



19 2er
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES

“ A R A G O N ”

PROYECTO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO
PARA EL CENTRO DE TRABAJO “PINO” DE
TELEFONOS DE MEXICO

T E S I S

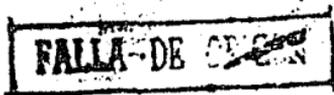
Que para obtener el Título de:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

Presentan:

JAVIER OROPEZA FLORES

RODOLFO ZARAGOZA BUCHAIN



México, D. F.

1990



Universidad Nacional
Autónoma de México



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.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

CONTENIDO

INTRODUCCION.

CAPITULO I. GENERALIDADES.

I.1	Aire Acondicionado y Condiciones de Aire de Confort.	1
I.2	Conceptos de Calor.	4
I.3	Métodos de Transmisión de Calor.	7
I.4	Medidas o Unidades de Calor más comunmente usadas.	9
I.5	Conceptos de Temperatura.	10
I.6	Componentes del Aire y Conceptos de Humedad.	14
I.7	Refrigerantes.	20
I.8	Carta Psicrométrica y Procesos Fundamentales de Acondicionamiento de Aire.	22

CAPITULO II. DISEÑO DEL PROYECTO.

ZONA CENTRO.-

II.1	Condiciones del Diseño.	31
II.2	Cálculo de Areas.	35
II.3	Cálculo de los Coeficientes de Transmisión de Calor "U".	38
II.4	Disipación de Calor por Personas.	45
II.5	Disipación de Calor por Alumbrado.	47
II.6	Selección del Equipo.	47
II.7	Calefacción.	54

ZONA SUR.-

II.8	Condiciones del Diseño.	59
II.9	Cálculo de Areas.	62
II.10	Cálculo de los Coeficientes de Transmisión de Calor "U".	64

II.11	Disipación de Calor por Personas.	71
II.12	Disipación de Calor por Alumbrado.	73
II.13	Selección del Equipo.	73
II.14	Calentamiento.	80

CAPITULO III. CONDUCCION DEL AIRE Y DISEÑO DE DUCTOS.

III.1	Velocidad del Aire en los Ductos.	85
III.2	Presión del Aire en los Ductos.	86
III.3	Ganancia o Pérdida de Calor en los Conductos.	87
III.4	Relación de Forma.	88
III.5	Métodos de Cálculo de Ductos.	88
III.6	Tiro de Alcance.	91
III.7	Diseño de Ductos.	91
III.8	Aislamiento de Ductos.	112
III.9	Selección del Equipo Difusor, Rejillas de Extracción y Retorno.	114
III.10	Ubicación de las Rejillas.	116
III.11	Equipo Eléctrico y de Control.	116

CAPITULO IV. DESCRIPCION DEL EQUIPO.

IV.1	Exposición del Sistema.	123
IV.2	Aparatos.	124
IV.3	Accesorios.	149
IV.4	Tuberías.	151
IV.5	Uso y Mantenimiento.	155

CAPITULO V. COSTO DEL EQUIPO Y MANO DE OBRA.

V.1	Costo del Equipo.	159
V.2	Costo del Material Eléctrico y Controles.	161
V.3	Costo Material de Refrigeración.	164
V.4	Costo Material de Distribución y Difusión de Aire.	165

CONCLUSIONES.

167

BIBLIOGRAFIA.

168

INTRODUCCION

Existe una relación entre el desarrollo económico de los países del orbe, los cuales están estrechamente ligados al servicio telefónico.

La evolución de las comunicaciones permitirá ofrecer una variedad de servicios como son: Imagen, Telefax, Transmisión de datos, etc. Este desarrollo dará apoyos que faciliten la administración de las empresas en las áreas técnica y administrativa.

En México existen proyectos que permitirán para el año 2000 contar con una red digital y de servicios integrados que proporcionará a los usuarios los servicios anteriormente mencionados; es importante indicar que una de las especialidades que forma la planta telefónica que reviste gran importancia, es la planta exterior, por lo cual, se requiere optimizar los recursos existentes en esta área. El Centro de Trabajo en Teléfonos de México, tiene como función instalar los servicios contratados de líneas telefónicas o privadas y el mantenimiento de éstas.

Aproximadamente se cuenta con 600 personas y 300 vehículos, de los cuales 150 son técnicos que ejecutan labores administrativas y permanecen en los Centros de Trabajo.

El objetivo de esta tesis, es desarrollar el proyecto de Aire Acondicionado para el Centro de Trabajo "Pino", -- que permita proporcionar las condiciones ambientales adecuadas para que el personal que labora en las oficinas, -- cumpla con su cometido en condiciones favorables.

CAPITULO I

GENERALIDADES.

I.1.- AIRE ACONDICIONADO Y CONDICIONES DE AIRE DE CONFORT.

I.1.1.- DEFINICION DE AIRE ACONDICIONADO.-

Todos estamos familiarizados con el término de Aire Acondicionado: Sin embargo existen diferentes conceptos, por lo que es necesario aclarar el significado de este término.

Acondicionamiento completo del aire en un espacio definido implica la creación y mantenimiento de una atmósfera que tenga condiciones de temperatura, humedad, circulación del aire y pureza tales que se produzcan los efectos deseados por los ocupantes de ese espacio y en los materiales que serán ahí manejados o almacenados o también puede decirse que el acondicionamiento del aire es el control simultáneo de esos cuatro factores de los límites convenientes para producir comodidad y salud de los ocupantes o cuantas dichas condiciones permitan tener los mejores productos industriales durante su fabricación y almacenamiento.

Definido en otras palabras es la técnica empleada para modificar a voluntad las diferentes condiciones del aire con el fin de proporcionar confort o diferentes condiciones en procesos industriales.

I.1.2.- CONDICIONES DEL AIRE DE CONFORT.-

El acondicionamiento de aire en términos generales implica un control efectivo de las propiedades físicas y químicas del aire a fin de producir:

- 1.- Aire acondicionado de confort (el mantenimiento del aire que rodea al cuerpo humano a las condiciones más apropiadas para su confort y salud).

- 2.- Acondicionamiento de aire industrial (el mantenimiento de aire que rodea a un material o producto en proceso - de fabricación o almacenado de tal manera que conserve de la mejor manera posible la estabilidad física del material, a través de su fabricación o de su periodo de - almacenamiento).

De acuerdo con las condiciones del medio ambiente, los - factores que en orden de importancia afectan el confort humano son:

- 1.- Temperatura.
- 2.- Humedad.
- 3.- Movimiento de aire y distribución.
- 4.- Pureza (la calidad del aire respecto a: olores, polvos, gases tóxicos y bacterias).

No podrá obtenerse confort a menos que estos factores -- estén debidamente controlados. Deben considerarse estos cuatro términos básicos en sistemas de aire acondicionado.

El objetivo del calentamiento o enfriamiento de confort es mantener una atmósfera de tales características que las - personas que están ocupando el espacio pueden efectivamente perder suficiente calor para permitir el funcionamiento adecuado del proceso metabólico de sus cuerpos y no perder dicho calor tan rápidamente que provoque enfriamiento en el cuerpo. El proceso de la combustión de los alimentos dentro del cuerpo humano produce calor en tal cantidad que la temperatura del cuerpo normalmente es mayor que la temperatura atmosférica. Un mecanismo de regulación muy complicado en el cuerpo - humano conserva una temperatura del mismo de aproximadamente, 98.6 °F.

El cuerpo disipa calor al medio ambiente a través del - aire que pasa por su superficie por métodos ordinarios de conducción y convección. El cuerpo puede también perder calor - por radiación en ambiente frío.

Para los meses de verano, la temperatura del aire interior deberá estar limitada hasta cierto grado que pueda tole-

rar las oscilaciones de las temperaturas exteriores. Sin embargo, ya que la temperatura exterior es variable, lo mejor es diseñar un equipo que pueda satisfacer las condiciones interiores. Para este fin, se muestra en la parte inferior de la tabla I.1.2.1.- las condiciones de diseño para instalaciones de aire acondicionado.

TABLA I.1.2.1.-

CONDICIONES INTERIORES DE DISEÑO PARA ENFRIAMIENTO CONFORABLE EN VERANO

A. Condiciones de diseño referidas a la temperatura exterior

Diseño exterior Bulbo seco (grados F)	Estancia de más de 40 min				Estancia de menos de 40 min			
	Bulbo seco (F)	Bulbo húmedo (F)	Hum. Rel. (%)	Temperatura efectiva	Bulbo seco (F)	Bulbo húmedo (F)	Hum. Rel. (%)	Temperatura efectiva
80	75	65	60	71	76	66	61	72
	77	63	47	71	78	63	47	72
	79	61	35	71	80	62	36	72
85	76	66	61	72	77	67	61	73
	78	64	47	72	79	65	48	73
	80	62	36	72	81	63	36	73
90	77	67	61	73	78	69	64	74
	79	65	48	73	80	67	52	74
	81	63	36	73	82	65	39	74
95	78	69	64	74	79	70	65	75
	80	67	52	74	81	68	52	75
	82	65	40	74	83	66	41	75
100	79	70	65	75	81	71	63	76
	81	68	52	75	83	69	50	76
	83	66	41	75	85	67	38	76
105	80	71	65	75.5	81	72	65	76.5
	82	69	52	75.5	83	70	51	76.5
	84	67	42	75.5	85	68	41	76.5

B. Condiciones de diseño recomendadas para cargas por promedio

Tipo de aplicación	Bulbo seco (F)	Bulbo húmedo (F)	Hum. Rel. (%)	Temperatura efectiva	Granos por libra
Aplicación de lujo	78	65	50	72.2	72.7
Aplicación normal	80	67	61	73.0	78.5
15 a 40 min de estancia	82	68	49	75.3	80.0

I.2.- CONCEPTOS DE CALOR.

CALOR.-

El calor es una forma de energía. Dicho calor se puede -- convertir o manifestar en otra manera de energía, otras formas de energía se pueden convertir en calor. No obstante, existe -- cierta confusión respecto a cual es la energía que debe llamar se energía calorífica o térmica. La noción ampliamente conocida ha hecho que el concepto de calor, se acepte universalmente como la energía interna de las moléculas de un cuerpo o tam-- bién energía molecular. Por otra parte, desde el punto de vista termodinámico, el calor se define como la energía que se -- transmite de un cuerpo a otro, como resultado de una diferen-- cia de temperatura entre amboas. Según este concepto, todas las demás transferencias de energía se presentan como trabajo. El calor siempre fluye del cuerpo más caliente al más frío a través de todo objeto. No existiendo materia alguna que intercep-- te esta transmisión. Los materiales aislantes sirven para re-- tardar únicamente el paso del calor.

CALOR LATENTE.-

Cuando el calor, ya sea agregado o entregado por un mate-- rial, produce o acompaña a algún cambio en el estado físico -- del material.

Existen dos tipos de calores latentes, que son:

a).- Fusión.

b).- Vaporización.

a).- Calor Latente de Fusión.- Es el calor agregado o cedido -- para que ocurra un cambio del estado sólido al estado lí-- quido o del estado líquido al sólido, así pués, cuando -- una libra de hielo se transforma en agua a la temperatura constante de 32°F , son absorbidas 144 BTU del ambiente.- Análogamente, 144 BTU deben sustraerse de una libra de -- agua a 32°F para congelar dicha masa de agua a la misma

temperatura. El calor empleado durante el cambio se llama calor latente de fusión.

- b).- Calor Latente de Vaporización.- Es el calor agregado o cedido para que ocurra un cambio del estado líquido al estado gaseoso o del estado gaseoso al estado líquido. Por ejemplo: Cuando la temperatura del agua ha subido hasta su punto de ebullición, no hay elevación de temperatura, pero con la sucesiva adición de calor se ve que el agua se transforma en vapor. El aumento de calor necesario para que una libra de agua se transforma en vapor a la presión atmosférica, es de 970.3 BTU.

CALOR SENSIBLE.-

Es cuando el calor, absorbido o entregado por un material produce una variación de la temperatura en el mismo. El término sensible se aplica a este calor debido a que el cambio de temperatura que origina, puede ser observado por el sentido del tacto y naturalmente también puede medirse. El cuerpo humano emite calor sensible, más no en cantidad fija y constante, sino que es muy variable dependiendo principalmente; del tipo de actividad desarrollada, edad, nutrición, etc.

A continuación se muestran 2 tablas, con valores más generalizados sobre la emisión de calor por diferentes personas sujetas a diversas actividades.

TABLA I.2.1.-

DISIPACIÓN TOTAL DE CALOR DE PERSONAS

Tipo de actividad	Disipación de calor a la temperatura del cuerpo entre 60 F y 90 F (Btu/h)
Adultos en reposo	
Sentados	390
Parados	440
Operario moderadamente activo	600
Operario trabajando con martillos	850
Caminando a 2 mph	760
Mesero de restaurante, muy ocupado	1 000
Caminando a 3 mph	1 000
Caminando a 4 mph, balanceo activamente	1 300
Corriendo ligeramente	2 200
Ejercicio máximo	3 000-4 800

TABLA I.2.2.-

GANANCIA DE CALOR DE PERSONAS

Tipo de actividad	Tipo de ambiente	Calor total disipado, bombas a bolos (Btu/h)	Calor total disipado por el cuerpo (Btu/h)	Calor sensible (Btu/h)	Calor latente (Btu/h)
Sentados en reposo	Centro por la tarde	384	550	180	150
	por la noche	340	550	195	155
Sentados, trabajo muy ligero	Oficinas, hoteles, apartamentos, restaurantes	450	600	195	205
Trabajo moderadamente activo	Oficinas, hoteles, apartamentos	475	650	200	250
Parados, trabajo ligero, caminando muy despacio	Tienda de departamentos, menaje	550	650	200	250
Caminando, sentado, de pie, caminando lentamente	Botica	550	500	250	300
	Banco	570	500	200	300
Trabajo sedentario	Restaurante	450	550	220	330
Trabajo de banco, ligero	Fabrica	550	750	220	530
Trabajo moderado Bailando moderadamente	Ensamble piezas chicas	600	850	215	635
	Sala de baile	500	850	215	635
Caminando, 3 mph; trabajo moderadamente fuerte	Fabrica	1000	1000	300	700
Juego bolos (participante)	Bolos	1500	1150	400	950
Trabajo pesado	Fabrica	1500	1150	465	985

CALOR ESPECIFICO.-

El calor específico de un material puede definirse como la cantidad de BTU que pueden o deben añadirse o quitarse a una libra de ese material para cambiar su temperatura 1 °F. De la definición de BTU puede deducirse que el calor específico del agua es aproximadamente 1. Los calores específicos de las sustancias son diferentes, por ejemplo: el hielo = 0.504, aluminio = 0.210, latón = 0.090, de los ejemplos anteriores puede verse que para elevar la temperatura 1 °F a una libra de hielo hacen falta 0.504 BTU.

1.3.- METODOS DE TRANSMISION DE CALOR.

- 1.- CONDUCCION.
- 2.- CONVECCION NATURAL Y FORZADA.
- 3.- RADIACION.

CONDUCCION.-

La transferencia de calor por conducción se presenta cuando se transmite energía por contacto directo entre las moléculas de un cuerpo, entre las moléculas de dos o más cuerpos en un buen contacto térmico entre sí. La transferencia de energía de molécula a molécula por conducción es similar a la que tiene lugar entre las bolas de una mesa de billar, en donde toda o parte de la energía de movimiento de una bola se transmite en el momento del impacto a las otras bolas que se golpean.

Quando se calienta un extremo de una varilla metálica sobre una flama, parte de la energía calorífica del extremo caliente de la varilla, fluirá por conducción de molécula a molécula a través de la varilla al extremo más lejano. Al absorber calor las moléculas más cercanas a la flama, la energía de las moléculas aumenta y éstas se mueven más rápidamente o la energía incrementada de las moléculas calientes, hace que golpeen contra las moléculas inmediatamente adyacentes a ellas en otra forma, la energía pasa de molécula a molécula, del extremo caliente de la varilla, al más frío.

CONVECCION.-

Es un proceso de transporte de energía por la acción combinada de conducción de calor, almacenamiento de energía y movimiento de mezcla. Tiene gran importancia como mecanismo de transferencia de energía entre una superficie sólida, líquida o gaseosa. La transferencia de calor por convección, desde una superficie cuya temperatura es más alta que la del fluido que la rodea, se lleva a cabo por varias etapas: primero, el calor fluirá por conducción desde la superficie hacia las partículas

adyacentes del fluido. La energía transferida incrementará la temperatura y la energía interna de estas partículas, las que se moverán hacia una región del fluido con temperatura más baja, donde se mezclan y transfieren una parte de su energía a otras partículas del fluido.

CONVECCION NATURAL.-

Es el paso del calor del cuerpo al aire, teniendo lugar cuando las partículas frías de éste, vienen a ponerse en contacto con aquel. Se calientan y suben debido a su menor densidad, dejando lugar a nuevas partículas frías; verificándose este fenómeno siempre que el cuerpo esté más caliente que el aire que lo circunda.

CONVECCION FORZADA.-

Cuando la pérdida de calor se efectúa por algún medio mecánico, como un abanico o un ventilador, a esta fuerza impulsiva de alajar las partículas de aire caliente se denomina convección forzada. El movimiento de aire provocado debe ser de una velocidad recomendable, alrededor de 15 a 50 pies por minuto, mayores velocidades son circunstanciales para no producir una sensación de frío.

RADIACION.-

Proceso mediante el cual fluye calor desde un cuerpo de alta temperatura a uno de baja temperatura, cuando están separados por un espacio que inclusive puede ser el vacío. La energía transmitida de esta forma se denomina calor radiante. El movimiento de calor radiante en el espacio es similar a la de la propagación de la luz y puede describirse por medio de la teoría ondulatoria. Cuando las ondas de radiación encuentran algún otro objeto su energía es absorbida por la superficie de éste.

I.4.- MEDIDAS O UNIDADES DE CALOR MAS COMUNMENTE USADAS.

CALORIA.-

Se define como la cantidad de calor requerida para aumentar la temperatura de 1 gramo de agua, en 1 °C. (1 caloria es igual a 3.968 BTU).

FRIGORIA.-

Se define como la cantidad de calor que hay que quitar a 1 Kg ó 1 lt. de agua para disminuir 1 °C su temperatura.

BTU (UNIDAD TERMICA DE CALOR O UNIDAD BRITANICA DE CALOR).

Es la cantidad de calor necesaria para variar la temperatura de una libra de agua a un grado Fahrenheit.

TONELADA DE REFRIGERACION.-

Es la cantidad de calor absorbido por una tonelada corta de hielo (2000 lbs.) a 32 °F, para fusionarse en agua de la misma temperatura en 24 hrs.

TABLA DE EQUIVALENCIAS.

TON. REFRIG.	INGLES	METRICO	INTERNAL.
CORTA 908 Kg.	12000 BTU/Hr 200 BTU/min	3026 Kcal/Hr 50.4 Kcal/min	12670 Kj/Hr 211.16 Kj/min 3.517 KW
METRICA 1000 Kg.	13200 BTU/Hr 220 BTU/min	3333 Kcal/Hr 55.5 Kcal/min	13956 Kj/Hr 232.55 Kj/min 3.875 KW

I.5.- CONCEPTOS DE TEMPERATURA.

TEMPERATURA.-

Desde el punto de vista físico científico, el calor es una energía que se manifiesta por la elevación de temperatura sobre los objetos que los hace pasar del estado sólido al líquido o gaseoso. Sus aceptaciones en acondicionamiento de aire son dos:

- 1.- El de ser una sensación que experimenta el cuerpo humano exteriormente (calor sensible).
- 2.- El calor natural que se produce en las condiciones fisiológicas del organismo (calor latente).

Y que estando sano le es propio para la conservación de su vida, y que son las que se toman en cuenta para su estudio.

El calor sensible del aire, es otro aspecto que determina únicamente la temperatura, conociéndose mediante un termómetro de uso común, considerándose su estado, como calor latente del mismo y cuya energía es bastante para conservar el paso del vapor de agua que constituye su humedad.

En acondicionamiento de aire, se han aceptado como valores representativos tanto para el calor sensible como para el calor latente las siguientes expresiones:

$$H_s = C_{pa} (t_2 - t_1) \dots\dots\dots (1)$$

Donde:

H_s = Calor sensible del aire en Kcal/Kg.

C_{pa} = Calor específico del aire a presión constante aproximadamente 0.245 Kcal/Kg.

$t_2 - t_1$ = Variación de temperatura del termómetro - del bulbo seco del aire en °F.

Las expresiones para calor latente son:

$$H_L = L ha \dots\dots\dots (2)$$

Donde:

L = Calor latente de vaporización en Kcal/Kg.

L = W (597 + 0.45 tg)

ha = Humedad absoluta en Kg. por Kg. de aire seco.

H_L = Calor latente en Kcal/Kg. de aire seco.

W = Peso del agua.

597 = Calor latente de vapor.

0.45 = Calor específico del vapor.

DEFINICION DE TEMPERATURA.-

De este modo llegamos a una definición de temperatura en aire acondicionado diciendo que: Es el grado de intensidad de energía calorífica que se puede producir en la sensación del cuerpo o de los sentidos exteriormente en equilibrio con el calor interno del organismo.

Como se ve, su lectura es acusada artificialmente en los instrumentos usuales para medir su intensidad en las dos escalas comúnmente conocidas:

- 1.- La de Celsius y Fahrenheit que pueden convertir recíprocamente pasando de grados Celsius a Fahrenheit o viceversa como sigue:

Grados Celsius = $5/9 (^{\circ}\text{F} - 32)$ (4)

Grados Fahrenheit = $9/5 (^{\circ}\text{C} + 32)$ (5)

TEMPERATURA DE BULBO SECO.-

Es la temperatura del aire registrada por un termómetro ordinario, indica los cambios de calor sensible.

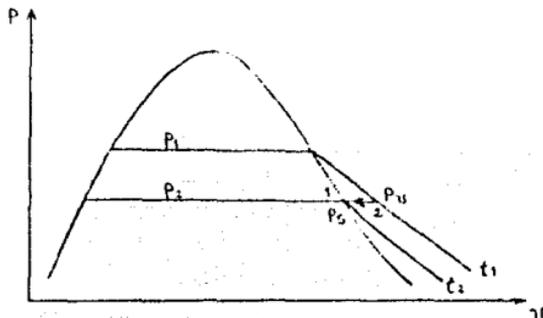
TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO.-

Es la temperatura del aire registrada por un termómetro, cuando su bulbo se cubre con un paño húmedo y se expone a una corriente rápida de aire.

TEMPERATURA DE ROCIO.-

La temperatura donde inicia la condensación del vapor de agua cuando la temperatura del vapor se reduce, se conoce como temperatura de rocío.

Si desciende la temperatura del aire húmedo no saturado - conservando constante la presión, se llegará al estado de saturación.



El vapor de agua recalentado es enfriado desde t_1 hasta t_2 , como consecuencia la presión de vapor (P_v) es la misma que la presión de saturación (P_s) se llama temperatura de rocío.

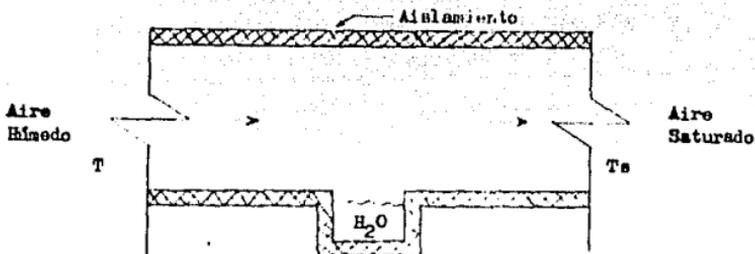
PUNTO DE ROCIO.-

Es el momento crítico de temperatura, en el que cualquier descenso origina la condensación; por su contenido máximo de humedad.

TEMPERATURA DE SATURACION ADIABATICA.-

Cuando una mezcla de aire húmedo se pone en contacto con una superficie de agua dentro de un ducto completamente aislado, la humedad de la mezcla se incrementará hasta saturarse.

Si la mezcla tiene una humedad relativa menor a la de saturación, existe una evaporación del agua. Al mismo tiempo, la temperatura de la mezcla disminuye, puesto que, el calor latente de vaporización del agua líquida proviene de la mezcla.



La temperatura de la mezcla a la salida del ducto se conoce como temperatura de saturación adiabática.

TEMPERATURA EFECTIVA.-

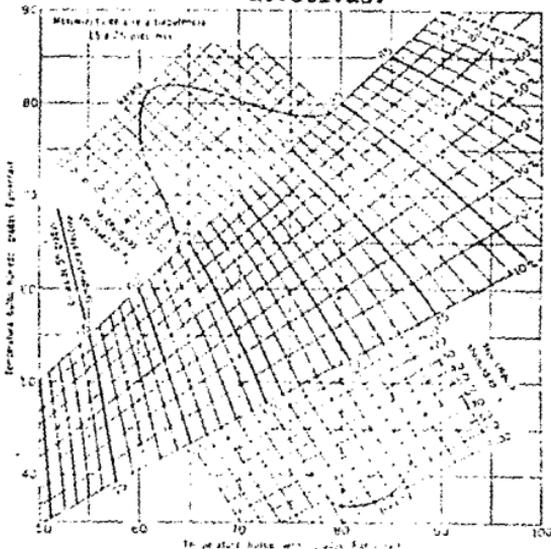
Puesto que en acondicionamiento de aire se establece una relación de temperatura, humedad, pureza y conducción del aire, para determinar los arreglos proporcionales de estos factores, que han de influir en la sensación de comodidad agradable en el cuerpo humano, se han hecho experimentos en grupos de individuos considerados como normales, sin tomar en cuenta su propio confort, sino más bien su frío y su calor relativos, sometidos a variaciones diversas de los factores mencionados y se les ha hecho sentir ya un calor moderado o frío excesivo así como condiciones intermedias.

Los adelantos Científicos-Tecnológicos han permitido que este trabajo se ahorre el tratamiento de esos mismos factores en las observaciones de un simple valor que se le conoce con el nombre de "Temperatura Efectiva", que se define como "LA -- SENSACION DE CALOR MODERADO QUE DEBE SENTIR EL CUERPO HUMANO, -- COMO RESULTADO DE LA COMBUNACION DE UNA TEMPERATURA DADA, HUMEDAD, PUREZA Y MOVIMIENTO DEL AIRE", cuya característica difiere del término común de temperatura seca, y de la temperatura humedad del aire.

De acuerdo con las experiencias de confort, las temperaturas efectivas pueden ser indicadas sobre arreglo de la humedad relativa, cuyo valor fluctúa entre 30% a 70%, y se han construido gráficas especiales en escalas de temperaturas efectivas basadas en la sensación del aire puro y tranquilo sobre el indi-

viduo como aparece en la gráfica I.5.1.

GRAFICA I.5.1.- Gráfica de confort de la ASHVE para temperaturas Efectivas.



I.6.- COMPONENTES DEL AIRE Y CONCEPTOS DE HUMEDAD.

AIRE SECO.-

El aire atmosférico es una mezcla en estado natural de varios gases, principalmente oxígeno, nitrógeno y vapor de agua. La composición del aire, como se muestra en las tablas internacionales es la siguiente:

Componentes Normales:

Nitrógeno	(N ₂)	78.03 %	por volumen
Oxígeno	(O ₂)	20.99 %	" "
Argón	(Ar)	0.94 %	" "
Bióxido de carbono	(CO ₂)	0.93 %	" "
Hidrógeno	(H ₂)	0.01 %	" "

Componentes Raros:

Neón	(Ne)	0.00123	partes por millón
Helio	(He)	0.00040	" " "
Kriptón	(Kr)	0.00005	" " "
Xenón	(Xe)	0.000006	" " "

El objetivo del presente estudio es para la mezcla de gases de aire seco y humedad, se considera como tal; además de impurezas como bacterias, polvo, humos, vapores espesos, fragmentos de metal, etc., que hay en suspensión en las atmósferas de las grandes ciudades y por lo cual el acondicionamiento de aire constituye una necesidad de higiene pública o de simple confort.

La humedad atmosférica no es más que vapor de agua en suspensión en el aire, cuya variación es constante, según el tiempo y la estación.

HUMEDAD.-

El agua (humedad) que el aire contiene se encuentra en forma de vapor o rocío, que depende de la temperatura y de la presión, variando también con la presión del agua, en un espacio considerado.

En el aire acondicionado, la humidificación es referida al aire seco necesario para mantener las condiciones deseadas

en bien del confort o de la salud, recomendándose un promedio de humedad relativa para interiores del 50% y 60% para el verano, y de un 35% para el invierno, en el caso del Centro de Trabajo "Pino" en el D.F., para mantener las condiciones buscadas, no siendo recomendables mayores proporciones, por que se presentaría una forma de condensación que lo haría inaceptable.

HUMEDAD ABSOLUTA ESPECIFICA.-

Esto indica en el aire acondicionado que es la cantidad de vapor de agua contenida en unidades de peso, en relación - de unidades de peso de aire, esto es: GRAMOS DE AGUA POR KILO GRAMOS DE AIRE.

HUMEDAD ABSOLUTA VOLUMETRICA.-

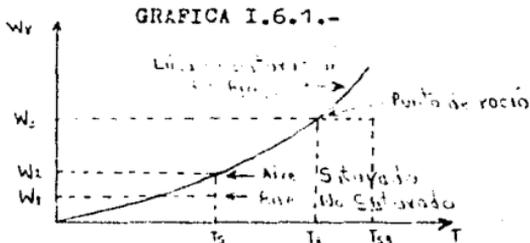
Se entiende ésto en aire acondicionado como la humedad -- que contiene el aire (vapor de agua) en peso por unidad de - volumen y que se expresa en: Granos de agua por m^3 de aire.

HUMEDAD RELATIVA.-

En el aire acondicionado es la relación que existe entre el contenido actual de humedad con la humedad máxima que el - aire puede contener a la misma temperatura seca encontrándose saturado.

Técnicamente, no se trata sino de la simple aplicación - de la Ley de BOYLE a vapores no saturados; puesto que la presión del vapor de agua es proporcional a la humedad absoluta.

La gráfica de la humedad relativa puede explicarse como sigue:



Dicha gráfica muestra un sistema de ejes coordenados en el que las ordenadas, representan pesos de vapor por unidad de volumen y las abscisas, las temperaturas correspondientes observándose dos casos:

- 1.- Aire Saturado.
- 2.- Aire no Saturado.

