MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	=	0

CAIDA DE PRESIÓN DESEADA EN LA LÍNEA (F) = 2

RESULTADOS:

PARA UNA CAPACIDAD DE 17 TONELADAS:

DIÁMETRO SELECCIONADO = 2 1/8 DE PLG. TUBO DE COBRE

CAIDA DE PRESIÓN RESULTANTE = 0.41 F

CAIDA DE PRESIÓN RESULTANTE = 0.65 PSI

SUBENFRÍAMIENTO MÍNIMO REQUERIDO = 0 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACIÓN

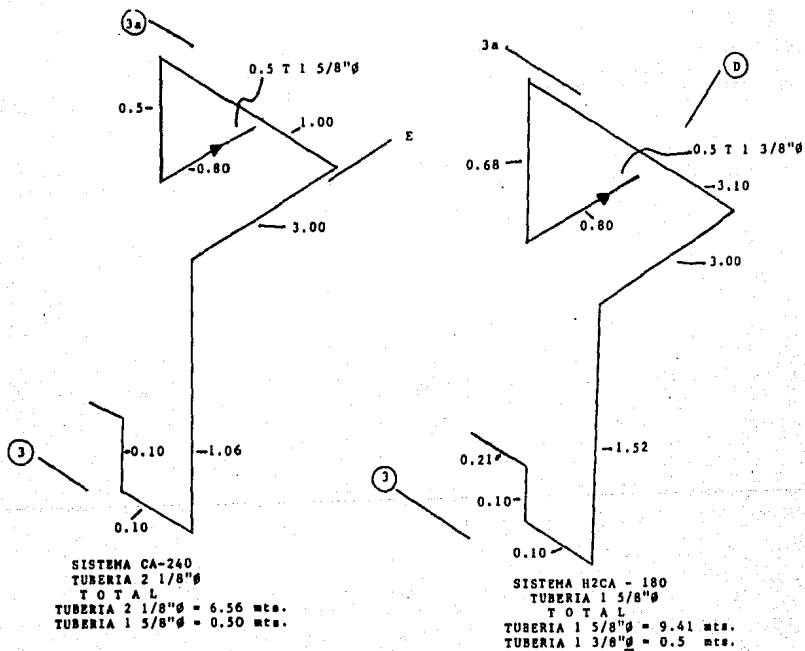
F = GRADOS FARENHEIT

PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA

PLG = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

UMA-1

SECCIONES DE TUBERIA DE SUCCION  
SISTEMAS 60X CA-240 Y 40X H2CA-180

FUENTE:DIAGRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO, 1962

DISEÑO DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE  
 UMA-2 SISTEMA 40% DE CAPACIDAD LÍNEA DE SUCCIÓN

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)

APLICACIÓN: LÍNEA DE SUCCIÓN

MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MÁXIMA:

CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 17

TEMPERATURA DE SUCCIÓN SATURADA (F): 45

TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN (F): 97

LONGITUD TOTAL DE LA LÍNEA (PIES): 21

CONEXIÓN		CANTIDAD
90 GRADOS CODO ESTÁNDAR	=	7
TEE NORMAL	=	0
VALVULA DE GLOBOS	=	0
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	=	0
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	=	0
MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	=	0

CAIDA DE PRESIÓN DESEADA EN LA LÍNEA (F) = 2

RESULTADOS:

PARA UNA CAPACIDAD DE 17 TONELADAS:

DIÁMETRO SELECCIONADO = 1 5/8 DE PLG. TUBO DE COBRE

CAIDA DE PRESIÓN RESULTANTE = 0.26 F

CAIDA DE PRESIÓN RESULTANTE = 0.41 PSI

SUBENFRÍAMIENTO NINGUNO REQUERIDO = 0 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACIÓN

F = GRADOS FARENHEIT

PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA

PLG = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

**TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN**



DISEÑO DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE  
 UNA-E SISTEMA BOX DE CAPACIDAD LÍNEA DE SUCCIÓN

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACIÓN: LÍNEA DE SUCCIÓN  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MÁXIMA:  
 CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 21.5  
 TEMPERATURA DE SECCIÓN SATURADA (F): 45  
 TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN (F): 77  
 LONGITUD TOTAL DE LA LÍNEA (PIES): 20

CONEXIÓN	CANTIDAD
90 GRADOS CODO ESTÁNDAR	= 7
TEE NORMAL	= 0
VALVULA DE GLOBO	= 0
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	= 0
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	= 0
MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	= 0

CAIDA DE PRESIÓN DESEADA EN LA LÍNEA (F) = 2

RESULTADOS:

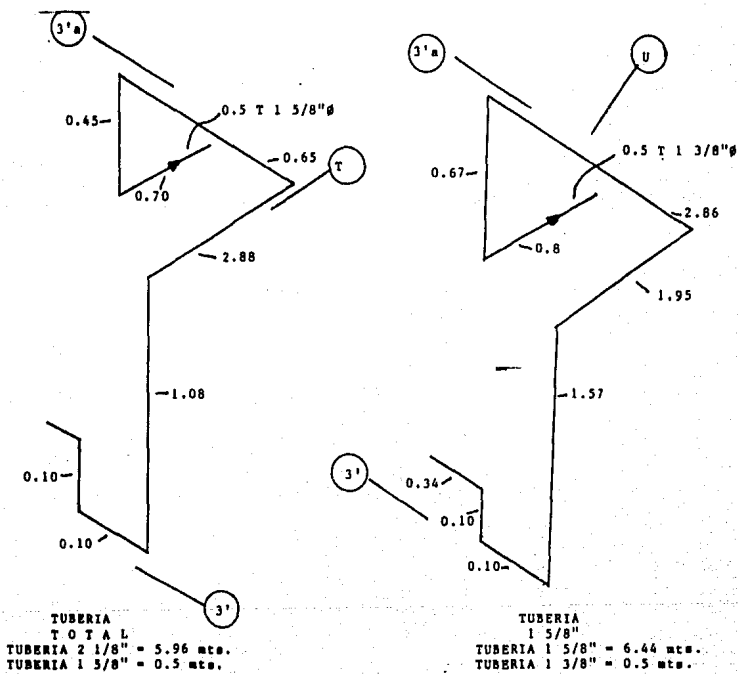
PARA UNA CAPACIDAD DE 17 TONELADAS:  
 DIÁMETRO SELECCIONADO = 2 1/8 DE PLG. TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESIÓN RESULTANTE = 0.39 F  
 CAIDA DE PRESIÓN RESULTANTE = 0.61 PSI  
 SUBENFRÍAMIENTO MÍNIMO REQUERIDO = 0 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACIÓN  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA  
 PLG = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1968

UMA-2

SECCIONES DE TUBERIA DE SUCCION  
SISTEMAS 60% CA-240 Y 40% H2CA-180



FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO, 1962

DISENO DE TUBERIA DE REFRIGERANTE  
UMA-3 SISTEMA 50% DE CAPACIDAD LINEA DE SUCCION

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)

APLICACION: LINEA DE SUCCION

MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MAXIMA:

CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 22.1

TEMPERATURA DE SECCION SATURADA (F): 45

TEMPERATURA DE CONDENSACION (F): 97

LONGITUD TOTAL DE LA LINEA (PIES): 17.8

CONEXION	CANTIDAD
90 GRADOS CODO ESTANDAR	= 7
TEE NORMAL	= 0
VALVULA DE GLOBO	= 0
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	= 0
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	= 0
MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	= 0

CAIDA DE PRESION DESEADA EN LA LINEA (F) = 2

RESULTADOS:

PARA UNA CAPACIDAD DE 22.1 TONELADAS:

DIAMETRO SELECCIONADO = 1/8 DE PLG. TUBO DE COBRE

CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 0.39 F

CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 0.62 PSI

SUBENFRIAMIENTO MINIMO REQUERIDO = 0 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACION

F = GRADOS FARENHEIT

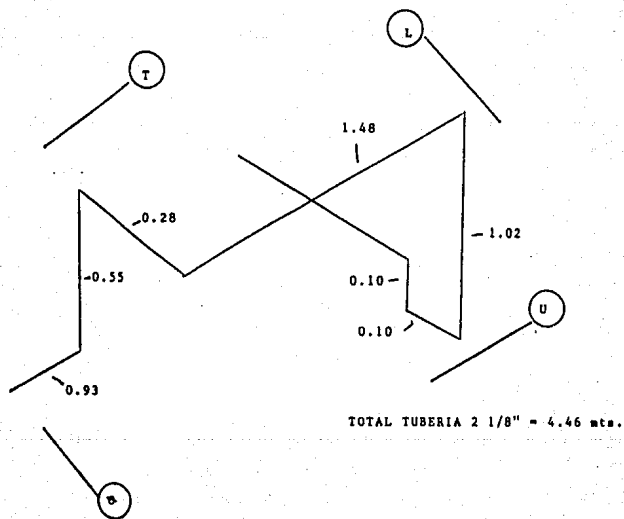
PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA

PLG = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

UMA-3

SECCION DE TUBERIA DE SUCCION  
SISTEMA SOX CA-480

FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO, 1966

DISENO DE TUBERIA DE REFRIGERANTE  
 UNA-2 SISTEMA 50% DE CAPACIDAD LINEA DE SUCCION

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACION: LINEA DE SUCCION  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MAXIMA:

CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 22.1  
 TEMPERATURA DE SUCCION SATURADA (F): 45  
 TEMPERATURA DE CONDENSACION (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LINEA (FTES): 14.6

CONEXION		CANTIDAD
90 GRADES CODO ESTANDAR	=	7
TEE NORMAL	=	0
VALVULA DE GLOBE	=	0
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	=	0
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	=	0
MISILLA INDICADORA DE LIQUIDO	=	0

CAIDA DE PRESION DESEADA EN LA LINEA (F) = 2

RESULTADOS:

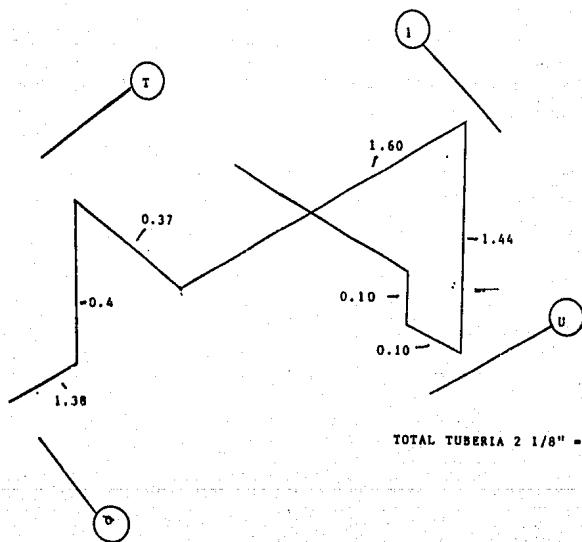
PARA UNA CAPACIDAD DE 22.1 TONELADAS:  
 DIAMETRO SELECCIONADO = 2 1/8 DE PLB. TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 0.37 F  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 0.52 PSI  
 SUBENFRIAMIENTO MINIMO REQUERIDO = 0 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACION  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA  
 PLB = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

**TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN**

UMA-3

SECCION DE TUBERIA DE SUCCION  
SISTEMA 50X CA-480

FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO, 1966

DISEÑO DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE  
 UMA-4 SISTEMA 40% DE CAPACIDAD LINEA DE SUCCION

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACION: LINEA DE SUCCION  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MAXIMA:  
 CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 17  
 TEMPERATURA DE SUCCION SATURADA (F): 45  
 TEMPERATURA DE CONDENSACION (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LINEA (PIES): 41.6

CONEXION		CANTIDAD
90 GRADOS CORO ESTANDAR	=	8
TEE NORMAL	=	0
VALVULA DE GLOBO	=	0
VALVULA SOLENODE (3.0 PSI)	=	0
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	=	0
MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	=	0

CAIDA DE PRESION DESEADA EN LA LINEA (F) = 2

RESULTADOS:

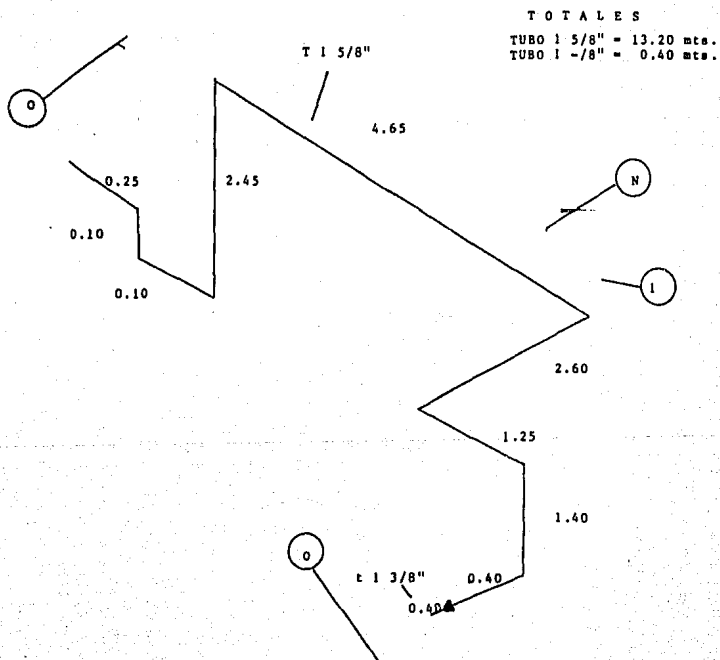
PARA UNA CAPACIDAD DE 17 TONELADAS:  
 DIAMETRO SELECCIONADO = 1 5/8 DE PLG. TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 1.27 F  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 2.01 PSI  
 SUBENFRIAMIENTO MINIMO REQUERIDO = 0 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACION  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA  
 PLG = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

**TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN**

UMA-4

SECCION DE TUBERIA DE SUCCION  
SISTEMA 401 H2CA-180

FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO, 1988



DISEÑO DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE  
 UNA-A SISTEMA 60X DE CAPACIDAD LINEA DE SUCCION

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACION: LINEA DE SUCCION  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MAXIMA:  
 CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 21.5  
 TEMPERATURA DE SUCCION SATURADA (F): 45  
 TEMPERATURA DE CONDENSACION (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LINEA (PIES): 43.3

CONEXION		CANTIDAD
90 GRADOS CODD ESTANDAR	=	7
TEE NORMAL	=	0
VALVULA DE SLOBO	=	0
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	=	0
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PEI)	=	0
MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	=	0

CAIDA DE PRESION DESEADA EN LA LINEA (F) = 2

RESULTADOS:

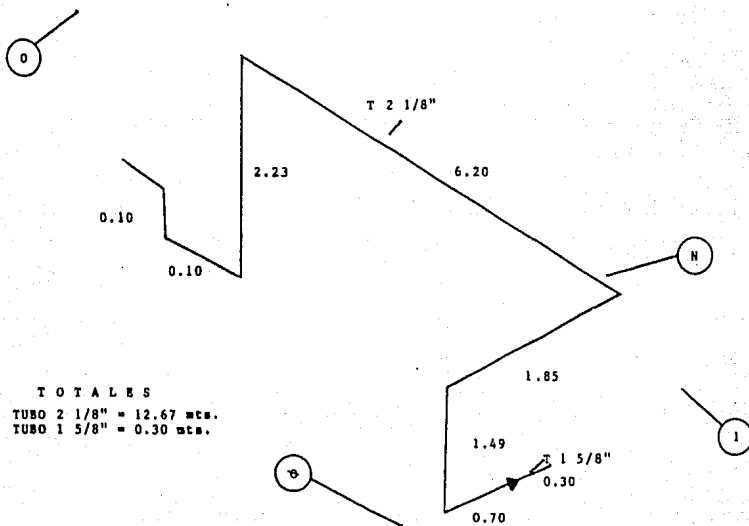
PARA UNA CAPACIDAD DE 21.5 TONELADAS:  
 DIAMETRO SELECCIONADO = 2 1/8 DE PLS, TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 0.55 F  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 0.87 PSI  
 SUBENFRIAMIENTO MINIMO REQUERIDO = 0 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACION  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA  
 PLS = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

**TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN**

UMA-4

SECCION TUBERIA DE SUCCION  
SISTEMA 60Z CA-240

T O T A L E S  
 TUBO 2 1/8" = 12.67 mts.  
 TUBO 1 5/8" = 0.30 mts.

FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS ORIGINALES, 1988

DISENO DE TUBERIA DE REFRIGERANTE  
 UNA-S SISTEMA 50% DE CAPACIDAD LINEA DE SUCCION

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACION: LINEA DE SUCCION  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MAXIMA:  
 CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 25  
 TEMPERATURA DE SUCCION SATURADA (F): 45  
 TEMPERATURA DE CONDENSACION (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LINEA (PIES): 41.5

CONEXION		CANTIDAD
90 GRADOS CODD ESTANDAR	=	7
TEE NORMAL	=	0
VALVULA DE GLOBO	=	0
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	=	0
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	=	0
MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	=	0

CAIDA DE PRESION DESEADA EN LA LINEA (F) = 2

RESULTADOS:

PARA UNA CAPACIDAD DE 25 TONELADAS:  
 DIAMETRO SELECCIONADO = 2 1/8 DE PLG. TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 0.71 F  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 1.12 PSI  
 SUBENFRIAMIENTO MINIMO REQUERIDO = 0 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACION  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA  
 PLG = PULSADA

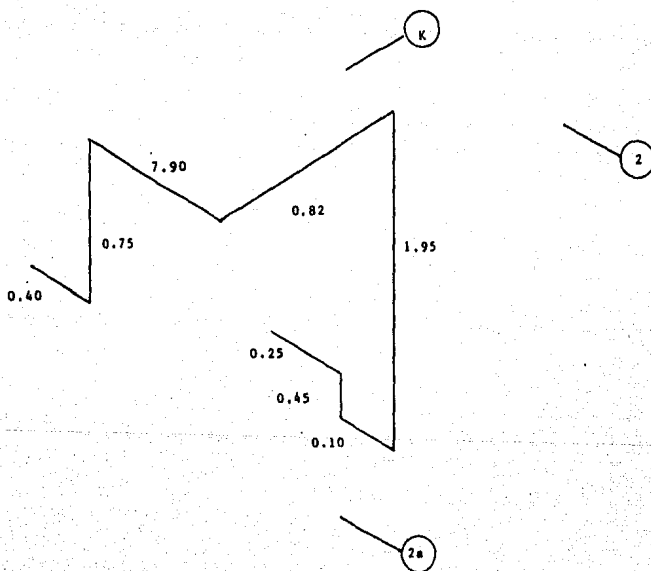
FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

**TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN**

UMA-5

SECCION TUBERIA DE SUCCION  
SISTEMA 1

TUBO 2 1/8" = 12.62 mts



FUENTE: FOTAGRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO. 1989

DISEÑO DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE  
 UNA-S SISTEMA-50X DE CAPACIDAD LÍNEA DE SUCCIÓN

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACIÓN: LÍNEA DE SUCCIÓN  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MÁXIMA:  
 CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 25  
 TEMPERATURA DE SUCCIÓN SATURADA (F): 45  
 TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LÍNEA (PIES): 35.5

CONEXIÓN		CANTIDAD
90 GRADOS CODD ESTÁNDAR	=	6
TEE NORMAL	=	0
VALVULA DE GLOBO	=	0
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	=	0
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	=	0
MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	=	0

CAIDA DE PRESIÓN DESEADA EN LA LÍNEA (F) = 2

RESULTADOS:

PARA UNA CAPACIDAD DE 25 TONELADAS:  
 DIÁMETRO SELECCIONADO = 2 1/8 DE PLG. TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESIÓN RESULTANTE = 0.61 F  
 CAIDA DE PRESIÓN RESULTANTE = 0.96 PSI  
 SUBENFRÍAMIENTO MÍNIMO REQUERIDO = 0 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACIÓN

F = GRADOS FARENHEIT

PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA

PLG = PULGADA

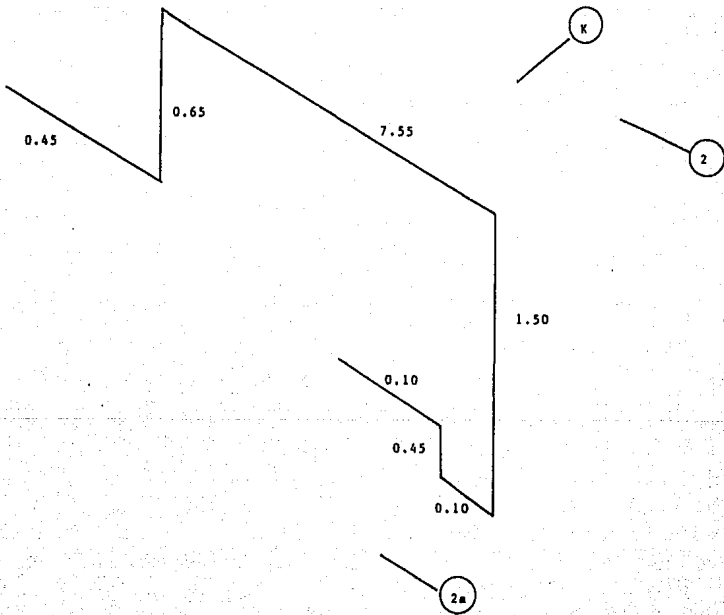
FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1982

**TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN**

UHA-5

SECCION TUBERIAS DE SUCCION  
SISTEMA I

TUBO 2 1/8" - 10.80 mts.



FUENTE:DIAGRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO, 1958

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

DISEÑO DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE  
 UMA-6 SISTEMA 40% DE CAPACIDAD LINEA DE SUCCION

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)

APLICACION: LINEA DE SUCCION

MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MAXIMA:

CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 17

TEMPERATURA DE SUCCION SATURADA (F): 45

TEMPERATURA DE CONDENSACION (F): 97

LONGITUD TOTAL DE LA LINEA (PIES): 20

CONEXION		CANTIDAD
90 GRADOS CODO ESTANDAR	=	6
TEE NORMAL	=	0
VALVULA DE GLOBO	=	0
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	=	0
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	=	0
MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	=	0

CAIDA DE PRESION DESEADA EN LA LINEA (F) = 2

RESULTADOS:

PARA UNA CAPACIDAD DE 17 TONELADAS:

DIAMETRO SELECCIONADO = 1 5/8 DE PLG. TUBO DE COBRE

CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 0.76 F

CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 1.20 PSI

SUBENFRIAMIENTO MINIMO REQUERIDO = 0 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACION

F = GRADOS FARENHEIT

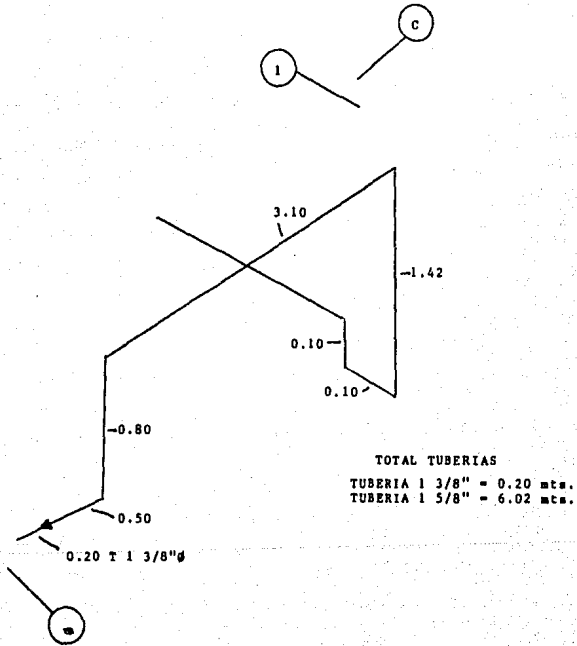
PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA

PLG = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

UMA-6

SECCION DE TUBERIA DE SUCCION  
SISTEMA 40X H2CA-180



FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO EGERE MEDICIONES EN CAMPO, 1996



DISEÑO DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE  
 UNA-6 SISTEMA 60% DE CAPACIDAD LINEA DE SUCCION

DATOS:

REFRIGERANTE: FREON-22 (R-22)  
 APLICACION: LINEA DE SUCCION  
 MATERIAL SELECCIONADO: TUBO DE COBRE, TIPO L

EN CONDICIONES DE CARGA MAXIMA:

CAPACIDAD DEL SISTEMA (TONELADAS): 21.5  
 TEMPERATURA DE SUCCION SATURADA (F): 45  
 TEMPERATURA DE CONDENSACION (F): 97  
 LONGITUD TOTAL DE LA LINEA (PIES): 22.5

CONEXION		CANTIDAD
90 GRADOS CODC ESTANDAR	=	7
TEE NORMAL	=	0
VALVULA DE G_LOBO	=	0
VALVULA SOLENOIDE (3.0 PSI)	=	0
FILTRO DESHIDRATADOR (2.0 PSI)	=	0
MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO	=	0

CAIDA DE PRESION DESEADA EN LA LINEA (F) = 2

RESULTADOS:

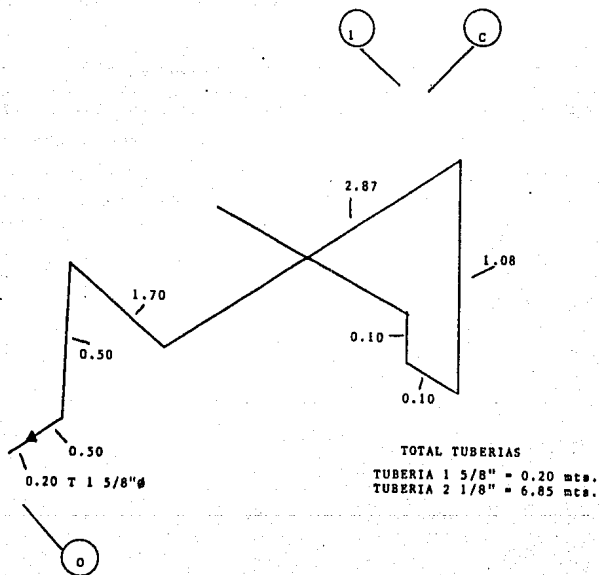
PARA UNA CAPACIDAD DE 21.5 TONELADAS:  
 DIAMETRO SELECCIONADO = 3/8 DE PLG. TUBO DE COBRE  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 0.41 F  
 CAIDA DE PRESION RESULTANTE = 0.64 PSI  
 SUBENFRIAMIENTO MINIMO REQUERIDO = 0 F

TONELADAS = TONELADA DE REFRIGERACION  
 F = GRADOS FARENHEIT  
 PSI = LIBRAS POR PULGADA CUADRADA  
 PLG = PULGADA

FUENTE: PROGRAMA E11-20, CARRIER CORPORATION, 1988

**TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN**

UMA-6

SECCION TUBERIA DE SUCCION  
SISTEMA 60X CA-240

FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE MEDICIONES EN CAMPO, 1982

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

SELECCION DE EQUIPOS DE  
AIRE ACONDICIONADO PARA  
EL EDIFICIO TERMINAL DEL  
AEROPUERTO INTERNACIONAL DE  
LOS CABOS, BAJA CALIFORNIA SUR  
MEXICO

SELECCION DE EQUIPOS

Selección UMA-1

CARGA TERMICA TOTAL = 364,075 BTU / hr  
 CARGA TERMICA SENSIBLE = 254,553 BTU / hr

CALCULO DE PIES CUBICOS POR MINUTO TEORICOS  
 PCM = 254,553 / 1.08 (82.1 - 53.4)  
 PCM = 8,212

DIFERENCIAL MAXIMO DE TEMPERATURA DE ENFRIAMIENTO  
 $T_e = 254,553 / 1.08 (8,212)$   
 $T_e = 28.7$  grados Fahrenheit

AREA DE CARA DEL SERPENTIN  
 $A = 8,212 / 500$   
 $A = 16.42$  pies cuadrados

Entrando a tablas de selección, pasando a la inmediata superior, tenemos 20 pies cuadrados, que corresponden a una unidad 200.

Seleccionando el arreglo AH, con el tamaño 200, la unidad seleccionada es una unidad AH-200, con caja de mezclas y sección de filtros planos.