Entendiéndose por aire saturado cuando contienen el máximo vapor de agua, capaz de sostener, y claro, que si es menor ese vapor que el correspondiente a dicho máximo, se entenderá como aire no saturado.

El máximo de vapor depende de una temperatura mayor, observándose en la gráfica el punto de saturación a la temperatura seca T_s , con una humedad absoluta W_1 y en el punto de aire no saturado con humedad absoluta W_2 de donde $W_1 > W_2$ en que el aire no saturado, el vapor de agua se encuentra en forma de vapor sobrecalentado.

Lo anterior permite definir otro término, el de:

HUMEDAD RELATIVA.-

Que es la relación entre la humedad absoluta volumétrica del aire no saturado, con la humedad absoluta volumétrica que tendría si estuviera saturado a la misma temperatura.

$$Hr = \frac{W_2}{W_1} \times 100 \dots\dots\dots (6)$$

El factor 100 se emplea para expresar el por ciento que es como se acostumbra representar.

CALOR EXCESIVO.-

Generalmente el calor interno del organismo se conserva a temperaturas adecuadas en el cuerpo sano, sin que esto pueda llamarse confort desde el punto de vista de acondicionamiento de aire. Este confort es referido como resultado de una acción artificial exterior, sobre las vías encargadas de producir ca-

lor en el organismo y evitarles las molestias de temperaturas demasiadas elevadas, puesto que se ha observado que los efectos de este sobrecalentamiento son comúnmente:

- 1.- Aumentar el flujo de sangre.
- 2.- Aumentar los latidos del corazón.
- 3.- Aumentar la respiración.
- 4.- Hinchamiento del esqueleto y estructuras de la nariz.
- 5.- Incremento de las pulsaciones.
- 6.- Incremento de la transpiración.
- 7.- Aumento de la temperatura del cuerpo y de las glándulas.
- 8.- Disminución de la vitalidad de las arterias y vasos motores.

Efectos ahora fáciles de ser eliminados mediante el sistema de acondicionamiento de aire.

FRIO EXCESIVO.-

Como se comprenderá en este caso de frío excesivo, la sensación psicoindividual responde a efectos contrarios del calor excesivo y que influye en la disminución de las calorías internas del organismo, ocasionando contracciones musculares involuntarias, estremecimientos, reflejos sobre los órganos secretores. Siendo el organismo más sensible al frío que el calor, su adaptación es más favorable para lugares cálidos, contra los efectos del frío que comúnmente se registran en:

- 1.- Coagulación de la sangre.
- 2.- Hundimiento de las superficies capilares muy profundamente en la piel, originando escasa protección en el cuerpo.

La respiración normal deseada en lugares fríos es alterada debido a un abatimiento en la resistencia de las membranas mucosas de la nariz y garganta.

El cuerpo es capaz de compensar las pérdidas de calor solamente dentro de ciertos límites, así como también es capaz -

de disiparlo, aunque en condiciones extremosas, los efectos -- pueden ser nocivos y peligrosos.

RESPIRACION.-

La respiración emite un aire caliente, penetrando del exterior un aire a menor temperatura. Claro que a la salida --- arrastra determinada cantidad de humedad (vapor de agua) que -- representa cierta cantidad de calor.

SUDOR.-

Su exhalación y evaporación.

La cantidad de calor emitido por el cuerpo en condiciones de alta temperatura latente, se escapa en forma de vapor de -- agua mezclado con otras sustancias que le dan una apariencia - de líquido transparente, por los conductos de las glándulas su doríferas de la piel. Al expelerse, quita al cuerpo el exceso de calor para conservar el equilibrio calorífico del cuerpo in terno sano, evitando los efectos del calor excesivo ya señalad o anteriormente, originadas por la dilatación. Ese líquido -- transparente, o simplemente ese sudor, es evaporado por el mis mo calor que rodea a la superficie cutánea y el calor sensible exterior.

Pero en el aire acondicionado, también hemos expresado -- que esos efectos son eliminados por convección forzada que es la función determinada por la relación de temperatura, humedad y movimiento de aire que hemos aceptado en llamar "TEMPERATURA EPECTIVA" y definido como "LA SENSACION DE CALOR MODERADO QUE DEBE SENTIR EL CUERPO COMO RESULTADO DE LA COMBINACION DE TEM PERATURA, HUMEDAD Y MOVIMIENTO DE AIRE" y que en otra parte -- consideramos como calor total en el sistema acondicionado.

En otra forma, para reconocer la importancia del sistema de aire acondicionado que evita el sudor y produzca una tempe ratura de confort, hemos dicho también que el calor total del aire es "EL GRADO DE INTENSIDAD DE ENERGIA CALORIFICA QUE PUE DE PRODUCIRSE A LA SENSACION DEL CUERPO O DE LOS SENTIDOS EXTE

RIOREMENTE EN EQUILIBRIO CON EL CALOR INTERNO DEL ORGANISMO".

I.7.- REFRIGERANTES.

Un refrigerante es, en términos generales, cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente enfriador, absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. Con referencia al ciclo de compresión de vapor, el refrigerante es el fluido de trabajo del ciclo que alternativamente se vaporiza y se condensa al absorber y entregar calor respectivamente. Para que una sustancia pueda ser considerada como un buen refrigerante es necesario que reúna ciertas características o propiedades, físicas, químicas y termodinámicas que lo hagan seguro y económico. Estas propiedades son: Seguridad, Toxicidad, Inflamabilidad y peligro de explosión, Economía, etc.

En refrigeración se utilizan diversos tipos de refrigerantes; a continuación se expone una lista de algunas propiedades y características de los refrigerantes más comunes y más utilizados actualmente.

AMONIACO.-

El amoníaco es el refrigerante más conocido antiguamente, en la actualidad se usa extensamente, aún cuando es tóxico, y además algo inflamable y explosivo bajo ciertas condiciones, - sus excelentes propiedades térmicas lo convierten en un refrigerante ideal para plantas de hielo, pistas de patinaje, empacadoras, etc.

El punto de ebullición del amoníaco a presión atmosférica es de -29°F , y su punto de condensación es 154 psia, en condiciones normales.

El amoníaco anhidro puro no es corrosivo al hierro ni al acero, pero en presencia de la humedad se hace corrosivo para metales como el cobre y el latón. Es obvio entonces que estos metales no deben usarse nunca en sistemas de amoníaco.

BIOXIDO DE CARBONO.-

El bióxido de carbono (CO_2) es uno de los primeros refrigerantes que se emplearon en sistemas de refrigeración. No tiene olor, no es tóxico, inflamable o explosivo ni es corrosivo. Anteriormente fue muy usado para el servicio marino, y para acondicionamiento de aire en hospitales, teatros, hoteles y otros lugares donde la seguridad es una condición primordial, en la actualidad su empleo como refrigerante se está limitando a aplicaciones de temperatura extremadamente baja, en particular para la producción de (CO_2) sólido (hielo seco).

Una de las desventajas del bióxido de carbono es que la potencia requerida por tonelada, es de aproximadamente el doble que la requerida para cualquiera de los refrigerantes usados comúnmente.

PREON-12.-

El freón-12 cuyo nombre químico es Diclorodifluorometano y su fórmula química es CCl_2F_2 , es uno de los refrigerantes que más auge tienen actualmente, se utilizan en instalaciones de aire acondicionado, comerciales e industriales. Además es un compuesto altamente estable, y completamente seguro, no tóxico, no inflamable y no explosivo. También se considera como un compuesto difícil de disociar aún bajo condiciones extremas, sin embargo, si entra en contacto directo con una flama un elemento de calefacción eléctrica, se descompone en productos que son altamente tóxicos.

Su punto de ebullición es -21°F y su presión de condensación es de 130 psia., lo que permite instalaciones ligeras.

PREON-22.-

El freón-22 cuyo nombre químico es Monoclorodifluorometano, es el refrigerante que se ha desarrollado principalmente para la refrigeración a baja temperatura. Su fórmula química es CHClF_2 . Encuentra un amplio campo de aplicación en acondicionadores de aire de paquete, en los cuales, por la limita---

ción de espacio, el desplazamiento relativamente bajo del compresor, representa una gran ventaja. Su punto de ebullición es de -41°F a la presión atmosférica. Con respecto al freón-12, la principal ventaja del freón-22 es: el menor desplazamiento requerido del compresor, siendo aproximadamente el 60% del requerido para el freón-22. Por lo tanto, para un desplazamiento dado del compresor, la capacidad de refrigeración es aproximadamente 60% mayor para el freón-22 que para el freón-12.

I.8.- CARTA PSICROMETRICA Y PROCESOS FUNDAMENTALES DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

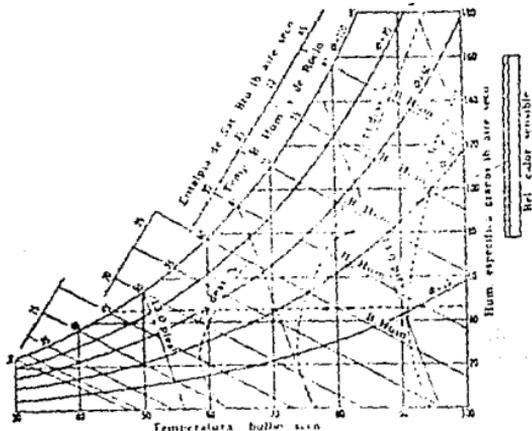
CARTA PSICROMETRICA.-

Para poder llevar a efecto el cálculo del análisis Psicométrico, es necesario primeramente conocer la Carta Psicrométrica.

La Carta Psicrométrica es una gráfica que nos sirve para poder determinar las propiedades del aire, con dos propiedades que conozcamos y la ayuda de la carta, podemos conocer todas las restantes, y así poder determinar las características del aire en cuestión. Esta gráfica está compuesta principalmente de una línea base horizontal, en la línea perpendicular a la línea base se leen las humedades específicas, las cuales pueden ser en granos/libras asociadas en cada libra de aire seco, ya que la escala correspondiente tiene doble graduación, adyacente y paralela a la línea de humedad específica está la escala del factor de calor sensible. Existen también unas líneas curvas a todo lo largo de la carta que determinan las humedades relativas hasta llegar a la curva de saturación la cual corresponde al 100%, a partir de la curva de saturación y en las líneas inclinadas se leen las temperaturas de bulbo húmedo, las entalpías se leen sobre líneas auxiliares adyacentes a la curva de saturación, finalmente en líneas con una inclinación menor que las de temperatura de bulbo húmedo, se puede determinar el volumen específico.

Para observar lo que anteriormente se dijo, se puede ver en el esquema de la Carta Psicrométrica que a continuación se detalla.

GRAFICA I.8.1.- Esquema de la carta psicrométrica.



Esquema de la carta psicrométrica

FACTORES QUE INTERVIENEN EN LA CARTA PSICROMÉTRICA.-

El conocimiento de los procesos que se realizan con el aire húmedo, se facilita con la ayuda del diagrama psicrométrico.

El diagrama psicrométrico es una gráfica de las propiedades del aire húmedo bajo distintas condiciones de temperatura y humedad y en él se observan las siguientes:

Temperatura de Bulbo Seco (Tbs).-

La temperatura del aire tomada con el termómetro normal y representada por las líneas verticales.

Temperatura de Bulbo Húmedo (Tbh).-

La escala de la temperatura húmeda se encuentra sobre la línea de saturación, que es la curva del lado izquierdo del diagrama.

Humedad Específica (W).-

Es la relación de la masa de vapor de agua y la masa de aire seco y es representada por líneas rectas horizontales perpendiculares a la temperatura de bulbo seco, ésta se encuentra en la línea recta vertical del lado derecho.

Humedad Relativa (ϕ).-

Es representada por líneas curvas que van desde un 10% - hasta la línea de saturación o sea el 100%.

Volumen Específico (U).-

Es el volumen de la mezcla por unidad de masa de aire seco, es representada por las líneas inclinadas, que parten de la línea horizontal hasta la línea de saturación.

Entalpía Específica (h).-

Es la energía correspondiente a los componentes de aire seco y vapor de agua de la mezcla; es representada en la escala que aparece inmediatamente arriba de la línea de saturación.

Temperatura de Rocío (T_r).-

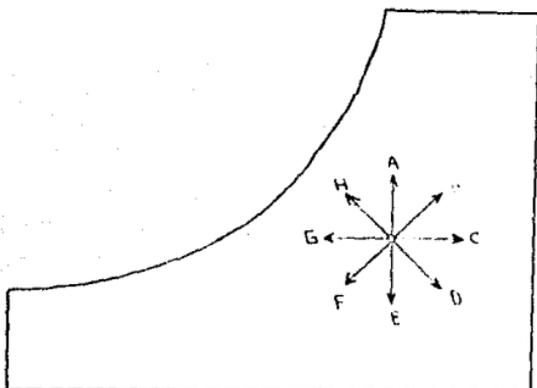
Es la temperatura a la cual se inicia la condensación del vapor de agua del aire, esta se puede encontrar una vez determinado un punto en la carta psicrométrica se prolonga una línea horizontal del lado izquierdo hasta la línea de saturación.

PROCESOS PSICROMETRICOS.-

Procesos Fundamentales de Acondicionamiento de Aire.

En la gráfica I.8.2. se representan los procesos fundamentales de acondicionamiento de aire, y se considera cada proceso al iniciarse la intersección de todas las líneas, siguiendo una dirección como lo indica la flecha.

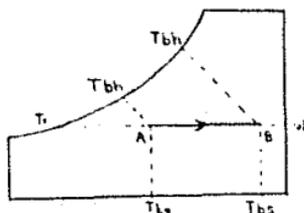
Gráfica I.8.2.- Procesos Psicrométricos.



- A Humidificación únicamente.
- B Calentamiento y Humidificación.
- C Calentamiento Sensible únicamente.
- D Deshumidificación Química.
- E Deshumidificación únicamente.
- F Enfriamiento y Deshumidificación.
- G Enfriamiento Sensible únicamente.
- H Enfriamiento y Humidificación.

Calentamiento Sensible.-

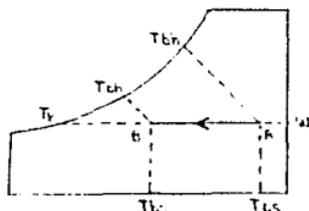
Si el flujo de aire es pasado sobre una superficie seca y más caliente, entonces el aire, absorberá calor sensiblemente elevando su temperatura, además se deberá observar que la humedad específica y temperatura de rocío se mantiene constante, o sea, la humedad ni es removida ni es añadida durante este proceso, este se representa en la siguiente gráfica I.8.3. (línea A-B).



GRAFICA I.8.3.- Calentamiento Sensible.

Enfriamiento Sensible.-

El enfriamiento sensible del aire es acompañado por el -- paso a través de una superficie seca y fría, para este proceso no existe variación en la humedad específica y temperatura de rocío, es decir, permanecen constantes, este proceso se representa en la siguiente gráfica I.8.4. (línea A-B).



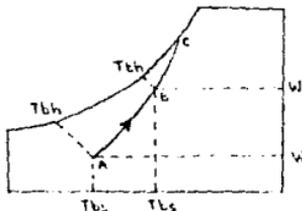
GRAFICA I.8.4.- Enfriamiento Sensible.

Calentamiento y Humidificación.-

El aire puede ser calentado y humidificado simultáneamente haciéndolo pasar por rociadores de agua caliente o bien sobre charolas que contengan agua caliente. El agua que se utiliza deberá calentarse continuamente durante el proceso a fin de suministrar el calor latente requerido para evaporarla.

Este proceso también se puede obtener haciéndolo pasar el aire por un banco de resistencias eléctricas y posteriormente por una corriente de vapor de agua.

En la siguiente gráfica I.8.5. se observa el proceso de calentamiento y humidificación del aire al pasar por una cámara de rociado, siendo el punto A el estado inicial y el punto B el final. El punto C representa el estado del agua al salir de la cámara del rociado.



GRAFICA I.8.5.- Calentamiento y Humidificación.

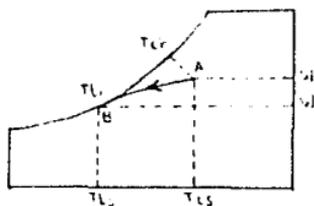
Enfriamiento y Deshumidificación.-

Haciendo pasar aire sobre superficies frías o a través de rociadores de agua fría, el aire se enfría y deshumidifica simultáneamente.

En una lavadora de aire, el agua se enfría por medios externos y luego se recircula continuamente en la cámara de rociado.

En un equipo de aire acondicionado convencional, este proceso se obtiene utilizando un serpentín de refrigeración, cuya temperatura de rocío se encuentre más abajo que la temperatura de rocío de aire inicial.

Este proceso es representado por una curva A-B de la siguiente gráfica I.8.6.

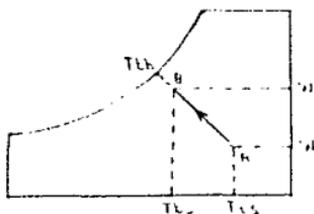


GRAFICA I.8.6.- Enfriamiento y Deshumidificación.

Enfriamiento y Humidificación.-

Es un caso especial en que se utilizan los equipos evaporativos. Este proceso se obtiene en una lavadora de aire típica, en donde el agua misma sin ser enfriada o calentada se está recirculando continuamente, teniendo un enfriamiento y humidificación simultánea del aire.

En una lavadora ideal, las temperaturas de rocío y seca, se igualan a la del bulbo húmedo inicial del aire, este proceso se representa en la siguiente gráfica I.8.7. (línea A-B).



GRAFICA I.8.7.- Enfriamiento y Humidificación.

Humidificación.-

Humedad es el vapor de agua que siempre está contenido en el aire. La humidificación es un proceso controlado de la mezcla de aire y vapor de agua.

Métodos de Humidificación.-

a).- Sistema de riego de agua.

Este sistema está compuesto por espumas y placas eliminadoras, que tienen por objeto separar las gotas de agua - que lleve el aire.

b).- Sistema evaporativo.

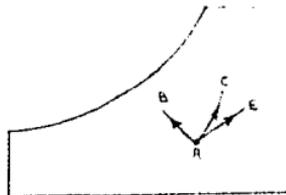
La base de este sistema es la evaporación de agua mediante una fuente de calor. Consiste de un recipiente, un flotador y una fuente de calor, que puede ser un serpentín de vapor o agua caliente.

c).- Sistema de vapor.

La humidificación por vapor es más recomendable, siempre y cuando se humidifique con vapor seco.

Existen varias formas de humidificar con vapor, desde un tubo perforado, hasta humidificadores más elaborados.

Los sistemas anteriores se muestran en la siguiente gráfica I.8.8.



GRAFICA I.8.8.- Métodos de Humidificación.

A-B Sistema de riego de agua.

A-C Sistema de vapor.

A-E Sistema evaporativo.

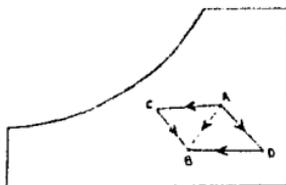
Deshumidificación.-

Deshumidificar es reducir el contenido de agua al aire. Los materiales absorbentes utilizados para deshumidificar pueden ser líquidos o sólidos. Los absorbentes funcionan por adsorción de agua sobre la superficie del absorbente (adsorción) o por combinación química con agua (adsorción). Los equipos -- usados para deshumidificación pueden ser regenerativos y no -- regenerativos. Para equipos regenerativos el absorbente es generalmente la sílica y la alumina activa. En los equipos no -- regenerativos, los absorbentes son el cloruro de calcio, el -- cloruro de sodio, o la urea.

Métodos de Deshumidificación.-

La deshumidificación puede ser realizada por refrigera -- ción, adsorción de líquido o sólido o una combinación de esos sistemas.

La siguiente gráfica I.8.9. muestra tres métodos por los cuales se pueden realizar la deshumidificación con materiales absorbentes.



GRAFICA I.8.9.- Métodos de Deshumidificación.

CAPITULO II

DISEÑO DEL PROYECTO

II.1.- CONDICIONES DEL DISEÑO.

INSTALACION DEL AIRE ACONDICIONADO.-

ZONA CENTRO.-

DATOS:

Latitud	N 19° 25'
Altitud	2240 M (7347 ⁷) S.N.M.
P. Atmósf.	585 mm Hg.

CONDICIONES EXTERIORES PARA VERANO.

Temp. de bulbo seco	32 °C (90 °F)
Temp. de bulbo húmedo	17 °C (63 °F)

CONDICIONES INTERIORES PARA VERANO.

Temp. de bulbo seco	23 °C (73.4 °F)
Humedad relativa	50 %

CONDICIONES EXTERIORES PARA INVIERNO.

Temp. de bulbo seco	5 °C (41 °F)
Humedad relativa	80 %

CONDICIONES INTERIORES PARA INVIERNO.

Temp. de bulbo seco	20 °C (68 °F)
Humedad relativa	35 %

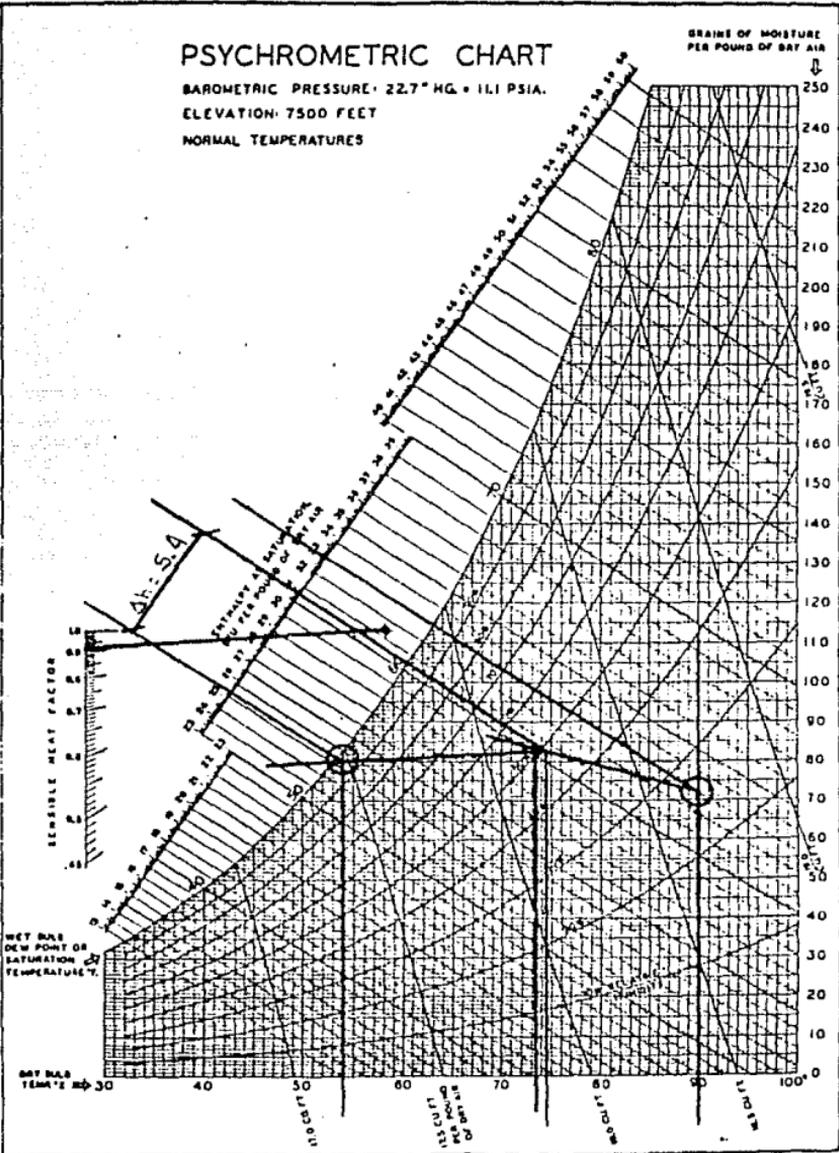
PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE: 22.7" HG. = 1.11 PSIA.

ELEVATION: 7500 FEET

NORMAL TEMPERATURES

GRAINS OF MOISTURE
PER POUND OF DRY AIR



MEMORIA DE CALCULO

$$H_{\text{Total sup.}} = 571\ 000\ \text{BTU/HR} \quad \text{P.C.S.} = 0.92$$

$$\Delta T = \text{T.B.S.}_{\text{int.}} - \text{T.B.S.}_{\text{sal. serp.}}$$

$$\Delta T = 73.4\ ^\circ\text{F} - 54\ ^\circ\text{F} = 19.4\ ^\circ\text{F}$$

$$\text{Factor de corrección por altitud} = \frac{585\ \text{mm Hg}}{760\ \text{mm Hg}} = 0.77$$

$$\Delta H = 5.4 \quad \text{Valor tomado de la carta psicrométrica.}$$

$$4.45 \times 0.77 = 3.46$$

$$1.09 \times 0.77 = 0.83$$

$$\Delta T = \text{T.B.S.}_{\text{ent. serp.}} - \text{T.B.S.}_{\text{sal. serp.}}$$

$$\Delta T = 74.5\ ^\circ\text{F} - 54\ ^\circ\text{F} = 20.5\ ^\circ\text{F}$$

$$\text{Temp. Mezcla} = 74.5\ ^\circ\text{F} \quad \Delta \text{Nuevo} = 2\ 500\ \text{PCM}$$

$$\text{PCM} = \frac{571\ 000}{0.83 \times 19.4} = 35\ 000\ \text{PCM}$$

$$H_{\text{Total}} = 3.46 \times 35\ 000 \times 5.4 = \frac{653\ 940\ \text{BTU/HR}}{12\ 000\ \frac{\text{BTU/HR}}{\text{T.R.}}} = 55\ \text{T.R.}$$

$$H_{\text{Gen.}} = 0.83 \times 35\ 000 \times 20.5 = 595\ 525\ \text{BTU/HR}$$

Areas de la superficie:

$$35\ \text{m} \times 59\ \text{m} = 2\ 100\ \text{m}^2$$

$$13\ \text{m} \times 59\ \text{m} = 767\ \text{m}^2$$

$$2\ 100\ \text{m}^2 \text{ ----- } 35\ 000$$

$$767\ \text{m}^2 \text{ ----- } 13\ 000 = 22\ 000\ \text{PCM}$$

$$\text{ZONA CENTRO} \quad 22\ 401\ \text{PCM} = 22\ 000\ \text{PCM} \quad 34\ \text{T.R.}$$

$$\text{ZONA SUR} \quad 13\ 405\ \text{PCM} = 13\ 000\ \text{PCM} \quad 20\ \text{T.R.}$$

II.2.- CALCULO DE AREAS.-

ZONA CENTRO.-

a).- Cristales para el muro norte.

34 Cristales:

Longitud = 1.15 m. Ancho = 0.85 m.

Area por cristal:

$$(1.15 \text{ m.}) (0.85 \text{ m.}) = 0.9775 \text{ m}^2$$

Area para los 34 cristales:

$$(34) (0.9775 \text{ m}^2) = 33.235 \text{ m}^2$$

2 Cristales:

Longitud = 2.00 m. Ancho = 1.90 m.

Area por cristal:

$$(2.00 \text{ m.}) (1.90 \text{ m.}) = 3.80 \text{ m}^2$$

Area para los 2 cristales:

$$(2) (3.80 \text{ m}^2) = 7.60 \text{ m}^2$$

Sumando las áreas de los cristales:

$$\text{Area Total} = 33.235 \text{ m}^2 + 7.60 \text{ m}^2 = 40.835 \text{ m}^2$$

b).- Cálculo de áreas para muros.-

NORTE

Longitud = 49.2 m. Altura = 6.30 m.

$$(49.2 \text{ m.}) (6.30 \text{ m.}) = 309.96 \text{ m}^2$$

Para el área del muro norte, se le resta el área total de los cristales.

Area muro norte - Area total de cristales

$$309.96 \text{ m}^2 - 40.835 \text{ m}^2 = 269.125 \text{ m}^2$$

ESTE

Longitud = 25 m. Altura = 6.30 m.

$$(25 \text{ m.}) (6.30 \text{ m.}) = 157.50 \text{ m}^2$$

$$\text{Area} = 157.50 \text{ m}^2$$

OESTE

Longitud = 25 m. Altura = 6.30 m.

$$(25 \text{ m.}) (6.30 \text{ m.}) = 157.50 \text{ m}^2$$

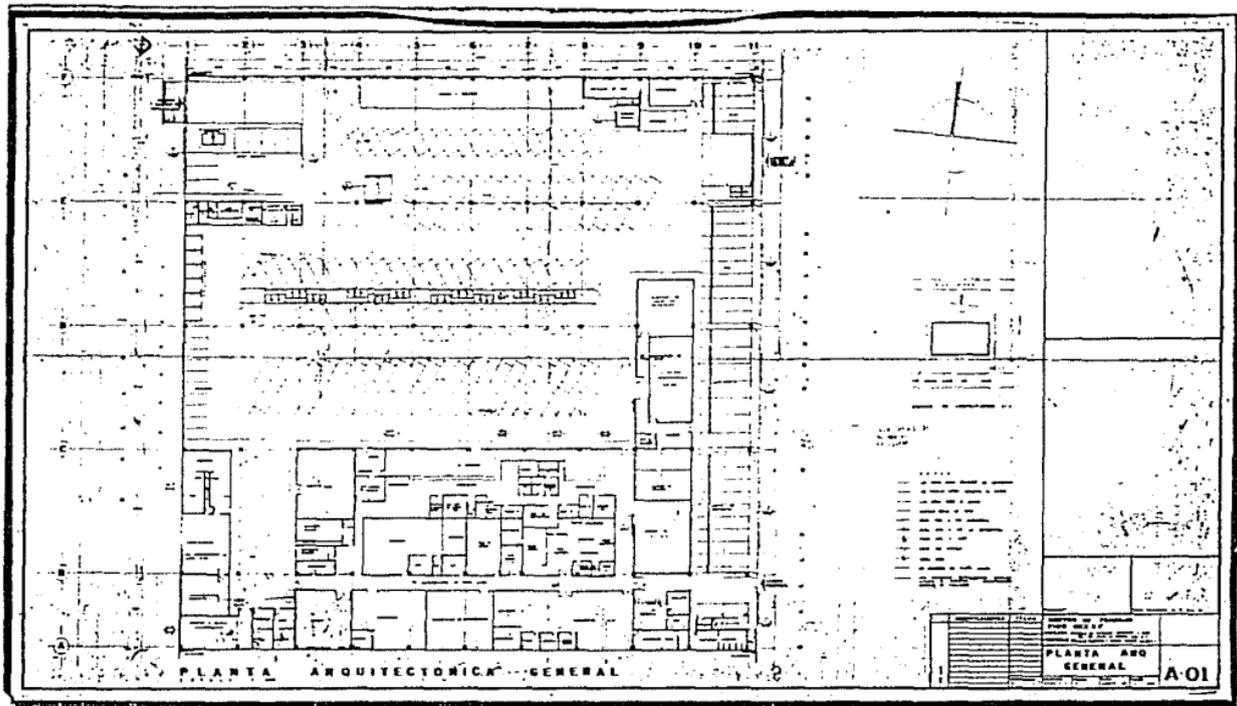
$$\text{Area} = 157.50 \text{ m}^2$$

SUR

Longitud = 69.1 m. Altura = 6.30 m.

$$(69.1 \text{ m.}) (6.30 \text{ m.}) = 435.33 \text{ m}^2$$

$$\text{Area} = 435.33 \text{ m}^2$$



c).- Cálculo de áreas para la azotea.-

Longitud = 49.5 m. Ancho = 25 m.

$$(49.5 \text{ m.}) (25 \text{ m.}) = 1\,237.5 \text{ m}^2$$

Longitud = 11.5 m. Ancho = 10 m.

$$(11.5 \text{ m.}) (10 \text{ m.}) = 115 \text{ m}^2$$

Suma de ambas áreas:

$$\text{Area Total} = 1\,237.5 \text{ m}^2 + 115 \text{ m}^2 = 1\,352.5 \text{ m}^2$$

II.3.- Cálculo de los coeficientes de transmisión de calor "U"

Fórmula:

$$"U" = \frac{1}{R}$$

MUROS.-

Coefficiente de transmisión de calor "U"

Utilizando la Tabla II.3.1. páginas: 78, 79 y 80

1.- Película de aire exterior del muro.	0.25
2.- Aplanado de yeso 1/2"	0.32
3.- Block 63 lb/ft ² — 0.11/2 = 0.055 X 8 =	0.44
4.- Aplanado de yeso 1/2"	0.32
5.- Película de aire interior del muro.	0.25
	R = 1.58

Aplicando la fórmula:

$$"U" = \frac{1}{R}$$

TABLE II.3.1.-
 -THERMAL RESISTANCES R—BUILDING AND INSULATING MATERIALS
 (deg F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	#	THICK- NESS (in)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R		
						Per Inch Thickness $\frac{1}{8}$	Per Listed Thickness $\frac{1}{8}$	
BUILDING MATERIALS								
BUILDING BOARD Boards, Panels, Sheathing, etc	Asbestos Cement Board			120	—	0.35	—	
	Asbestos Cement Board	$\frac{1}{4}$		120	1.35	—	0.03	
	Gypsum or Plaster Board	$\frac{1}{2}$		50	1.38	—	0.32	
	Gypsum or Plaster Board	$\frac{1}{2}$		50	2.08	—	0.45	
	Plywood			34	—	1.35	—	
	Plywood	$\frac{1}{2}$		34	0.73	—	0.31	
	Plywood	$\frac{1}{2}$		34	1.06	—	0.47	
	Plywood	$\frac{1}{2}$		34	1.42	—	0.63	
	Plywood or Wood Panels	$\frac{1}{2}$		34	2.13	—	0.94	
	Wood Fiber Board, Laminated or Homogeneous			34	—	3.38	—	
	Wood Fiber Board, Laminated or Homogeneous			31	—	2.00	—	
	Wood Fiber, Hardboard Type	$\frac{1}{2}$		65	—	0.72	—	
	Wood Fiber, Hardboard Type	$\frac{1}{2}$		65	1.35	—	0.18	
Wood, Fir or Pine Sheathing	$\frac{1}{4}$		32	2.08	—	0.98		
Wood, Fir or Pine	$\frac{1}{4}$		32	4.34	—	2.03		
BUILDING PAPER	Vapor Permeable Film			—	—	—	0.06	
	Vapor Seal, 2 Layers of Mopped 15 lb Lin			—	—	—	0.12	
	Vapor Seal, Plastic Film			—	—	—	Magl	
WOODS	Maple, Oak, and Similar Hardwoods			45	—	0.81	—	
	Fir, Pine, and Similar Softwoods			32	—	1.35	—	
MASONRY UNITS	Brick, Common	4		120	40	—	.80	
	Brick, Face	4		130	43	—	.44	
	Clay Tile, Hollow							
	1 CxH Deep	3		60	15	—	0.80	
	1 CxH Deep	4		48	18	—	1.11	
	2 CxH Deep	4		50	25	—	1.32	
	2 CxH Deep	8		45	30	—	1.85	
	2 CxH Deep	10		42	35	—	2.22	
	3 CxH Deep	12		40	40	—	2.50	
	Concrete Blocks, Three Oval Core Sand & Gravel Aggregate	3		76	19	—	0.40	
		4		49	23	—	0.71	
		6		44	32	—	0.91	
		8		44	43	—	1.11	
	Cinder Aggregate	3		68	17	—	0.66	
		4		60	20	—	1.11	
		6		54	27	—	1.50	
		8		56	37	—	1.72	
	Lightweight Aggregate (Expanded Shale, Clay, Slate or Slag, Pumice)	3		60	15	—	1.27	
		4		52	17	—	1.50	
		6		48	22	—	2.00	
		12		43	43	—	2.37	
	Gypsum Partition Tie	3" x 17" x 30" solid	3		45	11	—	1.24
		3" x 17" x 30" 4-cxH	3		35	9	—	1.35
4" x 12" x 30" 3-cxH		4		38	13	—	1.67	
Stone, Lime or Sand				150	—	0.08	—	

TABLE II.3.1.-

—THERMAL RESISTANCES R—BUILDING AND INSULATING MATERIALS (Contd)

(deg F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICK- NESS (in.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R		
					For each Thickness $\frac{1}{2}$	For listed Thickness $\frac{1}{2}$	
BUILDING MATERIALS (CONT.)							
MASONRY MATERIALS Concrete	Cement Mortar		116	—	0.20	—	
	Gypsum Fiber Concrete 87% gypsum, 13% wood chips		51	—	0.60	—	
	Lightweight Aggregates including Expanded Shale, Clay or Slate		120	—	0.19	—	
			100	—	0.28	—	
			80	—	0.40	—	
		Expanded Slag, Condens Fume, Perlite, Vermiculite		40	—	0.84	—
		Abs. Cellular Concrete		30	—	1.11	—
			20	—	1.43	—	
	Sand & Gravel or Stone Aggregate (Oven Dried)		140	—	0.11	—	
	Sand & Gravel or Stone Aggregate (Not Dried)		140	—	0.08	—	
	Shucco		116	—	0.20	—	
PLASTERING MATERIALS	Cement Plaster, Sand Aggregate		116	—	0.20	—	
	Sand Aggregate	$\frac{1}{2}$	116	4.8	—	0.10	
	Sand Aggregate	$\frac{3}{4}$	116	7.2	—	0.13	
	Gypsum Plaster						
	Lightweight Aggregate	$\frac{1}{2}$	43	1.88	—	0.33	
	Lightweight Aggregate	$\frac{3}{4}$	43	2.84	—	0.29	
	Lightweight Aggregate on Metal Lath	$\frac{3}{4}$	43	2.80	—	0.47	
	Perlite Aggregate	$\frac{1}{2}$	45	—	0.67	—	
	Sand Aggregate	$\frac{1}{2}$	105	—	0.18	—	
	Sand Aggregate	$\frac{3}{4}$	105	4.4	—	0.09	
	Sand Aggregate	$\frac{1}{2}$	103	3.5	—	0.11	
	Sand Aggregate on Metal Lath	$\frac{3}{4}$	105	6.6	—	0.13	
	Sand Aggregate on Wood Lath	$\frac{3}{4}$	105	—	—	0.42	
Vermiculite Aggregate		43	—	—	0.59		
ROOFING	Asbestos-Cement Shingles		120	—	—	0.21	
	Asphalt Roll Roofing		70	—	—	0.15	
	Asphalt Shingles		70	—	—	0.44	
	Built-up Roofing	$\frac{1}{2}$	70	2.3	—	0.23	
	Slate	$\frac{1}{2}$	201	8.4	—	0.03	
	Sheet Metal		—	—	—	High	
	Wood Shingles		40	—	—	0.94	
SIDING MATERIALS (On Flat Surface)	Shingles						
	Wood, 16", 7 1/2" exposure		—	—	—	0.87	
	Wood, Double, 16", 11" exposure		—	—	—	1.19	
	Wood, Ply Insul Backer Board, 1/2"		—	—	—	1.40	
	Siding						
	Asbestos-Cement, 1/2" lapped		—	—	—	0.21	
	Asphalt Roll Siding		—	—	—	0.15	
	Asphalt Insul Siding, 1/2" Board		—	—	—	1.43	
	Wood, Drop, 1 1/2"		—	—	—	0.79	
	Wood, Bevel, 1/2", 8", lapped		—	—	—	0.81	
	Wood, Bevel, 3/4", 10", lapped		—	—	—	1.05	
	Wood, Fluewood, 1/2", lapped		—	—	—	0.59	
	Structural Glass		—	—	—	0.10	
	FLOORING MATERIALS	Asphalt Tile	$\frac{1}{2}$	123	1.25	—	0.04
		Carpet and Fibrous Pad		—	—	—	2.04
Carpet and Rubber Pad			—	—	—	1.23	
Ceramic Tile		1	—	—	—	0.08	
Cork Tile			25	—	—	2.22	
Cork Tile		$\frac{1}{2}$	25	0.24	—	0.26	
Felt, Flooring			—	—	—	0.05	
Floor Jo		$\frac{1}{2}$	—	—	—	0.05	
Insulation		$\frac{1}{2}$	80	1.43	—	0.08	
Plywood Subfloor		$\frac{1}{2}$	54	0.7	—	0.78	
Rubber or Plastic Tile		$\frac{1}{2}$	114	1.25	—	0.07	
Terrazzo		1	147	—	—	0.08	
Wood Subfloor		$\frac{1}{2}$	—	—	—	0.98	
Wood, Hardwood Finish	$\frac{1}{2}$	—	—	—	0.63		

TABLE II.3.1.—
—THERMAL RESISTANCES R—BUILDING AND INSULATING MATERIALS (Contd)

41

(deg F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICK- NESS (in.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R		
					For Inch Thickness 1 in.	For Stated Thickness 1 ft.	
INSULATING MATERIALS							
BLANKET AND BATT*	Cotton Fiber		0.8 - 2.0	—	3.83	—	
	Mineral Wool Fibrous Form Processed from Rock, Slag, or Glass		1.5 - 4.0	—	3.70	—	
	Wood Fiber Wood Fiber, Multi-layer Slitted Expanded		3.2 - 3.6 1.5 - 2.0	—	4.00 3.70	—	
BOARD AND SLAB	Glass Fiber		9.3	—	4.00	—	
	Wood or Cane Fiber						
	Asbestos Tile	1/2	22.4	.93	—	1.76	
	Asbestos Tile	3/4	22.4	1.4	—	1.76	
	Interior Finish (Tile Lam. Panel)	1/2	15.0	—	2.88	—	
	Interior Finish (Tile Lam. Panel)	3/4	15.0	0.67	—	1.43	
	Roof Deck Slab						
	Sheathing (Impreg or Coated)	1/2	20.0	—	2.63	—	
	Sheathing (Impreg or Coated)	3/4	20.0	0.83	—	1.57	
	Sheathing (Impreg or Coated)	1 1/4	20.0	1.31	—	2.01	
Cellular Glass		9.0	—	3.50	—		
Core Board (Without Adhesive Binder)		8.5 - 8.0	—	3.70	—		
Map Mau (With Asphalt Binder)		8.5	—	3.00	—		
Plaste (Foamed)		1.62	—	3.43	—		
Wood Shredded (Cemented in Preformed Slab)		22.0	—	1.82	—		
LOOSE FILL	Mineralized Paper or Pulp Products		2.5 - 3.5	—	3.57	—	
	Wood Fiber, Bestwood, Hemlock, or Fir		2.0 - 3.3	—	3.33	—	
	Mineral Wool (Glass, Slag, or Rock)		2.0 - 3.0	—	3.33	—	
	Sawdust or Shavings		6.0 - 15.0	—	2.22	—	
	Vermiculite (Expanded)		7.0	—	2.04	—	
ROOF INSULATION	All Types						
	Performed, for use above deck						
	Approximately	1/2	15.6	7	—	1.39	
	Approximately	1	15.6	13	—	2.78	
	Approximately	1 1/2	15.6	19	—	4.17	
	Approximately	2	15.6	26	—	5.56	
Approximately	2 1/2	15.6	32	—	6.95		
Approximately	3	15.6	39	—	8.33		
AIR							
AIR SPACES	POSITION	HEAT FLOW					
	Horizontal	Up (Winter)	1/2 - 4	—	—	0.85	
	Horizontal	Up (Summer)	1/2 - 4	—	—	0.78	
	Horizontal	Down (Winter)	1/2	—	—	1.02	
	Horizontal	Down (Winter)	1/2	—	—	1.15	
	Horizontal	Down (Winter)	1/2	—	—	1.33	
	Horizontal	Down (Winter)	1/2	—	—	1.35	
	Horizontal	Down (Summer)	1/2	—	—	0.85	
	Horizontal	Down (Summer)	1/2	—	—	0.93	
	Horizontal	Down (Summer)	1/2	—	—	0.99	
	Sloping 45°	Up (Winter)	1/2 - 4	—	—	0.70	
	Sloping 45°	Down (Summer)	1/2 - 4	—	—	0.89	
	Vertical	Horizontal	1/2 - 4	—	—	0.97	
	Vertical	Horizontal	1/2 - 4	—	—	0.86	
	AIR FILM	POSITION	HEAT FLOW				
		Horizontal	Up	—	—	—	0.81
		Sloping 45°	Up	—	—	—	0.82
Still Air		Vertical	Horizontal	—	—	—	0.68
		Sloping 45°	Down	—	—	—	0.76
Horizontal	Down	—	—	—	0.92		
15 Mph Wind	Any Position (For Winter)	Any Direction	—	—	—	0.17	
	Any Position (For Summer)	Any Direction	—	—	—	0.25	

*Includes paper backing and taping if any. Includes where the insulation forms a boundary (highly reflective) of an air space; refer to Table 31, page 73.

$$"U" = \frac{1}{1.58} = 0.63$$

El coeficiente de transmisión de calor para muros es:

$$"U" = 0.63$$

Cálculando el incremento de temperaturas (ΔT).-

Utilizando las condiciones exteriores e interiores de la temperatura de bulbo seco para verano.

Diferencia de temperatura de bulbo seco:

Temperatura de bulbo seco exterior.....	90	^o F
Temperatura de bulbo seco interior.....	73.4	^o F
Diferencia.....	16.6	^o F

Restando la diferencia de 15 ^oF tendremos:

$$16.6 \text{ } ^{\circ}\text{F} - 15 \text{ } ^{\circ}\text{F} = 1.6 \text{ } ^{\circ}\text{F}$$

Utilizando la tabla II.3.2. página 62 se obtiene (ΔT).

Para las 3 de la tarde, con (60 lb/ft)

NORTE

$$\Delta T = 8 \text{ } ^{\circ}\text{F} + 1.6 \text{ } ^{\circ}\text{F} = 9.6 \text{ } ^{\circ}\text{F}$$

ESTE

$$\Delta T = 13 \text{ } ^{\circ}\text{F} + 1.6 \text{ } ^{\circ}\text{F} = 14.6 \text{ } ^{\circ}\text{F}$$

OESTE

$$\Delta T = 19 \text{ } ^{\circ}\text{F} + 1.6 \text{ } ^{\circ}\text{F} = 20.6 \text{ } ^{\circ}\text{F}$$

SUR

$$\Delta T = 8 \text{ } ^{\circ}\text{F} + 1.6 \text{ } ^{\circ}\text{F} = 9.6 \text{ } ^{\circ}\text{F}$$

AZOTEA.-

Coefficiente de transmisión de calor "U".

Utilizando la tabla II.3.1. páginas 78, 79 y 80.

1.- Película de aire del interior del cuarto.	0.61
2.- Plafón (fibra de vidrio)	4.00
3.- Película de aire superior del cuarto.	0.61
4.- Colchón de aire	0.78
5.- Película del aire interior de la lámina de asbesto.	0.21
6.- Película del aire exterior de la lámina de asbesto.	0.25
	R = 6.46

Aplicando la fórmula:

$$"U" = \frac{1}{R}$$

$$"U" = \frac{1}{6.46} = 0.15$$

El coeficiente de transmisión de calor para la azotea es:

$$"U" = 0.15$$

Cálculando el incremento de temperatura (ΔT).-

Utilizando las condiciones exteriores e interiores de la temperatura de bulbo seco para verano.

Diferencia de temperatura de bulbo seco:

Temperatura de bulbo seco exterior	90	°F
Temperatura de bulbo seco interior	73.4	°F
Diferencia	16.6	°F

Restando la diferencia de 15 °F tendremos:

$$16.6 \text{ °F} - 15 \text{ °F} = 1.6 \text{ °F}$$

Utilizando la tabla II.3.3. página 63 se obtiene (ΔT).

Para las 3 de la tarde, con (10 lb/ft)

Azotea:

$$\Delta T = 38 \text{ °F} + 1.6 \text{ °F} = 39.6 \text{ °F}$$

II.4.- Disipación de calor por personas.-

Calor Sensible: calor disipado por el cuerpo.

89 Personas.

Calor sensible disipado por persona.

$$276 \text{ BTU/HR}$$

$$(89) (276 \text{ BTU/HR}) = 24,564.00 \text{ BTU/HR}$$

Calor Latente: calor disipado por el vapor de agua el cual transpiramos.

89 Personas.

Calor latente disipado por persona.

$$245 \text{ BTU/HR}$$

$$(89) (245 \text{ BTU/HR}) = 21,805.00 \text{ BTU/HR}$$

Δt_{rs} for west wall in shade
 $= 0$ (Table 19) -11.5 ± -11.5 deg F

No correction is needed for the time of day; this is accounted for in Table 19.

The correction for different solar intensity is

$$\Delta t_r = \Delta t_{rs} + \frac{R_s}{R_m} (\Delta t_{rs} - \Delta t_{rs}) = \frac{R_s}{R_m} \Delta t_{rs} + (1 - \frac{R_s}{R_m}) \Delta t_{rs}$$

Weight of wall = 120 lb/sq ft (Table 27)*

$\Delta t_{rs} = -11.5$ deg F as corrected (Tables 19 and 20A)

$\Delta t_{rs} = -6.5$ deg F as corrected (Tables 19 and 20A)

$R_s = 116$ Btu/hr (Table 13, page 41)

$R_m = 161$ Btu/hr (Table 13, page 41)

$\Delta t_r = -11.5 + \frac{116}{161} [-4.5 - (-11.5)]$

$= -6.5$ deg F (Nomogram, 12 Noon)

TABLE 11.3.3.-

-EQUIVALENT TEMPERATURE DIFFERENCE (DEG F)

FOR DARK COLORED, SUNLIT AND SHADED ROOFS*

Based on 95 F db Outdoor Design Temp; Constant 80 F db Room Temp; 20 deg F Daily Range;
 24 hour Operation; July and 40° N. Lat.†

CONDITION	WEIGHT OF ROOF (lb/sq ft)	SUN TIME																									
		AM												PM												AM	
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5		
Exposed to Sun	10	-4	-6	-7	-5	-1	7	15	24	32	40	47	43	46	43	41	35	26	22	16	10	7	3	1	-1	-3	
	20	0	-1	-2	-1	2	9	16	23	30	36	41	43	43	40	35	25	20	13	7	4	0	0	0	0	2	
	40	4	3	2	3	6	10	14	23	28	33	38	40	41	39	35	27	24	20	17	13	11	9	4	4	7	
	60	9	8	4	7	8	11	14	22	27	31	35	38	39	38	36	34	31	28	25	23	18	14	13	11	11	
80	13	12	11	11	13	13	16	22	26	28	32	35	37	37	35	34	34	32	27	25	20	18	14	14	14		
Covered with Water	20	-5	-2	0	2	4	10	18	19	22	20	18	16	14	12	10	6	2	1	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	
	40	-3	-1	1	3	5	10	13	13	15	14	15	14	12	10	7	4	2	1	1	-1	-2	-3	-3	-3	-3	
	40	-1	-2	-2	-2	2	5	7	10	12	14	15	14	13	14	12	10	8	6	4	3	2	1	0	-1	0	
	60	-1	-2	-2	-2	2	5	7	10	12	14	15	14	13	14	12	10	8	6	4	3	2	1	0	-1	0	
Sprayed	20	-4	-2	0	2	4	8	12	13	18	17	16	15	14	12	10	6	2	1	0	-1	-2	-2	-3	-3	-3	
	40	-2	-2	-1	-1	0	2	5	9	13	14	14	14	14	13	12	9	7	5	3	1	0	0	-1	-1	-1	
	40	-1	-2	-2	-2	0	2	5	8	10	12	13	13	14	13	12	11	10	8	6	4	3	2	1	0	-1	
	60	-1	-2	-2	-2	0	2	5	8	10	12	13	13	14	13	12	11	10	8	6	4	3	2	1	0	-1	
Shaded	20	-5	-5	-4	-2	0	2	6	9	12	13	14	13	12	10	8	5	2	1	0	-1	-2	-4	-5	-5	-5	
	40	-3	-5	-4	-2	0	2	5	8	10	12	13	12	11	10	8	4	2	0	-1	-2	-4	-5	-5	-5	-5	
	40	-2	-3	-2	-2	-1	0	2	4	6	8	9	10	10	9	8	6	4	2	1	0	-1	-2	-4	-5	-5	
	60	-2	-3	-2	-2	-1	0	2	4	6	8	9	10	10	9	8	6	4	2	1	0	-1	-2	-4	-5	-5	

Equation: Heat Gain Through Roofs, $Btu/hr = [Area, sq ft] \times [equivalent temp diff] \times [Transmission coefficient, etc.]$ (Tables 27 to 29)

*With area ventilated and ceiling insulated roof, reduce equivalent temp diff 25%.

†For peaked roofs, use the roof area projected on a horizontal plane.

‡For other conditions, refer to corrections below and on page 64.

§Weight per sq ft values for common types of construction are listed in Tables 27 or 28.

TABLE 20A-CORRECTIONS TO EQUIVALENT TEMPERATURES (DEG F)

OUTDOOR DESIGN FOR MONTH AT 3 P.M. MINUS ROOM TEMP (deg F)	DAILY RANGE (deg F)																	
	DAILY RANGE (deg F)																	
	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42
-30	-39	-40	-41	-42	-43	-44	-45	-46	-47	-48	-49	-50	-51	-52	-53	-54	-55	-55
-20	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-27	-28	-29	-30	-31	-32	-33	-34	-35	-35
-10	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-25	-25
0	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-25
5	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-20
10	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-15
15	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-10
20	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-5
25	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0	0
30	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	5
35	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	10
40	31	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15	15

II.5.- Disipación de calor por alumbrado.-

136 Lámparas de 4 tubos cada lámpara de 39 watts.

(136) (4) (39 watts) (1.25) = 26,520.00 watts

(26,520.00 watts) (3.415) (1.25) = 113,207.25 BTU/HR.

II.6.- Selección del equipo.-

Zona Centro.-

VOL. TOTAL = 22 000 PCM \triangle Nuevo = 1 500 PCM

$$H_{\text{Total}} = 3.46 \times 22\ 000 \times 5.4 = \frac{411\ 050\ \text{BTU/HR}}{12\ 000\ \text{BTU/HR}} = 34\ \text{T.R.}$$

T.R.

$H_{\text{Gen}} = 0.83 \times 22\ 000 \times 20.5 = 374\ 330\ \text{BTU/HR}$

SELECCION DE LA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE

Utilizando gráficas y tablas del catálogo.

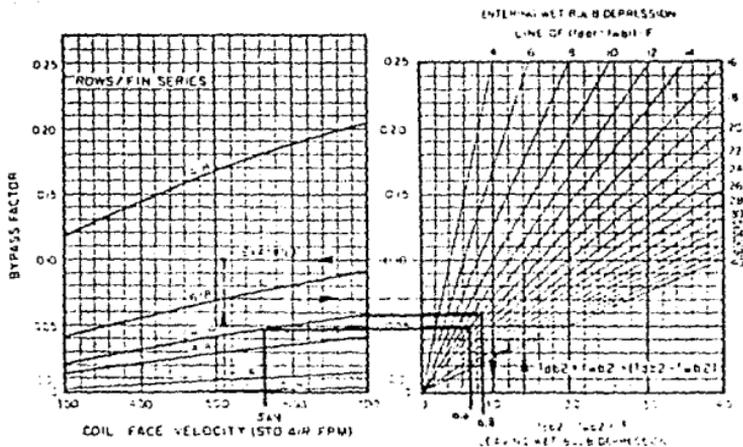
T.B.S.ent. serp. - T.B.H.ent. serp.

74.5 °F - 60.5 °F = 14 °F

T.B.S.sal. serp. - T.B.H.sal. serp.

54 °F - 53.2 °F = 0.8 °F

DX COIL AIRSIDE PERFORMANCE CHART



$$T_{\text{real}} = 0.6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T.B.S. \text{ sal. serp.} = T.B.H. \text{ sal. serp.} + T_{\text{real}}$$

$$T.B.S. \text{ sal. serp.} = 53.2 \text{ } ^\circ\text{F} + 0.6 \text{ } ^\circ\text{F} = 53.8 = 54 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Area} = \frac{\text{Volumen}}{\text{Velocidad}}$$

4/14

4 Hileras

$$\text{Area} = \frac{22\,000}{700} = 31.4 \text{ FT}^2$$

14 Aletas por cada plg.

Se instalará una unidad manejadora, marca carrier, modelo 39ED39 con sección de serpentín corto con una área de pago de 31.4 FT².

$$\text{Velocidad real} = \frac{22\,000}{39} = 564 \text{ pies/min.}$$

Direct-expansion coil physical data (cont)

49

TWO-COIL UNITS

UNIT SIZE		Large Face Area Coils																			
CIRCUITING TYPE		Half			Full			Dbl			Half			Full			Dbl				
CFM at 550 lpm		23,540																			
Face Area (sq ft)		42.8																			
Tube Face		20/24																			
Tube Length (in.)		112																			
Number of Circuits — Total		22			44			88			26			52			104				
Number of TXV's — Total		4			4			8			4			4			8				
Coil Sections		U		L		U		L		U		L		U		L		U		L	
Face Area — Each Section (sq ft)		19.5	23.3	19.5	23.3	19.5	23.3	26.3	30.6	26.3	30.6	26.3	30.6	26.3	30.6	26.3	30.6	26.3	30.6	26.3	30.6
Tube Face — Each Section (sq ft)		20	24	20	24	20	24	24	28	24	28	24	28	24	28	24	28	24	28	24	28
Number of TXV's — Each Section		2	2	2	2	4	4	2	2	2	2	4	4	2	2	4	4	2	2	4	4
Number of Circuits — Each Section		10	12	20	24	40	48	12	14	24	28	48	56	24	28	48	56	24	28	48	56
Number of Circuits/TXV		5	6	10	12	10	12	6	7	12	14	12	14	24	28	24	28	12	14	24	28
Suction Connections Diameter (in. OD)		1 1/2	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4
Distributor Connections Diameter (in. OD)		1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
Circuit Equivalent Length (ft)		84			41			—			93			46			27				
Distributor Tube Length (in.)		84			41			—			93			46			27				
4-Row Face Split		11 1/2	13	13	15	—	—	13	13	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
4-Row Row Split		16	18 1/2	18 1/2	21	—	—	18 1/2	21	21	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2
Circuit Equivalent Length (ft)		126																			
Distributor Tube Length (in.)		62																			
6-Row Face Split		11 1/2	13	13	15	—	—	13	13	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
6-Row Row Split		16	18 1/2	18 1/2	21	—	—	18 1/2	21	21	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2
Circuit Equivalent Length (ft)		—																			
Distributor Tube Length (in.)		84																			
8-Row Face Split		—	—	13	15	13	15	—	—	13	15	13	15	13	15	13	15	13	15	13	15
8-Row Row Split		—	—	18 1/2	21	13	15	—	—	18 1/2	21	13	15	13	15	13	15	13	15	13	15

U — Upper L — Lower

TABLA II.6.1.-

TWO-COIL UNITS

UNIT SIZE		Small Face Area Coils																			
CIRCUITING TYPE		Half			Full			Dbl			Half			Full			Dbl				
CFM at 550 lpm		21,455																			
Face Area (sq ft)		39.0																			
Tube Face		20/24																			
Tube Length (in.)		102																			
Number of Circuits — Total		22			44			88			22			44			88				
Number of TXV's — Total		4			4			8			4			4			8				
Coil Sections		U		L		U		L		U		L		U		L		U		L	
Face Area — Each Section (sq ft)		17.7	21.3	17.7	21.3	17.7	21.3	21.9	26.3	21.9	26.3	21.9	26.3	21.9	26.3	21.9	26.3	21.9	26.3	21.9	26.3
Tube Face — Each Section (sq ft)		20	24	20	24	20	24	20	24	20	24	20	24	20	24	20	24	20	24	20	24
Number of TXV's — Each Section		2	2	2	2	4	4	2	2	2	2	4	4	2	2	4	4	2	2	4	4
Number of Circuits — Each Section		10	12	20	24	40	48	10	12	20	24	40	48	10	12	20	24	40	48	10	12
Number of Circuits/TXV		5	6	10	12	10	12	5	6	10	12	10	12	10	12	10	12	10	12	10	12
Suction Connections Diameter (in. OD)		1 1/2	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4
Distributor Connections Diameter (in. OD)		1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
Circuit Equivalent Length (ft)		77			38			—			93			46			27				
Distributor Tube Length (in.)		77			38			—			93			46			27				
4-Row Face Split		11 1/2	13	13	15	—	—	11 1/2	13	13	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
4-Row Row Split		16	18 1/2	18 1/2	21	—	—	16	18 1/2	18 1/2	21	21	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2
Circuit Equivalent Length (ft)		116																			
Distributor Tube Length (in.)		57																			
6-Row Face Split		11 1/2	13	13	15	—	—	11 1/2	13	13	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
6-Row Row Split		16	18 1/2	18 1/2	21	—	—	16	18 1/2	18 1/2	21	21	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2
Circuit Equivalent Length (ft)		—																			
Distributor Tube Length (in.)		77																			
8-Row Face Split		—	—	13	15	13	15	—	—	13	15	13	15	13	15	13	15	13	15	13	15
8-Row Row Split		—	—	18 1/2	21	13	15	—	—	18 1/2	21	13	15	13	15	13	15	13	15	13	15

U — Upper L — Lower

$$F.C.S. = 0.93$$

$$\frac{T.R.}{\text{Circuito}} = \frac{34}{22} = 1.55$$

22 Half = Mitad.

Para sacar el valor de E, en la gráfica con los valores de T.R./Cir. y el F.C.S. considerando la velocidad real.

$$X = 2.45$$

$$E = 0.96$$

$$T_{\text{suc. sat.}} = T.B.S. \text{ ent. serp.} \sim \frac{H_{\text{Total}} \quad X \quad K}{A_{\text{manj.}} \quad X \quad E}$$

$$T_{\text{suc. sat.}} = 74.5 \text{ } ^\circ\text{F} - \frac{411 \ 050 \ X \ 2.45}{39 \ X \ 0.96}$$

$$T_{\text{suc. sat.}} = 74.5 \text{ } ^\circ\text{F} - 27 \text{ } ^\circ\text{F} = 47.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

SELECCION DE LA UNIDAD CONDENSADORA

Con 34 T.R.