RECALCULANDO PARA LA NUEVA AREA DE CARA  
 DIFERENCIAL MAXIMO DE TEMPERATURA DE ENFRIAMIENTO  
 $T_e = 254,553 / 1.08 (10,000)$   
 $T_e = 23.56$  grados Fahrenheit

CALCULO DE PIES CUBICOS POR MINUTO REALES  
 $PCM = 254,553 / 1.08 (82.1 - 56.1)$   
 $PCM = 9,065$

Los pies cúbicos reales serán 10,000 debido al tamaño de la unidad y la velocidad de cara que se está manejando, además de tener un 7% de fuga en los ductos el cual se compensara.

NUEVA VELOCIDAD DE CARA  
 $V_c = 10,000 PCM / 20$  pies cuadrados  
 $V_c = 500$  PPH

CALCULO DE BTU / hr POR PIE CUADRADO DE SERPENTIN  
 $364,075 BTU / hr / 20$  pies cuadrados  
 $= 18,204 BTU-hr / pie$  cuadrado

SELECCION DEL SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO  
 CONDICIONES DE ENTRADA AL SERPENTIN

ENTRADA: BULBO SECO = 82.1 F  
 BULBO HUMEDO = 69.3 F

SALIDA: BULBO SECO = 53.4  
 BULBO HUMEDO = 51

SERPENTIN DE EXPANSION DIRECTA, REFRIGERANTE FREON-22  
 TEMPERATURA DE SUCCION DEL REFRIGERANTE 45 F

**ENTRADA A TABLAS DE SELECCION OBTENEMOS LOS SIGUIENTES DATOS:**

TEMP.	BTU-hr/ft	BHP	BSF	VEL
80/68	20,780	54.7	55.4	500
85/70	23,020	55.8	56.7	600

Efectuando la interpolación para la temperatura de 82.1/69.3 obtenemos los siguientes valores:

82.1/69.3	21,721	55.16	55.9	500
-----------	--------	-------	------	-----

De esta interpolación obtenemos el valor 25,642 BTU-hr/ft, que es un valor mayor al requerido de 18,204 BTU-hr/ft.

$$21,721 \text{ BTU-hr/ft} > 18,204 \text{ BTU-hr/ft}$$

Por lo tanto la selección es adecuada a nuestras necesidades de carga térmica total.

El serpentín seleccionado es de 6 hileras y 8 aletas por pulgada, tipo MC (capacidad media) de expansión directa para funcionar con refrigerante freon-22.

**CALCULO DE LA PRESION ESTATICA ESTIMADA PARA LA UNIDAD**

Ductos - - - - -	0.73
Serpentín - - - - -	0.39
Filtros - - - - -	0.14
Rejilla - - - - -	0.12

$$1.38 \times 1.1 \text{ (factor de corrección)} = 1.51 \text{ col H2O}$$

**SELECCION DEL MOTOR Y TIPO DE VENTILADOR**

Entrando a tablas obtenemos que para:

10,700 PCM y 1.51 de presión estática para una unidad AH-200, el motor que corresponde es de 3.5 BHP, por no existir de esta capacidad en el mercado se utilizará uno de 5 BHP, el tipo de turbina que se utilizara sera con aspas curvadas hacia adelante.

SELECCION DE EQUIPOS

## Selección UMA-2

CARGA TERMICA TOTAL = 378,588 BTU / hr  
 CARGA TERMICA SENSIBLE = 275,844 BTU / hr

CALCULO DE PIES CUBICOS POR MINUTO TEORICOS  
 PCM = 275,844 / 1.08 (82.1 - 53.4)  
 PCM = 8,930

DIFERENCIAL MAXIMO DE TEMPERATURA DE ENFRIAMIENTO  
 Te = 275,844 / 1.08 (8,930)  
 Te = 28.6 grados Fahrenheit

AREA DE CARA DEL SERPENTIN  
 A = 8,930 / 500  
 A = 17.86 pies cuadrados

Entrando a tablas de selección, pasando a la inmediata superior, tenemos 20 pies cuadrados, que corresponden a una unidad 200. Seleccionando el arreglo AH, con el tamaño 200, la unidad seleccionada es una unidad AH-200, con caja de mezclas y sección de filtros planos.

RECALCULANDO PARA LA NUEVA AREA DE CARA  
 DIFERENCIAL MAXIMO DE TEMPERATURA DE ENFRIAMIENTO  
 Te = 275,844 / 1.08 (10,000)  
 Te = 25.54 grados Fahrenheit

CALCULO DE PIES CUBICOS POR MINUTO REALES  
 PCM = 275,844 / 1.08 (82.1 - 59.8)  
 PCM = 11,505

Los pies cúbicos reales serán 11,505 debido al tamaño de la unidad y la velocidad de cara que se esta manejando, además de tener un 7% de fuga en los ductos el cual se compensara.

NUEVA VELOCIDAD DE CARA  
 Vc = 11,505 PCM / 20 pies cuadrados  
 Vc = 575 PPM

CALCULO DE BTU / hr POR PIE CUADRADO DE SERPENTIN  
 378,588 BTU / hr / 20 pies cuadrados  
 = 18,929 BTU-hr / pie cuadrado

SELECCION DEL SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO  
 CONDICIONES DE ENTRADA AL SERPENTIN  
 ENTRADA: BULBO SECO = 82.1 F  
 BULBO HUMEDO = 69.3 F  
 SALIDA: BULBO SECO = 53.4  
 BULBO HUMEDO = 51  
 SERPENTIN DE EXPANSION DIRECTA, REFRIGERANTE FREON-22  
 TEMPERATURA DE SUCCION DEL REFRIGERANTE 45 F

**ENTRADA A TABLAS DE SELECCION OBTENEMOS LOS SIGUIENTES DATOS:**

TEMP.	BTU-hr/ft	BHP	BSF	VEL
80/68	20,080	53.8	54.5	500
85/70	26,830	56.3	57.5	600

Efectuando la interpolación para la temperatura de 82.1/69.3 obtenemos los siguientes valores:

82.1/69.3	25,642	55.67	56.74	575
-----------	--------	-------	-------	-----

De esta interpolación obtenemos el valor 25,642 BTU-hr/ft, que es un valor mayor al requerido de 18,929 BTU-hr/ft.

$$25,642 \text{ BTU-hr/ft} > 18,929 \text{ BTU-hr/ft}$$

Por lo tanto la selección es adecuada a nuestras necesidades de carga térmica total.

El serpentín seleccionado es de 6 hileras y 8 aletas por pulgada, tipo MC (capacidad media) de expansión directa para funcionar con refrigerante freon-22.

**CALCULO DE LA PRESION ESTATICA ESTIMADA PARA LA UNIDAD**

Ductos - - - - -	0.67
Serpentín - - - -	0.50
Filtros - - - - -	0.15
Rejilla - - - - -	0.12

$$1.44 \times 1.1 \text{ (factor de corrección)} = 1.58 \text{ col H2O}$$

**SELECCION DEL MOTOR Y TIPO DE VENTILADOR**

Entrando a tablas obtenemos que para:

12,310 PCM y 1.58 de presión estática para una unidad AH-200, el motor que corresponde es de 5.0 BHP. El tipo de turbina que se utilizará será con aspas curvadas hacia adelante.

SELECCION DE EQUIPOS

Selección UMA-3

CARGA TERMICA TOTAL = 531,016 BTU / hr  
 CARGA TERMICA SENSIBLE = 351,402 BTU / hr

CALCULO DE PIES CUBICOS POR MINUTO TEORICOS  
 PCM = 351,402 / 1.08 (82.1 - 53.4)  
 PCM = 11,337

DIFERENCIAL MAXIMO DE TEMPERATURA DE ENFRIAMIENTO  
 $T_e = 351,402 / 1.08 (11,337)$   
 $T_e = 28.7$  grados Fahrenheit

AREA DE CARA DEL SERPENTIN  
 $A = 11,337 / 500$   
 $A = 22.67$  pies cuadrados

Entrando a tablas de selección, pasando a la inmediata superior, tenemos 25 pies cuadrados, que corresponden a una unidad 250.

Seleccionando el arreglo AH, con el tamaño 250, la unidad seleccionada es una unidad AH-250, con caja de mezclas y sección de filtros planos.

RECALCULANDO PARA LA NUEVA AREA DE CARA  
 DIFERENCIAL MAXIMO DE TEMPERATURA DE ENFRIAMIENTO  
 $T_e = 351,402 / 1.08 (15,000)$   
 $T_e = 21.69$  grados Fahrenheit

CALCULO DE PIES CUBICOS POR MINUTO REALES  
 $PCM = 351,402 / 1.08 (82.1 - 57.9)$   
 $PCM = 13,495$

Los pies cúbicos reales serán 13,495 debido al tamaño de la unidad y la velocidad de cara que se está manejando, además de tener un 7% de fuga en los ductos el cual se compensara.

NUEVA VELOCIDAD DE CARA  
 $V_c = 13,495 \text{ PCM} / 25 \text{ pies cuadrados}$   
 $V_c = 539 \text{ PPM}$

CALCULO DE BTU / hr POR PIE CUADRADO DE SERPENTIN

531,016 BTU / hr / 25 pies cuadrados  
 = 21,240 BTU-hr / pie cuadrado

SELECCION DEL SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO  
 CONDICIONES DE ENTRADA AL SERPENTIN  
 ENTRADA: BULBO SECO = 82.1 F

BULBO HUMEDO = 69.3 F  
 SALIDA: BULBO SECO = 53.4  
 BULBO HUMEDO = 51

SERPENTIN DE EXPANSION DIRECTA, REFRIGERANTE FREON-22  
 TEMPERATURA DE SUCCION DEL REFRIGERANTE 45 F



**ENTRADA A TABLAS DE SELECCION OBTENEMOS LOS SIGUIENTES DATOS:**

TEMP.	BTU-hr/ft	BHP	BSF	VEL
80/68	22,080	53.8	54.5	500
85/70	26,830	56.3	57.5	600

Efectuando la interpolación para la temperatura de 82.1/69.3 obtenemos los siguientes valores:

82.1/69.3	23,933	54.77	55.67	539
-----------	--------	-------	-------	-----

De esta interpolación obtenemos el valor 23,933 BTU-hr/ft, que es un valor mayor al requerido de 21,240 BTU-hr/ft.

$$23,933 \text{ BTU-hr/ft} > 21,240 \text{ BTU-hr/ft}$$

Por lo tanto la selección es adecuada a nuestras necesidades de carga térmica total.

El serpentín seleccionado es de 6 hileras y 8 aletas por pulgada, tipo MC (capacidad media) de expansión directa para funcionar con refrigerante freon-22.

**CALCULO DE LA PRESION ESTATICA ESTIMADA PARA LA UNIDAD**

Ductos - - - - -	0.67
Serpentín - - - - -	0.54
Filtros - - - - -	0.19
Rejilla - - - - -	0.12

$$1.52 \times 1.1 \text{ (factor de corrección)} = 1.67 \text{ col H2O}$$

**SELECCION DEL MOTOR Y TIPO DE VENTILADOR**

Entrando a tablas obtenemos que para:

14,440 PCM y 1.67 de presión estática para una unidad AH-250, el motor que corresponde es de 7.5 BHP. El tipo de turbina que se utilizará será con aspas curvadas hacia adelante.

SELECCION DE EQUIPOS

## Selección UMA-4

CARGA TERMICA TOTAL = 358,896 BTU / hr  
 CARGA TERMICA SENSIBLE = 235,380 BTU / hr

CALCULO DE PIES CUBICOS POR MINUTO TEORICOS  
 PCM = 235,380 / 1.08 (82.1 - 53.4)  
 PCM = 7,620

DIFERENCIAL MAXIMO DE TEMPERATURA DE ENFRIAMIENTO  
 $T_e = 235,380 / 1.08 (7,620)$   
 $T_e = 28.6$  grados Fahrenheit

AREA DE CARA DEL SERPENTIN  
 $A = 7,620 / 500$   
 $A = 15.24$  pies cuadrados

Entrando a tablas de selección, pasando a la inmediata superior, tenemos 20 pies cuadrados, que corresponden a una unidad 200. Seleccionando el arreglo AH, con el tamaño 200, la unidad seleccionada es una unidad AH-200, con caja de mezclas y sección de filtros planos.

RECALCULANDO PARA LA NUEVA AREA DE CARA  
 DIFERENCIAL MAXIMO DE TEMPERATURA DE ENFRIAMIENTO  
 $T_e = 235,380 / 1.08 (10,000)$   
 $T_e = 21.79$  grados Fahrenheit

CALCULO DE PIES CUBICOS POR MINUTO REALES  
 $PCM = 235,380 / 1.08 (82.1 - 56.1)$   
 $PCM = 8,320$

Los pies cúbicos reales serán 10,000 debido al tamaño de la unidad y la velocidad de cara que se esta manejando, además de tener un 7% de fuga en los ductos el cual se compensara.

NUEVA VELOCIDAD DE CARA  
 $V_c = 8,320 PCM / 20$  pies cuadrados  
 $V_c = 416$  PPM

## CALCULO DE BTU / hr POR PIE CUADRADO DE SERPENTIN

358,896 BTU / hr / 20 pies cuadrados  
 = 17,945 BTU-hr / pie cuadrado

## SELECCION DEL SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO

## CONDICIONES DE ENTRADA AL SERPENTIN

ENTRADA: BULBO SECO = 82.1 F  
 BULBO HUMEDO = 69.3 F

SALIDA: BULBO SECO = 53.4  
 BULBO HUMEDO = 51

SERPENTIN DE EXPANSION DIRECTA, REFRIGERANTE FREON-22  
 TEMPERATURA DE SUCCION DEL REFRIGERANTE 45 F

**ENTRADA A TABLAS DE SELECCION OBTENEMOS LOS SIGUIENTES DATOS:**

TEMP.	BTU-hr/ft	BHF	BSF	VEL
80/68	19,440	52.2	52.7	400
85/70	24,430	54.8	55.7	500

Efectuando la interpolación para la temperatura de 82.1/69.3 obtenemos los siguientes valores:

82.1/69.3	20,239	52.61	53.8	416
-----------	--------	-------	------	-----

De esta interpolación obtenemos el valor 20,239 BTU-hr/ft, que es un valor mayor al requerido de 17,945 BTU-hr/ft.

$$20,239 \text{ BTU-hr/ft} > 17,945 \text{ BTU-hr/ft}$$

Por lo tanto la selección es adecuada a nuestras necesidades de carga térmica total.

El serpentín seleccionado es de 6 hileras y 8 aletas por pulgada, tipo MC (capacidad media) de expansión directa para funcionar con refrigerante freon-22.

**CALCULO DE LA PRESION ESTATICA ESTIMADA PARA LA UNIDAD**

Ductos - - - - -	0.78
Serpentín - - - -	0.47
Filtros - - - - -	0.14
Rejilla - - - - -	0.12
-----	

$$1.51 \times 1.1 \text{ (factor de corrección)} = 1.66 \text{ col H2O}$$

**SELECCION DEL MOTOR Y TIPO DE VENTILADOR**

Entrando a tablas obtenemos que para:

10,000 PCM y 1.66 de presión estática para una unidad AH-200, el motor que corresponde es de 3.5 BHP, por no existir motores de esta capacidad en el mercado se utilizará uno de 5 BHP. El tipo de turbina que se utilizará será con aspas curvadas hacia adelante.

SELECCION DE EQUIPOS

## Selección UMA-5

CARGA TERMICA TOTAL = 604,552 BTU / hr  
 CARGA TERMICA SENSIBLE = 408,233 BTU / hr

CALCULO DE PIES CUBICOS POR MINUTO TEORICOS  
 $PCM = 408,233 / 1.08 (82.1 - 53.4)$   
 $PCM = 13,216$

DIFERENCIAL MAXIMO DE TEMPERATURA DE ENFRIAMIENTO  
 $Te = 408,233 / 1.08 (13,216)$   
 $Te = 28.6$  grados Fahrenheit

AREA DE CARA DEL SERPENTIN  
 $A = 13,216 / 500$   
 $A = 26.43$  pies cuadrados

Entrando a tablas de selección, pasando a la inmediata superior, tenemos 28 pies cuadrados, que corresponden a una unidad 280.

Seleccionando el arreglo AH, con el tamaño 280, la unidad seleccionada es una unidad AH-280, con caja de mezclas y sección de filtros planos.

RECALCULANDO PARA LA NUEVA AREA DE CARA  
 DIFERENCIAL MAXIMO DE TEMPERATURA DE ENFRIAMIENTO  
 $Te = 408,233 / 1.08 (15,180)$   
 $Te = 24.9$  grados Fahrenheit

CALCULO DE PIES CUBICOS POR MINUTO REALES  
 $PCM = 408,233 / 1.08 (82.1 - 55)$   
 $PCM = 14,000$

Los pies cúbicos reales serán 15,400 debido al tamaño de la unidad y la velocidad de cara que se esta manejando, además de tener un 7% de fuga en los ductos el cual se compensara.

NUEVA VELOCIDAD DE CARA  
 $Vc = 14,000 PCM / 28$  pies cuadrados  
 $Vc = 500$  PPM

## CALCULO DE BTU / hr POR PIE CUADRADO DE SERPENTIN

$604,552$  BTU / hr / 20 pies cuadrados  
 $= 21,591$  BTU-hr / pie cuadrado

## SELECCION DEL SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO

## CONDICIONES DE ENTRADA AL SERPENTIN

ENTRADA: BULBO SECO = 82.1 F  
 BULBO HUMEDO = 69.3 F

SALIDA: BULBO SECO = 53.4  
 BULBO HUMEDO = 51

SERPENTIN DE EXPANSION DIRECTA, REFRIGERANTE FREON-22  
 TEMPERATURA DE SUCCION DEL REFRIGERANTE 45 F

**ENTRADA A TABLAS DE SELECCION OBTENEMOS LOS SIGUIENTES DATOS:**

TEMP.	BTU-hr/ft	BHP	BSF	VEL
80/68	22,080	53.8	54.5	500
85/70	26,830	56.3	57.5	600

Efectuando la interpolación para la temperatura de 82.1/69.3 obtenemos los siguientes valores:

82.1/69.3	22,080	53.8	54.5	500
-----------	--------	------	------	-----

De esta interpolación obtenemos el valor 22,080 BTU-hr/ft, que es un valor mayor al requerido de 21,591 BTU-hr/ft.

$$22,080 \text{ BTU-hr/ft} > 21,591 \text{ BTU-hr/ft}$$

Por lo tanto la selección es adecuada a nuestras necesidades de carga térmica total.

El serpentín seleccionado es de 6 hileras y 8 aletas por pulgada, tipo MC (capacidad media) de expansión directa para funcionar con refrigerante freon-22.

**CALCULO DE LA PRESION ESTATICA ESTIMADA PARA LA UNIDAD**

Ductos - - - - -	0.67
Serpentín - - - -	0.54
Filtros - - - - -	0.19
Rejilla - - - - -	0.12

$$1.52 \times 1.1 \text{ (factor de corrección)} = 1.67 \text{ col H2O}$$

**SELECCION DEL MOTOR Y TIPO DE VENTILADOR**

Entrando a tablas obtenemos que para:

15,400 PCM y 1.67 de presión estática para una unidad AH-280, el motor que corresponde es de 7.5 BHP. El tipo de turbina que se utilizará será con aspas curvadas hacia adelante.

SELECCION DE EQUIPOS

Selección UMA-6

CARGA TERMICA TOTAL = 402,269 BTU / hr  
 CARGA TERMICA SENSIBLE = 264,373 BTU / hr

CALCULO DE PIES CUBICOS POR MINUTO TEORICOS  
 PCM = 264,373 / 1.08 (82.1 - 53.4)  
 PCM = 8,529

DIFERENCIAL MAXIMO DE TEMPERATURA DE ENFRIAMIENTO  
 $T_e = 264,373 / 1.08 (8,529)$   
 $T_e = 28.7$  grados Fahrenheit

AREA DE CARA DEL SERPENTIN  
 $A = 8,529 / 500$   
 $A = 17$  pies cuadrados

Entrando a tablas de selección, pasando a la inmediata superior, tenemos 20 pies cuadrados, que corresponden a una unidad 200.

Seleccionando el arreglo AH, con el tamaño 200, la unidad seleccionada es una unidad AH-200, con caja de mezclas y sección de filtros planos.

RECALCULANDO PARA LA NUEVA AREA DE CARA  
 DIFERENCIAL MAXIMO DE TEMPERATURA DE ENFRIAMIENTO  
 $T_e = 264,373 / 1.08 (10,000)$   
 $T_e = 24.47$  grados Fahrenheit

CALCULO DE PIES CUBICOS POR MINUTO REALES  
 PCM = 264,373 / 1.08 (82.1 - 60)  
 PCM = 11,126

Los pies cúbicos reales serán 12,000 debido al tamaño de la unidad y la velocidad de cara que se esta manejando, además de tener un 7% de fuga en los ductos el cual se compensara.

NUEVA VELOCIDAD DE CARA  
 $V_c = 11,126 \text{ PCM} / 20 \text{ pies cuadrados}$   
 $V_c = 556 \text{ PPM}$

CALCULO DE BTU / hr POR PIE CUADRADO DE SERPENTIN

402,269 BTU / hr / 20 pies cuadrados  
 = 20,113 BTU-hr / pie cuadrado

SELECCION DEL SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO  
 CONDICIONES DE ENTRADA AL SERPENTIN  
 ENTRADA: BULBO SECO = 82.1 F

BULBO HUMEDO = 69.3 F

SALIDA: BULBO SECO = 53.4

BULBO HUMEDO = 51

SERPENTIN DE EXPANSION DIRECTA, REFRIGERANTE FREON-22  
 TEMPERATURA DE SUCCION DEL REFRIGERANTE 45 F

ENTRADA A TABLAS DE SELECCION OBTENEMOS LOS SIGUIENTES DATOS:

TEMP.	BTU-hr/ft	BHP	BSF	VEL
80/68	22,080	53.8	54.5	500
85/70	26,830	56.3	57.5	600

Efectuando la interpolación para la temperatura de 82.1/69.3 obtenemos los siguientes valores:

82.1/69.3	24,740	55.2	56.18	556
-----------	--------	------	-------	-----

De esta interpolación obtenemos el valor 24,740 BTU-hr/ft, que es un valor mayor al requerido de 20,113 BTU-hr/ft.

24,740 BTU-hr/ft > 20,113 BTU-hr/ft

Por lo tanto la selección es adecuada a nuestras necesidades de carga térmica total.

El serpentín seleccionado es de 6 hileras y 8 aletas por pulgada, tipo MC (capacidad media) de expansión directa para funcionar con refrigerante freon-22.

**CALCULO DE LA PRESION ESTATICA ESTIMADA PARA LA UNIDAD**

Ductos - - - - -	0.67
Serpentín - - - -	0.50
Filtros - - - - -	0.15
Rejilla - - - - -	0.12

-----  
1.44 x 1.1 (factor de corrección) = 1.58 col H2O

**SELECCION DEL MOTOR Y TIPO DE VENTILADOR**

Entrando a tablas obtenemos que para:

12,000 PCM y 1.58 de presión estática para una unidad AH-200, el motor que corresponde es de 4.5 BHP., por no existir motores de esta capacidad en el mercado se utilizará uno de 5 BHP. El tipo de turbina que se utilizará será con aspas curvadas hacia adelante.

# UNIDAD MANEJADORA DE AIRE

## TIPO HORIZONTAL

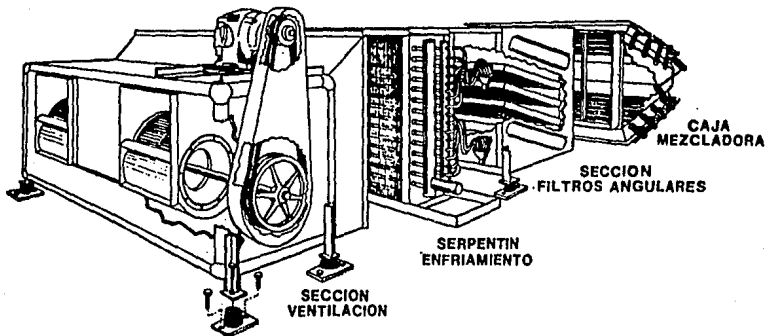


TABLA 1

DATOS DE INGENIERIA

UNIDAD MANEJADORA DE AIRE MODELO	CAJAS DE AIRE EN PASADIZO DE AIRE PCS o EQUIVALENTE VELOCIDADES FPM						SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO Y CALEFACCION			SERPENTIN DE CALEFACCION MULTIPLE			AMBIOS FC	AMBIOS SF	FILTROS DE AIRE PLACAS	FILTROS DE AIRE MALLAS	AREA DE FILTRO	AREA DE FILTRO					
	120	150	200	310	510	740	ALTO x LARGO - EN PULG.	AREA - PIES <sup>2</sup>	NO. DE SERP.	ALTO x LARGO - EN PULG.	AREA - PIES <sup>2</sup>	NO. DE SERP.							ALTO x LARGO - EN PULG.	AREA - PIES <sup>2</sup>	NO. DE SERP.		
	1	2	3	4	5	6																	
13	435	370	583	630	715	740	8 x 24	2.3	4	-	-	-	(1) - 8	3/4	31	-	-	(1) 14 x 25	2.8	(2) 16 x 25	5.6	-	
23	875	1000	1375	1750	1875	1930	13 x 24	2.5	8	-	-	-	(1) - 8	3/4	31	-	-	(1) 14 x 25	2.8	(2) 16 x 25	5.6	-	
25	1125	1400	1975	2750	1975	2100	18-1/2 x 27	5.3	10	11-1/2 x 27	7.15	6	(1) - 10	1	36	-	-	(1) 16 x 28	4.6	(2) 20 x 25	7.0	3	
30	1750	2000	2750	3200	3750	3000	22 x 33	5.8	12	13-1/2 x 33	7.63	4	(1) - 12	1	42	-	-	(1) 18 x 25	7.0	(4) 16 x 20	6.8	6	
35	2150	2500	3750	4500	5250	4200	25-1/2 x 40	7.0	14	15 x 40	6.13	8	(1) - 15	3/4	48	-	-	(1) 16 x 25	6.6	(4) 20 x 25	14	8	
41	2835	3240	4635	5430	6315	4960	29 x 40	8.1	16	-	-	-	(1) - 15	3/4	48	-	-	(1) 16 x 25	6.6	(4) 20 x 25	14	-	
100	3300	4050	4300	5000	5500	6020	32 x 44	10.5	12	11-1/2 x 44	5.7	9	(1) - 15	1	63	-	-	(1) 18 x 25	10.0	(4) 20 x 25	14	-	
117	4095	4640	5285	5830	6475	7020	33-1/2 x 48	11.7	14	-	-	-	(1) - 12	1	63	-	-	(1) 20 x 25	11.8	(4) 20 x 25	16.4	13	
147	4905	5600	6300	7000	7700	8400	35-1/2 x 48	11.7	14	-	-	-	(1) - 15	1	63	-	-	(1) 20 x 25	11.8	(4) 20 x 25	16.4	-	
149	4905	5600	6300	7000	7700	8400	25-1/2 x 78	19.8	18	11 x 78	8.22	-	(1) - 15	3/4	78	(1) - 12	3/4	66	(4) 16 x 25	19.8	(1) 16 x 25	23.2	14
158	5365	6260	7155	7950	8745	9540	28 x 78	18.8	16	-	-	-	(1) - 15	3/4	78	(1) - 12	3/4	66	(4) 16 x 20	21.6	(1) 20 x 20	25.6	-
200	7000	8000	9000	10000	11000	12000	38 x 100	36.0	18	18-1/2 x 100	12.49	12	(1) - 18	3/4	96	(1) - 15	3/4	84	(4) 16 x 20	27.0	(1) 20 x 25	42.0	20
230	8750	10050	11350	12650	13950	15250	38 x 100	36.0	18	18-1/2 x 100	12.49	18	(1) - 18	3/4	96	(1) - 15	3/4	84	(4) 16 x 20	27.0	(1) 20 x 25	42.0	30
233	8835	10135	11435	12735	14035	15335	35-1/2 x 113	23.3	14	-	-	-	(1) - 21	1	114	(1) - 18	1	108	(4) 20 x 20	32.4	(1) 20 x 20	50.4	-
240	9000	10200	11400	12600	13800	15000	36 x 113	29.0	20	22 x 113	17.1	12	(1) - 21	3/4	114	(1) - 18	3/4	108	(4) 20 x 20	32.4	(1) 25 x 20	50.4	31
254	11650	13300	15000	16700	18400	20100	42 x 113	33.3	14	-	-	-	(1) - 21	3/4	114	(1) - 18	3/4	108	(4) 20 x 20	32.4	(1) 25 x 20	50.4	-
258	11860	13660	15460	17260	19060	20860	46-1/2 x 113	36.0	16	27 x 113	17.1	12	(1) - 21	3/4	114	(1) - 18	3/4	108	(4) 20 x 20	32.4	(1) 25 x 20	50.4	32
300	14000	16000	18000	20000	22000	24000	43 x 134	40.0	24	23-1/2 x 134	17.7	18	(1) - 21	3/4	134	(1) - 22	3/4	132	(4) 16 x 20	44.8	(1) 20 x 25	70.4	27
465	16375	18660	20945	23230	25515	27800	38 x 134	56.3	24	-	-	-	(1) - 21	3/4	134	(1) - 22	3/4	132	(4) 20 x 20	56.3	(1) 20 x 20	98.0	-
300	17500	20000	22500	25000	27500	30000	32-1/2 x 134	36.0	30	25-1/2 x 134	17.7	18	(1) - 21	3/4	134	(1) - 22	3/4	132	(4) 20 x 20	56.3	(1) 20 x 20	98.0	27
330	18735	21370	24005	26640	29275	31910	32-1/2 x 144	37.5	30	-	-	-	(1) - 21	3/4	144	(1) - 22	3/4	144	(4) 20 x 20	56.3	(1) 20 x 20	98.0	27
380	20300	23250	26200	29150	32100	35050	38 x 144	56.6	32	30-1/2 x 144	24.2	18	(1) - 21	3/4	144	(1) - 24	3/4	144	(4) 20 x 20	56.3	(1) 20 x 20	98.0	27
430	21750	24900	28050	31200	34350	37500	43 x 144	63.8	36	-	-	-	(1) - 21	3/4	144	(1) - 24	3/4	144	(4) 20 x 20	56.3	(1) 20 x 20	98.0	27
470	23200	26600	30000	33400	36800	40000	43 x 144	63.8	36	-	-	-	(1) - 21	3/4	144	(1) - 24	3/4	144	(4) 20 x 20	56.3	(1) 20 x 20	98.0	27
510	24650	28350	32050	35750	39450	43150	43 x 144	63.8	36	-	-	-	(1) - 21	3/4	144	(1) - 24	3/4	144	(4) 20 x 20	56.3	(1) 20 x 20	98.0	27
550	26100	30000	33900	37800	41700	45600	43 x 144	63.8	36	-	-	-	(1) - 21	3/4	144	(1) - 24	3/4	144	(4) 20 x 20	56.3	(1) 20 x 20	98.0	27
590	27550	31650	35750	39850	43950	48100	43 x 144	63.8	36	-	-	-	(1) - 21	3/4	144	(1) - 24	3/4	144	(4) 20 x 20	56.3	(1) 20 x 20	98.0	27
630	29000	33200	37400	41600	45800	50600	43 x 144	63.8	36	-	-	-	(1) - 21	3/4	144	(1) - 24	3/4	144	(4) 20 x 20	56.3	(1) 20 x 20	98.0	27
670	30450	34850	39250	43650	48050	53100	43 x 144	63.8	36	-	-	-	(1) - 21	3/4	144	(1) - 24	3/4	144	(4) 20 x 20	56.3	(1) 20 x 20	98.0	27