Se instalará una unidad condensadora, marca carrier, modelo 38AD34.

Con la $T_{\text{suc. sat.}} = 47.5 \text{ } ^\circ\text{F}$ se calcula la capacidad:

Interpolando:

De tablas:

Selection procedure

"E" factor (chart 2)

GRAFICA II.6.1.-

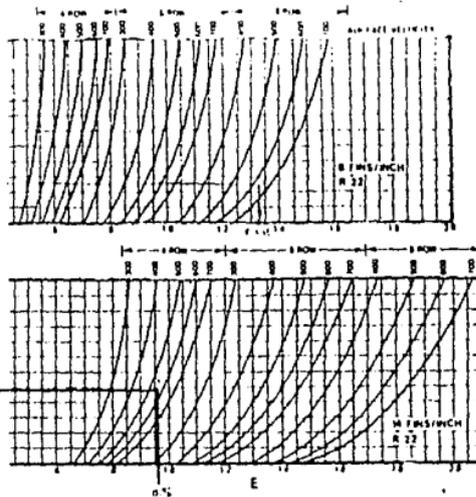
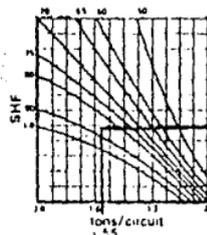
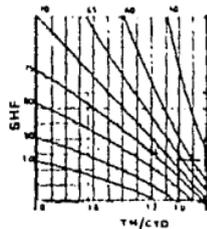
Using the system selection form:

- Enter the required conditions in the selection form. Any values not known should be calculated by using the formulas provided on the form.
- Calculate the entering and leaving wet bulb depressions. Enter Chart 1 at the CFM and project horizontally to the unit size with an acceptable face velocity. Draw a line down from this intersection through the bypass factor chart. Enter the chart at the leaving wet bulb depression and go up to the entering wet bulb depression line. Proceed horizontally to intersect the vertical face velocity line drawn previously. Select a coil with a smaller bypass factor if the intersection falls between two coils.
- To determine the circulating air to be used, enter Table 1 to see the circulating available for the selected coil. Select a coil circulating based upon approximately 1 ton per circuit and in the range of 0.8 to 2.0 tons per circuit. Enter the coil face area, circulating number of circuits and K factor from Table 1. Calculate the actual tons per circuit.
- Enter Chart 2 for the proper fin per inch coil with the calculated tons per circuit and proceed up to the suitable face factor line. Project horizontally to the face velocity line for the coil rows selected. Read the E factor at the bottom of the chart. The saturated suction temperature leaving the coil should now be calculated.
- Since two suction temperatures are required for a balance, Chart 2 should be entered with an assumed loading different from the one used in Chart 1. Keeping all other factors the same, a different E factor will be obtained. Use this E factor to calculate a new SST.

Using the condensing unit ratings, record the total capacity of the unit at 30°F and 50°F saturated suction temperature.

- A system balance should be done on Chart 3. The suction temperature and corresponding capacities of the coil should be plotted. The condensing unit capacity and its corresponding suction temperatures should be plotted. Since the suction temperature on the ordinate of the chart is coil suction temperature, the condensing unit line should be shifted upward by the number of degrees of line loss. The suction temperature leaving the coil and the balance capacity can be read where the condensing unit and coil lines cross. The saturated suction temperature entering the condensing unit will be lower because of suction line loss.

- Calculate the leaving wet bulb temperature.
- Use Chart 1 for the selected coil and entering WB depression to get the leaving wet bulb depression, then calculate the leaving dry bulb temperature.



Coil physical data and "K" factors (table 1)

Face Area	10				12				14				16				18				20			
	CF	FL	DF	DF																				
100	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
150	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50
200	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00
250	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50
300	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00
350	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50	3.50
400	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00
450	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50
500	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00
550	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50
600	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00
650	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50
700	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00
750	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50
800	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00
850	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50	8.50
900	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00
950	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50
1000	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00

$^{\circ}\text{F}$	Cap. 85	Cap. 95
45	399	371
47.5	417	388
50	435	405

$$\text{Capacidad} = \frac{417 + 388}{2} = 402.5 \text{ X } 1000 \text{ BTU/HR.}$$

$$\text{Capacidad} = 402\,500 \text{ BTU/HR.}$$

Con la $T_{\text{auc. sat.}} = 47.5^{\circ}\text{F}$ se cálcula la temperatura de condensación saturada (S.C.T.)

Interpolando:

De tablas:

$^{\circ}\text{F}$	S.C.T.	S.C.T.
45	114	122
47.5	115	123.5
50	116	125

$$\text{S.C.T.} = \frac{115 + 123.5}{2} = 119.25^{\circ}\text{F}$$

$$\text{S.C.T.} = 119.25^{\circ}\text{F}$$

Con la $T_{\text{auc. sat.}} = 47.5^{\circ}\text{F}$ se calculan los Kw de la unidad condensadora.

Interpolando

De tablas:

$^{\circ}\text{F}$	Kw	Kw
45	31.8	33.6
47.5	32.5	34.5
50	33.3	35.3

TABLE II.6.2.-

PERFORMANCE DATA
CONDENSING UNIT CAPACITIES [60 Hz]

UNIT	SST* (F)	TEMP AIR ENTERING CONDENSER (F) <i>TEMP AIR DR FWT.</i>															
		85			90			100			105			115			
		Cap.	SC _T	Kw	Cap.	SC _T	Kw	Cap.	SC _T	Kw	Cap.	SC _T	Kw	Cap.	SC _T	Kw	
38AD012	20	88.0	113	9.6	81.0	122	10.1	77.0	126	10.2	73.0	130	10.3	65.0	139	10.6	
	25	97.5	114	10.1	90.0	123	10.6	85.5	128	10.8	82.0	131	11.0	74.0	140	11.3	
	30	107.0	117	10.8	99.0	126	11.3	95.0	132	11.4	91.0	134	11.7	83.0	142	12.1	
	35	117.0	120	11.4	109.0	128	12.0	105.5	135	12.2	100.5	136	12.5	92.0	143	12.9	
	40	126.0	123	12.1	119.0	131	12.7	114.0	135	12.9	110.0	139	14.2	103.0	147	13.7	
10 TDP	45	138.0	126	12.7	129.0	133	13.4	124.0	138	13.4	119.5	142	14.0	110.0	149	14.5	
	50	149.0	129	13.5	139.0	136	14.1	134.5	141	14.5	129.0	145	14.8	119.0	152	15.5	
	38AD014	20	114.0	113	13.0	105.0	122	13.6	99.5	127	13.8	95.5	131	14.1	87.5	139	14.3
		25	126.5	115	13.8	116.5	123	14.4	111.0	128	14.7	106.0	132	14.9	97.0	140	15.3
		30	139.5	117	14.6	129.0	126	15.3	123.5	129	15.5	118.0	134	15.9	108.0	142	16.3
35		153.0	120	15.5	141.5	128	16.1	136.0	132	16.5	130.0	136	16.7	119.0	145	17.5	
40		167.0	122	16.2	155.0	130	17.1	149.0	134	17.4	142.5	138	17.7	130.0	147	18.5	
38AD016	45	181.5	124	17.1	169.0	132	18.0	162.5	137	18.4	155.5	142	18.8	143.0	149	19.5	
	50	196.0	127	18.0	183.0	135	18.9	176.0	139	19.4	168.5	144	19.9	155.0	152	20.3	
	20	130.0	105	12.8	121.0	116	13.3	118.0	117	13.3	110.0	121	12.3	118.0	129	14.4	
	25	142.0	108	13.5	134.0	118	13.9	130.0	120	14.2	123.0	124	14.3	121.0	132	15.2	
	30	158.0	113	14.2	147.0	120	14.9	142.0	123	15.1	136.0	127	15.5	134.0	136	16.2	
15 TDP	35	173.0	114	14.9	161.0	122	15.7	155.0	126	16.0	149.0	129	16.3	137.0	140	17.1	
	40	188.0	116	15.6	176.0	124	16.4	170.0	129	16.9	163.0	133	17.3	150.0	143	18.3	
	45	203.0	118	16.5	190.0	126	17.3	185.0	131	17.8	177.0	136	18.3	163.0	145	19.2	
	50	218.0	121	17.2	205.0	128	18.1	198.0	133	18.7	192.0	138	19.3	174.0	147	19.9	
	38AD024	20	168.0	105	16.2	154.0	114	16.4	148.0	119	17.3	142.0	123	17.6	130.0	137	18.4
25		185.0	107	17.2	173.0	116	18.1	164.0	121	18.5	157.0	125	18.8	144.0	139	19.6	
30		205.0	109	18.3	189.0	118	19.1	182.0	123	19.7	172.0	127	20.1	160.0	142	20.7	
35		226.0	112	19.3	209.0	120	20.4	201.0	125	20.9	191.0	129	21.4	178.0	145	21.9	
40		248.0	114	20.4	230.0	123	21.5	222.0	127	22.1	213.0	131	22.7	196.0	148	23.7	
20 TDP	45	271.0	117	21.5	252.0	125	22.7	243.0	129	23.3	234.0	134	24.0	216.0	150	25.1	
	50	295.0	119	22.6	275.0	128	23.9	265.0	132	24.6	256.0	136	25.3	236.0	152	26.5	
	38AD028	20	213.0	105	21.6	198.0	114	22.2	190.0	119	22.7	183.0	123	22.9	169.0	137	23.0
		25	236.0	107	22.8	219.0	116	23.2	211.0	121	24.3	203.0	126	24.4	188.0	139	24.7
		30	260.0	109	24.1	242.0	118	25.4	233.0	123	25.8	225.0	127	26.0	207.0	142	26.4
35		285.0	111	25.2	266.0	120	26.7	254.0	125	27.2	247.0	129	27.6	229.0	145	28.1	
40		311.0	114	26.8	291.0	123	28.1	279.0	127	28.4	270.0	131	28.1	249.0	148	30.0	
38AD034	45	337.0	116	27.8	315.0	125	29.6	304.0	129	30.4	293.0	134	30.0	272.0	151	31.9	
	50	363.0	118	29.1	340.0	127	30.7	328.0	131	31.6	318.0	136	32.4	295.0	154	33.9	
	20	245.0	103	24.2	225.0	112	25.2	215.0	117	25.9	210.0	122	26.3	188.0	131	27.2	
	25	271.0	105	25.7	249.0	114	26.9	239.0	119	27.6	230.0	123	27.9	210.0	132	29.2	
	30	300.0	107	27.2	272.0	116	28.5	266.0	120	29.2	255.0	125	29.1	233.0	134	31.2	
30 TDP	35	331.0	109	28.7	306.0	118	30.2	294.0	123	31.0	283.0	127	31.8	260.0	136	33.2	
	40	364.0	111	30.2	338.0	120	31.9	325.0	125	32.8	311.0	129	33.6	287.0	138	35.3	
	45	398.0	114	31.7	371.0	122	33.6	357.0	127	34.4	344.0	131	35.5	317.0	141	37.1	
	50	435.0	116	33.3	405.0	124	35.3	390.0	129	36.1	376.0	133	37.5	347.0	144	39.1	
	38AD044	20	410.0	108	34.5	338.0	116	36.4	324.0	120	38.6	307.0	124	37.8	280.0	134	39.8
25		440.0	109	36.4	374.0	118	39.4	359.0	122	40.9	345.0	126	40.3	314.0	137	41.8	
30		474.0	112	38.6	418.0	121	40.9	405.0	125	43.0	390.0	129	42.4	351.0	140	44.4	
35		514.0	114	40.8	457.0	123	42.8	440.0	127	45.2	421.0	131	45.6	386.0	143	47.6	
40		542.0	116	42.8	492.0	125	45.2	482.0	129	47.5	462.0	131	47.4	425.0	145	49.9	
40 TDP	50	595.0	118	44.4	547.0	128	47.8	528.0	131	50.4	506.0	135	50.0	462.0	147	52.6	
	20	410.0	105	40.4	377.0	114	43.4	365.0	118	45.1	348.0	123	44.1	316.0	132	45.8	
	25	453.0	107	43.1	418.0	116	45.2	404.0	120	46.2	384.0	125	47.3	351.0	134	48.4	
	30	501.0	109	45.3	463.0	118	47.9	449.0	122	48.6	426.0	127	49.0	394.0	136	52.4	
	35	553.0	111	48.4	512.0	120	50.9	497.0	125	52.0	472.0	129	53.5	434.0	138	55.3	
50 TDP	40	607.0	114	51.0	563.0	122	53.8	545.0	127	55.3	521.0	131	56.7	489.0	140	58.3	
	45	664.0	116	53.7	618.0	125	56.3	595.0	129	58.1	571.0	133	59.8	528.0	142	62.8	
	50	723.0	119	56.4	673.0	127	59.8	650.0	131	61.4	626.0	135	63.1	578.0	144	66.3	
	20	480.0	105	48.9	441.0	114	51.0	421.0	118	53.1	405.0	122	53.1	376.0	132	54.9	
	25	531.0	107	52.0	489.0	116	54.3	469.0	121	55.6	453.0	125	55.8	417.0	134	57.9	
38A084	30	589.0	109	55.2	543.0	118	57.9	523.0	123	59.3	495.0	127	59.5	461.0	136	61.1	
	35	648.0	112	58.3	597.0	120	61.3	575.0	125	63.0	553.0	131	63.5	507.0	138	64.4	
	40	712.0	114	61.2	650.0	122	65.1	625.0	127	65.9	610.0	133	66.9	557.0	140	67.8	
	45	778.0	116	64.2	704.0	124	68.5	677.0	129	70.5	675.0	134	72.3	617.0	142	71.8	
	50	847.0	119	68.2	758.0	126	72.2	741.0	132	74.2	732.0	136	76.2	676.0	145	80.1	
38A084	20	636.0	104	70.1	593.0	113	74.1	572.0	118	76.2	551.0	122	74.1	524.0	131	80.5	
	25	705.0	106	74.8	658.0	115	79.4	634.0	120	81.5	611.0	124	80.6	583.0	133	86.2	
	30	777.0	108	79.6	726.0	117	84.5	700.0	121	86.8	674.0	126	85.0	623.0	135	91.9	
	35	852.0	110	84.3	796.0	119	89.6	769.0	123	92.0	741.0	128	86.0	685.0	137	97.5	
	40	930.0	112	89.1	873.0	121	94.7	843.0	125	97.3	810.0	130	101.5	749.0	139	103.1	
38A084	45	1011.0	114	94.0	959.0	123	99.9	913.0	127	102.6	881.0	132	107.1	816.0	141	108.7	
	50	1083.0	116	98.9	1034.0	125	105.1	989.0	129	107.9	955.0	134	112.5	886.0	142	113.3	

CND - Capacity (11990 Btu/h)

Kw - Compressor Motor Power Input at Rated Voltage

SC_T - Saturated Condensing Temperature

SST - Saturated Suction Temperature

*Saturated Suction Temperatures (SST) shown correspond to pressures at compressor. Actual suction temperature is higher due to subheat

NOTES

$$Kw = \frac{32.5 + 34.5}{2} = 33.5$$

$$Kw = 33.5 \text{ Kw}$$

II.7.- CALEFACCION.-

Zona Centro.-

	T	"U"	BTU/HR
$M_{exp.} =$	753 FT ²	x 27 x 0.46	= 9 352
$V_{exp.} =$	893 FT ²	x 27 x 1.13	= 27 245
$M_{part.} =$	3 000 FT ²	x 20 x 0.33	= 21 000
$Loss_{part.} =$	5 380 FT ²	x 20 x 0.65	= 69 900
			<hr/>
			127 497

CREDITOS:

$$\text{Luz: } 34\ 000 \times 3.415 \times 50\% = 58\ 000 \text{ BTU/HR}$$

$$\text{Total} = 127\ 500 - 58\ 000 = 70\ 000 \text{ BTU/HR}$$

$$\Delta T = \frac{70\ 000}{0.83 \times 22\ 000} = 3.8 = 4\ ^\circ F$$

$$T_{iny. \text{ cto.}} = 68\ ^\circ F + 4\ ^\circ F = 72\ ^\circ F$$

$$\Delta \text{ Nuevo} = 1\ 550 \text{ PCM}$$

$$\text{Mezclas} = \frac{(1\ 550 \text{ PCM})(41\ ^\circ F) + (20\ 450 \text{ PCM})(68\ ^\circ F)}{22\ 000 \text{ PCM}} = 66\ ^\circ F$$

$$T_{bal. \text{ resist.}} = 73\ ^\circ F$$

$$\text{BTU/HR} = 0.83 \times 22\ 000 \times (73 - 66) = 127\ 820 \text{ BTU/HR}$$

$$= 37\ 428 \text{ Watts}$$

$$= 37 \text{ KW.}$$

$$1 \text{ Watts} = 3.4129 \text{ BTU/HR}$$

3 Bancos de resistencias
eléctricas con 12 Kw c/u.

HUMIDIFICACION:

$$\text{Lb/Hr} = \frac{\text{Aire nuevo} \times 4.45 \times \text{F.C.} \times \text{Gr/Lb aire seco}}{7\ 000}$$

$$1 \text{ Libra} = 7\ 000 \text{ Granos.}$$

$$\text{Lb/Hr} = \frac{1\ 550 \times 4.45 \times 0.77 \times 8}{7\ 000} = 6 \text{ Lb/Hr.}$$

Modelo:

H2120-19/32 para 10 lb/hr.

Para saber el tipo de motor, utilizando las curvas de las gráficas del catálogo.

CAIDA DE PRESION	VOL. TOTAL = 22 000 PCM	
	MODELO 39ED39	HORIZONTAL
Ductos = $447^7 \times 0.05''/100^7$	= 0.22 "	WG
Codos = $220^7 \times 0.05''/100^7$	= 0.10 "	"
Dir. =	= 0.10 "	"
R _{ret.} =	= 0.10 "	"
Serp. =	= 0.55 "	"
Filtros =	= 0.95 "	"
T _{aire} =	= 0.08 "	"
Resist. =	= 0.15 "	"
	<hr/>	
	2.25 "	WG

$$2.25/0.77 = 2.93 \text{ " WG}$$

680 R.P.M.

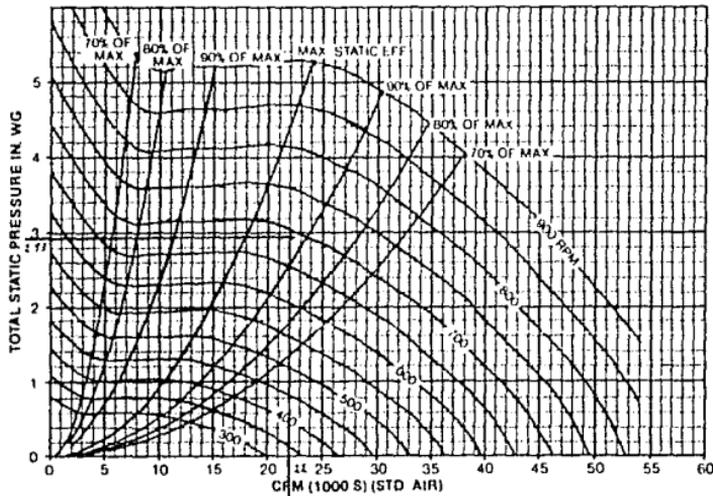
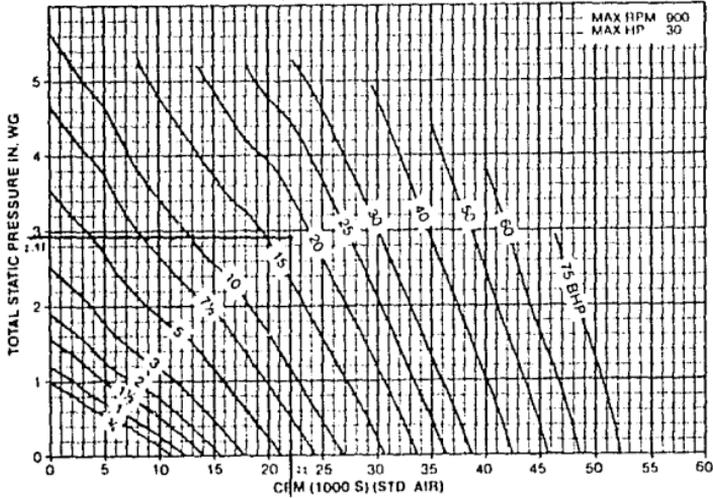
$$\text{BHP} = 18$$

$$18 \times 0.77 = 13.8 = 15 \text{ HP.}$$

Forward-curved fan bhp Horizontal draw-thru unit

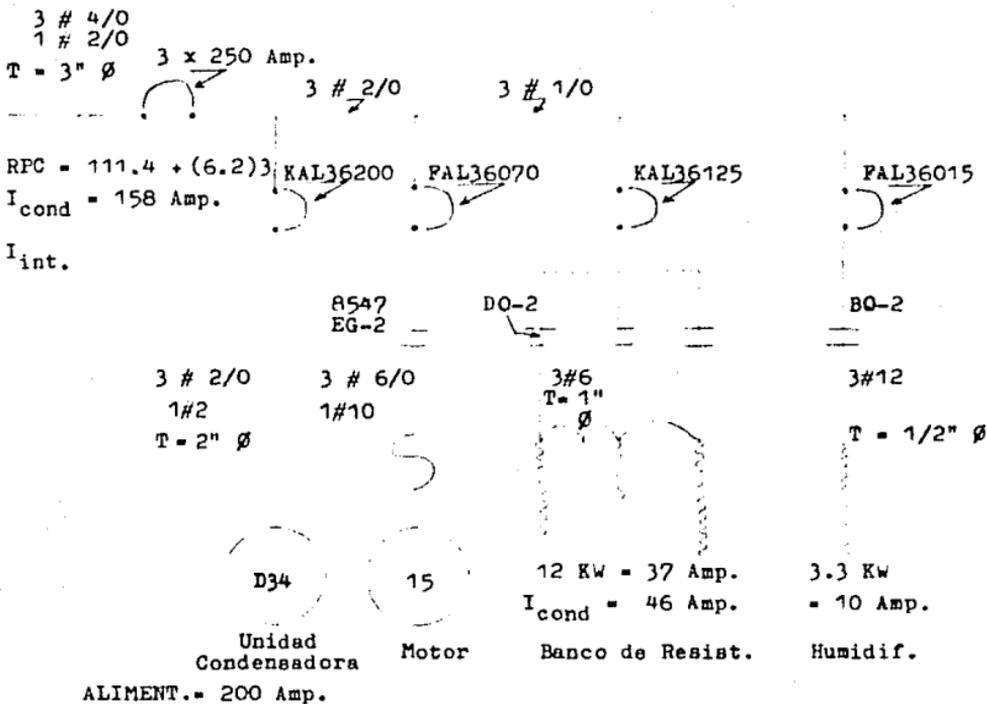
57 39ED39
39ER39 Supply fan

GRAFICA II.7.1.-



Job Name _____ Mark For _____ Date _____
CFM _____ Total Static Press _____ BHP _____ Motor HP _____

CIRCUITO ELECTRICO.



II.8.- CONDICIONES DEL DISEÑO.

INSTALACION DEL AIRE ACONDICIONADO.-

ZONA SUR.-

DATOS:

Latitud	N 19° 25'
Altitud	2240 M (7347 ⁷) S.N.M.
P. Atmósf.	585 mm Hg.

CONDICIONES EXTERIORES PARA VERANO.

Temp. de bulbo seco	32 °C (90 °F)
Temp. de bulbo húmedo	17 °C (63 °F)

CONDICIONES INTERIORES PARA VERANO.

Temp. de bulbo seco	23 °C (73.4 °F)
Humedad relativa	50 %

CONDICIONES EXTERIORES PARA INVIERNO.

Temp. de bulbo seco	5 °C (41 °F)
Humedad relativa	80 %

CONDICIONES INTERIORES PARA INVIERNO.

Temp. de bulbo seco	20 °C (68 °F)
Humedad relativa	35 %

II.9.- CALCULO DE AREAS.-

ZONA SUR.-

a).- Cristales para el muro este.

13 Cristales:

Longitud = 2.10 m. Ancho = 1.25 m.

Area por cristal:

$$(2.10 \text{ m.}) (1.25 \text{ m.}) = 2.625 \text{ m}^2$$

Area para los 13 cristales:

$$(13) (2.625 \text{ m}^2) = 34.125 \text{ m}^2$$

Area Total = 34.125 m²

b).- Cálculo de áreas para muros.-

NORTE

Longitud = 69.5 m. Altura = 6.30 m.

$$(69.5 \text{ m.}) (6.30 \text{ m.}) = 437.85 \text{ m}^2$$

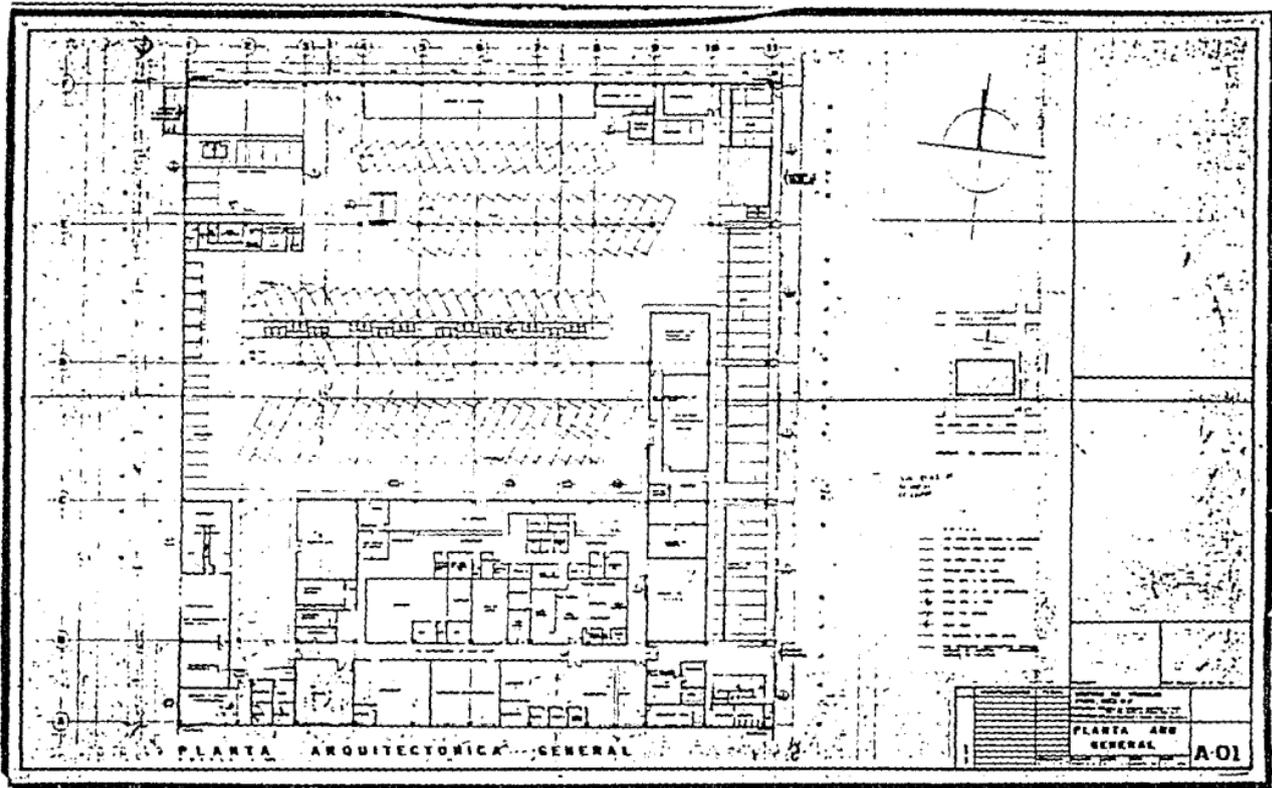
Area = 437.85 m²

ESTE

Longitud = 10.5 m. Altura = 6.30 m.

$$(10.5 \text{ m.}) (6.30 \text{ m.}) = 66.15 \text{ m}^2$$

Area = 66.15 m²



OESTE

Longitud = 10.5 m.

Altura = 6.30 m.

$$(10.5 \text{ m.}) (6.30 \text{ m.}) = 66.15 \text{ m}^2$$

$$\text{Area} = 66.15 \text{ m}^2$$

SUR

Colindancia con la zona centro que se encuentra acondicionada por lo que no hay transferencia de calor.

c).- Cálculo de áreas para la azotea.-

Longitud = 69.5 m.

Ancho = 10.5 m.

$$(69.5 \text{ m.}) (10.5 \text{ m.}) = 729.75 \text{ m}^2$$

$$\text{Area} = 729.75 \text{ m}^2$$

II.10.- Cálculo de los coeficientes de transmisión de calor "U"

Fórmula:

$$"U" = \frac{1}{R}$$

MUROS.-

Coefficiente de transmisión de calor "U"

Utilizando la Tabla II.10.1. páginas: 78, 79 y 80.

1.- Película de aire exterior del muro.	0.25
2.- Aplanado de yeso 1/2"	0.32
3.- Block 63lb/ft ² — 0.11/2 = 0.055 x 8 =	0.44
4.- Aplanado de yeso 1/2"	0.32
5.- Película de aire interior del muro.	0.25
	<hr/>
	R = 1.58

Aplicando la fórmula:

$$"U" = \frac{1}{R}$$

$$"U" = \frac{1}{1.58} = 0.63$$

El coeficiente de transmisión de calor para muros es:

$$"U" = 0.63$$

Cálculando el incremento de temperaturas (ΔT).-

Utilizando las condiciones exteriores e interiores de la temperatura de bulbo seco para verano.

Diferencia de temperatura de bulbo seco:

Temperatura de bulbo seco exterior.....	90	°F
Temperatura de bulbo seco interior.....	73.4	°F
	<hr/>	
Diferencia	16.6	°F

Restando la diferencia de 15 °F tendremos:

$$16.6 \text{ °F} - 15 \text{ °F} = 1.6 \text{ °F}$$

TABLE II.10.1.-
—THERMAL RESISTANCES R—BUILDING AND INSULATING MATERIALS

66

(deg F per Blu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICK- NESS (in)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R	
					Per Inch Thickness $\frac{1}{R}$	Per Listed Thickness $\frac{1}{R}$
BUILDING MATERIALS						
BUILDING BOARD Boards, Panels, Sheathing, etc	Asbestos-Cement Board	$\frac{1}{2}$	120	—	0.75	—
	Asbestos-Cement Board	$\frac{1}{2}$	120	1.23	—	0.03
	Gypsum or Plaster Board	$\frac{1}{2}$	50	1.58	—	0.31
	Gypsum or Plaster Board	$\frac{1}{2}$	50	2.08	—	0.45
	Plywood	$\frac{1}{2}$	34	—	1.25	—
	Plywood	$\frac{1}{2}$	34	0.71	—	0.31
	Plywood	$\frac{1}{2}$	34	1.06	—	0.47
	Plywood	$\frac{1}{2}$	34	1.42	—	0.63
	Plywood or Wood Panels	$\frac{1}{2}$	34	2.13	—	0.91
	Wood Fiber Board, Laminated or Homogeneous	$\frac{1}{2}$	26	—	2.38	—
		31	—	2.00	—	
	Wood Fiber, Hardboard Type	$\frac{1}{2}$	65	—	0.72	—
	Wood Fiber, Hardboard Type	$\frac{1}{2}$	65	1.35	—	0.18
	Wood, Fir or Pine Sheathing	$\frac{1}{2}$	32	2.08	—	0.98
	Wood, Fir or Pine	$\frac{1}{2}$	32	4.34	—	2.03
BUILDING PAPER	Vapor Permeable Paper		—	—	—	0.04
	Vapor Seal, 2 Layers of Mopped 15 lb lin		—	—	—	0.12
	Vapor Seal, Plastic Film		—	—	—	Megs
WOODS	Maple, Oak, and Similar Hardwoods		43	—	0.91	—
	Fir, Pine, and Similar Softwoods		32	—	1.25	—
MASONRY UNITS	Brick, Common	4	120	40	—	80
	Brick, Face	4	130	43	—	44
	Clay Tile, Hollow:					
	1 Cell Deep	3	60	15	—	0.80
	1 Cell Deep	4	48	14	—	1.11
	2 Cells Deep	6	50	23	—	1.32
	2 Cells Deep	8	45	30	—	1.85
	2 Cells Deep	10	42	35	—	2.22
	3 Cells Deep	12	40	40	—	2.50
	Concrete Blocks, Three Oval Core	3	78	19	—	0.40
	Sand & Gravel Aggregate	4	69	23	—	0.71
		6	64	22	—	0.91
		8	64	43	—	1.11
		12	63	43	—	1.28
	Cinder Aggregate	3	68	17	—	0.86
		4	60	20	—	1.11
		6	54	27	—	1.30
		8	54	37	—	1.72
		12	53	53	—	1.89
	Lightweight Aggregate (Expanded Shale, Clay, Slate or Slag, Pumice)	3	60	15	—	1.27
		4	52	17	—	1.50
		8	48	32	—	2.00
		12	43	43	—	2.27
	Gypsum Partition Tile					
	3"x12"x30" solid	3	45	11	—	1.26
	3"x12"x30" 4-cell	3	35	9	—	1.35
	4"x12"x30" 3-cell	4	38	13	—	1.67
Stone, Lime or Sand		130	—	—	0.08	—

TABLE II.10.1—
 THERMAL RESISTANCES R—BUILDING AND INSULATING MATERIALS (Contd)
 (deg F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICK- NESS (in.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R		
					Per Inch Thickness $\frac{1}{s}$	Per Listed Thickness $\frac{1}{e}$	
BUILDING MATERIALS (CONT.)							
MASONRY MATERIALS CONCRETE	Cement Mortar		116	—	0.20	—	
	Gypsum-fiber Concrete 87% gypsum, 13% wood chips		51	—	0.40	—	
	Lightweight Aggregates Including Expanded		120	—	0.19	—	
	Shale, Clay or Slate		100	—	0.28	—	
	Expanded Slag, Cinders		40	—	0.40	—	
	Pumice, Perlite, Vermiculite		40	—	0.39	—	
	Alo, Cellular Concrete		30	—	0.44	—	
			20	—	1.11	—	
			20	—	1.43	—	
		Sand & Gravel or Stone Aggregate (Oven Dried)		140	—	0.11	—
	Sand & Gravel or Stone Aggregate (Hot Dried)		140	—	0.08	—	
	Shells		116	—	0.20	—	
PLASTERING MATERIALS	Cement Plaster, Sand Aggregate		116	—	0.20	—	
	Sand Aggregate	$\frac{1}{2}$	116	4.8	—	0.10	
	Sand Aggregate	$\frac{3}{4}$	116	7.2	—	0.15	
	Gypsum Plaster						
	Lightweight Aggregate	$\frac{1}{2}$	43	1.88	—	0.33	
	Lightweight Aggregate	$\frac{3}{4}$	43	2.34	—	0.39	
	Lightweight Aggregate on Metal Lath	$\frac{3}{4}$	43	2.80	—	0.47	
	Perlite Aggregate		43	—	—	0.67	
	Sand Aggregate		103	—	—	0.18	
	Sand Aggregate	$\frac{1}{2}$	103	4.4	—	0.09	
	Sand Aggregate	$\frac{3}{4}$	103	5.5	—	0.11	
	Sand Aggregate on Metal Lath	$\frac{3}{4}$	103	6.4	—	0.13	
	Sand Aggregate on Wood Lath		103	—	—	0.40	
	Vermiculite Aggregate		43	—	—	0.39	
ROOFING	Asbestos-Cement Shingles		120	—	—	0.21	
	Asphalt Roll Roofing		70	—	—	0.15	
	Asphalt Shingles		70	—	—	0.44	
	Built-up Roofing	$\frac{1}{2}$	70	3.2	—	0.33	
	Slate	$\frac{1}{2}$	221	8.4	—	0.05	
	Sheet Metal				Hgt	—	
	Wood Shingles		40	—	—	0.94	
FINISH MATERIALS (On Flat Surfaces)	Shingles						
	Wood, 16", 7 1/2" exposure		—	—	—	0.87	
	Wood, Double, 16", 12" exposure		—	—	—	1.19	
	Wood, Ply Insul Backer Board, 1/2"		—	—	—	1.42	
	Siding						
	Asbestos-Cement, 1/2" lapped		—	—	—	0.21	
	Asphalt Roll Siding		—	—	—	0.15	
	Asphalt Insul Siding, 1/2" Bead		—	—	—	1.45	
	Wood, Drop, 1 1/2"		—	—	—	0.76	
	Wood, Bevel, 1/2", 8", lapped		—	—	—	0.81	
	Wood, Bevel, 1/2", 10", lapped		—	—	—	1.03	
	Wood, Firwood, 1/2", lapped		—	—	—	0.39	
	Structural Glass		—	—	—	0.10	
	FINISHING MATERIALS	Asphalt Tile	$\frac{1}{2}$	120	1.25	—	0.04
		Carpet and Fibrous Pad		—	—	—	2.08
Carpet and Rubber Pad			—	—	—	1.27	
Ceramic Tile		1	—	—	—	0.08	
Cork Tile			23	—	—	2.22	
Cork Tile		$\frac{1}{2}$	23	0.26	—	0.78	
Eph. Finishing			—	—	—	0.06	
Floor Tile		$\frac{1}{2}$	—	—	—	0.05	
Insulation		$\frac{1}{2}$	40	1.13	—	0.08	
Plywood Subfloor		$\frac{1}{2}$	32	—	—	0.78	
Rubber or Plastic Tile		$\frac{1}{2}$	116	1.15	—	0.02	
Terrazzo		1	147	—	—	0.08	
Wood Subfloor		$\frac{1}{2}$	—	—	—	0.98	
Wood, Ply Insul Finish		$\frac{1}{2}$	—	—	—	0.68	

TABLE II.10.1.—
—THERMAL RESISTANCES R—BUILDING AND INSULATING MATERIALS (Contd)

(deg F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICK- NESS (IN.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R	
					Per Inch Thickness	Per Layer Thickness
INSULATING MATERIALS						
BLANKET AND BATT*	Cotton Fiber		0.8 - 2.0	—	3.85	—
	Mineral Wool, Fibrous Form Processed from Rock, Slag, or Glass		1.5 - 4.0	—	3.70	—
	Wood Fiber Wood Fiber, Multi-layer Stripped Expanded		3.2 - 3.6 1.5 - 2.0	— —	4.00 3.70	— —
BOARD AND SLAB	Glass Fiber		9.5	—	4.90	—
	Wood or Cane Fiber					
	Acoustical Tile	1/8	22.4	93	—	1.19
	Acoustical Tile	3/8	22.4	1.4	—	1.26
	Interior Finish (Five Lam. Plank)		15.0	—	7.88	—
	Interior Finish (Six, Lam. Plank)	1/4	15.0	0.82	—	1.13
	Roof Deck Slab					
	Sheathing (Impreg or Coated)	1/8	20.0	—	2.23	—
	Sheathing (Impreg or Coated)	1/2	20.0	0.85	—	1.22
	Sheathing (Impreg or Coated)	1 1/2	20.0	1.31	—	2.01
Cellular Glass		9.0	—	2.50	—	
Cork Board (Without Aired Binder)		6.5 - 8.0	—	3.70	—	
Hog Hair (With Asphalt Binder)		8.5	—	3.00	—	
Plastic (Foamed)		1.82	—	3.45	—	
Wood Shredded (Cemented in Preformed Slab)		22.0	—	1.82	—	
LOOSE FILL	Mineralized Paper or Pulp Product		2.5 - 2.5	—	3.57	—
	Wood Fiber, Reduced, Hemlock or Fir		2.0 - 2.5	—	3.25	—
	Mineral Wool (Glass, Slag, or Rock)		2.0 - 3.0	—	3.13	—
	Sawdust or Shavings		6.0 - 13.0	—	2.22	—
	Vermiculite (Expanded)		7.0	—	2.04	—
ROOF INSULATION	All Types					
	Preformed, for use above deck					
	Approximately	1/4	15.8	7	—	1.39
	Approximately	1	15.8	1.3	—	2.28
	Approximately	1 1/2	15.8	1.9	—	4.17
	Approximately	2	15.8	2.6	—	5.21
	Approximately	2 1/2	15.8	3.2	—	8.27
Approximately	3	15.8	3.9	—	8.73	
AIR						
AIR SPACES	POSITION	HEAT FLOW				
	Horizontal	Up (Winter)	1/2 - 4	—	—	0.85
	Horizontal	Up (Summer)	1/2 - 4	—	—	0.78
	Horizontal	Down (Winter)	1/2	—	—	1.02
	Horizontal	Down (Winter)	1 1/2	—	—	1.15
	Horizontal	Down (Winter)	4	—	—	1.23
	Horizontal	Down (Winter)	8	—	—	1.25
	Horizontal	Down (Summer)	1/2	—	—	0.85
	Horizontal	Down (Summer)	1 1/2	—	—	0.93
	Horizontal	Down (Summer)	4	—	—	0.99
	Sloping 45°	Up (Winter)	1/2 - 4	—	—	0.90
	Sloping 45°	Down (Summer)	1/2 - 4	—	—	0.80
	Vertical	Hot (Winter)	1/2 - 4	—	—	0.97
	Vertical	Hot (Summer)	1/2 - 4	—	—	0.86
AIR FILM	POSITION	HEAT FLOW				
	Horizontal	Up	—	—	—	0.61
	Sloping 45°	Up	—	—	—	0.62
	Vertical	Horizontal	—	—	—	0.68
	Sloping 45°	Down	—	—	—	0.76
	Horizontal	Down	—	—	—	0.67
	15 Mph Wind	Any Position (For Winter)	Any Direction	—	—	0.17
	7 1/2 Mph Wind	Any Position (For Summer)	Any Direction	—	—	0.75

*Includes paper backing and facing if any. In cases where the insulation forms a boundary (highly reflective) of an air space, refer to Table 31, page 73.

Utilizando la Tabla II.10.2 página 62 se obtiene (ΔT)

Para las 3 de la tarde, con (60 lb/ft)

NORTE

$$\Delta T = 8^{\circ}\text{F} + 1.6^{\circ}\text{F} = 9.6^{\circ}\text{F}$$

ESTE

$$\Delta T = 13^{\circ}\text{F} + 1.6^{\circ}\text{F} = 14.6^{\circ}\text{F}$$

OESTE

$$\Delta T = 19^{\circ}\text{F} + 1.6^{\circ}\text{F} = 20.6^{\circ}\text{F}$$

AZOTEA.-

Coefficiente de transmisión de calor "U"

Utilizando la Tabla II.10.1 páginas: 78, 79 y 80.

1.- Película de aire del interior del cuarto.	0.61
2.- Plafón (fibra de vidrio)	4.00
3.- Película de aire superior del cuarto.	0.61
4.- Colchón de aire	0.78
5.- Película del aire interior de la lámina de asbesto.	0.21
6.- Película del aire exterior de la lámina de asbesto.	0.25
	<hr/>
	R = 6.46

Aplicando la fórmula:

$$"U" = \frac{1}{R}$$

Example 3, cont'd

Summer design dry bulb for New Orleans

= 95 F db (Table I, page 11)

Winter design dry bulb for New Orleans

= 20 F db (Table I, page 11)

Yearly range = 75 deg F

Correction in outdoor design temperature for November

and a yearly range of 75 deg F

= -15 F (Table I, page 19)

Outdoor design dry bulb temperature in November at 3 p.m.

= 95 - 15 = 80 F

With an 80 F db room design, the outdoor to indoor differ-
ence is 80 - 80 = 0 deg F

Average daily range in New Orleans

= 15 deg F (Table I, page 11)

The design difference of 0 deg F and a 15 deg F daily range
results in a -11.5 deg F addition to the equivalent tempera-
ture difference, by interpolation in Table 20A.Equivalent temperature differences for 12 in brick wall in
New Orleans at 12 noon in November:

5% for west wall in sun

= 7.5 (Table 19) - 11.5 = -4 deg F

TABLE II.10.2.-
EQUIVALENT TEMPERATURE DIFFERENCE (DEG F)

FOR DARK COLORED, SUNLIT AND SHADED WALLS*

Based on Dark Colored Walls, 95 F db Outdoor Design Temp, Constant 80 F db Room Temp;
20 deg F Daily Range, 24 Hour Operation, July and 40° N. lat.†

EXPOSURE	WEIGHT OF WALL (lb/sq ft)	SUN TIME																																			
		AM												PM												AM											
		8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12							
Northeast	20	5	15	22	23	24	17	14	12	12	13	13	14	14	14	12	10	8	6	4	2	0	-2	-3	-4	-3											
	60	-1	-2	-2	5	24	27	25	22	10	11	12	12	13	14	12	12	11	10	8	6	4	2	1	0	-1											
	100	4	3	4	4	4	10	16	15	14	12	10	11	12	12	11	10	9	8	7	6	4	3	1	0	-1											
	140	5	5	6	6	6	8	8	10	14	14	14	12	10	10	10	10	10	9	9	8	7	7	7	7												
East	20	1	17	30	33	36	35	22	20	12	12	12	14	14	14	12	10	8	6	4	2	0	-1	-2	-3	-3											
	60	-1	-1	0	21	30	31	25	19	14	13	12	13	14	13	12	11	10	8	5	4	3	1	1	0	-1											
	100	5	5	6	8	14	20	14	25	24	20	18	16	14	14	14	12	11	10	9	8	7	7	7	7	4											
	140	11	10	10	9	8	9	10	15	18	19	18	17	16	14	12	13	14	14	14	14	14	14	14	14	14	12	12	12	12							
Southeast	20	10	6	13	16	26	27	24	25	24	19	16	15	14	12	10	8	6	4	2	0	-1	-1	-1	-2	-3											
	60	1	1	0	13	20	24	24	24	25	25	18	15	14	13	12	11	10	8	6	3	4	3	3	2												
	100	2	2	6	6	6	13	5	17	18	19	18	16	14	13	12	11	10	10	10	9	9	8	8	7												
	140	9	8	8	8	8	7	6	11	14	15	16	16	16	15	14	13	12	12	12	11	11	11	10	10	9											
South	20	-1	-3	-4	5	4	14	22	27	29	24	23	20	16	12	10	7	6	3	2	1	1	0	0	-1												
	60	-1	-3	-4	3	2	7	12	20	24	25	26	25	20	15	12	10	8	4	4	2	1	1	1	0	-1											
	100	4	4	4	2	2	3	4	8	12	15	14	14	14	15	14	10	9	8	8	7	6	4	4	5												
	140	7	4	4	5	4	4	4	4	4	7	10	13	14	15	14	14	14	14	14	14	12	10	10	9	9	7										
Southwest	20	-2	-4	-4	-2	0	4	6	15	26	34	40	41	42	30	24	12	6	4	2	1	1	0	-1	-1												
	60	2	1	0	0	0	1	2	8	12	24	37	35	26	35	34	20	10	7	6	5	4	3	3	3												
	100	7	3	4	5	4	5	6	7	8	12	14	19	22	23	24	23	22	15	10	10	9	9	8	7												
	140	8	8	8	8	8	7	6	6	6	7	8	9	10	15	18	19	20	13	8	8	8	8	8	8												
West	20	-2	-3	-4	-2	0	3	6	14	20	32	40	45	48	36	27	14	8	5	2	1	1	0	-1	-1												
	60	2	1	0	0	0	2	4	7	10	19	26	34	40	41	38	28	16	10	6	5	4	3	3	3												
	100	7	7	6	6	6	4	6	7	8	10	12	17	20	25	28	27	26	19	14	12	11	10	9													
	140	12	11	10	9	8	8	8	9	10	10	11	12	14	16	21	22	23	22	20	13	14	14	15	15												
Northwest	20	-3	-4	-4	-2	0	3	6	10	12	19	24	32	40	37	34	18	8	4	2	0	-1	-1	-2	-3												
	60	-2	-3	-4	-3	-2	0	2	6	8	10	17	21	31	31	31	21	12	8	6	4	3	1	0	-1												
	100	5	4	4	4	4	4	4	4	4	5	6	7	12	17	20	21	22	14	8	7	7	6	6	5												
	140	8	7	6	6	6	4	4	4	4	6	6	7	8	8	10	14	18	19	22	16	13	13	11	10	9											
North (Shade)	20	-3	-3	-4	-3	-3	-1	4	8	10	12	14	12	12	10	8	6	4	2	0	0	-1	-1	-2	-3												
	60	-3	-3	-4	-3	-2	-1	4	5	6	8	10	11	12	12	12	10	8	6	4	2	1	1	0	-1	-1											
	100	1	1	0	0	0	0	0	1	2	3	4	4	5	5	5	5	5	4	3	3	3	2	2	1												
	140	1	1	0	0	0	0	0	0	0	1	2	3	4	4	4	4	4	4	3	3	3	2	2	2	1											
		8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5														
		AM												PM												AM											
		SUN TIME																																			

Equation Heat Gain Thru Wall, $B_t/H_t = (Area, sq ft) \times (equivalent temp diff) \times (transmission coefficient U, Tables 21 thru 25)$

*All values are for both insulated and uninsulated walls

†For other conditions, refer to corrections on page 82.

‡Weight per sq ft values for common types of construction are listed in Tables 21 thru 25.

For wall constructions less than 20 lb/sq ft, use listed values of 20 lb/sq ft.

$$"U" = \frac{1}{6.46} = 0.15$$

El coeficiente de transmisión de calor para la azotea es:

$$"U" = 0.15$$

Cálculando el incremento de temperatura (ΔT).-

Utilizando las condiciones exteriores e interiores de la temperatura de bulbo seco para verano.

Diferencia de temperatura de bulbo seco:

Temperatura de bulbo seco exterior	90	^o F
Temperatura de bulbo seco interior	73.4	^o F
Diferencia	<u>16.6</u>	^o F

Restando la diferencia de 15 ^oF tendremos:

$$16.6 \text{ } ^{\circ}\text{F} - 15 \text{ } ^{\circ}\text{F} = 1.6 \text{ } ^{\circ}\text{F}$$

Utilizando la Tabla II.10.3. página 63 se obtiene (ΔT).

Para las 3 de la tarde, con (10 lb/ft).

Azotea:

$$\Delta T = 38 \text{ } ^{\circ}\text{F} + 1.6 \text{ } ^{\circ}\text{F} = 39.6 \text{ } ^{\circ}\text{F}$$

II.11.- Disipación de calor por personas.-

Calor Sensible: calor disipado por el cuerpo.

74 Personas.

Calor sensible disipado por persona.

276 BTU/HR

Δt_{rs} for west wall in shade
 = 0 (Table 19) - 11.5 = -11.5 deg F

No correction is needed for the time of day; this is accounted for in Table 19.

The correction for different solar intensity is

$$\Delta t_r = \Delta t_{rs} + \frac{R_s}{R_{s0}} (\Delta t_{rs} - \Delta t_{rs0}) = \frac{R_s}{R_{s0}} \Delta t_{rs} + (1 - \frac{R_s}{R_{s0}}) \Delta t_{rs0}$$

Weight of wall = 120 lb/sq ft (Table 21)

$\Delta t_{rs} = -11.5$ deg F as corrected (Tables 19 and 20A)

$\Delta t_{rs0} = -4.5$ deg F as corrected (Tables 19 and 20A)

$R_{s0} = 116$ Btu-hr (Table 13, page 41)

$R_s = 161$ Btu-hr (Table 13, page 41)

$$\Delta t_r = -11.5 + \frac{116}{161} [-4.5 - (-11.5)]$$

$$= -6.5 \text{ deg F (Nomogram, 12 Nisan)}$$

TABLE II.10.3.—

EQUIVALENT TEMPERATURE DIFFERENCE (DEG F)

FOR DARK COLORED, SUNLIT AND SHADY ROOFS*

Based on 95 F db Outdoor Design Temp; Constant 80 F db Room Temp; 20 deg F Daily Range;
 24-hour Operation; July and 40° N. Lat.†

CONDI- TION	WEIGHT OF ROOF† (lb/sq ft)	SUN TIME																																															
		AM												PM																																			
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	(3)	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5																								
Exposed to Sun	10	-4	-8	-7	-5	-1	7	15	24	32	(39)	43	46	45	41	35	27	22	16	10	7	5	1	-1	-3	-4	-8	-7	-5	-1	7	15	24	32	39	43	46	45	41	35	27	22	16	10	7	5	1	-1	-3
	20	0	-1	-2	-1	2	9	16	23	30	36	41	43	43	40	35	29	25	20	15	12	8	6	4	2	0	-1	-2	-1	2	9	16	23	30	36	41	43	43	40	35	29	25	20	15	12	8	6	4	2
	40	4	3	2	3	6	10	16	23	29	33	38	40	41	39	35	27	24	21	17	13	11	9	6	4	2	3	2	3	6	10	16	23	29	33	38	40	41	39	35	27	24	21	17	13	11	9	6	4
Covered with Water	20	-3	-2	0	2	4	10	16	19	22	20	18	16	14	12	10	8	2	1	1	-1	-1	-2	-3	-3	-2	0	2	4	10	16	19	22	20	18	16	14	12	10	8	2	1	1	-1	-1	-2	-3		
	40	-3	-2	-1	-1	0	5	10	13	15	15	14	13	13	14	17	15	7	8	5	1	0	-1	-2	-3	-3	-2	-1	-1	0	5	10	13	15	15	14	13	13	14	17	15	7	8	5	1	0	-1	-2	-3
	60	-1	-2	-2	-2	-2	3	5	7	10	12	14	15	16	15	14	12	10	8	6	4	3	1	0	-1	-2	-2	-2	-2	3	5	7	10	12	14	15	16	15	14	12	10	8	6	4	3	1	0		
Sprayed	20	-4	-2	0	3	4	8	12	15	18	17	16	15	14	12	10	8	2	1	0	-1	-1	-2	-3	-4	-2	0	3	4	8	12	15	18	17	16	15	14	12	10	8	2	1	0	-1	-1	-2	-3		
	40	-2	-2	-1	-1	0	2	5	9	13	14	14	14	14	13	12	9	7	5	3	1	0	0	-1	-1	-2	-2	-1	-1	0	2	5	9	13	14	14	14	14	13	12	9	7	5	3	1	0	0	-1	-1
	60	-1	-2	-2	-2	-2	0	2	5	8	10	12	13	14	13	12	11	10	8	6	4	3	1	0	-1	-2	-2	-2	-2	0	2	5	8	10	12	13	14	13	12	11	10	8	6	4	3	1	0		
Shaded	20	-5	-5	-4	-2	0	2	6	9	12	13	14	13	12	10	8	5	2	1	0	-1	-1	-3	-4	-5	-5	-5	-4	-2	0	2	6	9	12	13	14	13	12	10	8	5	2	1	0	-1	-1	-3	-4	-5
	40	-5	-5	-4	-3	-2	0	2	5	8	10	12	13	12	11	10	8	6	4	2	0	-1	-2	-4	-5	-5	-5	-4	-3	-2	0	2	5	8	10	12	13	12	11	10	8	6	4	2	0	-1	-2	-4	-5
	60	-3	-3	-2	-2	-2	-1	0	2	4	6	8	9	10	10	10	8	6	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-3	-2	-2	-2	-1	0	2	4	6	8	9	10	10	10	8	6	4	3	2	1	0	-1	-2

Equation Heat Gain Thru Roofs, $Btu/hr = (Area, sq ft) \times (\text{Equivalent temp diff}) \times (\text{Transmission coeff, etc.})$ (Table 27 or 28)

* With attic ventilated and ceiling insulated roofs, reduce equivalent temp diff 25%.

† For peaked roofs, use the roof area projected on a horizontal plane.

‡ For other conditions, refer to corrections below and on page 64.

§ Weight per sq ft values for common types of construction are listed in Table 27 or 28.

TABLE 20A—CORRECTIONS TO EQUIVALENT TEMPERATURES (DEG F)

OUTDOOR DESIGN FOR MONTH AT 3 P.M. MINUS ROOM TEMP (deg F)	DAILY RANGE (deg F)																						
	8	10	13	14	14	16	20	22	24	24	27	27	25	27	27	25	23	23	21	21	20		
-30	-39	-40	-41	-42	-43	-44	-45	-46	-47	-48	-49	-50	-51	-52	-53	-54	-55	-56	-57	-58	-59	-34	-35
-20	-29	-30	-31	-32	-33	-34	-35	-36	-37	-38	-39	-40	-41	-42	-43	-44	-45	-46	-47	-48	-49	-24	-25
-10	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-27	-28	-29	-30	-31	-32	-33	-34	-35	-36	-37	-38	-39	-14	-15
0	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-27	-28	-29	-4	-5
5	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	1	0
10	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-19	6	5
15	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	11	10
20	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	16	15
25	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	21	20
30	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	26	25
35	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	31	30
40	31	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	36	35

$$(74) (276 \text{ BTU/HR}) = 20,424.00 \text{ BTU/HR}$$

Calor Latente: calor disipado por el vapor de agua el cual transpiramos.

74 Personas.

Calor latente disipado por persona.

$$245 \text{ BTU/HR}$$

$$(74) (245 \text{ BTU/HR}) = 18,130.00 \text{ BTU/HR}$$

II.12.- Disipación de calor por alumbrado.-

80 Lámparas de 4 tubos cada lámpara, de 39 watts.

$$(80) (4) (39 \text{ watts}) (1.25) = 15,600.00 \text{ watts}$$

$$(15,600.00 \text{ watts}) (3.415) (1.25) = 66,592.50 \text{ BTU/HR}$$

II.13.- Selección del equipo.-

Zona Sur.-

$$\text{VOL. TOTAL} = 13 \text{ 000 PGM} \quad \triangle \text{ Nuevo} = 1 \text{ 000 PGM}$$

$$H_{\text{Total}} = 3.46 \times 13 \text{ 000} \times 5.4 = \frac{242 \text{ 892 BTU/HR}}{12 \text{ 000 BTU/HR}} = 20 \text{ T.R.}$$

T.R.

$$H_{\text{Sen.}} = 0.83 \times 13 \text{ 000} \times 20.5 = 221 \text{ 195 BTU/HR}$$

SELECCION DE LA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE

Utilizando gráficas y tablas del catálogo.