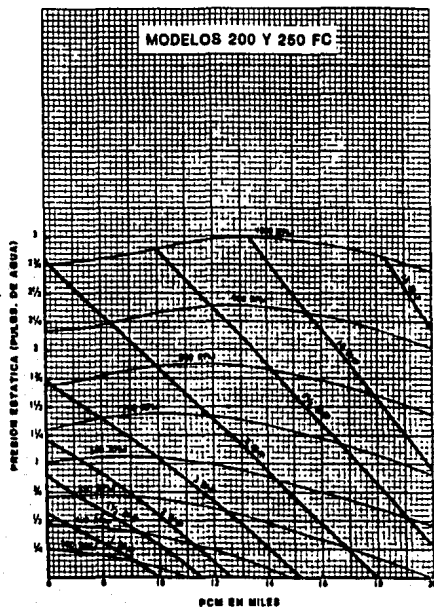
**MODELO 200 FC Y AF**

**FILTROS PLANOS** 18" x 16" x 20" x 2"

PCM	Sargento VC	Filtros Vel.	Presión Est. de los Filtros 0	0V	AV
5000	400	445	.19	.09	.10
10000	500	556			.14
15000	600	666			.19
18000	700	770			
19000	800	830			

**FILTROS ANGULARES** 12" x 20" x 25" x 2"

PCM	Sargento VC	Filtros Vel.	Presión Est. de los Filtros 0	0V	AV	MULTIZONA	PCM	Sargento VC	Presión estática Head de Compuertas
5000	400	325	.07	.03	.03	5000	400	.08	
10000	500	283	.05	.04	.04	10000	500	.10	
15000	600	339	.03	.05	.05	15000	600	.16	
18000	700	395	.14	.07	.08	18000	700	.16	
19000	800	452	.19	.09	.10	19000	700	.20	



**MODELO 253 FC Y AF**

FILTROS PLANOS		12" - 20" x 20" x 3"			
PCM	Serpentina	Filtros	Presión Est. de los Filtros		
VC	Vol.	g	g	AV	
10120	400	354	.14	.05	.07
11520	500	437	.13	.05	.08
15180	600	540		.11	.14
17710	700	640			.18
22740	800	732			.20

FILTROS ANGULARES		12" - 20" x 20" x 3"			
PCM	Serpentina	Filtros	Presión Est. de los Filtros		
VC	Vol.	g	g	AV	
10120	400	243	.07	.03	.03
11640	500	304	.10	.05	.05
15180	600	363	.14	.06	.07
17710	700	427	.18	.08	.09
22740	800	486		.10	.11

**MODELO 280 FC Y AF**

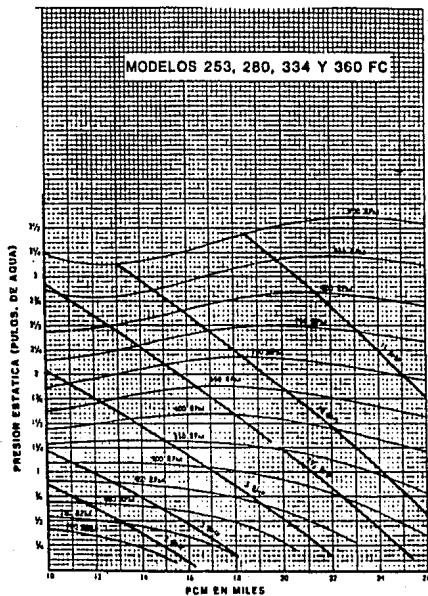
FILTROS PLANOS		12" - 20" x 20" x 3"			
PCM	Serpentina	Filtros	Presión Est. de los Filtros		
VC	Vol.	g	g	AV	
11200	400	404	.16	.07	.09
13600	500	505		.10	.12
18200	600	606			.16
22400	700	707			.18
	800	808			.20

FILTROS ANGULARES		12" - 20" x 20" x 3"			
PCM	Serpentina	Filtros	Presión Est. de los Filtros		
VC	Vol.	g	g	AV	
11200	400	269	.09	.04	.04
13600	500	337	.12	.05	.06
18200	600	422	.16	.07	.08
22400	700	538		.11	.12

MULTIZONA		Presión Estática Zona de Componentes	
PCM	Serpentina	VC	
11200	400		.08
13600	500		.12
18200	600		.16
22400	700		.20



FUENTE: MANUAL DE SELECCION, RECOIL CORPORATION 1997

CAPACIDAD-SERPENTINES DE  
EXPANSION DIRECTA  
REFRIGERANTE FREON-22

DBT	DBT DBT	4 Row			5 Row			6 Row			7 Row			8 Row			10 Row		
		BTUH	DBI	DBF	BTUH	DBI	DBF	BTUH	DBI	DBF	BTUH	DBI	DBF	BTUH	DBI	DBF	BTUH	DBI	DBF
80° DB	62° WB	1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
		1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
		1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
	64° WB	1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
		1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
		1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
80° DB	66° WB	1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
		1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
		1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
	68° WB	1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
		1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
		1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
80° DB	70° WB	1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
		1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
		1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
	72° WB	1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
		1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
		1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
80° DB	74° WB	1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
		1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
		1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
	76° WB	1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
		1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2
		1872	57.2	57.2	1880	57.2	57.2	1870	57.2	57.2	1860	57.2	57.2	1850	57.2	57.2	1840	57.2	57.2

BTUH= BTU POR HORA POR PIE CUADRADO  
DE AREA DE CARA

DBI= TEMPERATURA DE BULBO SECO  
INICIAL

DBF= TEMPERATURA DE BULBO SECO  
FINAL

WB1= TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO  
INICIAL

WBF= TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO  
FINAL

FPM= PIES POR MINUTO

REF= TEMPERATURA DE TRABAJO DEL  
REFRIGERANTE

ROW= HILERA

CAPACIDAD-SERPENTINES DE  
EXPANSION DIRECTA  
REFRIGERANTE FREON-22

		300 MC		4 Row			5 Row			6 Row			7 Row			8 Row			10 Row					
DBT, DBF	REF	STUH	WBt	WBf	DBi	STUH	WBt	WBf	DBi	STUH	WBt	WBf	DBi	STUH	WBt	WBf	DBi	STUH	WBt	WBf	DBi			
																						FPM	REF	ROW
85° DB 62° WB	—	800	55.0	55.0	55.0	12700	55.0	55.0	55.0	13300	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0
		1000	55.0	55.0	55.0	13300	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0	55.0	15700	55.0	55.0
		1200	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0	55.0	15700	55.0	55.0	55.0	16300	55.0	55.0
85° DB 64° WB	—	800	55.0	55.0	55.0	12700	55.0	55.0	55.0	13300	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0
		1000	55.0	55.0	55.0	13300	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0	55.0	15700	55.0	55.0
		1200	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0	55.0	15700	55.0	55.0	55.0	16300	55.0	55.0
85° DB 66° WB	—	800	55.0	55.0	55.0	12700	55.0	55.0	55.0	13300	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0
		1000	55.0	55.0	55.0	13300	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0	55.0	15700	55.0	55.0
		1200	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0	55.0	15700	55.0	55.0	55.0	16300	55.0	55.0
85° DB 68° WB	—	800	55.0	55.0	55.0	12700	55.0	55.0	55.0	13300	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0
		1000	55.0	55.0	55.0	13300	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0	55.0	15700	55.0	55.0
		1200	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0	55.0	15700	55.0	55.0	55.0	16300	55.0	55.0
85° DB 70° WB	—	800	55.0	55.0	55.0	12700	55.0	55.0	55.0	13300	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0
		1000	55.0	55.0	55.0	13300	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0	55.0	15700	55.0	55.0
		1200	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0	55.0	15700	55.0	55.0	55.0	16300	55.0	55.0
85° DB 72° WB	—	800	55.0	55.0	55.0	12700	55.0	55.0	55.0	13300	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0
		1000	55.0	55.0	55.0	13300	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0	55.0	15700	55.0	55.0
		1200	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0	55.0	15700	55.0	55.0	55.0	16300	55.0	55.0
85° DB 74° WB	—	800	55.0	55.0	55.0	12700	55.0	55.0	55.0	13300	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0
		1000	55.0	55.0	55.0	13300	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0	55.0	15700	55.0	55.0
		1200	55.0	55.0	55.0	13900	55.0	55.0	55.0	14500	55.0	55.0	55.0	15100	55.0	55.0	55.0	15700	55.0	55.0	55.0	16300	55.0	55.0

STUH= BTU POR HORA POR PIE CUADRADO  
DE AREA DE CARA  
DBi= TEMPERATURA DE BULBO SECO  
INICIAL  
DBf= TEMPERATURA DE BULBO SECO  
FINAL  
WBt= TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO  
INICIAL  
WBf= TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO  
FINAL  
FPM= PIES POR MINUTO  
REF= TEMPERATURA DE TRABAJO DEL  
REFRIGERANTE  
ROW= HILERA

SELECCION DE EQUIPOS

Selección de Condensadores UMA-1

CARGA TOTAL = 364,075 BTU / hr  
 CARGA SENSIBLE = 254,053 BTU / hr

Los serpentines de las manejadoras, han sido seleccionados con doble circuito, uno para el 40% de la carga térmica y otro para manejar el 60%, por lo tanto para esta manejadora tendremos que seleccionar dos condensadoras, para cumplir con los requisitos del serpentín evaporador, además, que el tener dos circuitos nos beneficia cuando tenemos cargas parciales, funcionando solo una de las condensadoras.

CONDICIONES DE ENTRADA:      BS = 97 F  
    BH = 81 F  
    TEMPERATURA DE SUCCION = 45 F  
    40% DE LA CARGA TOTAL = 145,630 BTU/hr  
    60% DE LA CARGA TOTAL = 218,445 BTU/hr

ENTRANDO A TABLAS DE SELECCION OBTENEMOS PARA LOS DATOS ANTERIORES, PARA EL 40% DE LA CARGA TOTAL:

95 F	205,000 BTU/hr
105 F	189,000 BTU/hr

EFFECTUANDO LA INTERPOLACION PARA 97 F OBTENEMOS;

97 F	201,800 BTU/hr
201,800 BTU/hr > 145,630 BTU/hr SELECCION ADECUADA	

UNIDAD SELECCIONADA: UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE MCA. YORK H2TA-180 PARA EL 40% DE LA CARGA TOTAL DE LA UMA-1

ENTRANDO A TABLAS DE SELECCION OBTENDREMOS PARA LOS DATOS ANTERIORES, PARA EL 60% DE LA CARGA TOTAL:

95 F	262,000 BTU/hr
105 F	244,000 BTU/hr

EFFECTUANDO LA INTERPOLACION PARA 97 F OBTENEMOS;

97 F	258,400 BTU/hr
258,400 BTU/hr > 218,445 BTU/hr SELECCION ADECUADA	

UNIDAD SELECCIONADA: UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE MCA. YORK CA-240 PARA EL 60% DE LA CARGA TOTAL DE LA UMA-1.

SELECCION DE EQUIPOS

## Selección de Condensadores UMA-2

CARGA TOTAL = 378,588 BTU / hr  
 CARGA SENSIBLE = 275,844 BTU / hr

Los serpentines de las manejadoras, han sido seleccionados con doble circuito, uno para el 40% de la carga térmica y otro para manejar el 60%, por lo tanto para esta manejadora tendremos que seleccionar dos condensadoras, para cumplir con los requisitos del serpentín evaporador, además, que el tener dos circuitos nos beneficia cuando tenemos cargas parciales, funcionando solo una de las condensadoras.

CONDICIONES DE ENTRADA:      BS = 97 F  
    BH = 81 F  
    TEMPERATURA DE SUCCION = 45 F  
    40% DE LA CARGA TOTAL = 151,435 BTU/hr  
    60% DE LA CARGA TOTAL = 227,152 BTU/hr

ENTRANDO A TABLAS DE SELECCION OBTENEMOS PARA LOS DATOS ANTERIORES, PARA EL 40% DE LA CARGA TOTAL:

95 F	205,000 BTU/hr
105 F	189,000 BTU/hr

EFFECTUANDO LA INTERPOLACION PARA 97 F OBTENEMOS;

97 F	201,800 BTU/hr
------	----------------

201,800 BTU/hr > 151,435 BTU/hr SELECCION ADECUADA

UNIDAD SELECCIONADA: UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE MCA. YORK H2TA-180 PARA EL 40% DE LA CARGA TOTAL DE LA UMA-2

ENTRANDO A TABLAS DE SELECCION OBTENDREMOS PARA LOS DATOS ANTERIORES, PARA EL 60% DE LA CARGA TOTAL:

95 F	262,000 BTU/hr
105 F	244,000 BTU/hr

EFFECTUANDO LA INTERPOLACION PARA 97 F OBTENEMOS;

97 F	258,400 BTU/hr
------	----------------

258,400 BTU/hr > 227,152 BTU/hr SELECCION ADECUADA

UNIDAD SELECCIONADA: UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE MCA. YORK CA-240 PARA EL 60% DE LA CARGA TOTAL DE LA UMA-2.

SELECCION DE EQUIPOS

Selección de Condensadoras UMA-3

CARGA TOTAL = 531,016 BTU/hr

CARGA SENSIBLE = 351,402 BTU/hr

Los serpentines de las manejadoras, han sido seleccionados con doble circuito, uno para el 50% de la carga térmica y otro para manejar el 50%, por lo tanto para esta manejadora tendremos que seleccionar una condensadora, para cumplir con los requisitos del serpentín evaporador, además, que el tener dos circuitos nos beneficia cuando tenemos cargas parciales, funcionando solo un circuito de la condensadora.

CONDICIONES DE ENTRADA:

BS = 97 F

BH = 81 F

TEMPERATURA DE SUCCION = 45 F

100% DE LA CARGA TOTAL = 531,016 BTU/hr

ENTRANDO A TABLAS DE SELECCION OBTENEMOS PARA LOS DATOS ANTERIORES, PARA EL 100% DE LA CARGA TOTAL:

95 F	612,000 BTU/hr
105 F	536,000 BTU/hr

EFFECTUANDO LA INTERPOLACION PARA 97 F OBTENDREMOS:

97 F	596,800 BTU/hr
596,800 BTU/hr > 531,016 BTU/hr SELECCION ADECUADA	

UNIDAD SELECCIONADA: UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE MCA. YORK  
CA-480 PARA EL 100% DE LA CARGA TOTAL DE LA  
UMA-3

SELECCION DE EQUIPOS

Selección de Condensadores UMA-4

CARGA TOTAL = 358,896 BTU / hr  
 CARGA SENSIBLE = 235,380 BTU / hr

Los serpentines de las manejadoras, han sido seleccionados con doble circuito, uno para el 40% de la carga térmica y otro para manejar el 60%, por lo tanto para esta manejadora tendremos que seleccionar dos condensadoras, para cumplir con los requisitos del serpentín evaporador, además, que el tener dos circuitos nos beneficia cuando tenemos cargas parciales, funcionando solo una de las condensadoras.

CONDICIONES DE ENTRADA:      BS = 97 F  
    BH = 81 F  
    TEMPERATURA DE SUCCION = 45 F  
    40% DE LA CARGA TOTAL = 143,588 BTU/hr  
    60% DE LA CARGA TOTAL = 214,858 BTU/hr

ENTRANDO A TABLAS DE SELECCION OBTENEMOS PARA LOS DATOS ANTERIORES, PARA EL 40% DE LA CARGA TOTAL:

95 F	205,000 BTU/hr
105 F	189,000 BTU/hr

EFFECTUANDO LA INTERPOLACION PARA 97 F OBTENEMOS;

97 F	201,800 BTU/hr
------	----------------

201,800 BTU/hr > 143,588 BTU/hr SELECCION ADECUADA

UNIDAD SELECCIONADA: UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE MCA. YORK H2TA-180 PARA EL 40% DE LA CARGA TOTAL DE LA UMA-4

ENTRANDO A TABLAS DE SELECCION OBTENDREMOS PARA LOS DATOS ANTERIORES, PARA EL 60% DE LA CARGA TOTAL:

95 F	262,000 BTU/hr
105 F	244,000 BTU/hr

EFFECTUANDO LA INTERPOLACION PARA 97 F OBTENEMOS;

97 F	258,400 BTU/hr
------	----------------

258,400 BTU/hr > 214,858 BTU/hr SELECCION ADECUADA

UNIDAD SELECCIONADA: UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE MCA. YORK CA-240 PARA EL 60% DE LA CARGA TOTAL DE LA UMA-4.



SELECCION DE EQUIPOS

Selección de Condensadoras UMA-5

CARGA TOTAL = 604,552 BTU/hr

CARGA SENSIBLE = 408,233 BTU/hr

Los serpentines de las manejadoras, han sido seleccionados con doble circuito, uno para el 50% de la carga térmica y otro para manejar el 50%, por lo tanto para esta manejadora tendremos que seleccionar una condensadora, para cumplir con los requisitos del serpentín evaporador, además, que el tener dos circuitos nos beneficia cuando tenemos cargas parciales, funcionando solo un circuito de la condensadora.

CONDICIONES DE ENTRADA:

BS = 97 F

BH = 81 F

TEMPERATURA DE SUCCION = 45 F

100% DE LA CARGA TOTAL = 604,552 BTU/hr

ENTRANDO A TABLAS DE SELECCION OBTENEMOS PARA LOS DATOS ANTERIORES, PARA EL 100% DE LA CARGA TOTAL:

95 F	675,000 BTU/hr
105 F	624,000 BTU/hr

EFFECTUANDO LA INTERPOLACION PARA 97 F OBTENDREMOS:

97 F	664,800 BTU/hr
------	----------------

664,800 BTU/hr > 604,552 BTU/hr SELECCION ADECUADA

UNIDAD SELECCIONADA: UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE NCA. YORK  
CA-600 PARA EL 100% DE LA CARGA TOTAL DE LA  
UMA-5

SELECCION DE EQUIPOS

Selección de Condensadores UMA-6

CARGA TOTAL = 402,269 BTU / hr  
 CARGA SENSIBLE = 264,373 BTU / hr

Los serpentines de las manejadoras, han sido seleccionados con doble circuito, uno para el 40% de la carga térmica y otro para manejar el 60%, por lo tanto para esta manejadora tendremos que seleccionar dos condensadoras, para cumplir con los requisitos del serpentín evaporador, además, que el tener dos circuitos nos beneficia cuando tenemos cargas parciales, funcionando solo una de las condensadoras.

CONDICIONES DE ENTRADA:      BS = 97 F  
    BH = 81 F  
    TEMPERATURA DE SUCCION = 45 F  
    40% DE LA CARGA TOTAL = 160,908 BTU/hr  
    60% DE LA CARGA TOTAL = 241,361 BTU/hr

ENTRANDO A TABLAS DE SELECCION OBTENEMOS PARA LOS DATOS ANTERIORES, PARA EL 40% DE LA CARGA TOTAL:

95 F	205,000 BTU/hr
105 F	189,000 BTU/hr

EFFECTUANDO LA INTERPOLACION PARA 97 F OBTENEMOS;

97 F	201,800 BTU/hr
------	----------------

201,800 BTU/hr > 160,908 BTU/hr SELECCION ADECUADA

UNIDAD SELECCIONADA: UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE MCA. YORK H2TA-180 PARA EL 40% DE LA CARGA TOTAL DE LA UMA-6

ENTRANDO A TABLAS DE SELECCION OBTENDREMOS PARA LOS DATOS ANTERIORES, PARA EL 60% DE LA CARGA TOTAL:

95 F	262,000 BTU/hr
105 F	244,000 BTU/hr

EFFECTUANDO LA INTERPOLACION PARA 97 F OBTENEMOS;

97 F	258,400 BTU/hr
------	----------------

258,400 BTU/hr > 241,361 BTU/hr SELECCION ADECUADA

UNIDAD SELECCIONADA: UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE MCA. YORK CA-240 PARA EL 60% DE LA CARGA TOTAL DE LA UMA-6.

TABLA 2.- GUIA DE SELECCION RAPIDA

CONDENSADOR	EVAPORADOR	CAPACIDAD NOMINAL		TABLA
		KW TÉRMICOS	BTU/HR	
H2CA-090	(1) EB/EBV-91	25.7	88,000	4A
	(1) EBV-121	26.9	92,000	4B
H2CA-120	(1) EBV-121	35.1	122,000	4C
	(1) EBV-181	38.0	130,000	4D
H2CA-180	(1) EBV-181	53.0	181,000	4E
	(1) EBV-240	60.9	208,000	4F

TABLA 3.- CAPACIDADES DE ENFRIAMIENTO (SECCION CONDENSADORA SOLAMENTE).

MODELO	TEMPERATURA DE SUCCION Y PRESION EN EL COMPRESOR		TEMPERATURA DEL AIRE EN EL CONDENSADOR - °C (°F)											
	°C / °F	Kgs/Cm <sup>2</sup> Lbs/Pulg <sup>2</sup>	18.3 (65)		23.8 (75)		29.4 (85)		35.0 (95)		40.5 (105)		46.1 (115)	
			MBH	KW*	MBH	KW*	MBH	KW*	MBH	KW*	MBH	KW*	MBH	KW*
H2CA-090	-1.1 (30)	3.8(55.2)	85	6.4	80	6.8	76	7.3	72	7.7	66	8.2	60	8.7
	1.6 (35)	4.3(61.9)	95	6.7	89	7.2	84	7.7	79	8.2	73	8.7	66	9.2
	4.4 (40)	4.8(69.0)	106	7.0	98	7.6	92	8.1	86	8.7	79	9.2	72	9.7
	7.2 (45)	5.3(76.6)	116	7.4	107	8.0	100	8.5	93	9.1	86	9.6	78	10.1
	10.0 (50)	5.9(84.7)	126	7.8	117	8.4	109	9.0	100	9.5	92	10.1	84	10.7
H2CA-120	-1.1 (30)	3.8(55.2)	125	9.3	117	9.8	107	10.2	97	10.6	92	11.0	87	11.5
	1.6 (35)	4.3(61.9)	138	9.8	129	10.3	122	10.8	116	11.2	106	11.7	97	12.3
	4.4 (40)	4.8(69.0)	152	10.3	142	10.9	133	11.4	124	11.9	116	12.4	108	12.8
	7.2 (45)	5.3(76.6)	166	10.8	155	11.4	146	11.9	136	12.5	128	13.1	120	13.6
	10.0 (50)	5.9(84.7)	185	11.2	169	12.0	159	12.6	149	13.2	140	13.8	131	14.4
H2CA-180	-1.1 (30)	3.8(55.2)	194	13.1	177	14.4	165	15.6	152	16.6	140	17.4	128	18.4
	1.6 (35)	4.3(61.9)	215	13.9	196	15.2	181	16.5	169	17.6	156	18.5	143	19.1
	4.4 (40)	4.8(69.0)	237	14.8	216	16.1	201	17.5	186	18.5	172	19.5	158	20.8
	7.2 (45)	5.3(76.6)	260	15.7	232	17.0	219	18.3	205	19.4	189	20.6	174	22.0
	10.0 (50)	5.9(84.7)	281	16.6	257	17.9	240	19.2	223	20.3	207	21.7	191	23.1

\*KW = Energía absorbida por motor del compresor.

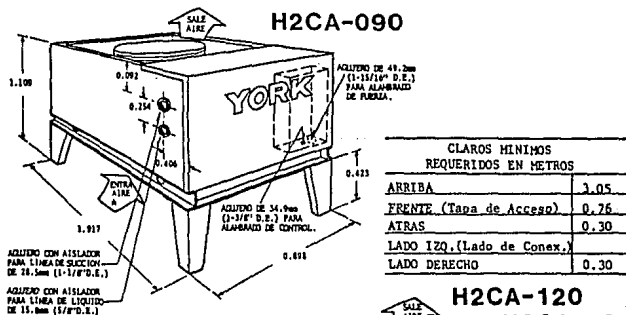
A continuación se indican los KW para motor(en) del Condensador.

MODELO	H2CA-090	H2CA-120	H2CA-180
KW	0.7	0.9	1.4

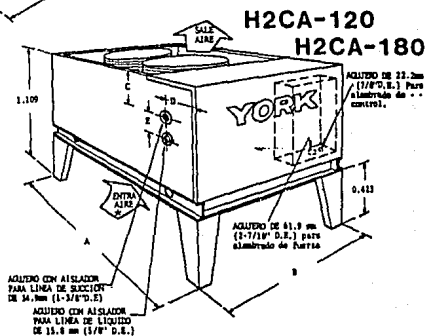
FUENTE:MANUAL DE SELECCION, YORK CORPORATION 1987

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## Dimensiones



DIMEN- SION	UNIDAD		MODELO
	H2CA-120	H2CA-180	
A	2.070	2.222	
B	1.038	1.217	
C	0.174	0.174	
D	0.438	0.438	
E	0.146	0.146	



\* El aire entra por los cuatro lados.