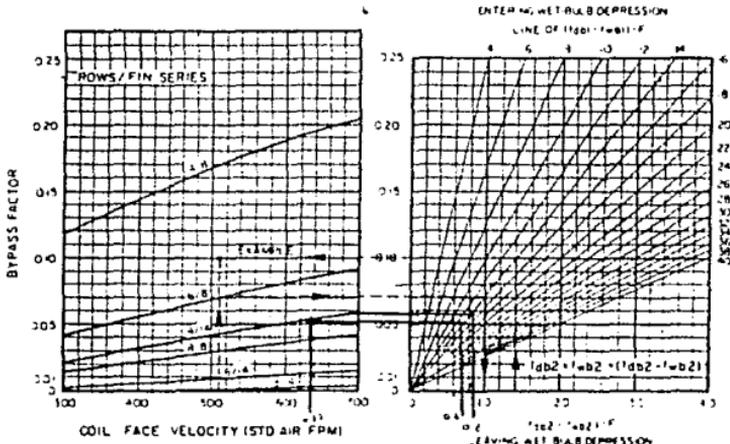
$$\text{T.B.S. ent. serp.} = \text{T.B.H. ent. serp.}$$

$$74.5 \text{ } ^\circ\text{F} = 60.5 \text{ } ^\circ\text{F} = 14 \text{ } ^\circ\text{F}$$

T.B.S. sal. serp. - T.B.H. sal. serp.

$$54^{\circ}\text{F} - 53.2^{\circ}\text{F} = 0.8^{\circ}\text{F}$$

DX COIL AIRSIDE PERFORMANCE CHART



$$T_{\text{real}} = 0.6^{\circ}\text{F}$$

$$\text{T.B.S. sal. serp.} = \text{T.B.H. sal. serp.} + T_{\text{real}}$$

$$\text{T.B.S. sal. serp.} = 53.2^{\circ}\text{F} + 0.6^{\circ}\text{F} = 53.8 = 54^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Area} = \frac{\text{Volumen}}{\text{Velocidad}}$$

4/14

4 Hileras.

14 Aletas por cada plg.

$$\text{Area} = \frac{13\,000}{700} = 18.57 \text{ FT}^2$$

Se instalará una unidad manejadora, marca carrier, modelo 39ED19 con sección de serpentín largo con una área de pago de 18.57 FT².

TABLE II.13.1.-

SINGLE-COIL UNITS

UNIT SIZE	19			23			19			23		
	Large Face Area Coils						Small Face Area Coils					
	Half	Full	Dbt	Half	Full	Dbt	Half	Full	Dbt	Half	Full	Dbt
CFM at 550 fpm	11,220			12,595			9,515			11,220		
Face Area (sq ft)	20.4			22.9			17.3			20.4		
Tube Face	28			28			28			28		
Tube Length (in.)	84			94			71			84		
Number of Circuits	14	28	56	14	28	56	14	28	56	14	28	56
Number of TXV's	2	2	4	2	2	4	2	2	4	2	2	4
Number of Circuits/TXV	7	14	14	7	14	14	7	14	14	7	14	14
Suction Connections Diameter (in. OD)	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4
Distributor Connections Diameter (in. OD)	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4
Circuit Equivalent Length (ft)	65	32	--	72	35	--	56	28	--	65	32	--
Distributor Tube Length (in.)												
4-Row	13	15	--	13	15	--	13	15	--	13	15	--
Face Split												
Row Split	21	23 1/2	--	21	23 1/2	--	21	23 1/2	--	21	23 1/2	--
Circuit Equivalent Length (ft)	98	48	--	108	53	--	85	42	--	98	48	--
Distributor Tube Length (in.)												
6-Row	13	15	--	13	15	--	13	15	--	13	15	--
Face Split												
Row Split	21	23 1/2	--	21	23 1/2	--	21	23 1/2	--	21	23 1/2	--
Circuit Equivalent Length (ft)	--	65	32	--	72	35	--	56	28	--	65	32
Distributor Tube Length (in.)												
8-Row	--	15	15	--	15	15	--	15	15	--	15	15
Face Split												
Row Split	--	23 1/2	15	--	23 1/2	15	--	23 1/2	15	--	23 1/2	15

SINGLE-COIL UNITS

UNIT SIZE	29			36			29			36		
	Large Face Area Coils						Small Face Area Coils					
	Half	Full	Dbt	Half	Full	Dbt	Half	Full	Dbt	Half	Full	Dbt
CFM at 550 fpm	16,170			19,250			14,465			17,545		
Face Area (sq ft)	29.4			35.0			26.3			31.9		
Tube Face	36			36			36			36		
Tube Length (in.)	94			112			84			102		
Number of Circuits	18	36	72	18	36	72	18	36	72	18	36	72
Number of TXV's	2	2	4	2	2	4	2	2	4	2	2	4
Number of Circuits/TXV	9	18	18	9	18	18	9	18	18	9	18	18
Suction Connections Diameter (in. OD)	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4
Distributor Connections Diameter (in. OD)	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4
Circuit Equivalent Length (ft)	72	35	--	84	41	--	65	32	--	77	38	--
Distributor Tube Length (in.)												
4-Row	15	16	--	15	16	--	15	16	--	15	16	--
Face Split												
Row Split	26	28	--	26	28	--	26	28	--	26	28	--
Circuit Equivalent Length (ft)	108	51	--	126	62	--	98	48	--	116	57	--
Distributor Tube Length (in.)												
6-Row	16	16	--	16	16	--	16	16	--	16	16	--
Face Split												
Row Split	26	28	--	26	28	--	26	28	--	26	28	--
Circuit Equivalent Length (ft)	--	72	35	--	84	41	--	65	32	--	77	38
Distributor Tube Length (in.)												
8-Row	--	16	16	--	16	16	--	16	16	--	16	16
Face Split												
Row Split	--	28	16	--	28	16	--	28	16	--	28	16

$$\text{Velocidad real} = \frac{13\,000}{20.4} = 637 \text{ pies/min.}$$

$$\text{P.C.S.} = 0.91$$

$$\frac{\text{T.R.}}{\text{Circuito}} = \frac{20}{14} = 1.43$$

14 Half = Mitad.

Para sacar el valor de E, en la gráfica con los valores de T.R./Cir. y el P.C.S. considerando la velocidad real.

$$K = 2.10$$

$$E = 1.02$$

$$T_{\text{suc. sat.}} = T_{\text{B.S. ent. serp.}} = \frac{H_{\text{Total}} \times K}{A_{\text{manj.}} \times E}$$

$$T_{\text{suc. sat.}} = 74.5^{\circ}\text{F} = \frac{242.892 \times 2.10}{20.4 \times 1.02}$$

$$T_{\text{suc. sat.}} = 74.5^{\circ}\text{F} - 24.5^{\circ}\text{F} = 50^{\circ}\text{F}$$

SELECCION DE LA UNIDAD CONDENSADORA

Con 20 T.R.

Se instalará una unidad condensadora, marca carrier, -- modelo 38ADO24

Con la $T_{\text{suc. sat.}} = 50^{\circ}\text{F}$ se calcula la capacidad:

De tablas:

$^{\circ}\text{F}$	Cap. 85	Cap. 95
50	295	275

$$\text{Capacidad} = \frac{295 + 275}{2} = 285 \times 1000 \text{ BTU/HR}$$

$$\text{Capacidad} = 285 \text{ 000 BTU/HR}$$

Con la $T_{\text{suc. sat.}} = 50 \text{ }^{\circ}\text{F}$ se $\text{c}\acute{\text{a}}\text{l}c\text{u}l\text{a}$ la temperatura de condensaci3n saturada (S.C.T.)

De tablas:

$^{\circ}\text{F}$	S.C.T.	S.C.T.
50	119	128

$$\text{S.C.T.} = \frac{119 + 128}{2} = 123.5 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$\text{S.C.T.} = 123.5 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Con la $T_{\text{suc. sat.}} = 50 \text{ }^{\circ}\text{F}$ se $\text{c}\acute{\text{a}}\text{l}c\text{u}l\text{a}$ los Kw de la unidad condensadora.

De tablas:

$^{\circ}\text{F}$	Kw	Kw
50	22.6	23.9

$$\text{Kw} = \frac{22.6 + 23.9}{2} = 23.25$$

$$\text{Kw} = 23.25 \text{ Kw}$$

TABLE II.13.2.-

PERFORMANCE DATA
CONDENSING UNIT CAPACITIES (60 Hz)

UNIT	SST* (F)	TEMP AIR ENTERING CONDENSER (F)												TRAP AIDE EXT.		
		85			95			100			105			115		
		Cap.	SCT	Kw	Cap.	SCT	Kw	Cap.	SCT	Kw	Cap.	SCT	Kw	Cap.	SCT	Kw
38AD012	20	88.0	113	9.6	81.0	122	10.1	77.0	126	10.2	73.0	130	10.3	65.0	139	10.6
	25	97.5	114	10.1	90.0	123	10.6	85.5	128	10.8	82.0	131	11.0	74.0	140	11.3
	30	107.0	117	10.8	99.0	126	11.3	95.0	129	11.4	91.0	134	11.7	83.0	142	12.1
	35	117.0	120	11.4	109.0	128	12.0	104.5	132	12.2	100.5	136	12.5	92.0	144	12.9
	40	127.0	123	12.1	119.0	131	12.7	114.0	135	12.9	110.0	139	12.7	101.0	146	13.7
	45	138.0	126	12.7	129.0	133	13.4	124.0	138	13.6	119.5	142	14.0	110.0	149	15.3
50	149.0	129	13.5	139.0	136	14.1	135.0	141	14.5	129.0	145	14.8	119.0	152	16.3	
38AD014	20	114.0	113	13.0	105.0	122	12.6	99.5	127	13.8	94.5	131	14.1	87.5	139	14.3
	25	126.5	115	13.8	116.5	123	14.4	111.0	128	14.7	106.0	132	14.9	97.0	140	15.3
	30	139.5	117	14.6	129.0	126	15.3	123.5	129	15.5	118.0	134	15.9	108.0	142	16.4
	35	153.0	120	15.5	141.5	128	16.1	136.0	132	16.5	130.0	136	16.7	119.0	145	17.5
	40	167.0	122	16.2	155.0	130	17.1	149.0	134	17.4	142.5	138	17.7	130.0	147	18.5
	45	181.5	124	17.1	169.0	133	18.0	162.5	137	18.4	155.5	142	18.9	143.0	149	19.5
50	196.0	127	18.0	183.0	135	18.9	176.0	139	19.4	168.5	144	19.9	155.0	152	20.3	
38AD016	20	130.0	105	12.8	121.0	116	13.3	134.0	117	13.3	110.0	121	12.3	116.0	129	14.4
	25	142.0	108	13.5	134.0	118	14.1	138.0	120	14.2	123.0	124	13.3	121.0	132	15.2
	30	158.0	113	14.2	147.0	120	14.9	142.0	123	15.1	136.0	127	15.4	124.0	136	16.2
	35	173.0	114	14.9	161.0	122	15.7	155.0	126	16.0	149.0	129	16.3	137.0	140	17.1
	40	188.0	116	15.6	176.0	124	16.4	170.0	129	16.9	163.0	133	17.3	150.0	143	18.2
	45	203.0	118	16.5	190.0	126	17.3	184.0	131	17.6	177.0	136	18.3	163.0	145	19.3
50	219.0	121	17.2	205.0	128	18.1	198.0	133	18.6	192.0	138	18.8	174.0	148	20.3	
38AD024	20	148.0	105	16.2	154.0	114	16.4	148.0	110	17.3	142.0	123	17.6	130.0	132	18.2
	25	185.0	107	17.2	171.0	116	18.1	164.0	121	18.5	157.0	125	18.8	144.0	134	19.6
	30	205.0	109	18.3	189.0	118	19.2	182.0	123	19.7	175.0	127	20.1	160.0	136	20.9
	35	226.0	112	19.3	209.0	120	20.4	201.0	125	20.9	193.0	129	21.4	178.0	138	22.3
	40	248.0	114	20.4	230.0	123	21.5	222.0	127	22.1	213.0	131	22.7	196.0	140	23.7
	45	271.0	116	21.5	252.0	125	22.7	243.0	129	23.3	234.0	134	24.0	216.0	142	25.1
50	295.0	118	22.6	276.0	128	23.9	265.0	132	24.6	245.0	136	25.3	236.0	145	26.3	
38AD028	20	213.0	105	21.8	198.0	114	22.2	190.0	119	22.7	183.0	123	22.9	169.0	132	23.0
	25	236.0	107	22.8	219.0	116	23.7	211.0	121	23.7	203.0	126	24.4	188.0	134	25.2
	30	260.0	109	24.3	242.0	118	25.4	233.0	123	24.8	225.0	127	26.0	200.0	136	26.4
	35	285.0	111	25.2	266.0	120	26.9	256.0	125	27.2	247.0	129	27.6	228.0	138	28.1
	40	311.0	114	26.8	290.0	123	28.3	279.0	127	28.7	270.0	131	29.1	249.0	141	30.0
	45	337.0	116	27.8	315.0	125	29.6	304.0	129	30.4	293.0	134	30.9	272.0	142	31.9
50	363.0	118	29.1	340.0	127	30.7	328.0	131	31.5	318.0	136	32.4	295.0	144	33.3	
38AD034	20	245.0	103	24.2	225.0	112	25.2	215.0	117	25.8	206.0	122	26.3	188.0	131	27.2
	25	271.0	105	25.7	249.0	114	26.4	239.0	119	27.5	229.0	125	29.1	210.0	133	29.2
	30	300.0	107	27.2	272.0	116	28.5	266.0	121	28.7	255.0	127	29.9	233.0	134	31.2
	35	331.0	109	28.4	306.0	118	29.9	294.0	123	30.0	284.0	129	30.8	257.0	136	33.2
	40	364.0	111	30.2	338.0	120	31.9	325.0	125	32.8	312.0	129	33.6	287.0	138	35.1
	45	399.0	114	31.8	371.0	122	33.6	357.0	127	34.5	344.0	131	35.5	317.0	141	37.1
50	435.0	116	33.3	405.0	125	35.3	390.0	129	36.3	376.0	133	37.3	347.0	142	39.2	
38AD041	20	371.0	108	34.8	339.0	116	35.4	324.0	120	36.8	309.0	124	37.8	289.0	134	38.8
	25	410.0	109	36.4	376.0	118	37.4	360.0	122	38.7	345.0	127	40.0	316.0	137	41.5
	30	450.0	112	38.6	418.0	121	40.9	400.0	125	40.9	384.0	129	42.4	351.0	140	44.4
	35	496.0	114	40.8	457.0	123	42.8	440.0	129	42.0	421.0	131	45.0	386.0	141	47.8
	40	547.0	116	42.8	492.0	125	45.7	482.0	132	44.2	462.0	134	47.9	425.0	142	50.9
	45	595.0	118	45.3	547.0	128	47.8	528.0	134	47.8	506.0	136	50.0	464.0	143	52.6
38AB034	20	410.0	105	40.6	377.0	114	42.4	351.0	118	43.1	345.0	123	44.1	316.0	131	45.4
	25	453.0	107	43.1	418.0	116	45.2	411.0	120	45.2	384.0	125	47.1	351.0	134	48.4
	30	501.0	109	45.7	463.0	118	48.0	444.0	122	47.2	428.0	127	50.3	391.0	136	52.4
	35	553.0	111	48.4	511.0	120	50.9	492.0	124	49.2	472.0	129	53.5	432.0	138	56.4
	40	607.0	114	51.0	563.0	122	53.8	547.0	127	55.3	521.0	131	56.7	489.0	140	60.3
	45	664.0	116	53.7	618.0	124	56.8	603.0	129	58.0	573.0	133	59.9	545.0	142	64.3
50	723.0	118	56.4	673.0	127	59.8	656.0	131	61.4	646.0	135	63.1	607.0	144	68.4	
38AB044	20	480.0	105	48.9	441.0	114	51.3	411.0	119	52.1	405.0	123	52.1	377.0	131	52.4
	25	531.0	107	52.0	489.0	116	54.3	469.0	121	54.5	457.0	125	54.8	411.0	134	55.9
	30	589.0	109	55.2	541.0	118	57.0	520.0	123	57.3	504.0	127	56.6	452.0	136	59.3
	35	647.0	112	58.4	599.0	120	60.4	575.0	125	60.3	563.0	129	59.8	507.0	138	62.1
	40	712.0	114	61.6	660.0	122	63.2	635.0	127	62.7	610.0	131	60.4	561.0	140	65.5
	45	778.0	116	64.9	723.0	124	66.8	695.0	129	65.5	676.0	133	62.3	617.0	142	68.8
50	847.0	118	68.2	789.0	126	70.2	761.0	132	74.2	742.0	136	65.0	684.0	144	72.1	
38AB044	20	636.0	104	70.1	593.0	112	74.3	572.0	118	76.2	551.0	122	74.4	507.0	131	76.5
	25	705.0	106	74.8	658.0	114	77.4	634.0	120	78.1	611.0	124	80.0	543.0	133	80.2
	30	777.0	108	79.6	726.0	117	84.5	700.0	121	86.9	674.0	126	80.5	623.0	135	91.9
	35	852.0	110	84.3	796.0	119	89.2	769.0	123	92.0	741.0	128	86.0	685.0	137	97.5
	40	939.0	112	89.1	870.0	121	94.7	840.0	125	97.3	810.0	130	91.5	749.0	139	103.1
	45	1011.0	114	94.0	948.0	123	99.9	913.0	127	102.6	881.0	132	97.0	811.0	140	108.7
50	1083.0	116	98.9	1024.0	125	105.1	989.0	129	107.9	955.0	134	102.5	886.0	142	114.3	

Cap. - Capacity (1000 Btu/h)
Kw - Compressor Motor Power Input at Rated Voltage
SCT - Saturated Condensing Temperature
SST - Saturated Suction Temperature

NOTES

- Do not extrapolate. Interpolation is permissible.
- Assume 15 F subcooling when selecting TXV.
- See Combination Rating sheets and System Data Digest for ratings with fan coils and water coolers.
- Contact local Carrier office for condensing unit capacities with R 502 air flow suction temperatures required for refrigeration duty.
- Units with ASHRAE 15 and 18A are rated in accordance with ASHRAE Standard 210 when used in combination with components specified by the manufacturer.



ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

II.14.- CALEFACCION.-

Zona Sur.-

$T_{\text{ext.}} = 41^{\circ}\text{F}$

Humedad rel. = 80 %

$T_{\text{int.}} = 68^{\circ}\text{F}$

Humedad rel. = 35 %

$\Delta T = 68^{\circ}\text{F} - 41^{\circ}\text{F} = 27^{\circ}\text{F}$

	T	"U"	BTU/HR
$M_{\text{exp.}}$	1 990 FT ²	x 27 x 0.46	= 24 715
Losa	1 100 FT ²	x 27 x 0.65	= 19 305
$M_{\text{part.}}$	2 367 FT ²	x 20 x 0.35	= 16 569
Losa _{part.}	8 252 FT ²	x 20 x 0.30	= 49 512
			<hr/> 410 100

CREDITOS:

Luz: 16 000 x 3.415 x 50 % = 27 320 BTU/HR

Total = 110 100 - 27 320 = 82 700 BTU/HR

$\Delta T = \frac{82\,700}{0.83 \times 13\,000} = 7.6^{\circ}\text{F}$

$T_{\text{iny. cto.}} = 68^{\circ}\text{F} + 7.6^{\circ}\text{F} = 75.6^{\circ}\text{F}$

$\Delta \text{Nuevo} = 1\,000 \text{ PCM}$

$\text{Temp. Mezcla} = \frac{(1\,000 \text{ PCM})(41^{\circ}\text{F}) + (12\,000 \text{ PCM})(68^{\circ}\text{F})}{13\,000 \text{ PCM}}$

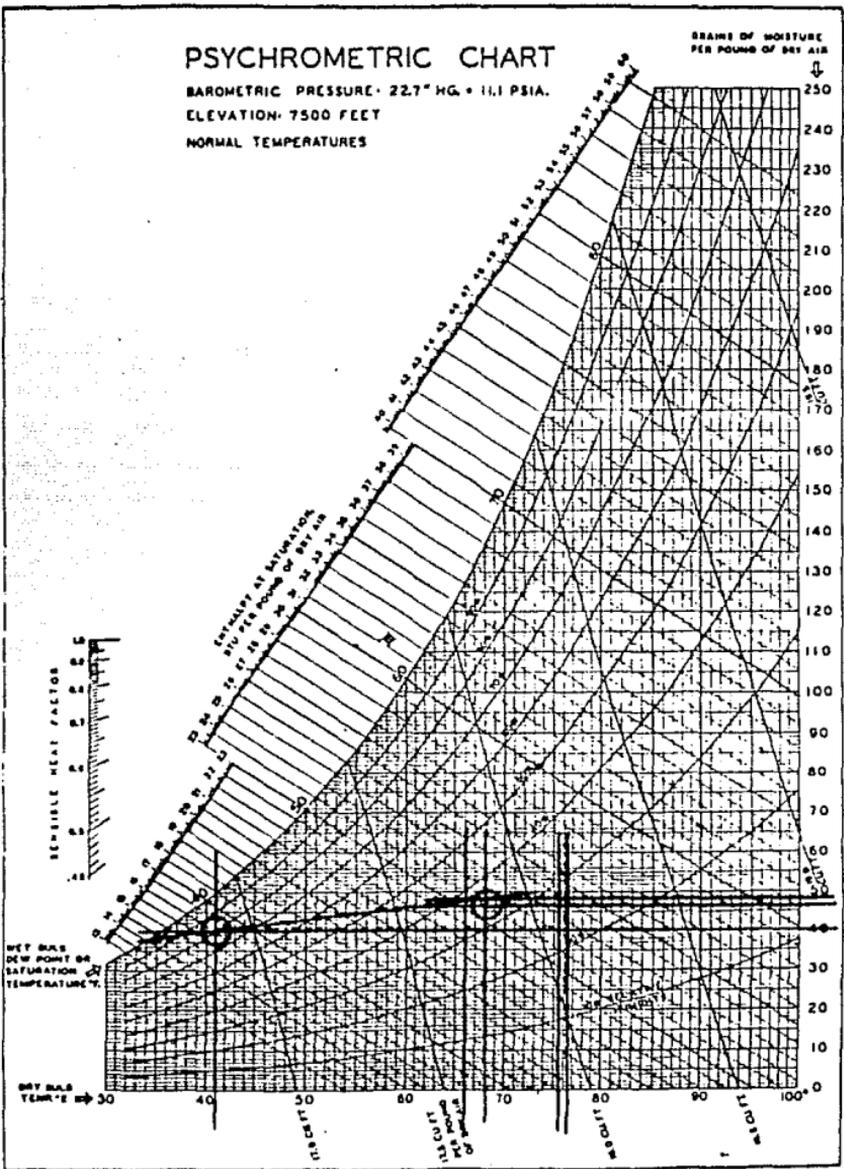
Temp. Mezcla = 65.9 = 66 °F

$T_{\text{sal. resist.}} = 76.3^{\circ}\text{F}$

PSYCHROMETRIC CHART

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

GRAINS OF MOISTURE
 PER POUND OF DRY AIR



$$\begin{aligned} \text{BTU/HR} &= 0.83 \times 13\ 000 \times (76.3 - 66) = 111\ 137 \text{ BTU/HR} \\ &= 32\ 563 \text{ Watts} \\ &= 32 \text{ Kw.} \end{aligned}$$

$$1 \text{ Watts} = 3.4129 \text{ BTU/HR.}$$

3 Bancos de resistencias
eléctricas con 10 Kw c/u.

HUMIDIFICACION:

$$\text{Lb/HR} = \frac{\text{Aire nuevo} \times 4.45 \times \text{P.C.} \times \text{Gr/Lb aire seco}}{7\ 000}$$

$$1 \text{ Libra} = 7\ 000 \text{ Granos.}$$

$$\text{Lb/HR} = \frac{1\ 000 \times 4.45 \times 0.77 \times 8}{7\ 000} = 4 \text{ Lb/HR.}$$

Modelo:

H2120-19/32 para 10 lb/hr.

Para saber el tipo de motor, utilizando las curvas de -
las gráficas del catálogo.

CAIDA DE PRESION	VOL. TOTAL = 13 000 PCM	
	MODELO 39ED19	HORIZONTAL
Ductos = $560^7 \times 0.065"/100^7$	= 0.36 "	WG
codos = $250^7 \times 0.065"/100^7$	= 0.16 "	"
Dir. =	= 0.10 "	"
R. ret. =	= 0.10 "	"
Serp. =	= 0.60 "	"
Filtros =	= 0.95 "	"
T. aire =	= 0.08 "	"
Resist. =	= 0.15 "	"
	<hr/>	
	2.50 "	WG

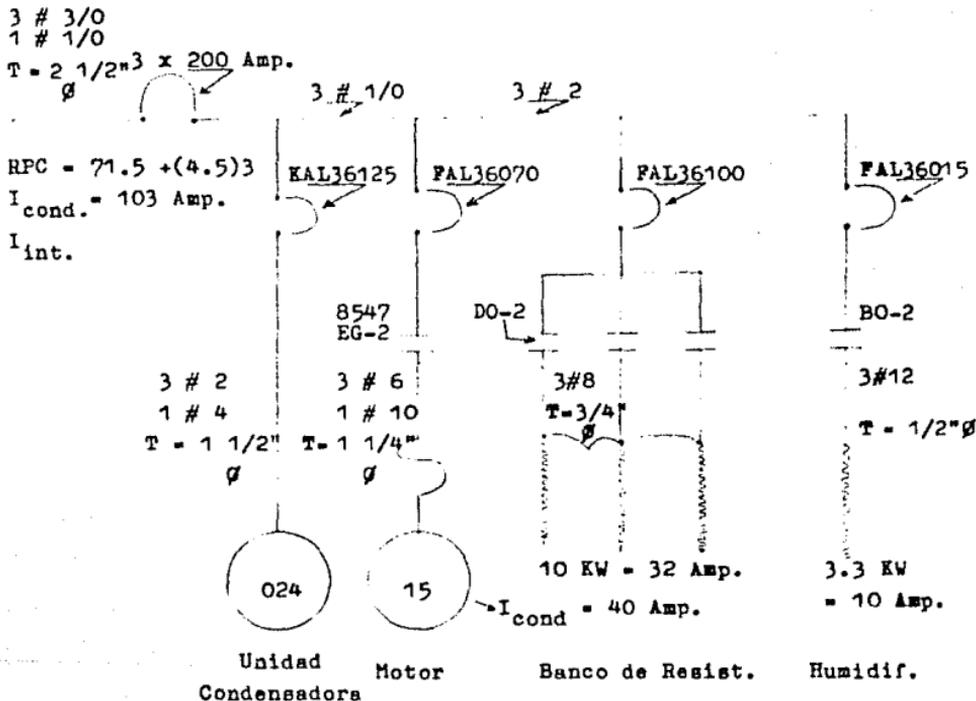
$$2.50 \text{ WG}/0.77 = 3.25 \text{ " WG}$$

920 R.P.M.

$$\text{BHP} = 13.5$$

$$13.5 \times 0.77 = 10.5 = 15 \text{ HP.}$$

CIRCUITO ELECTRICO



ALIMENT. = 160 Amp.

Los valores anteriores corresponden a velocidades - de inyección al inicio del sistema de ductos.

Para ductos de retorno la velocidad es la misma independientemente de que el sistema sea de alta o baja -- velocidad.

III.2.- PRESION DEL AIRE EN LOS DUCTOS.-

La presión del aire en los ductos que se considera es: Presión estática, Presión de velocidad y Presión total.

III.2.1.- PRESION ESTATICA.-

Es la fuerza hacia el exterior del aire dentro de - un ducto. Esta presión se mide en pulgadas de agua (pulg. de H_2O). La presión estática dentro de un ducto es semejante a la presión dentro de una llanta de un automóvil. Básicamente es una presión inactiva.

III.2.2.- PRESION DE VELOCIDAD.-

La presión de velocidad es la fuerza que tiene el - aire para moverse hacia adelante dentro de un ducto. Esta presión se mide en pulgadas de agua. La presión de - velocidad es comparable al empuje que tiene el aire en - una llanta que se agujera.

III.2.3.- PRESION TOTAL.-

La presión total es la suma de la presión de velocidad más la presión estática, conocida también como presión de impacto. Esta presión se expresa en pulgadas de agua. La presión total está directamente relacionada con

el nivel de sonido en una salida. Por lo tanto, cualquier elemento que incremente la presión total, como el sub-dimensionamiento de las salidas o el aumento de velocidad - en el ventilador, aumentará el nivel de sonido.

III.3.- GANANCIA O PERDIDA DE CALOR EN LOS CONDUCTOS.-

Tanto la ganancia como las pérdidas de calor en los conductos de impulsión y de retorno deben ser considerados. Esto ocurre no solamente cuando el conducto atraviesa un local no acondicionado, sino incluso cuando los conductos son de gran magnitud y atraviesan espacios acondicionados. El calor se transmite del medio exterior hacia adentro cuando se está refrigerando un local y de dentro hacia el medio exterior se impulsa aire caliente a través del sistema de ductos. Cuando el conducto de aire atraviesa un espacio no acondicionado debe tenerse en cuenta el cálculo térmico.

Para el Ingeniero proyectista es necesario comprender los distintos factores que influyen en el trazado de los conductos, éstas son algunas de las reglas generales:

- 1.- Cuando la relación entre el lado mayor y el lado menor de la sección del conducto es grande, se tiene más ganancias de calor que cuando es pequeña para un mismo caudal de aire.
- 2.- Los conductos que transportan pequeñas cantidades de aire a baja velocidad tienen mayores ganancias de calor.
- 3.- El aislamiento de los conductos disminuye estas ganancias de calor considerablemente; por lo que es de suma importancia si estos conductos han de atravesar espacios no acondicionados, forrarlos con un

material aislante.

III.4.- RELACION DE FORMA.-

Se llama relación de forma a la relación entre las di mensiones mayor y menor de la sección de un conducto rec-- tangular. Esta relación es un factor importante que se de-- be tener en cuenta en el proyecto inicial. Aumentando esta relación aumenta no sólo el precio de costo sino también - los gastos de explotación.

El precio de compra de la instalación de conductos de pende de la cantidad de material que se utilice y de la di ficultad en la fabricación y colocación del conducto.

Por regla general, en el proyecto de cualquier siste-- ma de conductos, se procura que el tendido de conductos -- sea lo más sencillo posible y simétrico. Los elementos ter minales o bocas de impulsión se sitúan en puntos adecuados para proporcionar una correcta distribución del aire. Los conductos se tienen para conectar estas salidas, evitando las obstrucciones del edificio.