Si se hace necesario colocar uno de los lados de la unidad junto a la pared, - deberán agregarse 30 centímetros adicionales a la altura de las patas que soportan la unidad.

FUENTE: MANUAL DE SELECCIÓN, YORK CORPORATION 1987

TABLA 1 LIMITACIONES DE APLICACION

MODELO	C L A S I F I C A C I O N	CARACTERISTICAS ELECTRICAS	VARIACION DE TENSION		AIRE AMBIENTE CONDENSADOR		GAS DE SUCCION EN COMPRESOR										
			MIN	MAX	MIN	MAX	TEMPERATURA		PRESION								
							°C	(°F)	MIN	MAX	MIN	MAX	MIN	MAX			
CA-91	25C	220-3-60	198	242													
46C		440-3-60	396	484													
CA-98	25C	220-3-60	198	242													
CA-121	25C	220-3-60	198	242													
	46C	440-3-60	396	484	18.3	46.1											
CA-181	25M	220-3-60	198	242	(65)	(115)											
	46M	440-3-60	396	484													
CA-240	25M	220-3-60	198	242													
	46M	440-3-60	396	484			1.1	35	3.6	6.3	52	90					
CA-360	25M	220-3-60	198	242			(34)	(95)									
	46M	440-3-60	396	484													
CA-480	25M	220-3-60	198	242													
	46M	440-3-60	396	484	0	46.1	(32)	(115)									
CA-600	25M	220-3-60	198	242													
	46M	440-3-60	396	484													
CA-720	25M	220-3-60	198	242													
	46M	440-3-60	396	484													

TABLA 2-GUIA DE SELECCION RAPIDA

CONDEN- SADOR	EVAPORADOR	CAPACIDAD NOMINAL.		X CAPAC. TERMICA REDUCIDA	TABLA
		BTU/HR	TONS. DE REF.		
CA-91	(1) EB/EBV-91	88,000	7.33	-	4A
	(1) EBV-121	92,000	7.66	-	4B
CA-98	(2) EB-48	94,000	7.83	50%	-
	(1) EB-98	96,000	8.00	50%	4C
CA-121	(2) EB/EBV-61 <sup>1</sup>	118,000	9.83	50%	-
	(1) EBV-121	122,000	10.16	-	4D
CA-181	(1) ERV-181	130,000	10.83	-	4E
	(1) EBV-181	181,000	15.08	-	4F
CA-240	(1) EBV-240	208,000	17.33	-	4G
	(2) ERV-121	244,000	20.33	50%	4H
CA-240	(1) EBV-240	245,000	20.41	50%	4I
	(2) ERV-181	260,000	21.66	50%	4J
CA-360	(1) EB-360	272,000	22.66	50%	4K
	(1) EB-360	361,000	30.08	66%	4L
CA-360	(1) EB-121	367,000	30.58	66%	4M
	(1) ER-240	381,000	31.75	66%	4N
CA-480	(1) EB-480	488,000	40.66	50%	4O
	(2) ERV-240	490,000	40.83	50%	4P
CA-600	(1) ERV-240	606,000	50.50	66%	4Q
	(1) EB-600	613,000	51.08	66%	4R
CA-720	(2) EB-360 <sup>2</sup>	722,000	60.16	50%	4S
	(2) EB-480 <sup>2</sup>	762,000	63.50	50%	-

<sup>1</sup>Con CA-121 de fabricación especial (2 compresores herméticos)<sup>2</sup>EB-360 y EB-480 arregladas en el campo para trabajar con un solo circuito c/u.

TABLA 3 CAPACIDADES DE ENFRIAMIENTO ( Sección Condensadora solamente )

MODELO	TEMPERATURA DE SUCCION Y PRESION EN EL COMPRESOR		TEMPERATURA DEL AIRE EN EL CONDENSADOR - °C (°F)											
	°C / °F	Kgs/Cm <sup>2</sup> (Lbs/Pulg. <sup>2</sup> )	18.3(65)		23.8(75)		29.4(85)		35.0(95)		40.5(105)		46.1(115)	
			lBH	KW*	lBH	KW*	lBH	KW*	lBH	KW*	lBH	KW*	lBH	KW*
CA-91	-1.1 (30)	3.8(55.2)	85	6.4	80	6.8	76	7.3	72	7.7	66	8.2	60	8.7
	1.6 (35)	4.3(61.9)	95	6.7	89	7.6	84	7.7	79	8.2	73	8.7	66	9.7
	4.4 (40)	4.8(69.0)	106	7.0	98	8.0	92	8.1	86	8.7	79	9.2	72	10.1
	7.2 (45)	5.3(76.6)	116	7.4	107	8.0	100	8.5	93	9.1	86	9.6	78	10.1
	10.0 (50)	5.9(84.7)	126	7.8	117	8.4	109	9.0	100	9.5	92	10.1	86	10.7
CA-98	-1.1 (30)	3.8(55.2)	90	9.7	82	9.9	72	10.1	62	10.3	50	10.5	34	10.7
	1.6 (35)	4.3(61.9)	100	10.1	94	10.3	84	10.5	74	10.7	64	10.9	48	11.3
	4.4 (40)	4.8(69.0)	112	10.7	104	10.9	96	11.1	88	11.3	76	11.7	64	12.1
	7.2 (45)	5.3(76.6)	124	11.3	116	11.5	108	11.7	100	11.9	90	12.3	78	12.9
	10.0 (50)	5.9(84.7)	134	11.7	128	11.9	120	12.1	112	12.5	100	12.9	92	13.5
CA-121	-1.1 (30)	3.8(55.2)	125	9.3	117	9.9	107	10.2	97	10.6	92	11.0	87	11.5
	1.6 (35)	4.3(61.9)	138	9.8	129	10.3	122	10.8	116	11.2	106	11.7	97	12.3
	4.4 (40)	4.8(69.0)	152	10.3	142	10.9	133	11.4	124	11.9	116	12.4	108	12.8
	7.2 (45)	5.3(76.6)	166	10.8	155	11.4	146	11.9	136	12.5	128	13.1	120	13.6
	10.0 (50)	5.9(84.7)	185	11.2	169	12.0	159	12.6	149	13.2	140	13.8	131	14.4
CA-181	-1.1 (30)	3.8(55.2)	196	13.1	177	14.4	165	15.6	152	16.6	140	17.4	128	18.4
	1.6 (35)	4.3(61.9)	215	13.9	196	15.2	181	16.5	169	17.6	156	18.5	143	19.1
	4.4 (40)	4.8(69.0)	237	14.8	216	16.1	201	17.4	186	18.5	172	19.5	158	20.8
	7.2 (45)	5.3(76.6)	260	15.7	232	17.0	219	18.3	205	19.4	189	20.6	174	22.0
	10.0 (50)	5.9(84.7)	281	16.6	257	17.9	240	19.2	223	20.3	207	21.7	191	23.1
CA-240	-1.1 (30)	3.8(55.2)	238	15.7	223	16.7	208	18.1	194	19.7	179	19.7	156	20.7
	1.6 (35)	4.3(61.9)	264	17.7	248	18.7	232	19.7	216	20.7	200	21.7	184	22.7
	4.4 (40)	4.8(69.0)	296	18.7	274	19.7	256	20.7	238	22.7	221	23.7	204	24.7
	7.2 (45)	5.3(76.6)	315	19.7	301	20.7	282	21.7	262	23.7	244	24.7	225	26.7
	10.0 (50)	5.9(84.7)	342	20.7	328	21.7	307	22.7	286	24.7	266	25.7	246	27.7
CA-360	-1.1 (30)	3.8(55.2)	336	26.4	317	27.6	297	29.4	275	31.4	247	32.8	236	34.0
	1.6 (35)	4.3(61.9)	377	27.6	355	28.2	333	31.0	309	33.0	288	34.8	265	36.4
	4.4 (40)	4.8(69.0)	419	28.6	394	30.4	368	32.8	343	35.0	319	36.8	294	38.4
	7.2 (45)	5.3(76.6)	460	30.1	433	31.6	404	34.2	377	36.6	350	38.8	324	40.2
	10.0 (50)	5.9(84.7)	500	31.6	471	33.6	439	36.2	410	38.8	380	40.8	353	42.0
CA-480	-1.1 (30)	3.8(55.2)	480	36.1	450	38.4	420	40.7	392	43.0	364	45.4	336	47.8
	1.6 (35)	4.3(61.9)	528	38.2	496	40.6	464	43.0	434	45.5	404	48.0	372	50.5
	4.4 (40)	4.8(69.0)	580	40.3	544	42.8	510	45.4	478	48.0	444	50.6	410	53.2
	7.2 (45)	5.3(76.6)	634	42.4	596	45.1	558	47.8	526	50.5	488	53.2	452	55.9
	10.0 (50)	5.9(84.7)	692	44.6	650	47.4	612	50.2	572	53.0	536	55.8	494	58.6
CA-600	-1.1 (30)	3.8(55.2)	633	40.0	593	44.9	553	48.3	513	51.3	473	55.1	431	58.5
	1.6 (35)	4.3(61.9)	693	42.2	649	46.5	608	50.1	566	54.5	521	58.5	477	62.3
	4.4 (40)	4.8(69.0)	756	44.2	711	48.2	664	52.9	619	57.0	572	61.9	525	66.5
	7.2 (45)	5.3(76.6)	821	46.0	773	50.4	724	55.4	675	59.9	624	64.8	575	70.1
	10.0 (50)	5.9(84.7)	889	47.9	837	52.7	785	58.1	733	62.8	680	68.1	627	73.2
CA-720	-1.1 (30)	3.8(55.2)	716	52.1	673	56.5	631	57.0	585	59.4	525	62.0	490	64.3
	1.6 (35)	4.3(61.9)	803	53.2	754	53.2	708	58.8	657	61.6	613	64.5	557	66.5
	4.4 (40)	4.8(69.0)	893	54.9	836	54.9	783	60.8	730	63.9	678	67.0	618	70.1
	7.2 (45)	5.3(76.6)	980	56.0	919	56.0	859	62.6	802	66.1	745	69.5	681	72.3
	10.0 (50)	5.9(84.7)	1066	57.7	1000	57.7	934	64.6	872	68.4	808	72.0	742	75.9

\* KW = Energía absorbida por motor(es) de compresor(es).

A continuación se indican los KW para motor(es) de Abanico(s) del Condensador:

MODELO	CA-91	CA-98	CA-121	CA-181	CA-240	CA-360	CA-480	CA-600	CA-720
KW	0.7	0.7	0.9	1.4	2.3	3.1	4.7	5.8	8.3

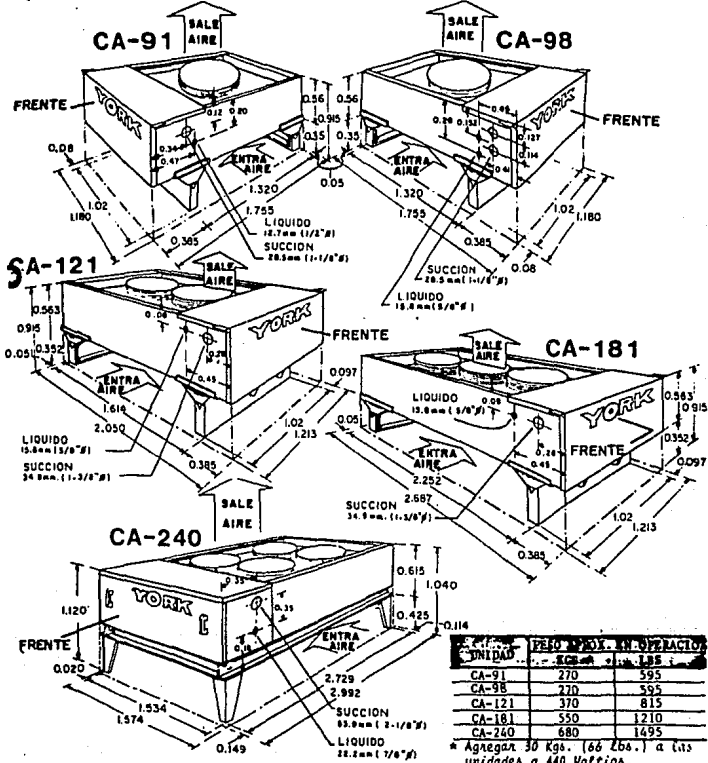
## DIMENSIONES (Acots. en Metros)

CLAPOS MINUTOS REGULERIDOS - M.C.S.

UNIDAD	CA-91	CA-98	CA-121	CA-181	CA-240
3.00	0.76	0.30	0.30	0.025	
3.00	0.76	0.30	0.30	0.025	
3.00	0.76	0.30	0.30	0.025	
3.00	0.76	0.30	0.30	0.025	
3.00	0.76	0.30	0.30	0.025	

\* Entrada de aire por dos lados: CA91, 98, 121 y 181, por cuatro lados: CA240.

\*\* Si se hace necesario colocar junto a la pared uno de los lados de la unidad deberá aumentarse 30 cms. a la altura de las patas de soporte para obtener el flujo de aire adecuado.



FUENTE: MANUAL DE SELECCION, YORK CORPORATION 1977

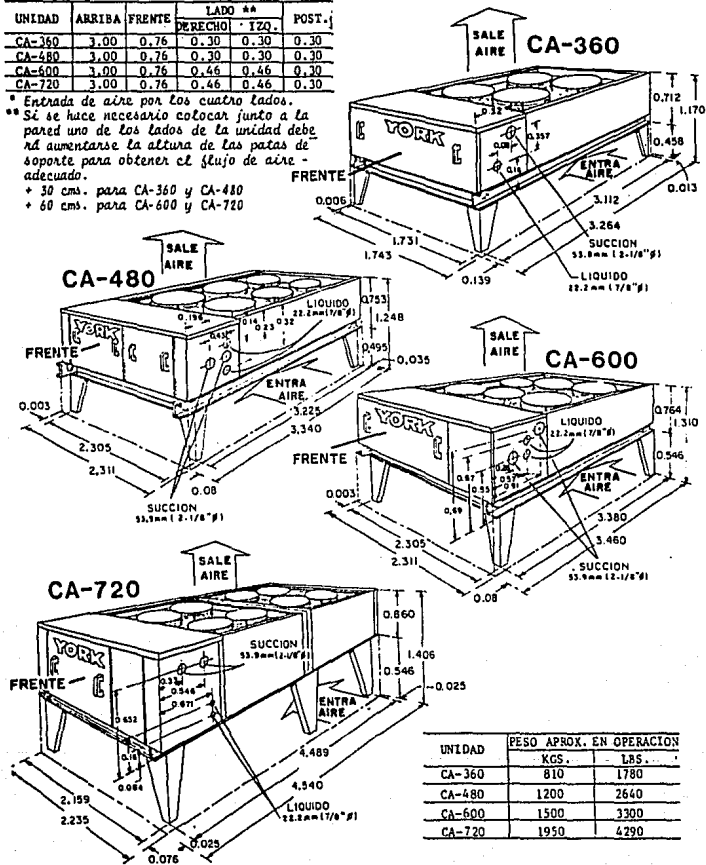
## DIMENSIONES (Acota, en Metros)

CLAROS MINIMOS REQUERIDOS - MTS.

UNIDAD	ARRIBA	FRENTE	LADO **		
			DERECHO	IZQ.	POST.
CA-360	3.00	0.76	0.30	0.30	0.30
CA-480	3.00	0.76	0.30	0.30	0.30
CA-600	3.00	0.76	0.46	0.46	0.30
CA-720	3.00	0.76	0.46	0.46	0.30

- \* Entrada de aire por los cuatro lados.
- \*\* Si se hace necesario colocar junto a la pared uno de los lados de la unidad deberá aumentarse la altura de las patas de soporte para obtener el flujo de aire adecuado.

- + 30 cms. para CA-360 y CA-480
- + 60 cms. para CA-600 y CA-720



UNIDAD	PESO APROX. EN OPERACION	
	KGS.	LBS.
CA-360	810	1780
CA-480	1200	2640
CA-600	1500	3300
CA-720	1950	4290



SELECCION DE EQUIPOS

## SELECCION UP-1

CARGA SENSIBLE = 102,268 BTU/hr

CARGA LATENTE = 35,100 BTU/hr

CARGA TOTAL = 137,368 BTU/hr

## CONDICIONES DE ENTRADA DEL AIRE AL CONDENSADOR

BS = 97 F

BH = 81 F

## CONDICIONES DE ENTRADA DEL AIRE AL EVAPORADOR

BH = 72 F

## ENTRANDO A TABLAS DE SELECCION OBTENEMOS:

AIRE COND.	AIRE EVAP.	CAP. TOTAL	CAP. SENS.
95 F	67 F	142,000 BTU/hr	81,000 BTU/hr

UNIDAD SELECCIONADA UNIDAD TIPO PAQUETE INTEGRAL MODELO SA-121.  
LO CUAL HACE NUESTRA SELECCION ADECUADA DEBIDO A QUE:

142,000 BTU/hr > 137,368 BTU/hr

## SELECCION UP-2

CARGA SENSIBLE = 10,323 BTU/hr

CARGA LATENTE = 4,000 BTU/hr

CARGA TOTAL = 14,323 BTU/hr

## CONDICIONES DE ENTRADA AL CONDENSADOR

BS = 97 F

BH = 81 F

## CONDICIONES DE ENTRADA AL EVAPORADOR

BH = 67 F

## ENTRANDO A TABLAS DE SELECCION OBTENEMOS

AIRE COND.	AIRE EVAP.	CAP. TOTAL	CAP. SENSIBLE
95 F	67 F	24,000 BTU/hr	18,000 BTU/hr

UNIDAD SELECCIONADA UNIDAD TIPO PAQUETE INTEGRAL MODELO PF-24.  
LO CUAL HACE NUESTRA SELECCION ADECUADA YA QUE:

24,000 BTU/hr > 14,323 BTU/hr

TABLA 1.- LIMITACIONES DE APLICACION.-

MODELO	CARACTERISTICAS ELECTRICAS	VARIACION DE TENSION (VOLTS)		AIRE AMBIENTE CONDENSADOR		AIRE EN EL EVAPORADOR			
		MIN	MAX	MIN	MAX	TEMP. B.H. °C/°F		HCW/PCH	
						MIN	MAX	MIN	MAX
PF-24-6	220-1-60							18.1/640	28.3/1000
PF-36-6	220-1-60							28.3/1000	39.6/1400
PF-36-25	220-3-60								
PF-48-6	220-1-60	198	242	18/65	46/115	14/75	22/72	36.8/1300	53.8/1900
PF-48-25	220-3-60								
PF-60-6	220-1-60							45.3/1600	68.0/2400
PF-60-25	220-3-60								

TABLA 2.- CAPACIDADES NOMINALES (SEGUN FORMA 210\* DEL INSTITUTO DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION).

MODELO	CAPACIDAD		Energía Absorbida KH
	KW TERMICOS	MBH	
PF-24	7.0	24	3.4
PF-36	12.0	41	5.5
PF-48	15.5	53	7.1
PF-60	19.0	65	8.6

\*ARI-210 = 26.6°C B.S. y 19.4°C B.H. (80°F B.S. y 67°F B.H.) en el Evaporador; 35°C B.S. (95°F B.S.) aire ambiente en el Condensador.

TABLA 3.- CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO EN KW TERMICOS Y EN MBH.

CAPAC. NOMINAL A.R.I. KWT (MBH)	AIRE EN EL EVAPORADOR	TEMPERATURA DEL AIRE EN EL CONDENSADOR °C B.S. (°F)									
		23.8 (75)			35.0 (95)			-46.1 (115)			
		HCW (PCH)	TEMP. BH °C (°F)	TOTAL SENSIBLE KWT (MBH) KWT (MBH)	TOTAL SENSIBLE KWT (MBH) KWT (MBH)	TOTAL SENSIBLE KWT (MBH) KWT (MBH)	TOTAL SENSIBLE KWT (MBH) KWT (MBH)	TOTAL SENSIBLE KWT (MBH) KWT (MBH)	TOTAL SENSIBLE KWT (MBH) KWT (MBH)	TOTAL SENSIBLE KWT (MBH) KWT (MBH)	
3a) PF-24											
7.0 (24)	25 (880)	22.2(72)	8.2(28)	4.9(17)	3.1	7.6(26)	4.1(16)	3.5	6.7(23)	3.8(13)	4.0
		19.4(67)	7.6(26)	6.7(23)	3.0	7.0(24)	5.2(18)	3.4	6.1(21)	4.6(16)	3.9
		16.6(62)	7.0(24)	7.0(24)	2.9	6.4(22)	6.4(22)	3.3	5.8(20)	5.8(20)	3.8
		13.8(57)	6.1(21)	6.1(21)	2.8	5.5(19)	5.5(19)	3.2	4.9(17)	4.9(17)	3.7
3b) PF-36											
10.5 (36)	36.8 (1300)	22.2(72)	13.1(45)	6.1(21)	5.0	12.0(41)	6.1(21)	5.4	11.1(38)	5.8(20)	6.0
		19.4(67)	11.7(40)	8.5(29)	4.8	10.8(37)	8.2(28)	5.2	9.9(34)	7.9(27)	5.8
		16.6(62)	10.5(36)	9.9(34)	4.5	9.6(33)	9.6(33)	4.9	8.8(30)	8.8(30)	5.5
		13.8(57)	8.8(30)	8.5(29)	4.2	8.2(28)	8.2(28)	4.6	7.3(25)	7.3(25)	5.2
3c) PF-48											
14.6 (50)	51.0 (1800)	22.2(72)	17.8(61)	9.0(31)	6.7	16.7(57)	8.7(30)	7.3	15.2(52)	8.2(30)	8.0
		19.4(67)	16.7(57)	12.3(42)	6.5	15.5(53)	11.7(40)	7.1	14.0(48)	11.1(38)	7.8
		16.6(62)	15.2(52)	14.6(50)	6.3	14.0(48)	14.0(48)	6.9	12.8(44)	12.8(44)	7.6
		13.8(57)	13.5(46)	13.1(45)	6.0	12.6(43)	12.6(43)	6.6	11.4(39)	11.4(39)	7.3
3d) PF-60											
17.8 (61)	60.2 (2125)	22.2(72)	21.6(74)	11.7(40)	8.2	19.9(68)	11.1(38)	8.9	18.1(62)	10.8(37)	9.8
		19.4(67)	20.2(69)	15.8(54)	8.0	19.0(65)	14.9(51)	8.6	16.9(58)	14.3(49)	9.6
		16.6(62)	17.8(61)	17.2(59)	7.6	16.7(57)	16.7(57)	8.3	15.2(52)	15.2(52)	9.2
		13.8(57)	15.8(54)	15.2(52)	7.3	14.6(50)	14.6(50)	7.9	13.1(45)	13.1(45)	8.7

## NOTAS:

(Correspondientes a las Tablas de Capacidades de Enfriamiento).

- Las cantidades indicadas son capacidades brutas; para obtener capacidades netas descuenten el calor cedido por el motor de la turbina del evaporador (siempre y cuando no haya sido incluido en el cálculo de la carga térmica): Cap. en KW Térmicos menos la energía absorbida en KW o también Cap. en MBH menos la energía absorbida en -- KW x 3.415.

## CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO - KW TERMICOS (MBH).

MODELO	AIRE EN EL EVAPORADOR		TEMPERATURA DEL AIRE EN EL CONDENSADOR °C b.s. (°F b.s.) a																								
	MCM (PCH)	TEMP. °C b.h. (°F b.h.)	29.4 (85)			35.0 (95)			40.5 (105)			46.1 (115)															
			Cap.T	Cap.S	KW	Cap.T	Cap.S	KW	Cap.T	Cap.S	KW	Cap.T	Cap.S	KW													
SA91	93.5 (3,300)	22.2	31.3	18.1				30.1	17.8				28.7	17.5				17.2	16.9								
		(72)	(107)	(62)	9.1	(103)	(61)	9.5	(98)	(60)	10.0	(94)	(60)	9.5	(82)	(58)	10.8	(82)	(71)	10.2							
		19.4	27.8	22.1	8.6	26.6	21.9	9.0	25.2	21.3	9.0	23.7	22.5	9.0	21.3	21.3	9.8	21.3	21.3	9.8							
		(67)	(82)	(72)	8.2	(81)	(81)	8.6	(73)	(77)	9.0	(73)	(77)	9.0	(73)	(73)	9.8	(73)	(73)	9.8							
SA98	99.2 (3,500)	22.2	32.8	15.8	12.9	13.6	15.8	13.5	29.8	15.2	14.1	28.7	14.6	14.9	28.7	14.6	14.9	28.7	14.6	14.9							
		(72)	(112)	(54)	12.5	(108)	(54)	13.5	(102)	(52)	14.1	(98)	(50)	14.9	(98)	(50)	14.9	(98)	(50)	14.9							
		19.4	30.4	22.2	12.5	29.3	21.6	13.1	28.1	21.1	13.7	26.3	20.5	14.5	26.3	20.5	14.5	26.3	20.5	14.5							
		(67)	(84)	(82)	11.5	(80)	(80)	12.1	(76)	(76)	12.7	(72)	(72)	13.5	(72)	(72)	13.5	(72)	(72)	13.5							
SA121	124.6 (4,400)	22.2	41.3	24.5	15.4	41.6	23.7	16.1	39.3	23.1	17.1	37.5	22.5	18.1	37.5	22.5	18.1	37.5	22.5	18.1							
		(72)	(148)	(83)	12.1	(142)	(81)	12.1	(135)	(79)	13.3	(128)	(77)	14.1	(128)	(77)	14.1	(128)	(77)	14.1							
		19.4	39.2	31.3	14.4	37.8	30.7	15.1	35.7	30.1	16.1	34.0	29.3	16.1	34.0	29.3	16.1	34.0	29.3	16.1							
		(67)	(134)	(107)	11.5	(129)	(105)	12.1	(122)	(103)	13.3	(116)	(100)	14.1	(116)	(100)	14.1	(116)	(100)	14.1							
SA181	187.0 (6,600)	22.2	64.7	37.5	10.8	62.7	36.6	11.3	59.7	36.0	12.1	56.5	34.8	22.1	56.5	34.8	22.1	56.5	34.8	22.1							
		(72)	(221)	(128)	17.8	(214)	(125)	18.6	(204)	(123)	19.8	(193)	(119)	22.1	(193)	(119)	22.1	(193)	(119)	22.1							
		19.4	59.7	43.3	10.8	57.4	42.4	11.3	54.5	41.6	12.1	51.5	40.4	21.0	51.5	40.4	21.0	51.5	40.4	21.0							
		(67)	(204)	(148)	16.6	(186)	(120)	16.6	(179)	(166)	17.6	(170)	(163)	18.7	(161)	(157)	19.9	(161)	(157)	19.9							
SA240	249.3 (8,800)	22.2	92.0	48.0	15.9	88.3	47.1	16.6	85.0	45.4	17.7	81.7	44.8	18.8	81.7	44.8	18.8	81.7	44.8	18.8							
		(72)	(314)	(164)	26.9	(302)	(161)	28.1	(286)	(158)	29.9	(272)	(153)	32.1	(272)	(153)	32.1	(272)	(153)	32.1							
		19.4	82.9	60.0	25.9	79.7	58.9	27.1	75.0	57.2	28.9	71.5	55.9	30.1	71.5	55.9	30.1	71.5	55.9	30.1							
		(67)	(283)	(205)	34.0	(272)	(201)	35.1	(258)	(197)	36.9	(244)	(191)	39.1	(244)	(191)	39.1	(244)	(191)	39.1							

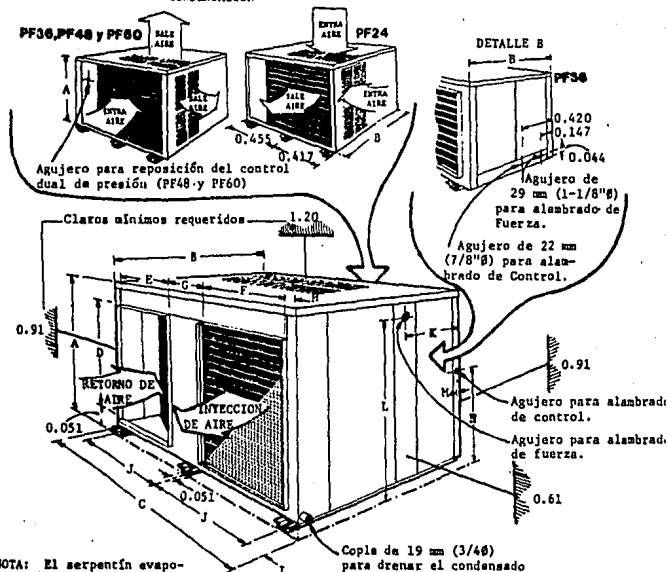
## NOTAS:

- La Capacidad Total (Cap.T) indicada es una Capacidad Bruta, para obtener la Capacidad Neta es necesario deducir el calor que cede el motor de la turbina del evaporador (siempre y cuando éste no haya sido incluido en el Cálculo de Carga Térmica):
  - Para cálculos en KW térmicos se deduce directamente la potencia en KW del motor indicado.
  - Para cálculos en MBH se deduce el producto de los KW del motor por el factor de conversión correspondiente, que es 3.415 MBH/KW.
- La Capacidad Sensible (Cap.S) indicada corresponde a una temperatura de 26.6°C Bulbo seco (80°F b.s.) para el aire a la entrada del evaporador. Por cada 0.5°C (1°F) de incremento o disminución de esta temperatura corresponde, respectivamente, un incremento o disminución de la capacidad sensible equivalente a: 0.32 KW térmicos/28.3 MCM (1.1 MBH/1000 PCH).