III.5.- METODOS DE CALCULO DE DUCTOS.-

Para lograr un enfriamiento de las áreas por acondi-- cionar, se requiere hacer circular un determinado gasto de aire a través de un sistema de ductos. La instalación de - los mismos será distribuida por una red de ductos visibles y otros deberán ir entre plafón y techo, debiendo estar -- aislados para evitar pérdidas en el efecto del enfriamien-- to.

El cálculo de los ductos de aire, estriba esencialmen-- te en lograr el equilibrio entre los rozamientos desarro-- llados por la circulación del aire al rozar con las pared-- es de los ductos con la condición de que ésta no sea exa-- gerada; es decir, sus dimensiones deben elegirse de manera

que la pérdida de carga o de presión producida será relativamente pequeña pero sin llegar a ser tan grandes que resulten antiestéticos.

Es de suma importancia que las dimensiones de las secciones rectas de los ductos de cualquier instalación sean elegidas cuidadosamente y al mismo tiempo se calcule lo más exacto posible la pérdida de carga total en todo el sistema, la razón de ello es poder estar en posibilidades de hacer la debida selección del equipo manejador de aire; ya que para este equipo pueda suministrar la cantidad de aire necesario es indispensable elegirlo con suficiente presión para vencer la resistencia ofrecidas por la instalación.

En la práctica existen dos tipos generales de ductos para hacer la distribución del aire y la manera de calcular el ducto depende del tipo elegido.

El primero: de conductos individuales, en el cual el aire por inyectar se manda desde el ventilador a un túnel o cámara de distribución, desde donde parten los distintos ductos independientes que llevan el aire hasta las secciones por acondicionar; en este sistema se calcula el ducto que presenta más resistencia al flujo de aire; lo cual fija la presión que debe regir en la cámara de distribución, los ductos restantes se dimensionan a continuación de modo que conduzcan el flujo de aire que se disponga para la inyección previamente calculada. El costo de esta instalación es muy elevada.

El otro sistema es el denominado: de ducto principal de distribución, mismo que consiste de uno o más ductos principales de donde parten ramales a diferentes intervalos, estos sistemas se suelen calcular de manera tal que tengan una pérdida por fricción constante a todo lo largo del ducto mismo; los ramales que parten del ducto principal deben calcularse para conducir las cantida-

des de aire previstas.

Existen tres procedimientos para calcular una red de ductos de distribución.

- 1.- Por medio de velocidades individuales, las cuales consisten en fijar la velocidad de circulación del aire en cada tramo diferente conociendo el gasto, la sección y la fricción correspondiente.
- 2.- Considerando una fricción máxima; este procedimiento -- consiste en prefiar en todo el ducto una pérdida de -- fricción máxima de acuerdo con ella, fijar las velocidades en cada tramo cuidando no exederse del valor considerado.
- 3.- Por medio de igual fricción por pie lineal de ducto; es este procedimiento es el más rápido y conveniente en todo el proyecto, denominado de igual rozamiento por unidad de longitud, se basa en diseñar la red de ductos en tal forma que la fricción por unidad de longitud en cualquier ramal del sistema sea la misma y con un valor constante. Si los ramales y los difusores del aire están simétrica mente, los resultados que éste método proporciona son -- satisfactorios.

Por otro lado, para seleccionar las dimensiones de los -- ductos en forma pfactica, rápida y fácil, se acostumbra la uti lización de gráficas, curvas, tablas o "ductuladores" especiales en los que se obtiene en forma instantánea la pérdida por fricción, velocidad del aire, diámetro, equivalente y las di-- mensiones rectas en varias alternativas para un ducto rectangu lar.

El método que utilizaremos para el cálculo de ductos de -- dicho Centro de Trabajo "Pino" será el de fricción constante.

III.6.- TIRO DE ALCANCE.-

El alcance es la distancia horizontal que recorre una corriente de aire desde el registro de salida hasta el punto de velocidad terminal. Dicho alcance viene dado por la distancia medida desde la boca de salida hasta un punto donde la velocidad del aire se reduce a un valor de 75 pies/minuto. El aire de suministro, que es más frío que el aire del cuarto interior. Cada corriente de aire en movimiento se mezcla y arrastra algo de aire, disminuyendo la cantidad de movimiento la corriente de aire original acelerando el aire del cuarto. Este proceso de mezclado o inducción da lugar a que la corriente de aire se distribuya a medida que avanza. La inducción del aire en el cuarto se aumenta al ser mayor el perímetro de la rejilla de salida del aire. Por lo tanto, la inducción será máxima empleando rejillas rectangulares muy plana y mínima para una salida redonda de igual sección transversal de salida.

III.7.- DISEÑO DE DUCTOS.-

En cualquier sistema de ductos para enfriamiento o ventilación con circulación mecánica, el ventilador debe tener la capacidad adecuada de aire y una presión estática igual o ligeramente mayor que la resistencia total que se tiene en el sistema de ductos. Tiene que hacerse un estudio económico al hacer el diseño de ductos. En general debe hacerse un trazo de ductos tan directo como sea posible, evitar vueltas muy agudas y no hay que tener ductos muy desproporcionados. Para un ducto rectangular es buena práctica que la relación del lado mayor al menor sea de 6 a 1.

CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS

DUCTO PRINCIPAL

MANEJADORA I

TRAMO	LONGITUD	VOLUMEN DE	RELACION	FRICCION	VELOCIDAD	AREA	VELOCIDAD	Ø O DUCTO	CALIBRE
	(FT)	AIRE (PCM)	L/Q		INICIAL (PCM)	FT ²	FINAL (PCM)	RECTANGULAR	
1	19.932	22 000	0.125	0.499	1 500	6.30	1 360	100" X 30"	18
2	31.990	17 600	0.130	0.480	1 360	5.00	1 250	62" X 30"	20
3	31.826	13 200	0.160	0.440	1 250	4.95	1 120	52" X 30"	22
4	31.334	8 800	0.150	0.420	1 120	2.77	1 000	52" X 22"	22
5	32.482	4 400	0.180	0.490	1 000	2.64	890	30" X 22"	24

CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS
PRIMER DUCTO SECUNDARIO (LADO IZQUIERDO)

MANEJADORA I

TRAMO	LONGITUD	VOLUMEN DE	RELACION	FRICCION	VELOCIDAD	AREA	VELOCIDAD	Ø O DUCTO	CALIBRE
	(FT)	AIRE (PCM)	L/Q		INICIAL (PCM)	FT ²	FINAL (PCM)	RECTANGULAR	
1	3.281	670	0.18	0.350	1 500	0.56	1 290	16" X 10"	24
2	6.890	335	0.20	0.340	1 290	0.43	1 100	14" X 7"	24
3	7.874	335	0.20	0.340	1 290	0.43	1 100	14" X 7"	24
4	3.281	3 730	0.23	0.135	1 500	2.09	1 260	30" X 19"	24
5	4.429	335	0.39	0.175	1 260	0.43	980	14" X 7"	24
6	4.429	335	0.39	0.175	1 260	0.43	980	14" X 7"	24
7	11.319	3 060	0.18	0.058	980	1.80	860	30" X 18"	24
8	6.562	335	0.24	0.133	860	0.43	740	14" X 7"	24
9	6.890	335	0.24	0.133	860	0.43	740	14" X 7"	24
10	11.812	2 390	0.21	0.340	740	0.97	660	30" X 13"	24
11	6.562	335	0.27	0.730	660	0.43	580	14" X 7"	24
12	6.890	335	0.27	0.730	660	0.43	580	14" X 7"	24
13	9.843	1 720	0.24	0.210	580	0.82	520	30" X 11"	24
14	6.890	335	0.30	0.470	520	0.43	460	14" X 7"	24

TRAMO	LONGITUD	VOLUMEN DE	RELACION	FRICCION	VELOCIDAD	AREA	VELOCIDAD	Ø DE DUCTO	CALIBRE
	(FT)	AIRE (PCV)	L/Q		INICIAL (PCV)	FT ²	FINAL (PCV)	RECTANGULAR	
15	6.890	335	0.30	0.470	520	0.43	460	14" X 7"	24
16	9.843	1 050	0.28	0.170	460	0.60	420	30" X 8"	24
17	7.054	335	0.35	0.290	420	0.43	400	14" X 7"	24
18	7.218	335	0.35	0.290	420	0.43	400	14" X 7"	24
19	11.812	380	0.35	0.210	400	0.43	370	14" X 7"	24

CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS

SEGUNDO DUCTO SECUNDARIO (LADO IZQUIERDO)

MANEJADORA I

TRAMO	LONGITUD	VOLUMEN DE	RELACION	FRICCION	VELOCIDAD	AREA	VELOCIDAD	Ø O DUCTO	CALIBRE
	(FT)	AIRE (FCM)	L/Q		INICIAL (FCM)	FT ²	FINAL (FCM)	RECTANGULAR	
1	3.281	670	0.19	0.250	1 250	0.56	1 100	16" X 10"	24
2	7.382	335	0.21	0.270	1 100	0.43	980	14" X 7"	24
3	8.203	335	0.21	0.270	1 100	0.43	980	14" X 7"	24
4	3.690	3 730	0.15	0.097	1 250	2.09	1 120	30" X 19"	24
5	7.874	335	0.21	0.240	1 120	0.43	970	14" X 7"	24
6	7.874	335	0.21	0.240	1 120	0.43	970	14" X 7"	24
7	7.218	3 060	0.17	0.058	970	1.60	870	30" X 18"	24
8	4.265	335	0.23	0.130	870	0.43	750	14" X 7"	24
9	9.515	335	0.23	0.130	870	0.43	750	14" X 7"	24
10	16.405	2 390	0.22	0.031	750	0.97	660	30" X 13"	24
11	8.203	300	0.28	0.080	660	0.34	580	15" X 6"	24
12	7.710	305	0.28	0.079	660	0.34	580	15" X 6"	24
13	9.643	1 785	0.22	0.022	580	0.82	520	30" X 11"	24
14	8.203	300	0.31	0.049	520	0.34	460	15" X 6"	24

TRAMO	LONGITUD	VOLUMEN DE	RELACION	FRICCION	VELOCIDAD	AREA	VELOCIDAD	Ø O DUCTO	CALIBRE
	(FT)	AIRE (PCW)	L/Q		INICIAL (PCW)	FT ²	FINAL (PCW)	RECTANGULAR	
15	7.546	305	0.31	0.048	520	0.34	460	15" X 6"	24
16	9.843	1 180	0.26	0.018	460	0.67	420	30" X 9"	24
17	4.101	500	0.31	0.025	420	0.34	390	15" X 6"	24
18	14.272	300	0.30	0.034	420	0.34	390	15" X 6"	24
19	7.218	300	0.30	0.034	420	0.34	390	15" X 6"	24
20	10.991	360	0.31	0.025	390	0.43	360	14" X 7"	24

CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS

TERCER DUCTO SECUNDARIO (INTERMEDIO)

MANEJADORA I

TRAMO	LONGITUD	VOLUMEN DE	RELACION	FRICCION	VELOCIDAD	AREA	VELOCIDAD	Ø O DUCTO	CALIBRE
	(FT)	AIRE (PCM)	L/Q		INICIAL (PCM)	FT ²	FINAL (PCM)	RECTANGULAR	
1	5,906	1 000	0.19	0.190	1 250	0.60	1 100	30" X 8"	24
2	10.007	500	0.20	0.230	1 100	0.45	960	16" X 8"	24
3	10.007	500	0.20	0.230	1 100	0.45	960	16" X 8"	24
4	8,203	3 400	0.16	0.090	1 250	1.79	1 100	30" X 18"	24
5	10.007	500	0.20	0.210	1 100	0.45	960	16" X 8"	24
6	10.007	500	0.20	0.210	1 100	0.45	960	16" X 8"	24
7	17,881	2 400	0.19	0.064	960	1.23	850	30" X 14"	24
8	10.007	500	0.23	0.120	850	0.45	750	16" X 8"	24
9	10.007	500	0.23	0.120	850	0.45	750	16" X 8"	24
10	17,717	1 400	0.23	0.050	750	0.74	650	30" X 10"	24
11	10.007	500	0.28	0.060	650	0.45	560	16" X 8"	24
12	10.007	500	0.28	0.060	650	0.45	560	16" X 8"	24
13	12,632	400	0.29	0.050	560	0.43	480	14" X 7"	24

CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS
 CUARTO DUCTO SECUNDARIO (LADO DERECHO)
 MANEJADORA I

TRAMO	LONGITUD	VOLUMEN DE	RELACION	FRICCION	VELOCIDAD	AREA	VELOCIDAD	Ø O DUCTO	CALIBRE
	(FT)	AIRE (PCM)	L/Q		INICIAL (PCM)	FT ²	FINAL (PCM)	RECTANGULAR	
1	5.906	1 000	0.19	0.135	1 120	0.60	980	30" X 8"	24
2	10.007	500	0.21	0.175	980	0.45	930	16" X 8"	24
3	10.171	500	0.21	0.175	980	0.45	930	16" X 8"	24
4	10.007	3 400	0.18	0.071	1 120	1.79	1 020	30" X 18"	24
5	10.171	500	0.21	0.175	1 020	0.45	890	16" X 8"	24
6	10.171	500	0.21	0.175	1 020	0.45	890	16" X 8"	24
7	9.843	2 400	0.19	0.050	890	1.23	770	30" X 14"	24
8	6.562	500	0.24	0.081	770	0.45	660	16" X 8"	24
9	14.272	500	0.24	0.081	770	0.45	660	16" X 8"	24
10	23.623	1 400	0.27	0.032	660	0.74	580	30" X 10"	24
11	10.171	500	0.29	0.045	580	0.45	490	16" X 8"	24
12	9.843	500	0.29	0.045	580	0.45	490	16" X 8"	24
13	12.468	400	0.31	0.035	490	0.43	420	14" X 7"	24

CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS

JUNTO DUCTO SECUNDARIO (LADO DERECHO)

MANEJADORA I

TRAMO	LONGITUD	VOLUMEN DE	RELACION	FRICCION	VELOCIDAD	AREA	VELOCIDAD	Ø O DUCTO	CALIBRE
	(FT)	AIRE (PCW)	L/Q		INICIAL (PCW)	FT ²	FINAL (PCW)	RECTANGULAR	
1	7.054	1 000	0.20	0.116	1 000	0.60	960	30" X 8"	24
2	8.203	500	0.21	0.160	960	0.45	840	16" X 8"	24
3	8.203	500	0.21	0.160	960	0.45	840	16" X 8"	24
4	15.585	3 400	0.18	0.055	1 000	1.79	970	30" X 18"	24
5	3.937	400	0.22	0.175	970	0.43	840	14" X 7"	24
6	10.171	450	0.22	0.175	970	0.45	840	15" X 8"	24
7	12.468	2 550	0.20	0.045	840	1.23	740	30" X 14"	24
8	9.515	760	0.24	0.062	740	0.54	660	23" X 8"	24
9	17.389	1 790	0.23	0.031	680	0.82	590	30" X 11"	24
10	10.663	760	0.27	0.034	590	0.54	510	23" X 8"	24
11	9.679	450	0.30	0.049	590	0.45	490	15" X 8"	24
12	4.593	580	0.30	0.033	510	0.63	460	14" X 10"	24
13	8.203	380	0.33	0.030	460	0.43	400	14" X 7"	24

CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS

DUCTO PRINCIPAL

MANEJADORA II

TRAMO	LONGITUD	VOLUMEN DE	RELACION	FRICCION	VELOCIDAD	AREA	VELOCIDAD	Ø O DUCTO	CALIBRE
	(FT)	AIRE (PCM)	L/Q		INICIAL (PCM)		FINAL (PCM)		
1	64.800	13 000	0.170	0.025	1 000	3.70	970	54" X 26"	22
2	15.749	10 562	0.175	0.023	970	2.80	860	54" X 22"	22
3	16.405	9 750	0.180	0.020	860	2.67	790	54" X 21"	22
4	15.913	8 937	0.180	0.017	790	2.23	710	54" X 20"	22
5	16.569	8 125	0.185	0.012	710	2.12	650	54" X 19"	22
6	15.749	7 312	0.190	0.011	650	1.89	600	54" X 17"	22
7	16.569	6 500	0.190	0.009	600	1.84	550	50" X 17"	22
8	16.077	5 687	0.197	0.007	550	1.75	520	44" X 17"	22
9	24.279	4 875	0.220	0.006	520	1.69	490	40" X 17"	22
10	12.468	3 250	0.230	0.005	490	1.02	470	42" X 12"	22
11	13.124	1 625	0.230	0.001	470	0.81	420	24" X 12"	24
12	17.553	665	0.330	0.018	420	0.48	390	18" X 8"	24
13	6.398	200	0.390	0.023	390	0.25	300	12" X 5"	24

CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS

DUCTOS SECUNDARIOS

MANEJADORA II

TRAMO	LONGITUD	VOLUMEN DE	RELACION	FRICCION	VELOCIDAD	ARSA	VELOCIDAD	Ø O DUCTO	CALIBRE
	(FT)	AIRE (PCM)	L/Q		INICIAL (PCM)	FT ²	FINAL (PCM)	RECTANGULAR	
1	12.304	1 625	0.20	0.025	1 000	1.02	890	45" X 7"	22
2	13.124	813	0.22	0.023	890	0.61	770	22" X 8"	24
3	15.585	812	0.24	0.065	770	0.61	680	22" X 8"	24
4	14.929	812	0.24	0.065	770	0.61	680	22" X 8"	24
5	3.937	11 375	0.16	0.026	1 000	3.41	970	54" X 24"	22
6	11.812	813	0.19	0.130	970	0.61	660	22" X 8"	24
7	11.812	812	0.19	0.129	970	0.61	660	22" X 8"	24
8	11.812	813	0.22	0.050	860	0.61	790	22" X 8"	24
9	11.812	812	0.24	0.610	750	0.61	710	22" X 8"	24
10	11.812	813	0.25	0.560	710	0.61	650	22" X 8"	24
11	11.812	812	0.25	0.480	650	0.61	600	22" X 8"	24
12	11.812	813	0.25	0.350	600	0.61	550	22" X 8"	24
13	11.812	812	0.26	0.300	550	0.61	520	22" X 8"	24
14	12.304	1 625	0.25	0.019	520	0.74	490	30" X 10"	24

TRAMO	LONGITUD	VOLUMEN DE	RELACION	FRICCION	VELOCIDAD	AREA	VELOCIDAD	Ø O DUCTO	GALERA
	(FT)	AIRE (PCM)	L/2		INICIAL (PCM)	FT ²	FINAL (PCM)	RECTANGULAR	
15	9.351	813	0.29	0.021	490	0.61	470	22" X 8"	24
16	9.351	813	0.29	0.021	490	0.61	470	22" X 8"	24
*** 17	11.484	1 625	0.23	0.001	470	0.81	420	24" X 12"	24
18	9.843	990	0.29	0.001	420	1.02	390	17" X 11"	24
19	18.046	465	0.34	0.021	420	0.42	320	14" X 8"	24
20	8.203	465	0.34	0.023	390	0.42	320	14" X 8"	24

NOTA:

*** Sube a planta alta.

CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS

DUCTOS PLANTA ALTA

MANEJADORA II

TRAMO	LONGITUD	VOLUMEN DE	RELACION	FRICCION	VELOCIDAD	AREA	VELOCIDAD	Ø O DUCTO	CALIBRE
	(FT)	AIRE (PCM)	L/Q		INICIAL (PCM)	FT ²	FINAL (PCM)	RECTANGULAR	
1	18.046	428	0.32	0.031	470	0.40	420	15" X 7"	24
2	16.405	242	0.33	0.036	470	0.27	420	14" X 5"	24
3	23.295	955	0.29	0.019	470	0.88	425	20" X 12"	24
4	9.351	500	0.33	0.022	425	0.45	370	15" X 8"	24
5	22.967	150	0.42	0.023	370	0.20	300	12" X 4"	24
6	26.248	455	0.31	0.026	425	0.42	370	14" X 8"	24
7	37.403	220	0.35	0.024	370	0.27	300	13" X 5"	24

CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS
 DUCTOS SECUNDARIOS DE EXTRACCION PLANTA BAJA

MANEJADORA I

TRAMO	LONGITUD	VOLUMEN DE	RELACION	FRICCION	VELOCIDAD	AREA	VELOCIDAD	Ø O DUCTO	CALIBRE
	(FT)	AIRE (FCM)	L/D		INICIAL (FCM)	FT ²	FINAL (FCM)	RECTANGULAR	
1	40.028	1 663	0.17	0.125	1 320	0.89	1 160	30" X 12"	24
2	71.854	1 863	0.18	0.082	1 030	0.89	920	30" X 12"	24
3	71.854	1 863	0.23	0.028	670	0.89	570	30" X 12"	24
4	40.028	1 863	0.25	0.007	540	0.89	480	30" X 12"	24

CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS

DUCTOS DE EXTRACCION PLANTA BAJA

MAQUINADORA II

TRAMO	LONGITUD	VOLUMEN DE	RELACION	FRICCION	VELOCIDAD	AREA	VELOCIDAD	Ø O DUCTO	CALIBRE
	(FT)	AIRE (PCM)	L/4		INICIAL (PCM)	FT ²	FINAL (PCM)	RECTANGULAR	
1	4.593	1 080	0.20	0.120	1 000	0.81	870	24" X 9"	24
2	7.874	1 500	0.21	0.062	870	0.92	760	32" X 9"	22
3	15.257	3 000	0.21	0.031	760	1.07	670	32" X 14"	22
4	31.334	4 500	0.21	0.017	670	1.12	580	36" X 14"	22
5	33.630	6 000	0.22	0.006	580	1.74	500	49" X 16"	22
6	28.873	7 500	0.19	0.002	500	2.03	460	49" X 19"	22
7	32.974	9 000	0.18	0.0007	460	2.16	420	56" X 19"	22
8	25.428	10 500	0.17	0.0002	420	2.67	390	66" X 19"	20
9	73.823	12 000	0.17	0.0002	390	2.89	340	72" X 20"	20
10	14.600	1 500	0.28	0.015	390	0.92	340	32" X 9"	22

CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS

DUCTOS DE EXTRACCION PLANTA ALTA

FANEJADORA II

TRAMO	LONGITUD	VOLUMEN DE	RELACION	FRICCION	VELOCIDAD	AREA	VELOCIDAD	Ø C. DUCTO	CALIBRE
	(FT)	AIRE (PCM)	L/Q		INICIAL (PCM)	FT ²	FINAL (PCM)	RECTANGULAR	
1	5.576	495	0.21	0.120	1 000	0.61	950	17" X 7"	24
2	8.695	515	0.22	0.140	950	0.61	830	17" X 7"	24
3	4.265	1 010	0.22	0.063	830	0.77	740	30" X 7"	24
4	6.890	1 275	0.24	0.049	740	0.77	650	30" X 7"	24
5	24.279	1 500	0.25	0.031	650	0.92	580	32" X 9"	24

CHART 7—FRICTION LOSS FOR ROUND DUCT

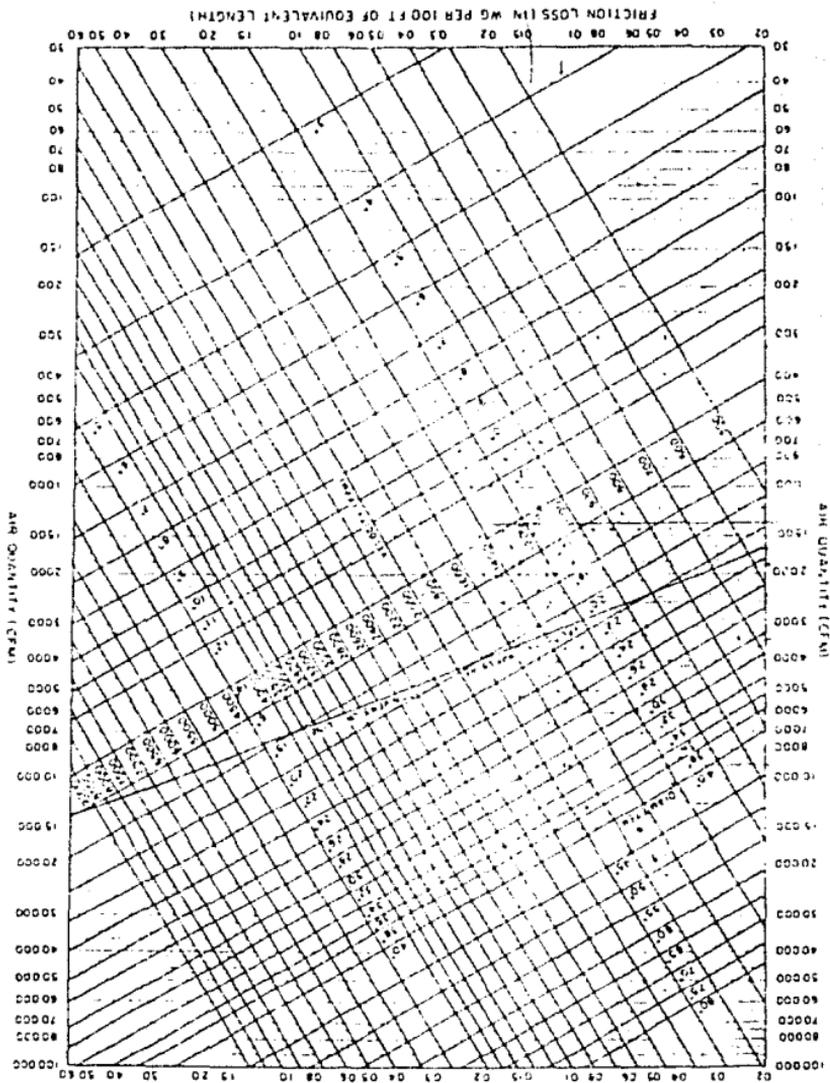
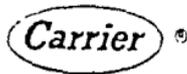


TABLE 6—DUCT DIMENSIONS, SECTION AREA, CIRCULAR EQUIVALENT DIAMETER,* AND DUCT CLASS†

SIDE	6		8		10		12		14		16		18		20		22	
	Area sq ft	Diag in																
10	39	8.4	52	9.8	65	10.9												
12	45	9.1	62	10.7	73	11.9	84	12.1										
14	52	9.8	72	11.5	81	12.9	109	14.2	138	15.3								
16	59	10.4	81	12.2	103	13.7	124	15.1	145	16.2	167	17.3						
18	66	11.0	91	12.9	115	14.5	140	16.0	162	17.2	187	18.5	212	19.7				
20	72	11.5	99	13.5	126	15.2	154	16.9	181	18.2	207	19.5	234	20.7	261	21.9		
22	79	12.0	108	14.1	138	15.9	169	17.6	199	19.1	227	20.4	257	21.7	286	22.9	317	24.1
24	84	12.4	116	14.6	150	16.6	183	18.3	214	19.8	247	21.3	278	22.6	311	23.9	343	25.1
26	89	12.8	124	15.2	161	17.2	197	19.0	231	20.4	266	22.2	301	23.5	335	24.8	371	26.1
28	95	13.2	133	15.6	171	17.7	209	19.6	247	21.1	284	22.9	325	24.4	360	25.7	400	27.1
30	101	13.6	141	16.1	182	18.7	227	20.2	264	21.0	304	23.7	346	25.2	389	26.7	427	28.0
32	107	14.0	148	16.5	192	18.8	238	20.8	281	21.7	325	24.4	368	26.0	412	27.5	455	28.9
34	113	14.4	158	17.0	201	19.1	249	21.4	296	21.1	343	25.1	389	26.7	437	28.7	481	29.7
36	118	14.7	165	17.4	214	19.8	261	21.9	311	22.9	363	25.8	409	27.4	458	29.0	507	30.5
38	123	15.0	173	17.8	225	20.3	276	22.5	327	24.5	380	26.4	430	28.1	484	29.8	537	31.4
40	128	15.3	181	18.2	235	20.7	288	23.0	343	25.1	397	27.0	452	28.8	507	30.5	563	32.1
42	133	15.6	186	18.5	243	21.1	298	23.4	357	25.6	415	27.6	471	29.4	521	31.2	584	32.8
44	138	15.9	193	18.9	252	21.5	311	23.9	371	26.1	432	28.2	490	30.0	535	31.9	612	33.5
46	143	16.2	201	19.2	261	21.9	322	24.3	388	26.7	449	28.7	510	30.6	578	32.5	637	34.2
48	148	16.5	209	19.6	271	22.2	335	24.8	403	27.2	468	29.2	520	31.2	597	33.1	664	34.9
50			216	19.9	281	22.7	346	25.2	415	27.6	484	29.8	531	31.8	616	33.7	687	35.5
52			222	20.2	291	23.1	357	25.6	430	28.1	500	30.3	572	32.4	641	34.3	714	36.0
54			229	20.5	298	23.4	371	26.1	443	28.5	517	30.8	590	32.9	664	34.9	738	36.8
56			238	20.9	309	23.8	382	26.5	455	28.9	531	31.2	608	33.4	687	35.5	763	37.4
58			243	21.1	316	24.2	394	26.9	468	29.2	548	31.7	626	33.9	706	36.0	787	38.0
60			250	21.4	327	24.5	406	27.2	484	29.8	565	32.2	650	34.3	726	36.5	812	38.6
62			264	22.0	346	25.2	424	27.9	510	30.6	593	32.2	687	35.5	771	37.4	859	39.7
64					363	25.9	449	28.7	537	31.4	626	33.0	718	36.3	812	38.6	903	40.7
66					383	26.5	471	29.4	569	32.3	660	34.8	754	37.2	850	39.5	953	41.8
68					409	27.4	491	30.0	586	32.8	683	35.4	795	39.2	890	40.4	998	42.8
70					441	27.6	517	30.8	615	33.6	723	36.9	829	40.1	931	41.1	104	43.8
72							541	31.5	641	34.5	754	37.2	855	39.6	975	42.3	108	44.6
74							558	32.0	664	34.6	787	38.0	894	40.5	101	43.1	113	45.4
76									691	35.9	812	38.6	929	41.5	104	43.8	117	46.3
78									590	33.0	714	36.2	840	39.2	108	44.5	121	47.2
80											740	36.9	850	39.5	113	45.3	123	47.6
82																		
84																		
86																		
88																		
90																		
92																		
94																		
96																		
98																		
100																		
104																		
108																		
112																		
116																		
120																		
124																		
128																		
132																		
136																		
140																		
144																		