## LIMITACIONES DE APLICACION.

		UNIDAD MODELO				
		SA91	SA98	SA121	SA181	SA240
AIRE EN EVAPORADOR PCH	MIN	2400	2600	3200	4800	5400
	MAX	3600	3800	4800	7200	9600
ALIMENTACION ELECTRICA DE LA UNIDAD		(23) 220-350 (46) 440-3-50 (Excepto SA-98 y SA121 de 2Comp)				
VARIACION TENSION (VOLTS)	MIN	(25) - 198		(46) - 396		
	MAX	(25) - 242		(46) - 486		
TEMP. AIRE EN CONDENSADOR °C (°F)		*MIN = 18.3 (65) MAX = 46.1 (115) (*Con CRA o TSA opcional la TEMP. MIN. puede ser de 0°C)				
TEMP. AIRE EN EVAPORADOR °C (°F)		MIN = 13.8 (57.0) MAX = 22.2 (72.0)				

DETALLE A  
LOCALIZACION DE ENTRADAS Y SALIDAS DEL AIRE DE  
CONDENSACION



NOTA: El serpentín evaporador se coloca en la abertura del retorno de aire - en la unidad PF-24.

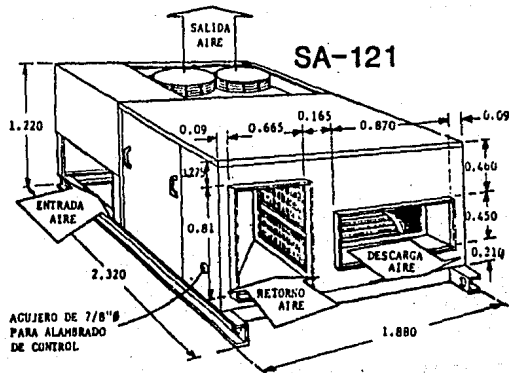
(La unidad PF-24 lleva esta conexión en el lado de retorno de aire)  
-Ver Nota.-

DIMENSIONES - METROS.

MODELO	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
	Altura	Ancho	Largo											
PF-24	0.535	0.949	0.997	0.423	0.406	0.305	0.192	0.052	0.073		0.452	0.419	0.261	0.279
PF-36	0.606	0.997	0.997	0.469	0.304	0.457	0.133	0.073	0.051	0.448	VER DETALLE B			
PF-48	0.787	1.048	1.575	0.619	0.559	0.584	0.273	0.065	0.060	0.727	0.432	0.618	0.019	0.457
PF-60	0.787	1.048	1.575	0.619	0.559	0.584	0.273	0.065	0.060	0.727	0.432	0.618	0.019	0.457

CLAROS: (MTS)

UNIDAD	LADOS	ARRIBA	ATRAS
SA91	0.76	-	3.00
SA98	0.76	3.00	0.76
SA121	1.20	3.00	1.20
SA181	1.20	3.00	1.20
SA247	1.20	3.00	1.20



**SELECCION DE EQUIPO**  
**SELECCION VENTILADORES**

La selección de ventiladores se efectuó de la siguiente manera. Se ha tomado como buena la selección de ventiladores hecha por A.S.A.. Sin embargo, se explicará como es seleccionado el ventilador, y es como sigue:

- a) Se calcula el volumen del local que es largo x ancho x altura.
- b) Luego se busca en tablas los cambios por hora que se le daran al local, estos dependen del uso de que le vaya a dar al local, generalmente para un sanitario es entre 12 y 15 cambios por hora.
- c) Se calculan los pies cúbicos por minuto, mediante la fórmula siguiente:

$$\text{PCM} = \frac{\text{VOLUMEN X CAMBIOS X HORA}}{\text{-----}}$$

60

La selección de ventiladores que se hizo para el proyecto alternativo, es similar a la de A.S.A., solo que los ventiladores son de diferente marca y son como sigue:

VE - 1	EDU-625 1/4 H.P.	PARA 493 PCM V.S. 1/4" P.E.
VE-2	EDU-625 1/4 H.P.	PARA 609 PCM V.S. 1/4" P.E.
VE-3	EDU-625 1/4 H.P.	PARA 480 PCM V.S. 1/4" P.E.
VE-4	EDU-625 1/4 H.P.	PARA 424 PCM V.S. 1/4" P.E.
VE-5	EDU-833 1/3 H.P.	PARA 1060 PCM V.S. 1/4" P.E.
VE-6	EDU-1075 1/3 H.P.	PARA 1676 PCM V.S. 1/4" P.E.
VE-7	EDU-625 1/4 H.P.	PARA 1676 PCM V.S. 1/4" P.E.
VE-8	EP-870 1/70 H. P.	PARA 111 PCM
VE-9	EP-870 1/70 H. P.	PARA 138 PCM
VE-10	EP-870 1/70 H. P.	PARA 105 PCM

CUADROS DE EQUIPO Y CASAS  
DE MAQUINAS PARA EL EDIFICIO  
TERMINAL DEL AEROPUERTO  
INTERNACIONAL DE LOS CABOS,  
BAJA CALIFORNIA SUR  
MEXICO  
PROYECTO ALTERNATIVO

CUADRO DE EQUIPOS DE UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE

UMA NO.	1	2	3	4	5	6
MARCA	RECOLD	RECOLD	RECOLD	RECOLD	RECOLD	RECOLD
MODELO	AN200	AN200	AN250	AN200	AN280	AN200
HP MOTOR	5	5	7 1/2	5	7 1/2	5
RPM	730	700	770	740	580	720
POSICION	P.D.	P.D.	P.I.	P.I.	P.I.	P.I.
SERPENTIN DE*	6/8	6/8	6/8	6/8	6/8	6/8
CIRCUITO 1	60%	60%	50%	60%	50%	60%
CIRCUITO 2	60%	60%	50%	60%	50%	60%
CONEXIONES	IZQ.	IZQ.	DER.	DER.	DER.	DER.
DESCARGA DE VENTILADOR	VERTICAL HACIA ARRIBA	VERTICAL HACIA ARRIBA	VERTICAL HACIA ARRIBA	VERTICAL HACIA ARRIBA	VERTICAL HACIA ARRIBA	VERTICAL HACIA ARRIBA
CFM EFECT.	10,700	12,310	14,400	10,000	15,400	12,000
SP.	1.31	1.58	1.67	1.51	1.67	1.58
REFRIGERANTE	F-22	F-22	F-22	F-22	F-22	F-22
CONSUMO KW	4.2	4.2	6.3	4.2	6.3	4.2
ELECTRICO V/H/C	440/3/60	440/3/60	440/3/60	440/3/60	440/3/60	440/3/60

\*NOTA: DE= EXPANSION DIRECTA

FUENTE: TABLA ELABORADA EN BASE A SELECCION DE EQUIPO, 1988

## CUADRO DE EQUIPOS CONDENSADORES

## DATOS ESPECIFICOS

CONCEPTOS		HOD. Y O R K	HOD. Y O R K	HOD. Y O R K	HOD. Y O R K
MODELO		H2-TA180	CA-240	CA-480	CA-600
S E R P E N T I N	T COND (°F)	97	97	97	97
	T SOLUCION (°F)	45	45	45	45
	REFR	F-22	F-22	F-22	F-22
CONSUMO	KW	21	25	50	60
ELECTRICO	V/F/C	440/3/60	440/3/60	440/3/60	440/3/60
PESO EN OPERACION		430 KG	680 KG	1200 KG	1500 KG
CANTIDAD		4	-4	1	1

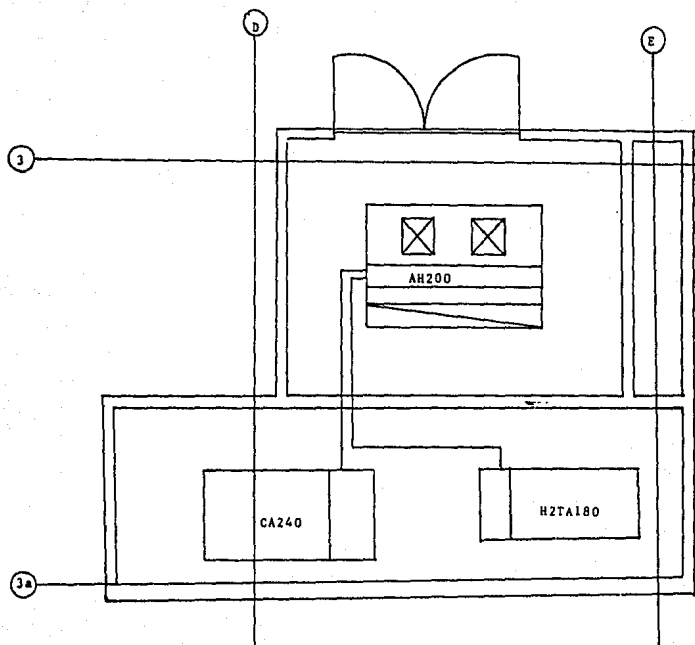
FUENTE: TABLA ELABORADA EN BASE A SELECCION DE EQUIPO, 1932



CUADRO DE EQUIPOS PAQUETE AUTOCONTENIDOS  
DATOS ESPECIFICOS

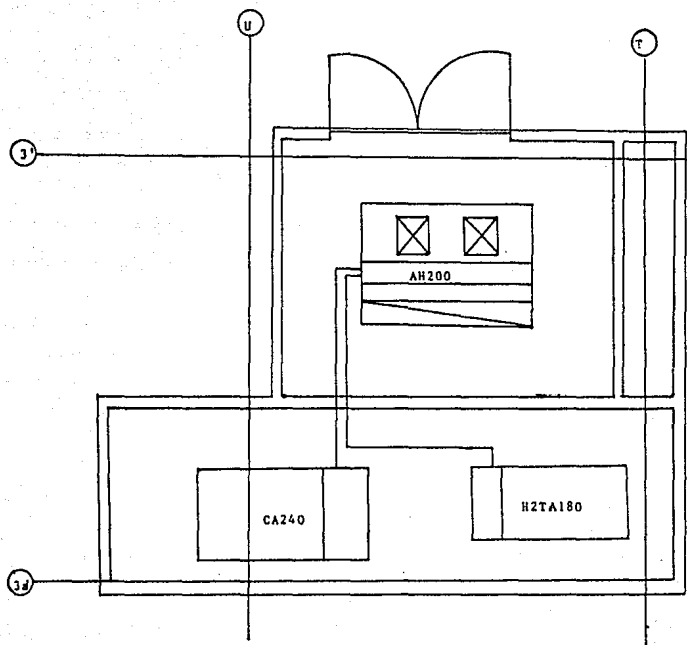
CONCEPTO		HOD. Y O R K	HOD. Y O R K
MODELO		SA-121	PF-48
PCM	HAX.	3200	1300
	MIN.	4800	1900
CONSUMO ELECTRICO	KW	15	5.42
	V/C/F	440/3/60	440/3/60
PESO EN OPERACION		760 Kg	200 Kg
CANTIDAD		1	1

FUENTE: TABLA ELABORADA EN BASE A SELECCION DE EQUIPO. 1998



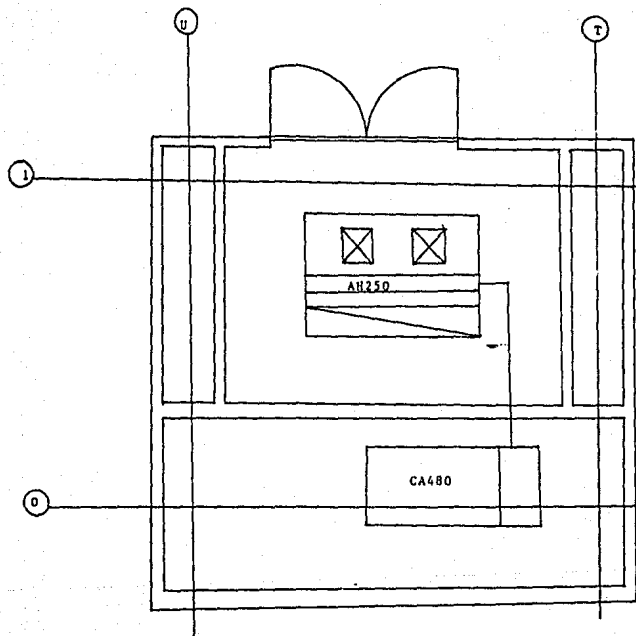
CUARTO DE MAQUINAS  
UHA#1

FUENTE: DIABRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS ORIGINALES, 1982



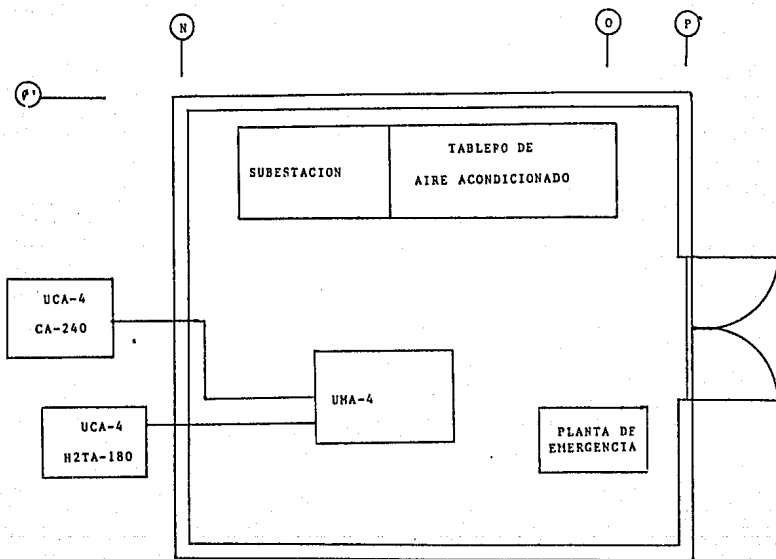
CUARTO DE MAQUINAS  
UHA#2

FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS ORIGINALES, 1999



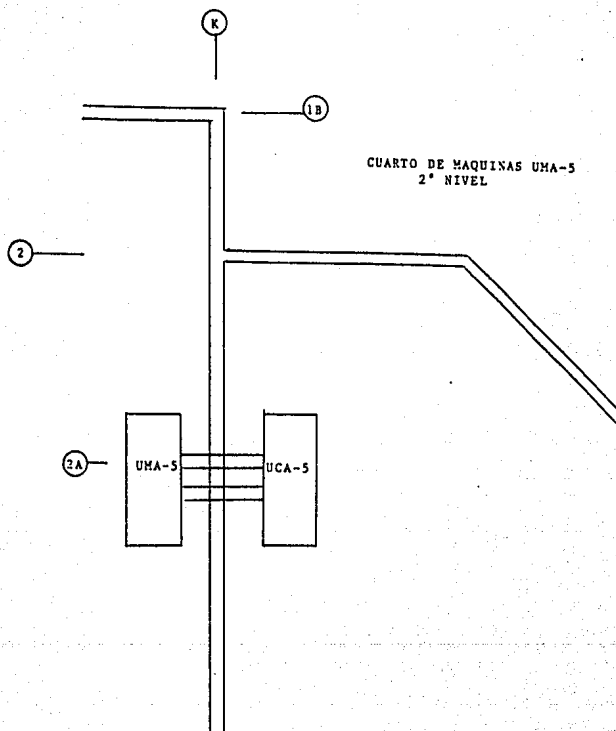
CUARTO DE MAQUINAS  
UNA#3

FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS ORIGINALES, 1966

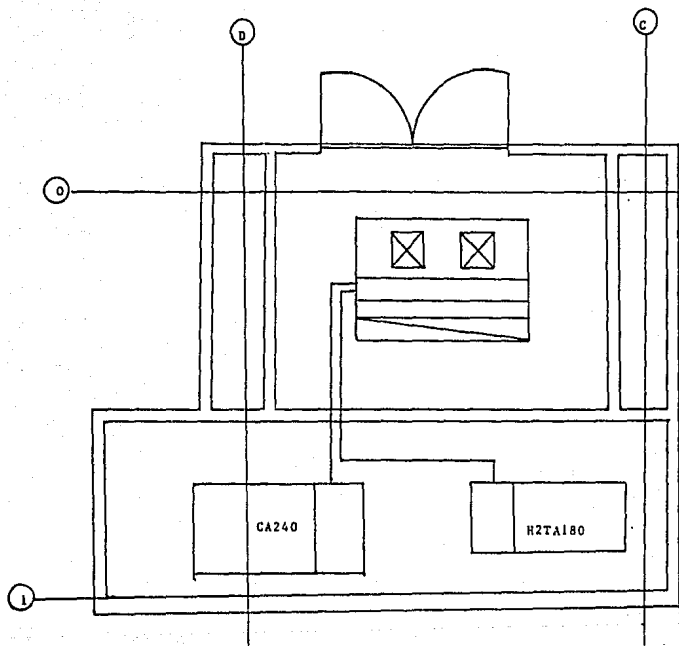


CUARTO DE MAQUINAS UMA-4  
SUBESTACION AIRE ACONDICIONADO

FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS ORIGINALES, 1968



FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS ORIGINALES, 1956



CUARTO DE MAQUINAS  
UHA#6

FUENTE: DIAGRAMA ELABORADO SOBRE PLANOS ORIGINALES, 1966

MATERIALES Y CANTIDADES DE OBRA PROYECTO ALTERNATIVO

PART.	CANT.	UNIDAD	C O N C E P T O
1	1	PZA	Unidad condensadora tipo integral mca. York mod. CA-600, con capacidad nominal de 600,000 BTU/hr, para funcionar a 440/3/60 volts.
2	1	PZA	Unidad condensadora tipo integral mca. York mod. CA-480, con capacidad nominal de 480,000 BTU/hr, para funcionar a 440/3/60 volts.
3	4	PZA	Unidad condensadora tipo integral mca. York mod. CA-240, con capacidad nominal de 240,000 BTU/hr. para funcionar a 440/3/60 volts.
4	4	PZA	Unidad condensadora tipo integral Mca. York mod. H2TA-180, con capacidad de 180,000 BTU/hr, para funcionar a 440/3/60 volts.
5	1	PZA	Unidad tipo paquete integral con capacidad de 36,000 BTU/hr mca. York mod. PF-36 para funcionar a 440/3/60 volts.
6	1	PZA	Unidad tipo paquete integral con capacidad de 121,000 BTU/hr mca. York mod. SA-121, para funcionar a 440/3/60 volts.
7	1	PZA	UMA-1, Unidad Manejadora de Aire mca. Recold mod. AH-200, con capacidad para manejar 10700 PCM, tipo unizona, equipara con serpentín de expansión directa de 6 hileras 8 aletas por pulgada, con doble circuito, caja de mezclas y filtros de alta velocidad, con motor de 5 H.P. 730 RPM, para funcionar a 440/3/60 volts.
8	1	PZA	UMA-2, Unidad manejadora de aire mca. Recold mod. AH-200, con capacidad para manejar 11505 PCM, tipo unizona, equipada con serpentín de expansión directa de 6 hileras 8 aletas por pulgada, con doble circuito, caja de mezclas y filtros de alta velocidad, con motor de 5 H.P. 700 RPM, para funcionar a 440/3/60 volts.



PART.	CANT.	UNIDAD	CONCEPTO
9	1	PZA	UMA-3, Unidad manejadora de aire mca. Recold mod. AH-253, con capacidad para manejar 15000 PCM, tipo unizona, equipada con serpentín de expansión directa de 6 hileras 8 aletas por pulgada, con doble circuito, caja de mezclas y filtros de alta velocidad, con motor de 7.5 H.P. 770 RPM, para funcionar a 440/3/60 volts.
10	1	PZA	UMA-4, Unidad manejadora de aire mca. Recold mod. AH-200, con capacidad para manejar 10000 PCM, tipo unizona, equipada con serpentín de expansión directa de 6 hileras 8 aletas por pulgada, con doble circuito, caja de mezclas y filtros de alta velocidad, con motor de 5 H.P. 740 RPM, para funcionar a 440/3/60 volts.
11	1	PZA	UMA-5, Unidad manejadora de aire mca. Recold mod. AH-280, con capacidad para manejar 16500 PCM, tipo unizona, equipada con serpentín de expansión directa de 6 hileras 8 aletas por pulgada, con doble circuito, caja de mezclas y filtros de alta velocidad, con motor de 7.5 H.P. 560 RPM, para funcionar a 440/3/60 volts.
12	1	PZA	UMA-6, Unidad manejadora de aire mca. Recold mod. AH-200, con capacidad para manejar 11500 PCM, tipo unizona, equipada con serpentín de expansión directa de 6 hileras 8 aletas por pulgada, con doble circuito, caja de mezclas y filtros de alta velocidad, con motor de 5 H.P. 720 RPM, para funcionar a 440/3/60 volts.
13	1	PZA	VE-1, Ventilador centrifugo mca. Edugon mod. EDU-625, directamente acoplado con capacidad para manejar 493 PCM con motor de 1/4 de H.P. para funcionar a 127/1/60 volts.
14	1	PZA	VE-2, Ventilador centrifugo, mca. Edugon mod. EDU-625, directamente coplado con capacidad para manejar 609 PCM con motor de 1/4 de H.P. para funcionar a 127/1/60 volts.

PART.	CANT.	UNIDAD	C O N C E P T O
15	1	PZA	VE-3, Ventilador centrifugo mca. Edugon mod. EDU-625, directamente acoplado con capacidad para manejar 480 PCM con motor de 1/4 de H.P. para funcionar a 127/1/60 volts.
16	1	PZA	VE-4, Ventilador centrifugo mca. Edugon mod. EDU-625, directamente acoplado con capacidad para manejar 424 PCM con motor de 1/4 de H.P. para funcionar a 127/1/60 volts.
17	1	PZA	VE-5, Ventilador centrifugo mca. Edugon mod. EDU-833, directamente acoplado con capacidad para manejar 1060 PCM con motor de 1/3 de H.P. para funcionar a 127/1/60 volts.
18	1	PZA	VE-6, Ventilador centrifugo mca. Edugon mod. EDU-1075, directamente acoplado con capacidad para manejar 1676 PCM con motor de 3/4 de H.P. par funcionar a 127/1/60 volts.
19	1	PZA	VE-7, Ventilador centrifugo mca. Edugon mod. EDU-625, directamente acoplado con capacidad para manejar 672 PCM con motor de 1/4 de H.P. para funcionar a 127/1/60 volts.
20	1	PZA	VE-8, Ventilador axial mca. Edugon mod. EP-870 con capacidad para manejar 111 PCM con motor de 1/70 H.P. para funcionar a 127/1/60 volts.
21	1	PZA	VE-9, Ventilador axial mca. Edugon mod. EP-870 con capacidad para manejar 138 PCM con motor de 1/70 H.P. para funcionar a 127/1/60 volts.
22	1	PZA	VE-10, Ventilador axial mca. Edugon mod. EP-870 con capacidad para manejar 105 PCM con motor de 1/70 H.P. para funcionar a 127/1/60 volts.
23	19,491	KGS	Ductos construidos en lámina galvanizada en diferente calibres.

PART.	CANT.	UNIDAD	CONCEPTO
24	3,114	M2	Colchoneta de fibra de vidrio flexible mca. Fiberglass tipo RF-3100 de 1" de espesor con barrera de vapor a base de papel bond de 40 kgs; asfalto, foil de aluminio de 64 micras de espesor, incluyendo adhesivo y sellador.
25	10	M2	Lona ahulada del no. 10 para la interconexión del sistema de ductos a las manejadoras.  Suministro e instalación de difusores, mca. Titus mod. TDC-1 de las siguientes medidas:
26	1	PZA	15" x 15"
27	87	PZA	12" x 12"
28	4	PZA	12" x 6"
29	62	PZA	9" x 9"
30	18	PZA	6" x 6"  Suministro e instalación de rejillas de inyección con doble deflexión y control de volumen, mca. Titus mod. 272- RL, de las siguientes medidas:
31	1	PZA	14" x 10"  Suministro e instalación de rejillas de retorno con control de volumen, mca. Titus mod. FL-5 de las siguientes medidas.
32	2	PZA	48" x 20"
33	2	PZA	36" x 24"
34	2	PZA	36" x 18"
35	3	PZA	30" x 20"
36	5	PZA	30" x 18"
37	2	PZA	30" x 16"
38	12	PZA	26" x 16"

PART.	CANT.	UNIDAD	CONCEPTO
39	1	PZA	26" x 14"
40	1	PZA	26" x 12"
41	1	PZA	22" x 12"
42	1	PZA	18" x 14"
43	1	PZA	16" x 14"
44	1	PZA	14" x 10"
45	18	PZA	12" x 10"
46	13	PZA	10" X 10"
47	1	PZA	10" x 8"
48	5	PZA	8" x 8"
49	4	PZA	6" x 4"
			Suministro e instalación de rejillas de extracción mca.. Titus mod. 4-FL de las siguientes medidas:
50	27	PZA	8" x 6"
51	6	PZA	8" x 4"
52	4	PZA	10" x 6"
53	4	PZA	10" x 10"
			Suministro e instalación de rejillas de paso mca. Titus mod. SG-500 de las siguientes medidas:
54	7	PZA	12" x 12"
55	12	PZA	12" x 10"
56	6	PZA	12" x 6"
57	10	PZA	24" x 12"
58	3	PZA	12" x 8"
59	8	PZA	18" x 12"
60	1	PZA	20" x 18"

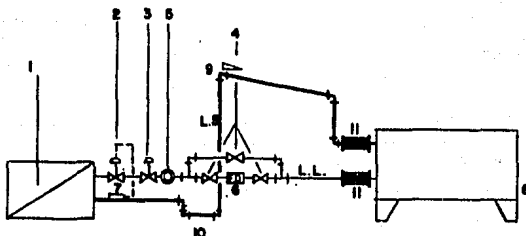
PART.	CANT.	UNIDAD	CONCEPTO
			Suministro, instalación y pruebas de controles.
61	2	PZA	Termostato mca. Johnson mod. T22-JCC-1 (UP-1 y UP-2).
62	6	PZA	Termostato mca. Johnson mod. T25-A1 (UMA-1 a 6).
			Suministro e instalación de tubería de cobre tipo L para refrigeración, incluye materiales de consumo y pruebas.
63	17	PZA	2 1/8" de diámetro tramo de 6.10 mts.
64	14	TRAMO	1 5/8" de diámetro tramo de 6.10 mts.
65	1	TRAMO	1 3/8" de diámetro tramo de 6.10 mts.
66	4	TRAMO	1 1/8" de diámetro tramo de 6.10 mts.
67	25	TRAMOS	7/8" de diámetro tramo de 6.10 mts.
			Suministro e instalación de conexiones tipo L para refrigeración, incluye pruebas.
68	34	PZA	Codo de 90o x 1 5/8"
69	67	PZA	Codo de 90o x 2 1/8"
70	3	PZA	Codo de 90o x 1 3/8"
71	19	PZA	Codo de 90o x 1 1/8"
72	89	PZA	Codo de 90o x 7/8"
73	4	PZA	Reducción de 2 1/8"
74	4	PZA	Reducción de 1 3/8"
75	12	PZA	Reducción de 1 1/8"
76	12	PZA	Reducción de 7/8"
77	4	PZA	Tee de 1 1/8"
78	16	PZA	Tee de 7/8"

PART.	CANT.	UNIDAD	CONCEPTO
			Aislamiento térmico para tuberías de refrigeración de fibra de vidrio de 1" de espesor marca Vitrofibras, incluye adhesivo, sellador, lámina de aluminio y flejes para hacer la barrera de vapor, de las siguientes medidas:
79	94	TRAMO	1 5/8" de diámetro tramo de 0.90 mts.
80	114	TRAMO	2 1/8" de diámetro tramo de 0.90 mts.
81	2	PZA	Válvula de expansión mod. ATX-12220DHG para 20 T.R.
82	6	PZA	Válvula de expansión mod. ATX--71140DGH para 20 T.R.
83	4	PZA	Válvula de expansión mod. ATX-71110DGH para 15 T.R.
84	2	PZA	Válvula solenoide mod. RMV-1904 para 30 T.R. de 1 1/8" soldar.
85	6	PZA	Válvula solenoide mod. RMV-1307 para 20 T.R. de 7/8" soldar.
86	4	PZA	Válvula solenoide mod. RMV-1307 para 15 T.R. de 7/8" soldar.
87	6	PZA	Válvula de paso mod. HP-9S
88	30	PZA	Válvula de paso mod. HP-7S
89	2	PZA	Filtro deshidratador de piedra intercambiable mod. TD3-118 para 30 T.R.
90	6	PZA	Filtro deshidratador de piedra intercambiable mod. TD2-78 para 20 T.R.
91	4	PZA	Filtro deshidratador de piedra intercambiable mod. TD1-78 para 15 T.R.
92	2	PZA	Mirilla indicadora de liquido mod. IHL-9S de 1 1/8" soldar.
93	10	PZA	Mirilla indicadora de liquido mod. IHL-78S de 7/8" soldar.
94	475	KG	Refrigerante Freón-22, para la carga de los equipos de aire acondicionado.

PART.	CANT.	UNIDAD	C O N C E P T O
95	265	KG	Refrigerante Freón-22, para la limpieza de los sistemas de los equipos de aire acondicionado.
96	84	LTS	Aceite Acemire-300, para la carga de los compresores de los equipos de aire acondicionado.
97	37	KG	Soldadura de plata de 1/8" para soldar las tuberías de refrigerante de todos los sistemas.

PLANOS DE DUCTOS E  
INSTALACIONES PARA EL  
EDIFICIO TERMINAL DEL  
AEROPUERTO INTERNACIONAL DE  
LOS CABOS, BAJA CALIFORNIA SUR  
MEXICO  
PROYECTO ALTERNATIVO





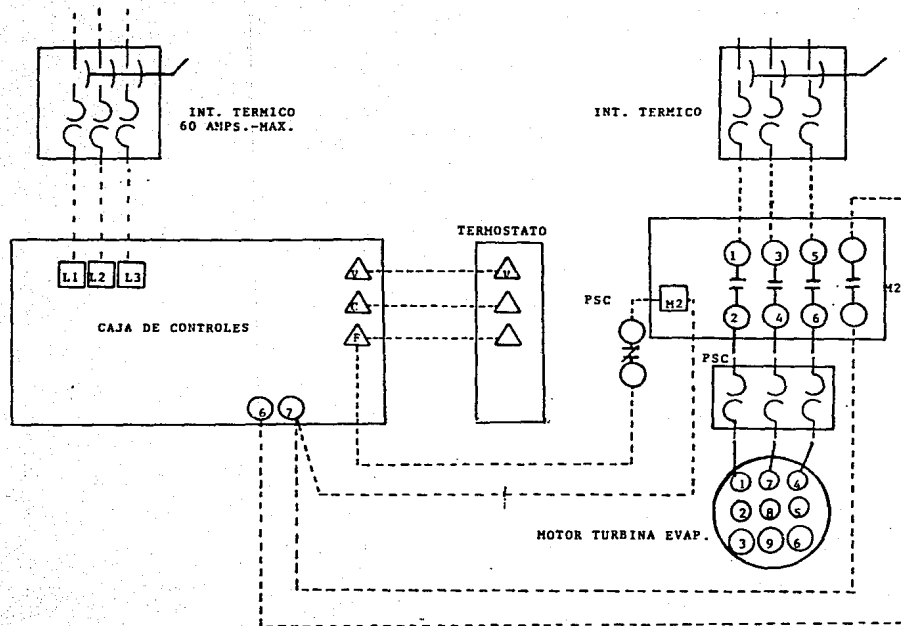
**CONEXION SERPENTIN - CONDENSADOR REFRIGERACION MAYOR DE 10 T.R.  
Evaporador al mismo nivel del condensador.**

**SIMBOLOGIA**

- |                                  |  |
|----------------------------------|--|
| 1 Serpentin                      | 11 Eliminadores de vibración (a la entrada y salida de la condensador) |
| 2 Válvula de termostatación      | L.S Línea de Succión   |
| 3 Válvula solenóide              | L.L Línea de Líquido   |
| 4 Válvula de paso                |  |
| 5 Indicador de líquido y humedad |  |
| 6 Filtro deshidratador           |  |
| 7 Bulbo sensor                   |  |
| 8 Condensadora                   |  |
| 9 Diferencial (máximo 2%)        |  |
| 10 $\Delta$ Temp                 |  |

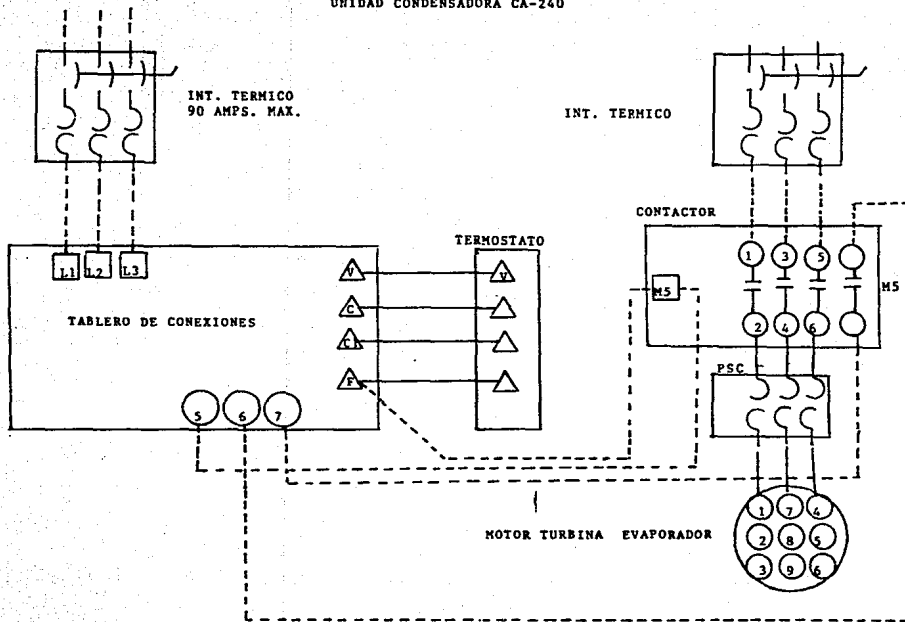
FUENTE: IMSS, MANUAL PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO, 1950

DIAGRAMA DE INSTALACION  
 UNIDAD CONDENSADORA H2CA - 180



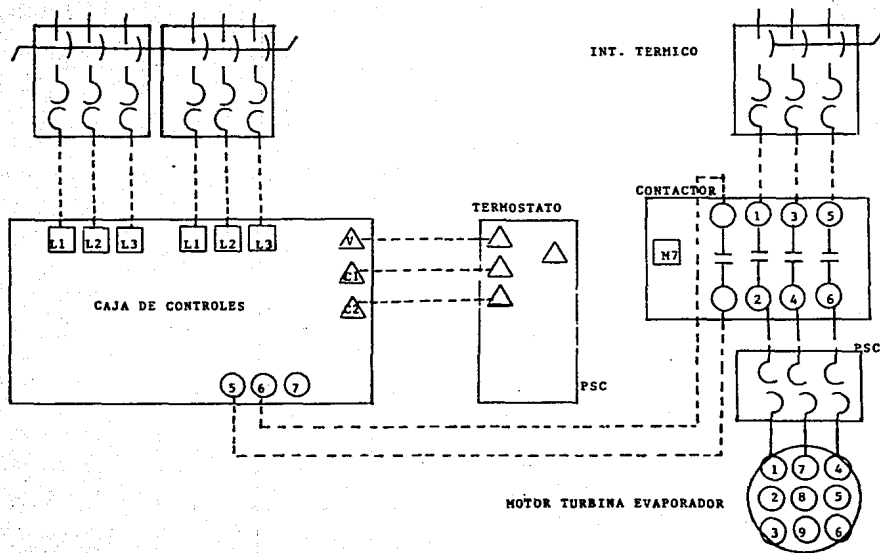
FUENTE: MANUAL DE SELECCION, YORK CORPORATION 1987

DIAGRAMA DE INSTALACION  
 UNIDAD CONDENSADORA CA-240



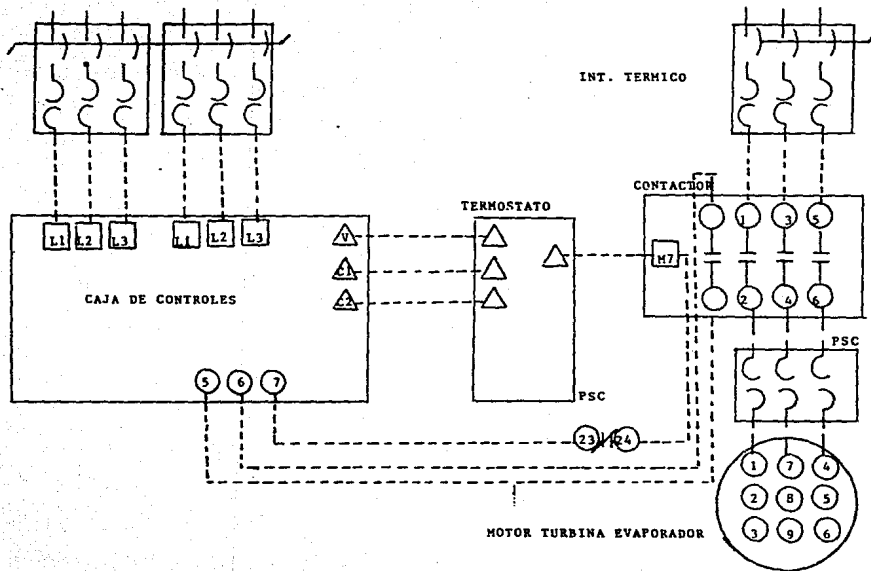
FUENTE: MANUAL DE SELECCION, YORK CORPORATION 1987

DIAGRAMA DE INSTALACION  
UNIDAD CONDENSADORA CA-480



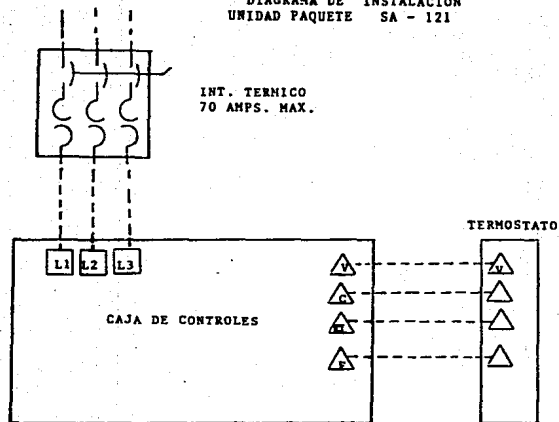
FUENTE: MANUAL DE SELECCION, YORK CORPORATION 1987

DIAGRAMA DE INSTALACION  
UNIDAD CONDENSADORA CA - 600



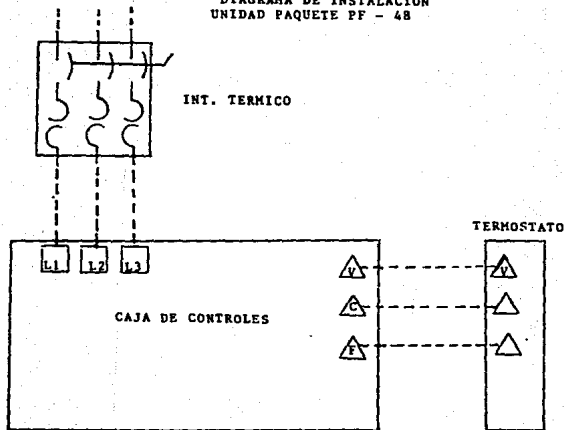
FUENTE: MANUAL DE SELECCION, YORK CORPORATION 1987

DIAGRAMA DE INSTALACION  
UNIDAD PAQUETE SA - 121

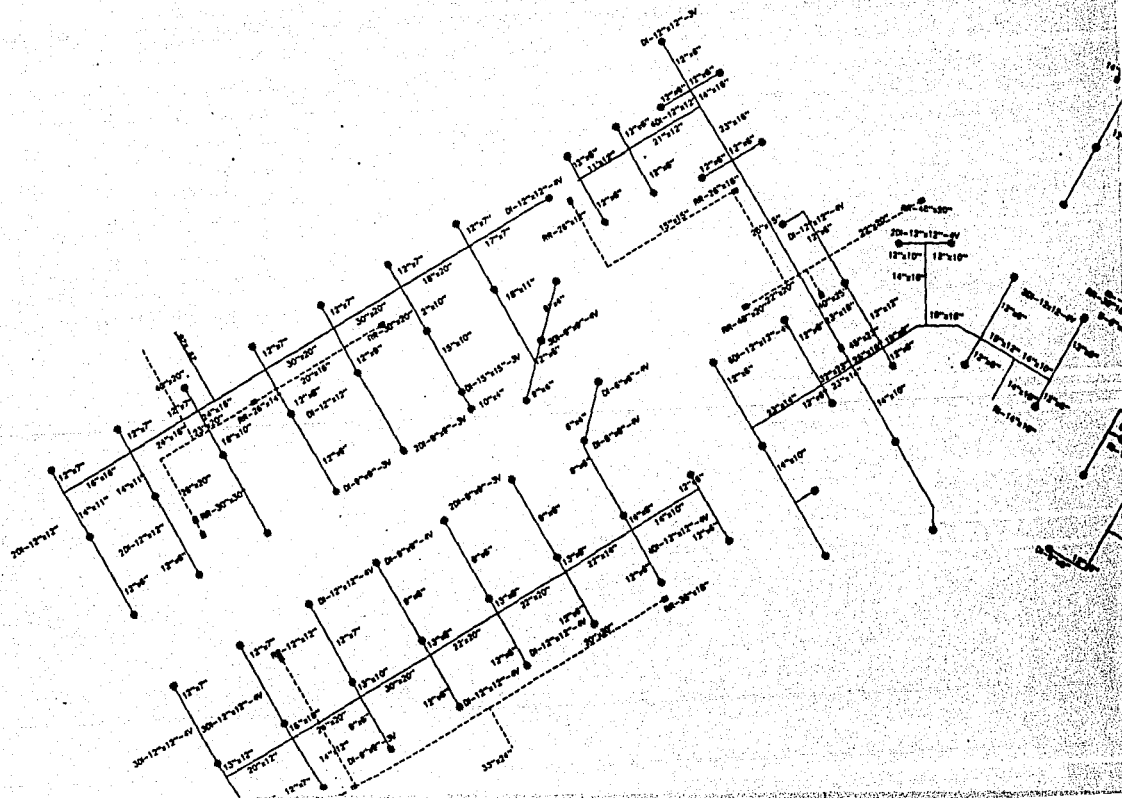


FUENTE: MANUAL DE SELECCION, YORK CORPORATION 1987

DIAGRAMA DE INSTALACION  
UNIDAD PAQUETE PF - 48



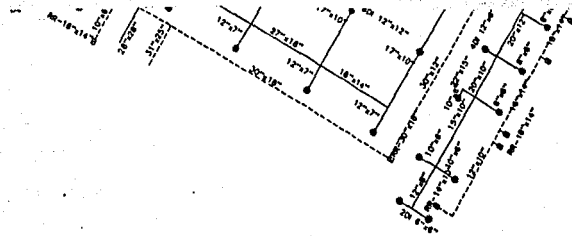
FUENTE: MANUAL DE SELECCION, YORK CORPORATION 1987







12/21  
10-50-11



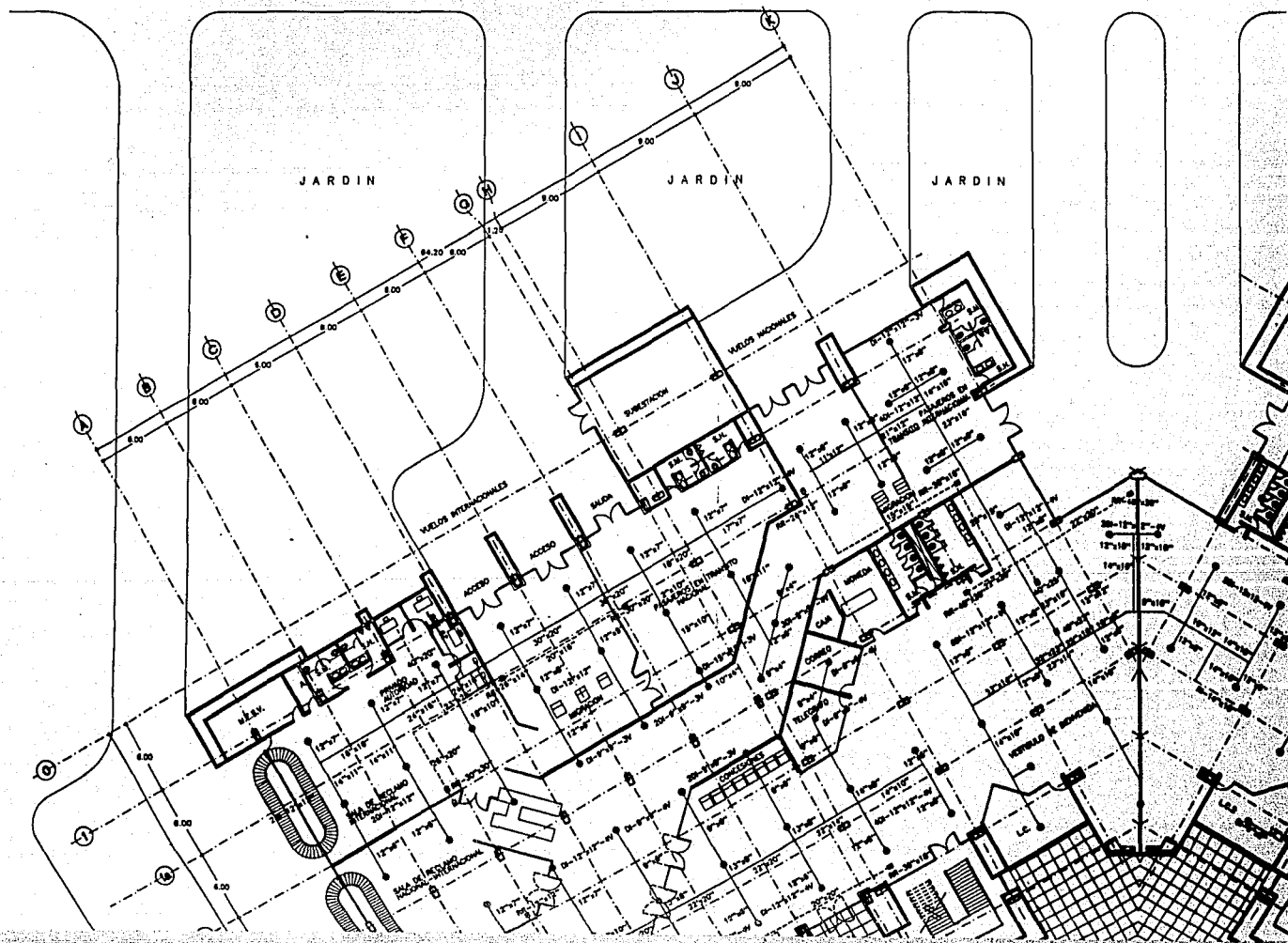
# UNIVERSIDAD NUEVO MUNDO

EDIFICIO TERMINAL  
AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS.

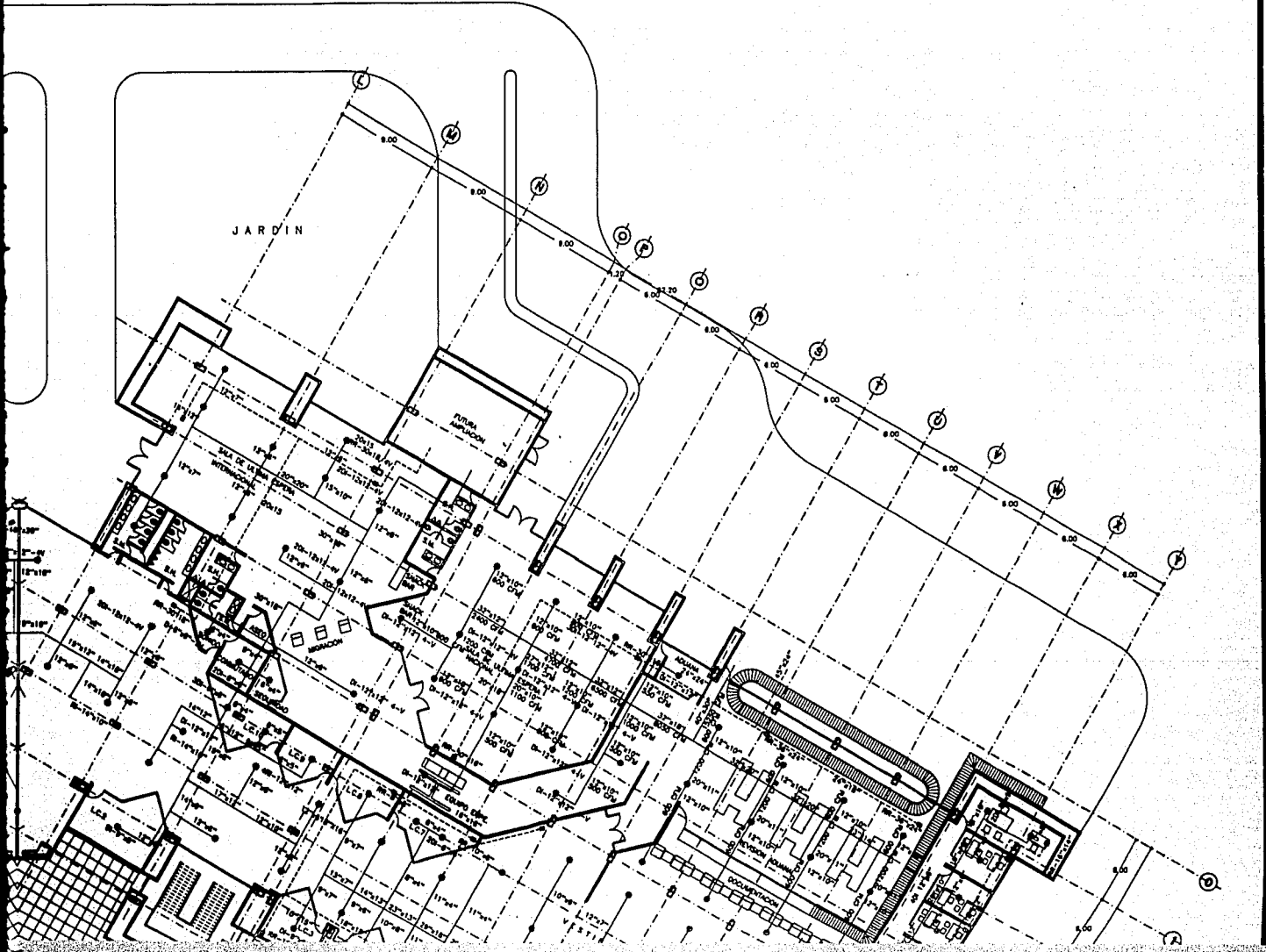
PROYECTO ALTERNATIVO

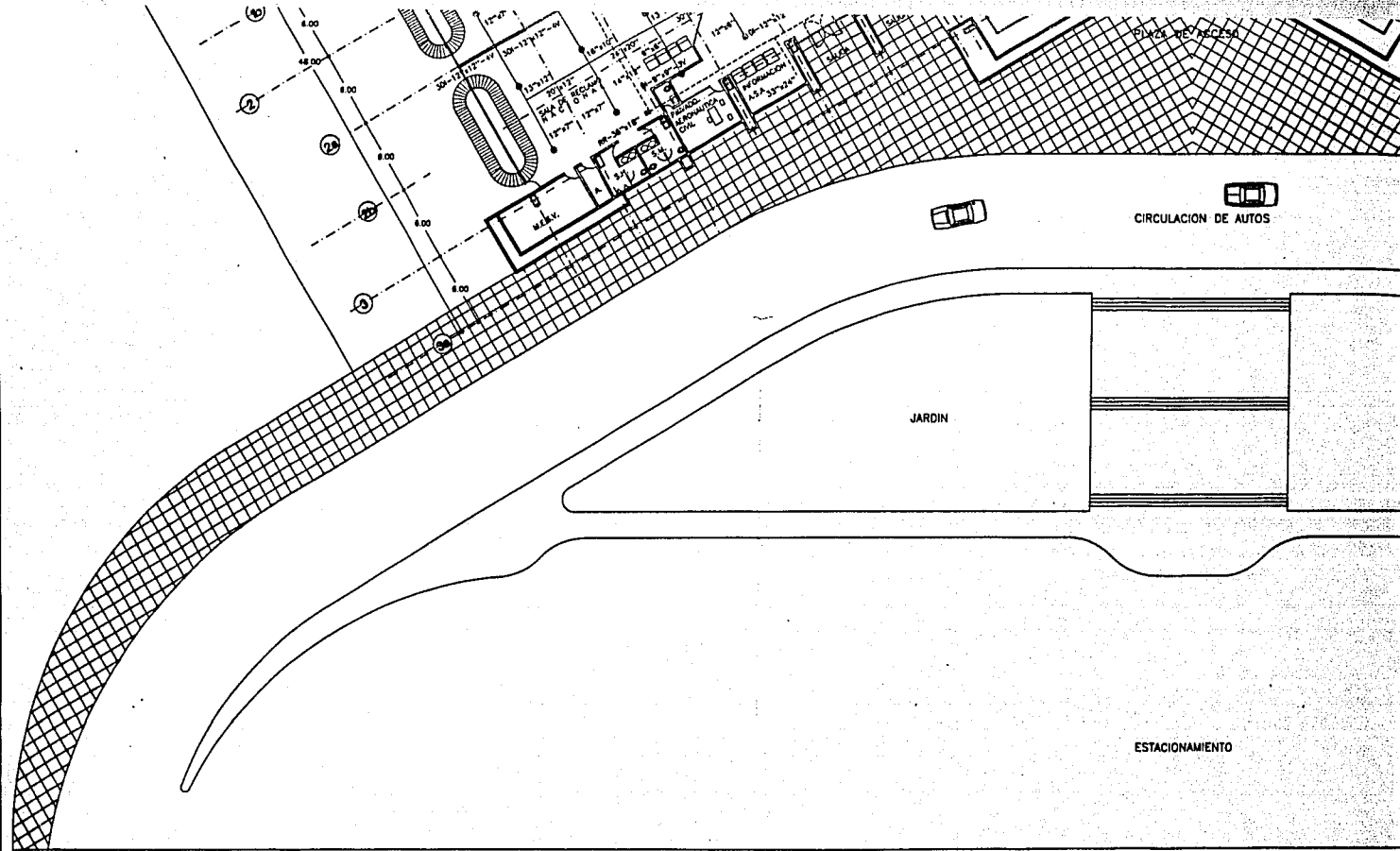
PLANO AA-01

ESCALA 1:200



PLATAFORMA DE OPERACIONES







**UNIVERSIDAD NUEVO MUNDO**

**PLANTA DE CONJUNTO DEL SISTEMA  
DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DEL  
AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS.**

PROYECTO ALTERNATIVO

PLANO AA-03

ESCALA 1:200

CAPITULO IX

ANALISIS DEL COSTO DE MANO DE OBRA PARA EL  
PROYECTO DE AEROPUERTOS Y SERVICIOS AUXI-  
LIARES PARA EL EDIFICIO TERMINAL DEL AERO-  
PUERTO INTERNACIONAL DE LOS CABOS BAJA CA-  
LIFORNIA SUR, MEXICO



PROGRAMA PARA EL CALCULO DE TIEMPOS DE MANUFACTURA E INSTALACION DE DUCTOS. SISTEMAS UMA-1 A UMA-7 Y UP-1 Y UP-2 Y EXTRACCIONES

CALCULO DE LOS TIEMPOS DE LOS SISTEMAS EN EL TALLER

	CANT.	TRAZO	CORTE	DOBLEZ	GRAPA	TOTAL
RECTO	2,250	6,750	6,750	11,250	4,500	29,250
RED. SENC.	244	1,464	732	1,464	488	4,148
RED. DOBLE	50	300	150	350	100	900
CODO	50	300	400	350	100	1,150
YEE	40	600	400	400	80	1,480
YEE	35	525	350	350	70	1,295
YEE DOBLE	50	750	650	750	100	2,250
CUELLO	267	801	534	534	0	1,869
TOTAL						42,342

TIEMPO TOTAL DE LOS SISTEMAS 42,342 MINUTOS EQUIVALENTE A 88.21 JORNALES

CALCULO DEL COSTO DEL TIEMPO EN EL TALLER

COSTO = (42,342)(90) = \$ 3'810,780.00

CALCULO DE LOS TIEMPOS DE LOS SISTEMAS EN LA OBRA

	CANT.	ARMADO	TENDIDO	COLGADO	TERMINADO	AISLADO	TOTAL
RECTO	2,250	9,000	6,750	15,750	11,250	29,250	72,000
RED. SENC.	244	1,464	732	1,952	1,220	3,660	9,028
RED. DOBLE	50	300	150	400	250	800	1,900
CODO	50	400	150	400	250	900	2,100
YEE	40	400	120	360	280	800	1,960
YEE	35	350	105	315	245	700	1,365
YEE DOBLE	50	800	150	500	350	1,250	3,050
CUELLO	267	1,068	801	1,335	1,335	2,670	7,209
TOTAL						40,030	98,612

TIEMPO TOTAL DE LOS SISTEMAS EN LA OBRA 98,612 MINUTOS EQUIVALENTE A 205 JORNALES

CALCULO DEL COSTO DEL TIEMPO EN OBRA

COSTO AISLAMIENTO	=	(40,030)(472)	=	\$ 18'894,160.00
COSTO HOJALATERIA	=	(58,582)(472)	=	27'650,704.00
COSTO TOTAL DE LOS SISTEMAS	=	COSTO TALLER	=	3'810,780.00
		COSTO OBRA	=	27'650,704.00
		COSTO AISLAM.	=	18'894,160.00

T O T A L \$ 50'355,644.00

NOTA: VALORES CALCULADOS EN PESOS ANTERIORES

**PROGRAMA DE CALCULO DE TIEMPOS Y COSTOS DE MANUFACTURA E INSTALACION DE TUBERIA DE AGUA RELADA**

	AISLAMIENTO	MEDIDA	CORTE	BISELADO	SOLDADURA	TOTAL
RECTO	20	2	10	10	30	72
CODO	15	0	0	10	20	45
TEE	18	0	0	10	25	53
REDUCCION	15	0	0	10	10	35
VAL. DE PASO	25	0	0	0	0	25
VAL. DE 3 VIAS	25	0	0	0	0	25

COSTO DE OFICIAL SOLDADOR	40,000.00					
COSTO DEL AYUDANTE	13,330.00					
COSTO POR JORNAL	53,330.00					
VIATICOS POR PAREJA	140,000.00					
COSTO TOTAL POR JORNAL	193,330.00					
COSTO POR MINUTO JORNAL	403.00					
					FOR 4 PAREJAS	
					COSTO POR MINUTO JORNAL	
					1,612	

**SISTEMAS DE UMA-1 A UMA-7**

	CANT.	AISLAM.	MEDIDA	CORTE	BISELADO	SOLDADURA	TOTAL
RECTO	577	11,540	1,154	5,770	5,770	17,310	41,544
CODO	94	1,410	0	0	940	1,880	4,230
TEE	21	378	0	0	210	210	798
REDUCCION	55	825	0	0	550	550	1,925
VAL. DE PASO	148	3,700	0	0	0	0	3,700
VAL. DE 3 VIAS	6	150	0	0	0	0	150
TOTAL							52,347

52,347 MINUTOS EQUIVALENTE A 109 JORNALES DIVIDIDOS ENTRE 4 PAREJAS  
27 JORNALES

COSTOS DE INSTALACION PARA LOS 7 SISTEMAS

27 JORNALES EQUIVALENTES A 12,960 MINUTOS

COSTO = (12,960)(1,612) = \$ 20'891,520.00

NOTA: VALORES CALCULADOS EN PESOS  
ANTERIORES

PROGRAMA DE CALCULO DE TIEMPOS Y COSTOS DE INSTALACION DE EQUIPOS. - SISTEMAS UMA-1 A UMA-7

	BAJADA DEL TRANSPORTE	TRANSPORTE A SU SITIO	SUBIDA A SU SITIO	ARMADO DE UNIDAD	FIJACION EN SU SITIO
UMA-1 39EB-19L	20	20	30	80	20
UMA-2 39EB-17S	15	20	30	80	20
UMA-3 39EB-29S	30	30	45	80	20
UMA-4 39EB-23L	30	30	45	80	20
UMA-5 39EB-29L	30	30	45	80	20
UMA-6 39EB-29L	30	30	45	80	20
UMA-7 39EB-11S	15	20	30	80	20
UGAH-30GB-100	45	60	120	0	20

COSTO DEL AYUDANTE	13,330.00
COSTO DEL AYUDANTE	13,330.00
COSTO POR JORNAL	26,660.00
VIATICOS POR PAREJA	140,000.00
COSTO POR JORNAL	166,660.00
COSTO POR MINUTO JORNAL	347.00

COSTO GRUA 250,000 HORA	
COSTO POR MINUTO 4,166.00	
COSTO TIEMPO DE GRUA	
COSTO = (390)(4,166) = \$ 1'624,740.00	
CON 4 PAREJAS COSTO POR MINUTO 1,388.00	

	CANT.	BAJADA DEL TRANSPORTE	TRANSPORTE A SU SITIO	SUBIDA A SU SITIO	ARMADO DE UNIDAD	FIJ. EN SU SITIO	TOTAL
UMA-1 39EB-19L	1	20	20	30	80	20	170
UMA-2 39EB-17S	1	15	20	30	80	20	165
UMA-3 39EB-29S	1	30	30	45	80	20	205
UMA-4 39EB-23L	1	30	30	45	80	20	205
UMA-5 39EB-29L	1	30	30	45	80	20	205
UMA-6 39EB-29L	1	30	30	45	80	20	205
UMA-7 39EB-11S	1	15	20	30	80	20	165
UGAH-30GB-100	3	135	180	360	0	60	735
TOTAL							2,055

2,055 MINUTOS EQUIVALENTES A 4 JORNALES ENTRE 4 PAREJAS EQUIVALENTE A 1 JORNAL

COSTO = (480)(1,388) = \$ 666,240.00

COSTO TOTAL = \$ 666,240.00  
1'624,740.00  
 \$ 2'290,980.00

NOTA: VALORES CALCULADOS EN PESO:  
 ANTERIORES

PROGRAMA DE CALCULO DE TIEMPOS Y COSTOS DE ARRANQUE PRUEBAS Y INSTALACION DE CONTROLES

	PRUEBA DE PRESION Y FUGAS TUBERIAS	LLENADO DEL SISTEMA	INSTALACION CONTROLES	ARRANQUE	TOTAL
UMA-1 39EB-19L	60	120	360	120	660
UMA-2 39EB-17S	60	120	360	120	660
UMA-3 39EB-29S	60	120	360	120	660
UMA-4 39EB-23L	60	120	360	120	660
UMA-5 39EB-29L	60	120	360	120	660
UMA-6 39EB-29L	60	120	360	120	660
UMA-7 39EB-11S	60	120	360	120	660
UGAR-30GB-100	60	120	360	240	780

COSTO MECANICO DE REFRIGERACION	50,000.00			REQUERIDO 2 PAREJAS	
COSTO AYUDANTE	13,330.00			COSTO POR MINUTO 848.00	
COSTO POR JORNAL	63,330.00				
VIATICOS POR PAREJA	140,000.00				
COSTO POR JORNAL	203,330.00				
COSTO POR MINUTO JORNAL	424.00				

	CANTIDAD	TOTAL
UMA-1 39EB-19L	1	660
UMA-2 39EB-17S	1	660
UMA-3 39EB-29S	1	660
UMA-4 39EB-23L	1	660
UMA-5 39EB-29L	1	660
UMA-6 39EB-29L	1	660
UMA-7 39EB-11S	1	660
UGAR-30GB-100	3	2,340
TOTAL		6,960

4,620 MINUTOS EQUIVALENTES A 15 JORNALES ENTRE 2 PAREJAS EQUIVALENTE A 7.5 JORNALES  
 COSTO = (3,480)(848) = \$ 2'951,040.00

NOTA: VALORES CALCULADOS EN PESOS  
 ANTERIORES

**RESUMEN DE COSTO DE MANO DE OBRA PROYECTO**  
**DE AEROPUERTOS Y SERVICIOS AUXILIARES**

1.- DUCTOS	₡ 50'355,644.00
2.- TUBERIAS	₡ 20'891,520.00
3.- INSTALACION DE EQUIPOS	₡ 2'290,980.00
4.- ARRANQUE Y PRUEBAS	₡ 2'951,040.00
	-----
TOTAL	₡ 76'489,184.00

**NOTA: Valores calculados en pesos anteriores**

CAPITULO X

ANALISIS DEL COSTO DE MANO DE OBRA PARA EL  
PROYECTO ALTERNATIVO PARA EL EDIFICIO  
TERMINAL DEL AEROPUERTO INTERNACIONAL DE LOS  
CABOS BAJA CALIFORNIA SUR, MEXICO

CALCULO DE LOS TIEMPOS DEL SISTEMA EN TALLER:

T O T A L

	CANTIDAD	TRAZO	CORTE	DOBLEZ	GRAPA	TOTAL
RECTOS	1,661	4,983	4,983	8,305	3,322	21,593
RED. SENC.	227	1,314	1,135	1,362	454	4,265
RED. DOBLE	45	270	225	315	90	900
CODO	30	180	240	210	60	690
YEE	36	540	360	360	72	1,332
YEE	33	495	330	330	66	1,221
YEE DOBLE	45	675	585	675	90	2,025
CUELLO	269	807	538	538	0	1,883
<b>TOTAL</b>	<b>2,346</b>	<b>9,312</b>	<b>8,396</b>	<b>12,095</b>	<b>4,154</b>	<b>33,909</b>

TIEMPO TOTAL DEL SISTEMA

33,909 MINUTOS

70.64 JORNALES

CALCULO DEL COSTO DEL TIEMPO EN EL TALLER

	CANTIDAD	TRAZO	CORTE	DOBLEZ	GRAPA	TOTAL
RECTOS	1,661	448,470	448,470	747,450	298,980	1'943,370
RED. SENC.	227	118,260	102,150	122,580	40,860	383,850
RED. DOBLE	45	24,300	20,250	28,350	8,100	81,000
CODO	30	16,200	21,600	18,900	5,400	62,100
YEE	36	48,600	32,400	32,400	6,480	119,880
YEE	33	445,550	29,700	29,700	5,940	109,890
YEE DOBLE	45	60,750	52,650	60,750	8,100	182,250
CUELLO	269	72,630	48,420	48,420	0	169,470
<b>TOTAL</b>	<b>2,346</b>	<b>838,080</b>	<b>755,640</b>	<b>1'088,550</b>	<b>373,860</b>	<b>3'051,810</b>

TOTAL DE HOJALATERIA TALLER:

\$ 3'051,810.00

NETA: VALORES CALCULADOS EN PESOS  
ANTERIORES

CALCULO DEL TIEMPO EN OBRA

	CANT.	ARMADO	TENDIDO	COLGADO	DETALL.	AISLADO	TOTAL
RECTO	1,661	6,644	4,983	11,627	8,305	21,593	53,152
RED. SENC.	227	1,362	681	1,816	1,135	3,405	8,399
RED. DOBLE	45	270	135	360	225	720	1,710
CODO	30	240	90	240	150	540	1,260
YEE	36	360	108	324	252	720	1,764
YEE	33	330	99	297	231	660	1,617
YEE DOBLE	45	720	135	450	315	1,125	2,745
CUELLO	269	1,076	807	1,345	1,345	2,690	7,263
<b>TOTAL</b>	<b>2,346</b>	<b>11,002</b>	<b>7,038</b>	<b>16,459</b>	<b>11,958</b>	<b>31,453</b>	<b>77,910</b>
<b>TOTAL HOJALATERIA</b>			<b>46,457 MINUTOS</b>		<b>96.78 JORNALES</b>		
<b>TIEMPO TOTAL DE AISLADO</b>			<b>31,453 MINUTOS</b>		<b>65.52 JORNALES</b>		

CALCULO DEL COSTO

	CANT.	ARMADO	TENDIDO	COLGADO	DETALL.	AISLADO	TOTAL
RECTOS	1,661	3'135,968	2'351,976	5'487,944	3'919,960	10'191,896	25'087,748
RED. SENC.	227	642,864	321,432	857,152	535,720	1'607,160	3'964,328
RED. DOBLE	45	127,440	63,720	169,920	106,200	339,840	807,120
CODO	30	113,280	42,480	113,280	70,800	254,880	594,720
YEE	36	169,920	50,976	152,928	118,944	339,840	832,608
YEE	33	155,760	46,728	140,184	109,032	311,520	763,224
YEE DOBLE	45	339,840	63,720	212,400	148,680	531,000	1'295,640
CUELLO	269	507,872	380,904	634,840	634,840	1'269,680	3'428,136
<b>TOTAL</b>	<b>2,346</b>	<b>5'192,944</b>	<b>3'321,936</b>	<b>7'768,648</b>	<b>5'644,176</b>	<b>14'845,816</b>	<b>36'773,524</b>

NOTA: VALORES CALCULADOS EN PESOS ANTERIORES



## U M A - 1

TOTAL DE HOJALATERIA EN OBRA	\$ 2'886,752.00
TOTAL DE AISLAMIENTO	1'957,384.00
TOTAL DE HOJALATERIA EN TALLER	396,270.00
COSTO TOTAL EN PESOS	5'240,406.00
TIEMPO TOTAL EN LA OBRA	4,403 MIN.

## U M A - 2

TOTAL DE HOJALATERIA EN OBRA	\$ 4'134,720.00
TOTAL DE AISLAMIENTO	2'823,032.00
TOTAL DE HOJALATERIA EN TALLER	574,020.00
COSTO TOTAL EN PESOS	7'531,772.00
TIEMPO TOTAL EN LA OBRA	6,378 MIN.

## U M A - 3

TOTAL DE HOJALATERIA EN OBRA	\$ 2'885,336.00
TOTAL DE AISLAMIENTO	1'953,608.00
TOTAL DE HOJALATERIA EN TALLER	393,660.00
COSTO TOTAL EN PESOS	5'232,604.00
TIEMPO TOTAL EN LA OBRA	4,374 MIN.

## U M A - 4

TOTAL DE HOJALATERIA EN OBRA	\$ 3'221,872.00
TOTAL DE AISLAMIENTO	2'188,664.00
TOTAL DE HOJALATERIA EN TALLER	454,320.00
COSTO TOTAL EN PESOS	5'864,856.00
TIEMPO TOTAL EN LA OBRA	5,048 MIN.

## U M A - 5

TOTAL DE HOJALATERIA EN OBRA	\$ 3'561,240.00
TOTAL DE AISLAMIENTO	2'460,064.00
TOTAL DE HOJALATERIA EN TALLER	302,110.00
COSTO TOTAL EN PESOS	6'323,414.00
TIEMPO TOTAL EN LA OBRA	5,579 MIN.

## U M A - 6

TOTAL DE HOJALATERIA EN OBRA	\$ 2'734,768.00
TOTAL DE AISLAMIENTO	1'862,512.00
TOTAL DE HOJALATERIA EN TALLER	376,110.00
COSTO TOTAL EN PESOS	4'973,390.00
TIEMPO TOTAL EN LA OBRA	4,179 MIN.

NOTA: VALORES CALCULADOS EN PESOS  
ANTERIORES

## U P - 1

TOTAL DE HOJALATERIA EN OBRA	\$ 1'092,680.00
TOTAL DE AISLAMIENTO	728,768.00
TOTAL DE HOJALATERIA EN TALLER	162,450.00
COSTO TOTAL EN PESOS	1'983,898.00
TIEMPO TOTAL EN LA OBRA	1,805 MIN.

## U P - 2

TOTAL DE HOJALATERIA EN OBRA	\$ 261,488.00
TOTAL DE AISLAMIENTO	195,408.00
TOTAL DE HOJALATERIA EN TALLER	34,200.00
COSTO TOTAL EN PESOS	491,096.00
TIEMPO TOTAL EN LA OBRA	380 MIN.

## EXTRA CCIONES

TOTAL DE HOJALATERIA EN OBRA	\$ 1'092,680.00
TOTAL DE AISLAMIENTO	728,768.00
TOTAL DE HOJALATERIA EN TALLER	162,450.00
COSTO TOTAL EN PESOS	1'983,898.00
TIEMPO TOTAL EN LA OBRA	1,805 MIN.

## T O T A L

TOTAL DE HOJALATERIA	\$ 21'927,708.00
TOTAL DE AISLAMIENTO	14'845,816.00
TOTAL DE HOJALATERIA EN TALLER	3'051,810.00
COSTO TOTAL EN PESOS	39'825,334.00
TIEMPO TOTAL EN LA OBRA	77,910 MIN.

NOTA: VALORES CALCULADOS EN PESOS  
ANTERIORES

PROGRAMA DE CALCULO DE TIEMPOS Y COSTOS DE MANUFACTURA E INSTALACION DE TUBERIAS DE REFRIGERACION

	AISLAMIENTO	MEDIDA	CORTE	LIJADA	SOLDADURA	TOTAL
RECTO	10	2	2	2	4	20
CODO	5	0	0	2	4	11
TEE	10	0	0	3	6	19
COPE	3	0	0	2	4	9
REDUCCION	3	0	0	2	3	8
VAL. DE PASO	0	0	0	2	8	10
VAL. DE EXPAN.	0	0	0	2	10	12
FILTRO DESHI.	0	0	0	3	12	15
MIRILLA	0	0	0	3	4	7

FORANEO

COSTO DE OFICIAL SOLDADOR	40,000.00
COSTO DEL AYUDANTE	13,330.00
COSTO POR JORNAL	53,330.00
VIATICOS POR PAREJA	140,000.00
COSTO TOTAL POR JORNAL	193,330.00
COSTO POR MINUTO JORNAL	403.00

SISTEMA DE UMA-1 A UMA-6

	CANT.	AISLAMIENTO	MEDIDA	CORTE	LIJADO	SOLDADURA	TOTAL
RECTO	224	2,240	448	448	448	896	4,480
CODO	180	900	0	0	360	720	1,980
TEE	24	240	0	0	72	144	456
COPE	42	126	0	0	84	168	378
REDUCCION	17	51	0	0	34	51	136
VALV. PASO	48	0	0	0	96	384	480
VALV. EXP.	12	0	0	0	24	120	144
FILTRO	12	0	0	0	36	144	180
MIRILLA	12	0	0	0	36	48	84

8,318 MINUTOS EQUIVALENTE A 17.32 JORNALES

NOTA: VALORES CALCULADOS EN FEESOS ANTERIORES

	CANT.	AISLAMIENTO	MEDIDA	CORTE	LIJADO	SOLDADURA	TOTAL
RECTO	224	902,720	180,544	180,544	180,544	361,088	1'805,440
CODO	180	362,700	0	0	145,080	290,160	797,740
TEE	24	96,720	0	0	29,016	58,032	183,768
COFLE	42	50,778	0	0	33,852	67,704	152,334
REDUCCION	17	20,553	0	0	13,702	20,553	54,808
VALV. PASO	48	0	0	0	38,688	154,752	193,440
VALV. EXP.	12	0	0	0	9,672	48,360	58,032
FILTRO	12	0	0	0	14,508	58,032	72,540
MIRILLA	12	0	0	0	14,508	19,304	33,852
TOTAL							3'352,154
COSTO DE LOS 6 SISTEMAS EN OBRA				\$ 3'352,154.00			

NOTA: VALORES CALCULADOS EN FEES  
ANTERIORES

PROGRAMA DE CALCULO DE TIEMPOS Y COSTOS DE INSTALACION DE EQUIPOS. SISTEMAS UMA - 1 A UMA - 6

	BAJADA DEL TRANSPORTE	TRANSPORTE A SU SITIO	SUBIDA A SU SITIO	ARMADO DE UNIDAD	FIJACION EN SU SITIO
UMA-AH-200	20	30	0	80	20
UMA-AH-253	25	30	0	80	20
UMA-AH-280	30	30	80	80	20
UCA-H2TA-180	15	20	0	30	20
UCA-CA-240	20	20	0	30	20
UCA-CA-480	25	25	0	30	20
UCA-CA-600	30	30	100	30	20

COSTO DEL AYUDANTE	13,330.00				
COSTO DEL AYUDANTE	13,330.00				
COSTO POR JORNAL	26,660.00				
VIATICOS POR PAREJA	140,000.00				
COSTO POR JORNAL	166,660.00			666,640.00	
COSTO POR MINUTO JORNAL	347.00			1,388.00	
					PARA MANIOBRAS 4 PAREJAS LUEGO

	CANT.	BAJADA DEL TRANSPORTE	TRANSPORTE A SU SITIO	SUBIDA A SU SITIO	ARMADO DE UNIDAD	FIJACION EN SU SITIO	TOTAL
UMA-AH-200	4	80	120	0	320	80	600
UMA-AH-253	1	25	30	0	80	20	155
UMA-AH-280	1	30	30	80	80	20	240
UCA-H2TA-180	4	60	80	0	120	80	340
UCA-CA-240	4	80	80	0	120	80	160
UCA-CA-480	1	25	25	0	30	20	100
UCA-CA-600	1	30	30	100	30	20	210

TOTAL

2,005

2,005 MINUTOS EQUIVALENTE A 4.17 JORNALES

ENTRE 4 PAREJAS EQUIVALENTE A 1 JORNAL

NOTA: VALORES CALCULADOS EN FEESSE  
ANTERIORES

	CANT.	BAJADA DEL TRANSPORTE	TRANSPORTE A SU SITIO	SUBIDA A SU SITIO	ARMADO DE UNIDAD	FIJACION EN SU SITIO	TOTAL
UMA-AH-200	4	111,040	166,560	0	444,160	111,040	832,800
UMA-AH-253	1	34,700	41,640	0	111,040	27,760	215,140
UMA-AH-280	1	41,640	41,640	111,040	111,040	27,760	333,120
UCA-H2TA-180	4	83,280	111,040	0	166,560	111,040	471,920
UCA-CA-240	4	111,040	111,040	0	166,560	111,040	499,680
UCA-CA-480	1	34,700	34,700	0	41,640	27,760	138,800
UCA-CA-600	1	41,640	41,640	138,800	41,640	27,760	291,480
TOTAL							2'782,940

NOTA: VALORES CALCULADOS EN FECHAS  
ANTERIORES

PROGRAMA DE CALCULO DE TIEMPOS Y COSTOS DE ARRANQUE, PRUEBAS E INSTALACION DE CONTROLES

SISTEMA	PRUEBA DE PRESION	VACIO DEL SISTEMA	CARGA DEL SISTEMA C/ REFRIGERA.	INSTALACION CONTROLES	ARRANQUE	TOTAL
AH-200 BZA-180 CA-240	360	1,440	300	240	120	2,460
AH-253 CA-480	360	1,440	350	240	120	2,510
AH-280 CA-600	360	1,440	400	240	120	2,560

COSTO MECANICO REFRIGERACION	50,000.00	
COSTO AYUDANTE	13,330.00	
COSTO DEL JORNAL	63,330.00	REQUERIDO 2 PAREJAS
VIATICOS POR PAREJA	140,000.00	
COSTO POR JORNAL	203,330.00	406,660.00
COSTO POR MINUTO JORNAL	424.00	848.00

SISTEMA	CANT.	PRUEBA DE PRESION	VACIO DEL SISTEMA	CARGA DEL SISTEMA C/ REFRIGERA.	INSTALACION CONTROLES	ARRANQUE	TOTAL
AH-200 BZA-180 CA-240	4	1,440	5,760	1,200	960	480	9,840
AH-253 CA-480	1	360	1,440	350	240	120	2,510
AH-280 CA-600	1	360	1,440	400	240	120	2,560

14,910 MIN. EQUIVALENTES A 31 JORNALES ENTRE 2 PAREJAS EQUIVALENTE A 15.5 JORNALES

COSTO = 7,455 MIN x 848 = \$ 6,321,840.00

NOTA: VALORES CALCULADOS EN PESOS  
ANTERIORES

**RESUMEN COSTO MANO DE OBRE PROYECTO ALTERNATIVO**

1.- DUCTOS	₡ 39'825,334.00
2.- TUBERIAS	₡ 3'352,154.00
3.- INSTALACION DE EQUIPOS	₡ 2'782,940.00
4.- ARRANQUE Y PRUEBAS	₡ 6'321,840.00
	-----
TOTAL	₡ 52'282,268.00

NOTA: Valores calculados en pesos anteriores



## CAPITULO XI

COSTO TOTAL DE INVERSION DE  
AMBAS ALTERNATIVAS

ALTERNATIVA: PROYECTO ALTERNATIVO

* CONCEPTO	* VALOR EN PESOS
1. EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO	\$ 448'185,800.00
2. MATERIALES Y ACCESORIOS	423'010,254.00
3. CONTROLES	3'500,000.00
4. TUBERIA Y CONEXIONES	9'387,444.00
5. AISLAMIENTO	2'433,038.00
6. VALVULAS Y MATERIALES P/REFRIGERACION	39'868,068.00
7. TOTAL DE INVERSION	\$ 926'384,604.00
VIDA UTIL DEL SISTEMA 15 ANOS.	

ALTERNATIVA: PROYECTO AEROPUERTOS Y SERVICIOS AUXILIARES

* CONCEPTOS	* VALOR EN PESOS
1. EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO	\$ 815'350,862.00
2. MATERIALES Y ACCESORIOS	350'030,669.00
3. CONTROLES	58'972,376.00
4. TUBERIA Y CONEXIONES	37'149,622.00
5. AISLAMIENTO	37'192,658.00
6. VALVULAS	29'578,146.00
7. TOTAL DE LA INVERSION	\$ 1,336'274,333.00
VIDA UTIL DEL SISTEMA 15 ANOS.	

NOTA: Valores calculados en pesos anteriores

## CAPITULO XII

ESTUDIO COMPARATIVO DE COSTOS  
DE OPERACION DE AMBOS PROYECTOS

Comparativo de costo anual:

El costo anual, es simplemente el patrón de costo de cada alternativa transformado en una serie uniforme equivalente de costos anual a la tasa mínima de rendimiento "i", que en este caso será del 8%. La alternativa que tenga la serie mas baja de costos será, evidentemente la selección más conveniente. Esta transformación es necesaria debido a que una simple inspección no mostrará si la alternativa con el costo inicial más bajo es preferible a la que tenga desembolsos más bajos de operación.

Los símbolos utilizados generalmente en este tipo de análisis son:

P: La inversión en el equipo; el costo inicial total; el costo de instalación.

L: El valor de recuperación al final de la vida económica.

n: La vida económica en años, sobre la base de que la tasa de rendimiento "i", en problemas de costo anual, es por periodo de un año.

I: Una serie de ingresos iguales de fin de año.

D: Una serie de desembolsos iguales de fin de año.

i: Tasa mínima requerida de rendimiento.

R: La serie uniforme de fin de periodo equivalente a "P" o a "P" y "L"; el costo uniforme anual equivalente de inversión.

AC: El costo anual; el equivalente uniforme de fin de periodo a todos los costos sobre el periodo "n", donde  $AC = R + D$ .

AW: El valor anual; el mismo que "AC", excepto que es el equivalente de una corriente de ingresos o ahorros.

El patrón de costo consistirá de la inversión "P", su valor de recuperación "L", y los costos anuales de operación "D". La serie uniforme equivalente del costo de inversión se expresa generalmente por medio de la siguiente ecuación:

$$R = ( P - L ) ( i - n \text{ CRF} ) + Li$$

Esta ecuación, puede considerarse que representa la recuperación con intereses de una porción del capital,  $P - L$ , más el interés sobre la porción restante L. La recuperación del capital representado por L no esta incluida en la ecuación anterior, debido a que es proporcionada por los ingresos de recuperación.

COSTO ANUAL DE OPERACION  
PARA AMBAS ALTERNATIVAS

ALTERNATIVA DE EXPANSION DIRECTA;

1.	COSTO DE MANTENIMIENTO - - - - -	€	13'440,000.-
2.	REFACCIONES - - - - -		5'000,000.-
3.	COSTO DE PERSONAL OPERATIVO - - - - -		10'000,000.-
4.	COSTO DE ENERGIA ANUAL - - - - -		41'314,675.-
			-----
5.	COSTO ANUAL DE OPERACION - - - - -	€	69'754,675.-

CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA DEL SISTEMA

*	335 KILOWATTS		
*	COSTO POR KILOWATT \$ 337.-		
*	TOTAL = (335 KW) (\$ 337.-) (365 DIAS) =	€	41'206,675.-
*	COSTO ANUAL POR ALQUILER DE LA RED - - =		108,000.-
			-----
*	COSTO ANUAL DE CONSUMO ELECTRICO - - - =	€	41'314,674.-

ALTERNATIVA DE AGUA HELADA:

1.	COSTO POR MANTENIMIENTO ANUAL - - - - -	€	16'000,000.-
2.	REFACCIONES - - - - -		4'000,000.-
3.	COSTO DE PERSONAL OPERATIVO - - - - -		8'000,000.-
4.	COSTO DE ENERGIA ANUAL - - - - -		57'920,350.-
5.	COSTO DE AGUA ANUAL - - - - -		10,000.-
			-----
6.	COSTO ANUAL DE OPERACION - - - - -	€	85'930,350.-

CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA DEL SISTEMA

*	470 KILOWATTS		
*	COSTO POR KILOWATT \$ 337.-		
*	TOTAL = (470 KW) (\$ 337.-) (365 DIAS) =	€	57'812,350.-
*	COSTO ANUAL POR ALQUILER DE LA RED - - =		108,000.-
			-----
*	COSTO ANUAL DE CONSUMO ELECTRICO - - - =	€	57'920,350.-

NOTA: Valores calculados en pesos anteriores

Para el Proyecto de Aeropuertos y Servicios Auxiliares tendremos:

Inversión: Equipo y Materiales	= \$ 1336'274,333.-
Instalación y Mano de obra	= \$ 76'489,184.-
	-----
TOTAL	= \$ 1412'763,517.-

Por lo tanto tenemos  $P = \$ 1412'763,517.-$   
 Valor de Recuperación = \$ 5'000,000.-  
 Por lo tanto tenemos  $L = \$ 5'000,000.-$   
 Costos anuales de operación = \$ 85'930,350.-  
 Por lo tanto tenemos  $D = \$ 85'930,350.-$   
 Vida económica del sistema = 15 años  
 Por lo tanto tenemos  $n = 15$  años  
 Tasa de Rendimiento = 8%  
 Por lo tanto tenemos  $i = 8\%$

#### RECUPERACION DE CAPITAL

Factor : crf 8% y a 15 años = 0.11683  
 Luego  $R = (1412'763,517 - 5'000,000)(0.11683) + (5'000,000)(0.08)$   
 $R = 164'469,011.691 + 400,000$   
 $R = \$ 164'869,011.691$

Esta es la cantidad, que se debe de recuperar por el servicio del sistema a fin de cada periodo anual, para recuperar la inversión del proyecto a 15 años y con el 8% de interés anual.

#### COSTO ANUAL

$ACa = (1412'763,517 - 5'000,000)(0.11683) + (5'000,000)(0.08) + 85'930,350$

$ACa = 164'469,011.691 + 400,000 + 85'930,350$

$ACa = \$ 250'799,361.691$

Para el Proyecto Alternativo tendremos:

Inversión: Equipo y materiales	= \$ 926'384,604.-
Instalación y Mano de obra	= \$ 52'282,268.-
	-----
TOTAL	= \$ 978'666,872.-

Por lo tanto tenemos  $P = \$ 978'384,604.-$   
 Valor de Recuperación = \$ 2'500,000.-  
 Por lo tanto tenemos  $L = \$ 2'500,000.-$   
 Costo Anual de Operación = \$ 69'754,675.-  
 Por lo tanto tenemos  $D = \$ 69'754,675.-$   
 Tasa de Rendimiento = 8%  
 Por lo tanto tenemos  $i = 8\%$

#### RECUPERACION DE CAPITAL

Factor : crf 8% y a 15 años = 0.11683  
 Luego  $R = (978'666,872 - 2'500,000)(0.11683) + (2'500,000)(0.08)$   
 $R = 114'043,575.656 + 200,000$   
 $R = \$ 114'243,575.656$

NOTA: Valores calculados en pesos anteriores

Esta es la cantidad, que se debe de recuperar por el servicio del sistema, a fin de cada período anual, para recuperar la inversión del proyecto a 15 años y con el 8% de interés anual.

**COSTO ANUAL**

$$ACb = (978'666,872 - 2'500,000)(0.11683) + (2'500,000)(0.08) + 69'754,675$$

$$ACb = 114'045,575.656 + 200,000 + 69'754,675$$

$$ACb = \$ 184'000,250.656$$

**COMPARACION DE COSTOS ANUALES**

Costo anual del proyecto de Aeropuertos y Servicios Auxiliares Agua Helada

$$ACa = \$ 250'799,362.691$$

Costo anual del proyecto Alternativo Expansión Directa

$$ACb = \$ 184'000,251.656$$

Diferencia entre los costos anuales de ambos proyectos

$$ACa = \$ 250'799,362.691$$

$$ACb = \$ 184'000,251.656$$

$$\begin{array}{r} \text{-----} \\ \$ 66'799,111.035 \end{array}$$

Diferencia de costo anual en favor del proyecto alternativo de:

$$\$ 66'799,111.035$$

**NOTA: Valores calculados en pesos anteriores**

### RECUPERACION DE CAPITAL

Las siguientes tablas, muestran que el dinero que se invirtió en el año 1, (columna 1) devenga intereses durante ese periodo (columna 2) y que el pago al final del periodo (columna 4) paga este interés más parte del capital principal (columna 6). Por ejemplo, el capital no pagado al principio del año 2 es de \$942,409,796.62 millones de pesos para el caso del proyecto alternativo, el interés devengado en ese año, al 8 % es de \$75, 392,783.73 millones de pesos, y el pago de \$114,245,575.70 millones de pesos efectuado al final de ese mismo año se compone de \$75,392,783.73 millones de pesos de intereses y de \$38,852,791.97 de capital principal. Debe hacerse notar que la proporción de intereses y capital principal en cada pago no es la misma todos los años; los pagos de intereses disminuyen mientras que la restitución de capital aumenta. Cuando se paga anualmente el interés devengado más una parte del capital principal, todo el capital será eventualmente reembolsado o recuperado con intereses.

El dinero invertido (columnas 1, 3 y 5 ) disminuye, por consiguiente, hasta que, al final del año 15, ha sido totalmente recuperada la inversión. Esta situación se repite también para el proyecto de Aeropuertos y Servicios Auxiliares. En ambas tablas al final de cada una no se recupera totalmente la cantidad invertida debido al error que se acarrea por los decimales que se están manejando.

NOTA: Los valores estan expresados en pesos anteriores



TABLA DE RECUPERACION DE CAPITAL PARA EL PROYECTO DE AEROGUÍPTOS Y SERVICIOS AUXILIARES

AÑO	DEUDO	INTERES ANUAL	CAPITAL + INTERES	REEMBOLSO ANUAL	DEUDO A FIN DE AÑO	RECUPERACION DE CAPITAL
1	81,412,783,517.00	8113,021,861.36	81,525,784,378.36	8164,269,011.70	81,360,915,286.66	851,647,930.34
2	81,360,915,286.66	8108,873,246.73	81,469,788,533.39	8164,269,011.70	81,304,919,821.69	825,995,714.77
3	81,304,919,821.69	8104,393,585.75	81,409,317,407.44	8164,269,011.70	81,244,444,395.74	866,475,425.95
4	81,244,444,395.94	8099,555,551.68	81,343,979,947.62	8164,269,011.70	81,179,130,925.92	865,313,469.02
5	81,179,130,925.92	8094,330,474.87	81,273,461,410.79	8164,269,011.70	81,108,592,399.09	870,528,576.85
6	81,108,592,399.09	8088,687,391.53	81,197,175,791.02	8164,269,011.70	81,032,410,779.32	876,191,619.77
7	81,032,410,779.32	8082,592,862.35	81,115,603,641.67	8164,269,011.70	8095,134,629.97	882,276,149.35
8	8095,134,629.97	8076,010,770.40	81,029,145,400.36	8164,269,011.70	8086,276,388.66	888,868,241.30
9	8086,276,388.66	8069,902,111.09	8095,178,499.76	8164,269,011.70	8076,309,488.06	895,964,900.61
10	8076,309,488.06	8061,224,759.04	8076,534,247.10	8164,269,011.70	8061,665,235.40	910,644,252.66
11	8061,665,235.40	8052,933,218.83	8074,568,454.23	8164,269,011.70	8049,729,442.53	911,925,792.87
12	8049,729,442.53	8043,978,355.40	8052,707,797.94	8164,269,011.70	8038,838,766.24	9129,890,656.30
13	8038,838,766.24	8034,207,102.90	8045,145,689.14	8164,269,011.70	8028,276,877.44	9130,361,908.80
14	8028,276,877.44	8023,862,150.19	8022,127,027.63	8164,269,011.70	8017,270,015.93	9141,006,861.51
15	8017,270,015.93	8012,581,691.27	8019,291,917.20	8164,269,011.70	8006,365,500.50	9152,287,410.43
T O T A L =						81,407,780,911.50

TABLA DE RECUPERACION DE CAPITAL PARA EL PROYECTO ALTERNATIVO

AÑO	DEUDO	INTERES ANUAL	CAPITAL + INTERES	REEMBOLSO ANUAL	DEUDO A FIN DE AÑO	RECUPERACION DE CAPITAL
1	978,384,604.00	978,270,768.32	81,660,435,372.32	8114,245,575.70	8942,409,796.62	825,974,807.38
2	8942,409,796.62	875,392,783.73	81,017,802,560.35	8114,245,575.70	8603,257,004.65	828,822,791.77
3	8603,257,004.65	872,264,560.37	8075,641,565.02	8114,245,575.70	8361,595,999.32	841,961,015.33
4	8361,595,999.32	868,927,679.15	8030,522,668.47	8114,245,575.70	8116,278,092.77	845,317,896.55
5	8116,278,092.77	865,302,247.42	8081,550,340.19	8114,245,575.70	8787,334,764.49	848,943,328.28
6	8787,334,764.49	861,366,781.16	8026,721,545.65	8114,245,575.70	8714,475,969.95	852,828,794.54
7	8714,475,969.95	857,128,077.60	8071,934,047.54	8114,245,575.70	8657,388,471.84	857,087,498.10
8	8657,388,471.84	852,591,077.75	8079,979,549.29	8114,245,575.70	8595,733,973.59	861,654,477.95
9	8595,733,973.59	847,658,717.91	8043,292,691.80	8114,245,575.70	8529,147,118.10	866,256,857.79
10	8529,147,118.10	842,331,769.29	8071,478,885.39	8114,245,575.70	8457,233,309.69	871,913,806.41
11	8457,233,309.69	836,578,664.78	8493,611,974.47	8114,245,575.70	8379,566,398.77	877,666,910.92
12	8379,566,398.77	830,365,311.50	8405,921,710.67	8114,245,575.70	8295,686,134.97	883,880,263.80
13	8295,686,134.97	823,654,890.80	8219,241,025.76	8114,245,575.70	8205,095,450.06	890,390,684.80
14	8205,095,450.06	816,407,636.01	8221,503,666.07	8114,245,575.70	8107,257,510.37	897,817,939.44
15	8107,257,510.37	808,580,800.83	8115,828,111.20	8114,245,575.70	81,592,335.50	9105,644,974.87
T O T A L =						8976,792,068.50

NOTA: VALORES CALCULADOS EN PESOS ANTERIORES

## C O N C L U S I O N E S

## CONCLUSIONES

La selección de un determinado sistema para aplicarlo a ciertos locales o edificios es una decisión muy crítica con lo que tiene que enfrentarse el Ingeniero. De esta decisión depende la satisfacción del cliente y del ocupante, así como la convivencia o adaptación del sistema al edificio al que sirve. Deben analizarse, seleccionarse y coordinarse muchos factores.

Las consideraciones más importantes son el aspecto económico y los deseos del que realiza la inversión.

Existen gran diferencia entre el cliente que piensa solamente en el confort de la refrigeración en una habitación o pequeño establecimiento, y el que construye un monumental edificio que sintetiza un concepto integrado entre la estructura y su ambiente, ya sea arquitectónico, acústico o de acondicionamiento de aire.

El acondicionamiento de aire completo proporciona un ambiente de temperatura, humedad, movimiento de aire, limpieza, ventilación y condiciones acústicas correctas, todo lo que no sea eso, no puede considerarse verdaderamente como un acondicionamiento de aire. Por eso el sistema que se trate debe identificarse con la función a desarrollar, lo mismo que si se trata de calefacción, refrigeración, control de la humedad o acondicionamiento de aire completo.

Debe de existir una completa adaptación entre el sistema y el edificio de forma que todo se produzca con normalidad, tanto al neutralizar las ganancias de calor, como al compensar sus pérdidas.

Estas consideraciones afectan no solo al equipo en particular, sino al sistema completo que se ofrece al cliente. Los factores económicos son los más importantes y se derivan del deseo y de la capacidad del mismo para realizar una inversión en una instalación que tiene que proporcionar un mínimo o máximo beneficio. Debe establecerse si el proyecto es una inversión rápidamente amortizable, una reventa o una inversión a largo plazo.

El inversionista puede buscar un precio de compra bajo, un equilibrio entre el bajo precio de compra y los menores gastos de funcionamiento, o de una forma más rigurosa la solución mas barata en precio de compra y gastos de operación. Por encima de todo, lo que le interesara al que realiza la inversión será un reembolso provechoso de su inversión.

Para realizar con éxito el acondicionamiento de un espacio o un edificio completo, el Ingeniero debe de considerar en primer lugar una definición correcta del problema. Debe ser capaz de predecir el comportamiento del sistema de acondicionamiento que esta estudiando. Dadas las condiciones externas y la carga interna, el sistema debe integrarse dentro del edificio al cual sirve. El sistema debe de satisfacer a la carga térmica instantánea máxima y ser capaz también de trabajar en condiciones de carga parcial.

El dictamen general del proyecto debe de considerar:

1. Capacidad financiera del inversionista y el objeto de la inversión.
2. Espacio (local) o edificio.
3. Concurrencia de las condiciones externas.
4. Diversidad de la carga interna.
5. Capacidad para el almacenamiento de cargas térmicas.
6. Necesidad y capacidad de precalentamiento.
7. Aspectos físicos del espacio o edificio al que ha de adaptarse.
8. Concepto del cliente en cuanto al ambiente deseado.

Cada espacio (local) o edificio presenta un problema particular que hay que resolver. No existe una solución universal en la selección de un sistema incluso después de haberse definido, de haber evaluado sus circunstancias físicas y de haber establecido las necesidades en cuanto a calefacción y refrigeración.

El Ingeniero debe haber apreciado la estructura, su conducta en cuanto a la capacidad térmica y la respuesta que, de acuerdo con ella, va a tener el sistema. Debe comprender la interacción entre el edificio o espacio acondicionado y las cargas térmicas internas y externas, así como la compensación de estas cargas a través del sistema. Debe llegar a la conclusión de que el equipo, los elementos de control y el edificio forman un conjunto indivisible cuya acción debe coordinarse para conseguir el éxito de la instalación.

Habiendo señalado los aspectos físicos más importantes en capítulos anteriores, relacionadas con el sistema de acondicionamiento de aire, es preciso hacer un breve repaso de las diversas circunstancias que pueden influir en la correcta elección de un sistema. Estas son (1) la idea del cliente en cuanto a la inversión y a la ganancia que espera alcanzar, (2) la consecución de unas condiciones ambientales,

(3) la flexibilidad de los controles, y (4) su idea en cuanto a las limitaciones impuestas por la estructura del edificio.

Poniendo en claro estos aspectos, se tendrán elementos de juicio para una base de colaboración entre el cliente, el Arquitecto y el Ingeniero Proyectista.

El mercado del acondicionamiento del aire es amplio y competitivo. El cliente puede ser un hombre sagaz que realiza una inversión con la idea de obtener una pronta ganancia, o un cliente que no tiene otra idea que neutralizar la acción competitiva de otros establecimientos próximos, o un propietario que quiere disponer de lo mejor en cuanto a este tipo de aplicaciones.

En la economía de un sistema hay que considerar 3 factores: (1) costo, (2) gastos de operación y mantenimiento, y (3) ganancia producida por la inversión. El comprador puede desear las mejores condiciones en cuanto al costo o a los gastos de operación. Puede también poner su confianza en el Ingeniero para conseguir un equilibrio razonable entre ambas.

Puede darse el caso de que quiera lo mejor sin preocuparse de los gastos. En todo caso el Ingeniero proyectista debe ponderar no solamente una serie de consideraciones teóricas, sino también los deseos del cliente en el aspecto financiero de la cuestión.

Un aspecto en la economía del sistema de acondicionamiento es la longevidad del equipo y de sus elementos auxiliares, esto es, la cuantía y tiempo de amortización. Esto aparece en el estudio que se efectuó en los capítulos anteriores.

El costo, depende de todas los elementos de material y mano de obra que necesita la instalación. Todos estos elementos pueden ponderarse para llegar a una selección del sistema.

En un edificio ya construido hay que considerar un nuevo factor que es la interferencia en la marcha del negocio.

Los gastos de operación, dependen del consumo de energía, ya sea eléctrica, de vapor o de cualquier otra clase, que es lo que constituye la parte principal de los gastos de operación.

Existe otro factor que es el mantenimiento, que comprende el personal operario y la puesta a punto de los suministros del combustible, filtros y otros materiales. Las condiciones de trabajo y otros materiales. Las condiciones de trabajo del equipo deben ser

las más próximas a la instalación inicial, teniendo en cuenta el desgaste que se vaya produciendo por el trabajo normal.

También puede considerarse como gasto de operación la ocupación por el sistema de un espacio dentro del edificio que podría ser rentable de otro modo.

Para un análisis final, lo más interesante para el inversionista son las ventajas que le produce esta inversión. Este análisis determinará si el dinero que cuesta un 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 costo y los costos de operación que incrementan los gastos actuales por metro cuadrado, por habitación, por apartamento, por cama de hospital, o por obrero en una fábrica 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 sera el más conveniente.

Por lo antes expuesto, se ha tomado la decisión de elegir, el proyecto alternativo, en vez del proyecto propuesto por Aeropuertos y Servicios Auxiliares, en base a las siguientes consideraciones, que

enseguida se mencionan.

La primera consideración, que se efectuó, entre ambos proyectos fue la cuestión del costo operativo de ambos proyectos. Uno de los puntos importantes, fue el consumo eléctrico de cada uno de los sistemas. En el proyecto propuesto por Aeropuertos y Servicios Auxiliares, el tipo de sistema requiere de un gran consumo de energía debido a sus dimensiones y capacidad de refrigeración, además otro punto importante que se puede destacar, es que la alimentación del sistema es a 220 volts, esto implica una instalación eléctrica más cara que la que se utilizaría para el proyecto alternativo. El proyecto alternativo, que también consume una gran cantidad de energía, pero considerablemente menor que el proyecto de Aeropuertos y Servicios Auxiliares, se tuvo en consideración un factor muy importante para abatir el costo de instalación, así como el de operación, que es el que, la alimentación del sistema se puede realizar a 440 volts, siendo su instalación más barata, debido a que todas los implementos para este tipo de voltaje son más baratos, así como el calibre de los conductores se reduce en un amplio margen bajando su costo.

En lo que respecta al costo de operación por mantenimiento, el costo que arroja el proyecto propuesto por Aeropuertos y Servicios Auxiliares, es muy superior al que arroja el proyecto alternativo, debido a que en el proyecto propuesto por ASA la cantidad de controles es mayor, más sofisticada y compleja que las seleccionadas para el proyecto alternativo, requiriéndose por lo tanto un mayor número de operarios para su operación y mantenimiento. En este tipo de sistemas como el propuesto por ASA las unidades multizona requieren de un control para cada uno de los motores que controlan las diferentes compuertas de cada zona en cada una de las 7 manejadoras de aire que se proponen en este proyecto lo cual es más costoso que en el proyecto alternativo, que solo propone un control por sistema.

El sistema propuesto por ASA, es mas complicado, y con más puntos de posible falla, como lo son las bombas, válvulas motorizadas y motores proporcionales de las compuertas. En cambio en el proyecto

alternativo, se propone un sistema muy sencillo de control y de fácil mantenimiento, que realmente es casi nulo y es básicamente limpieza.

Una de las razones principales, por la que se ha optado por el sistema más sencillo, es que en este tipo de instalaciones, el mantenimiento que se le da a los sistemas de aire acondicionado es muy rudimentario y generalmente por personal que no posee la experiencia adecuada para efectuar un mantenimiento adecuado al sistema sea cualfuere de los dos.

La solución que se da para este tipo de problema por las empresas paraestatales, es la de conceder contratos de mantenimiento a empresas ajenas al organismo y que están especializadas en ese tipo de ramo, como lo es el aire acondicionado. Existen ventajas y desventajas en este tipo de solución, las ventajas son que el mantenimiento lo hará un personal calificado para efectuarlo, las desventajas son una que el costo operativo aumenta considerablemente debido a que el propietario no utiliza su personal operativo sino que lo subcontrata. La otra desventaja, es que este tipo de trabajos son muy espaciados, debido a que se tienen que concertar precios, presupuestos, y firmas de contratos, cosa que es extremadamente dilatada por el tipo de burocracia que se sigue en las empresas de tipo paraestatal. Al ser tan espaciados los mantenimientos, en vez de ser mantenimientos preventivos, resultan ser frecuentemente de tipo correctivo con el consecuente aumento de costo debido a las refacciones que se requieren.

Debido a esto, se decidió seleccionar un sistema más sencillo y simple ya que por este hecho las refacciones que requerirá este tipo de sistema serán mucho más baratas, así como también el mantenimiento será más barato.

La última consideración que se hizo fue la económica de ambos proyectos, que se puede decir es la más importante. El costo del proyecto propuesto por ASA es de \$ 1,412'763,517.00 incluyendo mano de obra e instalación. El costo del proyecto alternativo es de \$978'666,873.00 incluyendo mano de obra e instalación. Existiendo una diferencia de \$ 434'096,645.00 entre ambos proyectos.

Partiendo de esta base, podemos concluir que el proyecto alternativo, cubre las necesidades especificadas por el cliente y una capacidad operativa similar al proyecto propuesto por ASA, siendo este más barato en un 30%, ya que en el proyecto alternativo, se redujo la carga térmica, se simplificó en sí todo el sistema haciéndolo de esta manera más barato y que cumple con todas las especificaciones del proyecto del Aeropuerto Internacional de los Cabos, B. C. S.

**NOTA:** Valores expresados en pesos anteriores

INDICE DE  
TERMINOS

TERMINOS

- BTU = UNIDAD TERMICA BRITANICA
- PCM = PIES CUBICOS POR MINUTO
- CAL = CALORIA
- KCAL = KILOCALORIA
- H.P. = HORSE POWER (CABALLOS DE POTENCIA)
- BHP = BREAK HORSE POWER (CABALLOS DE POTENCIA AL FRENO)
- DIFUSOR DE AIRE = APARATO QUE SE UTILIZA PARA DISTRIBUIR EL AIRE DENTRO DE LOS DIFERENTES LOCALES
- REJILLA = APARATO QUE SE UTILIZA PARA DISTRIBUIR AIRE DENTRO DE LOS LOCALES ASI COMO TAMBIEN A EXTRAERLO DE ELLOS
- UMA = UNIDAD MANEJADORA DE AIRE, APARATO UTILIZADO PARA SOPLAR EL AIRE ACONDICIONADO DENTRO DE LOS LOCALES
- UCA = UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE, APARATO UTILIZADO PARA RECICLAR CONSTANTEMENTE EL REFRIGERANTE DEL SISTEMA
- VE = VENTILADOR DE EXTRACCION, APARATO UTILIZADO PARA EXTRAER O INYECTAR AIRE DENTRO DE UN LOCAL
- UP = UNIDAD TIPO PAQUETE INTEGRAL
- TR ó TONS = TONELADAS DE REFRIGERACION



B I B L I O G R A F I A

BIBLIOGRAFIA

- SONNTAG  
INTRODUCCION A LA TERMODINAMICA  
EDITORIAL LINUSA  
1980
  
- J. P. HOLMAN  
TERMODINAMICA  
SEGUNDA EDICION  
EDITORIAL Mc GRAW HILL  
1977
  
- ADEMI (ASOCIACION ESPANOLA DE DIRECTORES DE MANDOS INTERMEDIOS)  
CURSO DE MANDOS INTERMEDIOS  
ESPECIALIDAD INDUSTRIAL  
1977
  
- NIEBEL  
INGENIERIA INDUSTRIAL  
EDITORIAL REPRESENTACIONES Y SERVICIOS DE INGENIERIA  
1980
  
- DONALD G. NEWMAN  
ANALISIS ECONOMICO EN INGENIERIA  
EDITORIAL Mc GRAW HILL  
1985
  
- GEORGE A. TAYLOR  
INGENIERIA ECONOMICA  
EDITORIAL LINUSA  
1975
  
- HILLIER Y LIEBERMAN  
INTRODUCCION A LA INVESTIGACION DE OPERACIONES  
EDITORIAL Mc GRAW HILL  
1982
  
- ENGINERING DIVISION CRANE COMPANY, CHICAGO U. S. A.  
FLOW OF FLUIDS  
EDITORIAL Mc GRAAW HILL  
1970
  
- ALFORD Y BANGS  
MANUAL DE LA PRODUCCION  
EDITORIAL UTHEA  
1981
  
- THE TRANE COMPANY LA GROSE WISCONSIN U. S. A.  
TRANE AIR CONDITIONING MANUAL  
EDITORIAL Mc GILL GRAPHIC ARTS ST. PAUL MINNESOTA U. S. A.  
1965

- CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY  
HANDBOOK OF AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN  
EDITORIAL Mc GRAW HILL  
1965
- CLIFFORD STROCK Y RICHARD L. KORAL  
HANDBOOK OF AIR CONDITIONING HEATING AND VENTILATING  
EDITORIAL THE INDUSTRIAL PRESS, NEW YORK U.S.A.  
1963
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING  
ENGINEERS, INC.  
ASHRAE HANDBOOK OF FUNDAMENTALS  
ASHRAE, NEW YORK U.S.A.  
1988
- INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL  
MANUAL PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO  
I. M. S. S.  
1988
- RECOLD CORPORATION  
MANUAL DE SELECCION PARA UNIDADES DE MANEJO DE AIRE  
1988
- YORK CORPORATION  
MANUAL DE SELECCION PARA UNIDADES CONDENSADORAS  
1988
- YORK CORPORATION  
MANUAL DE SELECCION PARA UNIDADES TIPO PAQUETE  
1988
- CARRIER CORPORATION  
PROGRAMA DE COMPUTO CARRIER EII-20  
1988