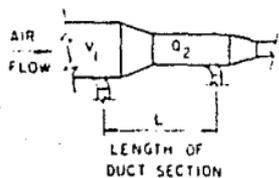
*Circular equivalent diameter (d_c) calculated from d_c = 1.13 $\sqrt{\frac{4A}{\pi}}$

†Large numbers in bold face are duct class

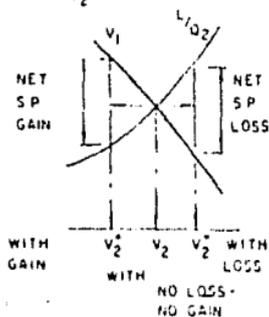


DUCT SIZING - CONVENTIONAL LOW VELOCITY SYSTEMS

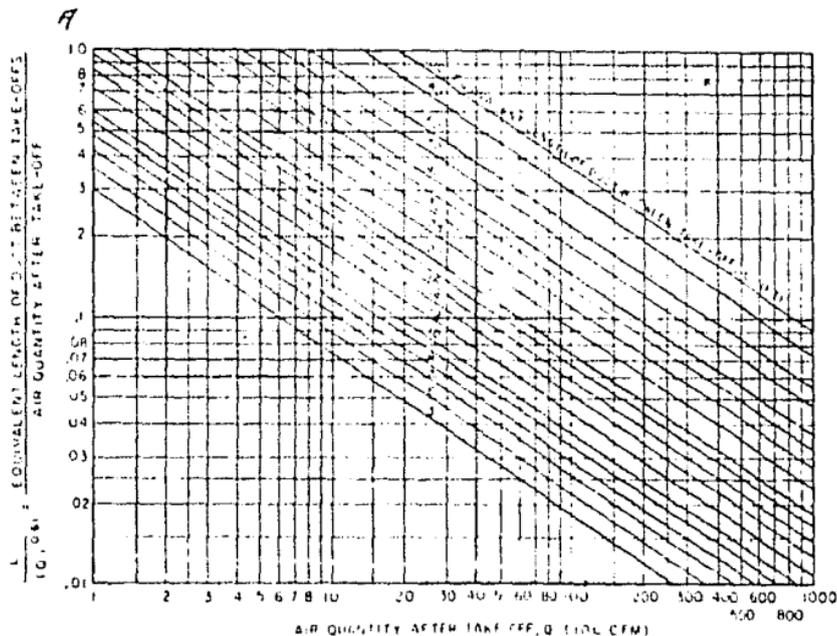
STATIC REGAIN METHOD



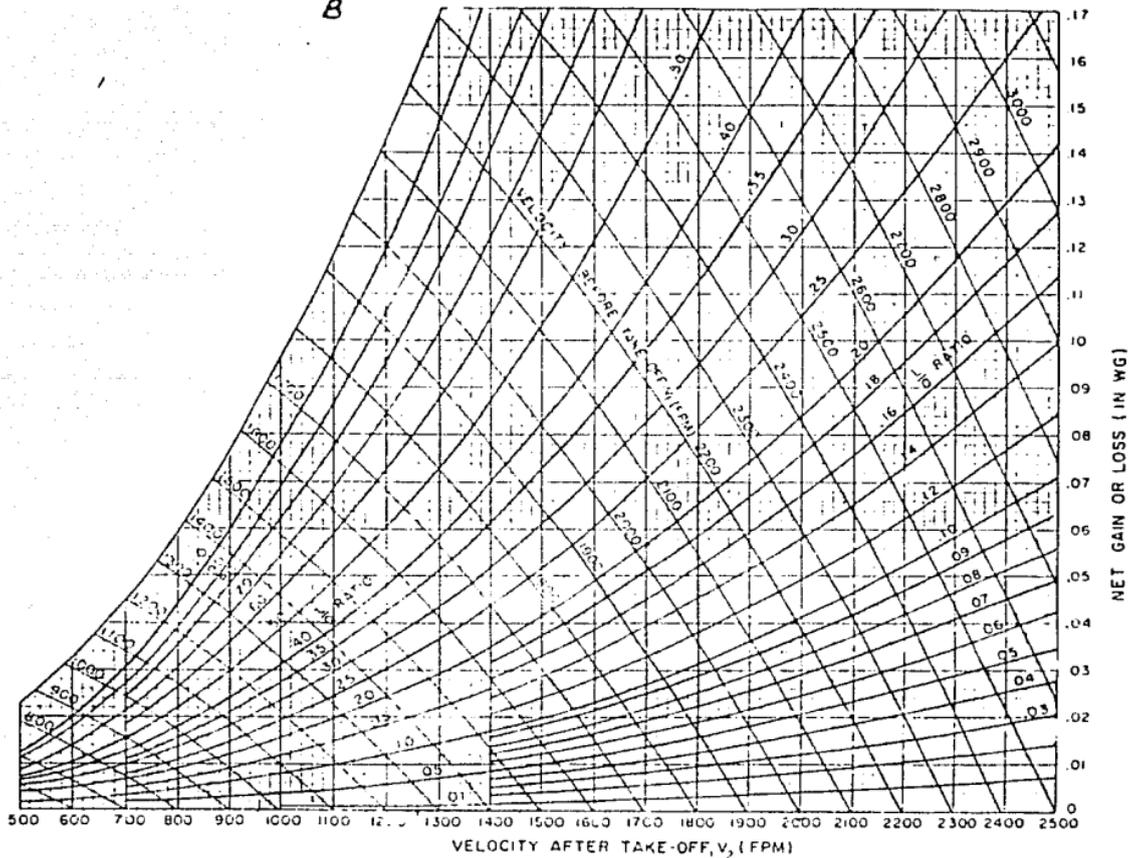
GIVEN v_1, Q_2 AND L
 FIND v_2



GUIDE TO USE



B



III.8.- AISLAMIENTO DE DUCTOS.-

En la parte en que los ductos de distribución de aire lleven aislamiento, irán alojados en un falso plafón o sea un espacio libre entre el techo y plafón, en esas zonas como es lógico existirá siempre una temperatura mayor a la que tiene el aire que circula en el interior del ducto, estando en esta forma expuestos a la pérdida de efecto refrigerante por la diferencia de temperatura. Es aconsejable en todo proyecto eliminar o reducirse a un mínimo esta diferencia, por medio de la aplicación al ducto en su parte exterior de un material aislante.- El aislamiento tiene como finalidad primordial, el flujo calorífico de una sección a otra con diferentes temperaturas, reduciéndose éste gradualmente.

Otro fin del aislamiento en conjunto es la formación de la llamada "Barrera o sello de vapor" que evita la formación de vapor o condensación exterior en los ductos de aire por las diferencias psicrométricas entre el exterior y el elemento de refrigeración.

La utilización del aislamiento térmico en los ductos de aire se debe a las razones que se exponen a continuación.

- a).- Reducir o aminorar considerablemente las pérdidas de calor a través del ducto del interior hacia el exterior, ahorrando por tanto efecto refrigerante que se traduce en una disminución en la capacidad del equipo de refrigeración.
- b).- Evitar por medio de la barra de vapor o sello previo la formación de condensación en la superficie de los ductos.

- c).- Reduce la capacidad del equipo de refrigeración - como se estableció.
- d).- Reduce el ruido, ahogándolo que de otra manera se transmitirá por la circulación del aire en los ductos.
- e).- Amortigua vibraciones por el paso del flujo de aire procedentes de la descarga de los ventiladores, evitando se transmitan al local por acondicionar.

Para el cálculo del espesor de la placa del material aislante se hará en forma inversa como se calcula el coeficiente de conductividad térmica y su valor estará influenciado por:

- a).- Calor total que deberá eliminarse del local donde se localiza el ducto.
- b).- Area total del ducto.
- c).- Diferencias de temperatura entre el medio exterior del ducto y la que lleva el aire dentro del ducto.
- d).- Velocidad del aire en el interior del ducto y su exterior.

Se emplea la fórmula.-

$$U = \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{L_1}{K_1} + \frac{L_2}{K_2} - \frac{1}{f_2}}$$

L_1 = Espesor de la lámina del ducto.

L_2 = Espesor de la placa del aislamiento.

F_1 = $1.6 + 0.3 V$ Para paredes muy lisas.

F_2 = $2.1 + 0.5 V$ Para paredes muy rugosas.

K_1 = Coeficiente de conductancia para la lámina.

K_2 = Coeficiente de conductancia para la fibra de

$$\text{vidrio} = 0.29 \frac{\text{B.T.U.}}{\text{Hr} \times \text{°F} \times \text{pie}^2 \times \text{pulg}}$$

En general todos los ductos para la inyección del -- aire frío a las salas del centro de trabajo "Pino" serán con aislamiento térmico marca FIBER-GLASS, tipo RF-3100 - de 1" de espesor con papel foil de aluminio, tipo Bond de aluminio y sellador CI-MASTIK, los ductos de inyección y retorno que se encuentran en el exterior irán cubiertos - con lámina galvanizada No. 24 con puntas selladas e impermeabilizadas.

III.9.- SELECCION DEL EQUIPO DIFUSOR, REJILLAS DE EXTRACCION Y RETORNO.

El problema de introducción y distribución correcta del aire en una habitación o local, es sin duda en la --- actualidad de mucha importancia y de ciertas dificultades en los sistemas de condicionamiento de aire. Está demostrado que la mayoría de las quejas contra la instalación de este tipo, son atribuidas a la deficiencia en la distribución del aire; en realidad el problema no es sencillo por que las fuerzas que intervienen son extraordinariamente pequeñas y las corrientes de aire frecuentemente molestan y es difícil de prever sus efectos.

Para obtener las condiciones teóricas de comodidad la velocidad del aire no debe pasar de los 30 pies/min. (9.15 mts/min.) en caso de que las personas estén en reposo y de 60 pies/min. (18.30 mts/min.) si están en movimiento. Las corrientes de aire dirigidas hacia la cara de las personas molestan menos que las recibidas por la espalda. En términos generales la velocidad del aire está relacionada con la temperatura y humedad para una temperatura efectiva determinada; las corrientes de aire dirigidas hacia los tobillos, nuca y cabeza son frecuentemente molestas con independencia de las condiciones en sí del aire. Dejando aparte el que no deben haber corrientes de aire desagradables, es preciso que éste se distribuya racionalmente con el fin de que la temperatura en el local sea uniforme y para que no se acumulen olores molestos.

En la práctica, se emplean varios procedimientos para introducir el aire en un local y cada uno de ellos puede dar buen resultado si se dispone en forma correcta. A menudo tiene más importancia el cuidado con que debe hacerse la instalación, que el tipo de distribución escogido, ya que frecuentemente se da poca importancia a la construcción del final de los ductos que unen con el medio de distribución o que enlazan con las llamadas rejillas o difusores de entrada y salida de aire.

Por lo general, las salidas de los ductos para la distribución del aire son colocadas en los techos o en la parte superior de los muros de las habitaciones con el fin de que el aire se distribuya y salga hacia la parte inferior. Las aberturas en los ductos para los dispositivos de retorno del aire utilizado desde la habitación hasta la unidad de acondicionamiento, se colocan generalmente en los muros cerca del piso. Sin embargo, en algunos casos puede invertirse el sentido en que circula el aire y pasa desde la parte inferior de la habitación a la parte superior o desde un lado a otro o puede también entrar en un lugar por el centro del techo y salir por los extremos o bordes del

mismo, o entrar por un lado del techo y salir por el -- opuesto.

III.10.- UBICACION DE LAS REJILLAS.

La arquitectura interior, la construcción del edificio y las posibilidades de que insidan partículas de polvo, son factores que influyen en la colocación de las -- rejillas. Por muy conveniente que sea colocar una rejilla de impulsión en un punto dado, dichas condiciones pueden impedirlo. Aunque se consiga superar satisfactoriamente todas las limitaciones mencionadas, los principios que -- rigen la distribución del aire concerniente al flujo, -- caída de presión, capacidad y circulación de aire en el local.

III.11.- EQUIPO ELECTRICO Y DE CONTROL.

La corriente eléctrica de alimentación pasará desde la subestación reductora hasta un centro general de carga y de ahí se llevarán circuitos independientes para cubrir la alimentación de los equipos.

Para el sistema de acondicionamiento de aire que se proyecta se han seleccionado previamente los motores -- eléctricos, asimismo sus características en cuanto potencia, voltaje, frecuencia, etc., dependiendo de estas características del equipo se tendrá una carga a cubrir para un funcionamiento satisfactorio, para ello se recurrirá a la instalación de líneas de alimentación de distintos calibres al centro general de distribución hasta los arrancadores e interruptores del equipo.

Es recomendable en toda instalación de fuerza, considerar la potencia y tamaño del equipo, esto es con el fin de asignar su voltaje más adecuado y en número de fases de operación. Con base a lo establecido y por econo-

mía en la adquisición del equipo motriz, se ha optado por seleccionarlo para su funcionamiento bajo dos características en la corriente eléctrica.

Los motores de $3/4$ H.P. y mayores serán de 3 fases - de velocidad constante cerrado a prueba de goteo y deberán ser suministrados con arrancadores magnéticos iguales a los Squared o equivalente de PPE. Las bobinas de estos arrancadores serán para corriente 208/220 volts. Estos -- arrancadores se suministran con botones restablecedores.- elementos térmicos y estación de botones de arranque-para da.

Los motores menores de $3/4$ H.P. deberán ser para corriente de 115/220 volts. 1 fase y se suministran con los arrancadores manuales o magnéticos que sean necesarios. - Salvo en los casos que se especifique otro voltaje. Todos los motores mayores de 15 H.P. serán instalados con arran cadores a base dividida o autotransformador.

Los compresores que se utilizarán serán del tipo recíprocos para R-22 tipo semi-hermético con motor directamente acoplado enfriado con el propio refrigerante de - sistema protegido contra sobre carga. También dichos compresores estarán protegidos por controles de alta y baja presión.

El compresor estará protegido por un relevador de -- tiempo para que no esté parando y arrancando el motor, ya que el riesgo de poderse quemar el compresor, por los calentamientos de arranque de dicho compresor.

Los compresores estarán protegidos por interruptores termomagnéticos de tres polos para diferente amperaje dependiendo del consumo de corriente a plena carga.

III.11.1.- CONTROLES.-

Los controles automáticos, son parte esencial de to-

do el sistema de calefacción, ventilación y aire acondicionado y ellos responden a las variaciones en la temperatura, humedad y presión. Todo control opera individualmente o en secuencia para lograr mantener en el interior de un local las condiciones de confort deseadas.

Para determinar un sistema de control se deben conocer las partes constitutivas del mismo y ellas son:

- 1.- CONTROLADOR.- Son dispositivos que miden una condición variable tal como: temperatura, humedad, presión, nivel, flujo, etc. produciendo a causa de ello un impulso determinado que transmite al aparato controlado. Entre los principales controladores se encuentran los termostatos, humidostatos y controladores de presión.
- 2.- APARATOS DE CONTROL.- Como se estableció, son aquellos que captan una señal o impulso procedente del dispositivo controlador, variando a causa de ellos las condiciones de flujo del agente que se pretende controlar; éstos pueden ser válvulas automáticas, - válvulas de expansión, relevador eléctrico, compuertas, ventiladores, bombas, motores, etc.
- 3.- AGENTE CONTROLADO.- Es comúnmente el medio que se maneja a través de los dos dispositivos anotados el cual puede ser: aire, gas que circula a través de una compuerta, vapor, líquido refrigerante que fluye a través de la válvula o bien un circuito eléctrico. Todas las funciones desarrolladas por los dispositivos enumerados, tienden a lograr o mantener condiciones de temperatura, humedad y presión requeridas para el buen funcionamiento del sistema.

Los sistemas de control se pueden dividir en cinco grupos principales de acuerdo al origen de la energía -- utilizada para su funcionamiento.

- a).- Sistemas auto-contenidos.
- b).- Sistemas neumáticos.
- c).- Sistemas hidráulicos.
- d).- Sistemas eléctricos.
- e).- Sistemas electrónicos.

Los sistemas de control pueden ser de cualquier tipo de fabricante como puede ser Honeywell, Sportland, Johnson Control o similares puesto que todos se basan en el mismo principio, de funcionamiento.

Los controles que se han seleccionado para el buen funcionamiento del equipo son:

Dos centros de control de motores marca TEMISA ó VISA

Seis interruptores termomagnéticos marca SQUARED

- KAL - 36125
- PAL - 36100
- FAL - 36015
- KAL - 36200
- KAL - 36125
- PAL - 36015

Una combinación de interruptor termomagnético tipo FAL - 36070 y arrancador magnético a tensión reducida, clase 8547, tipo EG-2, incluyendo elementos térmicos, bobina a 220 V, 3F, contactos auxiliares, marca SQUARED DE MEXICO.

Contactador magnético marca SQUARED DE MEXICO, clase 8502, DO-2 (tres) y BO-2 (uno).

Supervisor de voltaje marca IMILE.

Dos tableros de mando fabricado en lámina negra calibre

18.

Dos lámparas piloto marca SQUARED DE MEXICO, tipo OR-120.

Un termostáto de cuarto marca PENN CONTROLS, mod. T25A-1.

Un termohigrómetro.

Dos Termostátos marca PENN CONTROLS, mod. A36AHA-58.

Dos Humidistátos marca PENN CONTROLS, mod. W42AA-1.

Dos interruptores de flujo marca PENN CONTROLS, mod. P32AF-1.

Banco de resistencias a 220V, 3F.

Uno de 30 KW (En 3 pasos 10 c/u.).

Uno de 36 KW (En 3 pasos 12 c/u.).

Seis válvulas de paso marca RIMSA SAGINOMIYA, modelo NBV-7ESR.

Dos filtros deshidratadores marca TETRON, modelo -- IH-78S.

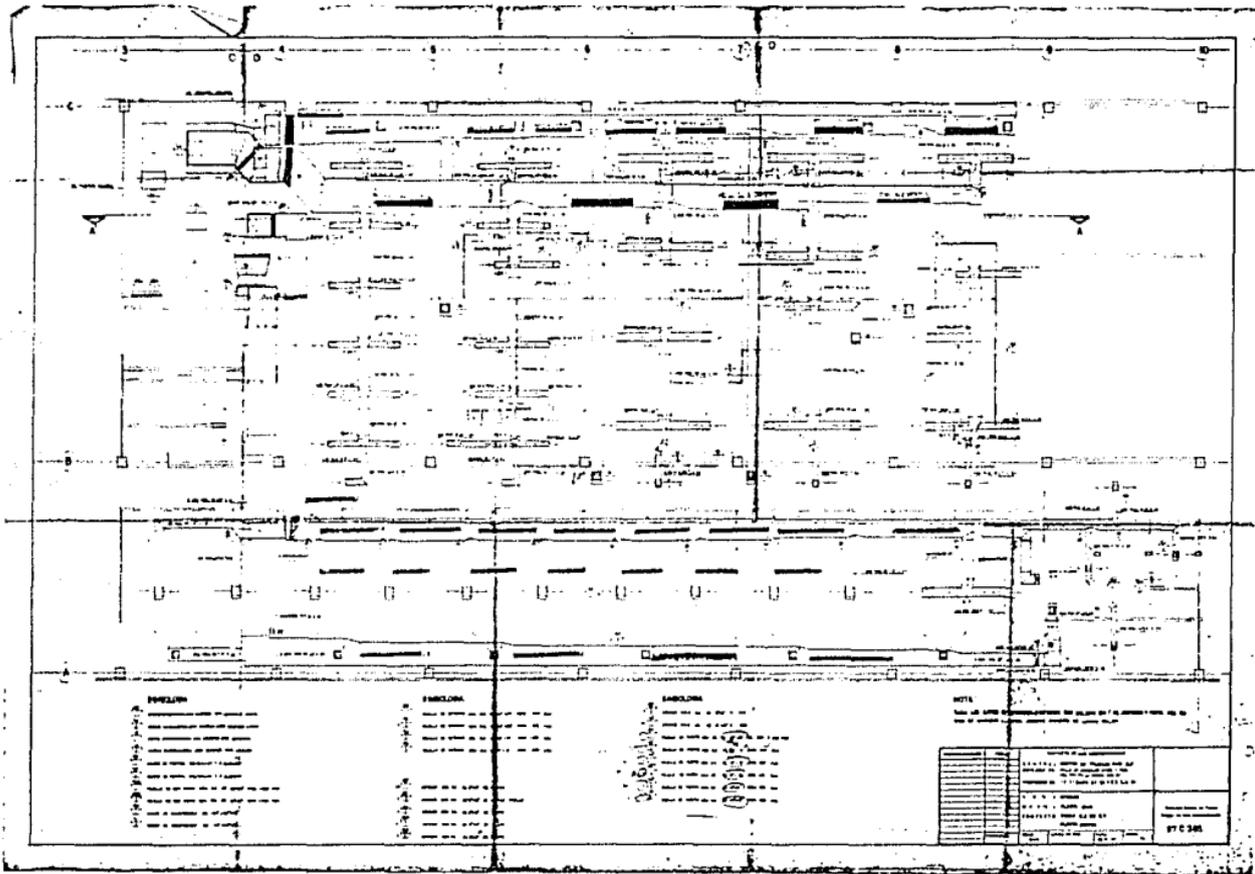
Dos indicadores de líquido y humedad o mirillas de - líquido marca TETRON, modelo IH-78S.

Cuatro válvulas de selenoide marca RIMSA SAGINOMIYA, modelo RMV-1307.

Seis válvulas de termoexpansión marca RIMSA SAGINOMIYA, modelos:

Dos ATX57060DHG

Cuatro ATX45045DHG



CAPITULO IV

IV.1.- DESCRIPCION DEL EQUIPO.

IV.1.1.- EXPOSICION DEL SISTEMA.-

En la exposición del sistema comprenderá la explicación del funcionamiento de cada uno de los aparatos y accesorios del sistema de refrigeración, además de definir la diferencia de los dos variantes en el sistema mecánico de refrigeración, que son: el de expansión directa y el tipo inundado.

Los elementos que componen el sistema mecánico son:

IV.2.- APARATOS.

IV.2.1.- Compresor.

IV.2.2.- Condensador.

IV.2.3.- Evaporador.

IV.2.4.- Unidad Manejadora.

IV.2.5.- Válvula de Expansión.

IV.2.6.- Termostato.

IV.3.- ACCESORIOS.

IV.3.1.- Tanque de líquido o receptor.

IV.3.2.- Separador de aceite.

IV.3.3.- Deshidratador.

IV.3.4.- Filtros.

IV.3.5.- Mirillas.

IV.3.6.- Válvula de servicio del compresor.

IV.3.7.- Válvula para carga en forma líquida.

IV.4.- TUBERIAS.

IV.4.1.- Tubería de succión.

IV.4.2.- Tubería de descarga.

IV.4.3.- Línea de líquido.

IV.4.4.- Tubería de condensador a receptor.

Los sistemas empleados en refrigeración son dos: el de tipo de absorción y el mecánico.

El sistema que se utiliza en este proyecto es el de segundo tipo, es decir del tipo mecánico.

Se denomina mecánico a este sistema por que sus partes -- constituyentes únicamente desarrollan trabajos mecánicos.

El sistema de refrigeración mecánico tiene dos variantes, el de expansión directa y el de tipo inundado.

La diferencia entre el tipo de expansión directa y el de tipo inundado, es que el primero existe sobre la línea del líquido a la entrada del evaporador, la válvula de expansión, -- cuyo objetivo es lograr que el refrigerante no entra en forma líquida al evaporador, sino en forma de vapor, mientras que -- en el segundo carece de dicha válvula ya que el evaporador -- consta de una charola donde se deposita el líquido, que se eva para al recibir el calor del medio a refrigerar.

En este caso se tratará únicamente con el tipo de expansión directa, dado que es el utilizado en este tipo de aire -- acondicionado.

IV.2.- APARATOS.

IV.2.1.- MOTOR COMPRESOR.--

Los principales puntos que se tratarán respecto a este -- tema son los siguientes:

IV.2.1.1.- Función del compresor.

IV.2.1.2.- Tipos de compresores.

IV.2.1.3.- Fuentes de fuerza para mover los compresores.

IV.2.1.4.- Tipos de válvulas que utilizan los compresores.

IV.2.1.5.- Diferentes tipos de sellos para compresores.

IV.2.1.6.- Como funciona un compresor recíproco.

IV.2.1.7.- Lubricación de un compresor.

IV.2.1.8.- Capacidad de un compresor.

IV.2.1.1.- Función de un compresor.-

La función de un compresor es tomar vapor refrigerante a baja temperatura y presión y aumentarle su temperatura y presión.

Como resultado de esto:

- 1.- La presión y temperatura del refrigerante en el evaporador son disminuidos, permitiéndole absorber calor del ambiente que le rodea.
- 2.- La presión y temperatura de refrigerante en el condensador se aumentan lo suficiente para permitir la transferencia del calor al aire o agua de condensación que se encuentra a temperaturas normales.

El compresor es a menudo llamado el "Corazón de un sistema de refrigeración". Bombea a través del sistema de la misma manera que el corazón impulsa la sangre a través del cuerpo.

Para ello revisemos el ciclo de refrigeración para ver la parte que le corresponde al compresor.

Comenzando por el evaporador el vapor refrigerante a baja temperatura llega a través de la línea de succión al compresor. Este lo comprime aumentando su presión y temperatura. El gas refrigerante caliente y a alta presión fluye hacia el condensador donde el gas cede calor y es condensado. El compresor al succionar el gas del evaporador reduce la presión - en su interior produciendo una corriente de gas refrigerante

desde el evaporador hacia el compresor. A causa de la baja temperatura resultante, el calor pasa desde el medio que deseamos enfriar al evaporador y vaporiza el líquido refrigerante. El vapor retiene el calor absorbido fluyendo al compresor donde es comprimido y aumenta su temperatura. Entonces el vapor a alta temperatura transportando el calor absorbido del evaporador es impulsado al condensador donde el calor que transporta es cedido al agua o al aire que pasa a través del condensador.

IV.2.1.2.- Tipos de compresores.-

Existen tres tipos principales de compresores: recíproco, rotativo y centrífugo. Estos principales tipos tienen a su vez diferentes variedades como son en los recíprocos: abiertos, semiherméticos y herméticos y en los centrífugos: abiertos y herméticos.

Los nombres de estos compresores provienen del funcionamiento de su mecanismo.

En el compresor recíproco un pistón se desplaza hacia adelante y hacia atrás en un cilindro.

El compresor centrífugo tiene un rodete centrífugo a alta velocidad con muchos álabes. El rodete gira dentro de una carcasa.

Los compresores recíprocos abiertos se llaman así porque en uno de sus extremos del eje cigüeñal sale fuera de la carcasa. El compresor por lo tanto es adaptable a varios sistemas para moverlo. Como el eje pasa a través de la carcasa, se requiere de un sello mecánico para impedir fugas de refrigerante.

El motor y el compresor de los compresores semiherméticos están encerrados dentro de una carcasa común. Normalmen-

te las cubiertas y las placas que protegen los extremos del eje, pueden ser desmontadas para inspección de los mecanismos internos. La parte del compresor es la misma que en los compresores recíprocos de tipo abierto. Sin embargo el compresor y el motor están conectados por un eje común en el interior de la carcasa.

Los compresores herméticos tienen como característica principal que el compresor en sí y su motor están herméticamente encerrados dentro de una carcasa soldada de acero. Las carcasas no pueden ser abiertas para inspección. En este tipo de compresores, el compresor y el motor están montados en sentido vertical. La única principal diferencia entre este tipo de compresores y los semiherméticos está en los medios de acceso al conjunto compresor-motor.

IV.2.1.3.- Fuentes de fuerza para mover los compresores.

La mayor parte de los compresores son movidos por motores eléctricos, pero algunas veces son movidos también por motores de gasolina o fuel-oil o por máquinas de vapor.

Un método típico de mover un compresor es con bandas trapezoidales. Una o más bandas (el número de ellas depende de las necesidades de potencia) se utilizan para mover el compresor. Estos compresores pueden ser movidos a la velocidad deseada instalando una combinación adecuada de poleas y volante. Algunas veces se usan motores de varias velocidades.

El compresor puede moverse también por un motor eléctrico a través de un acoplamiento flexible directo. Esto quiere decir que el compresor se moverá a la velocidad del motor.

Los compresores también pueden ser movidos directamente por motores de combustión interna (gasoil o gasolina). Las aplicaciones normales de estos tipos son en camiones frigoríficos y en autobuses con aire acondicionado.

IV.2.1.4.- Tipos de válvulas que utilizan los compresores.

Dos tipos principales de válvulas se utilizan en los compresores.

1.- Válvula de lengüeta o disco.

2.- Válvula de anillo.

La válvula de lengüeta son láminas delgadas y flexibles de acero templado. Una parte de la válvula cubre el orificio de succión o descarga. La tensión que tienen esas válvulas - tiende a conservar la válvula cerrada. La válvula es forzada a abrir por una presión mayor que la tensión en la lámina.

Las válvulas de anillos son realmente anillos planos de metal más pesado. La válvula de anillo ayuda normalmente a - mantener en posición cerrada por medio de muelles. Una pre-esión baja la válvula mayor que la tensión de los muelles -- despegará la válvula de su asiento.

La válvula de succión está situada en la parte inferior de la placa de válvulas y la válvula de descarga está colocada en su parte inferior.

Las posiciones de las válvulas durante la carrera de -- succión, como el pistón se aleja de la placa de válvulas una presión más baja que la de succión se obtiene en el cilindro. La presión de succión obliga a abrir la válvula y permite al gas que proviene de la tubería de succión entrar al cilindro. Debido a que la presión de descarga es mucho más alta que la presión dentro del cilindro, la válvula de descarga se man-tiene cerrada.

Las posiciones de las válvulas durante la carrera de -- compresión. Como el pistón se acerca a la placa de las vál-vulas, una presión mayor que la de descarga se obtiene den--tro del cilindro. Esta presión mantiene a la válvula separa-

da de su asiento y permite pasar el gas contenido dentro del cilindro al colector de descarga. A causa de que la presión dentro del cilindro es mucho más alta que la presión de succión, la válvula de succión se mantiene cerrada.

El recorrido del vapor refrigerante a través de la válvula de anillo de un compresor se indica por las flechas en la figura:

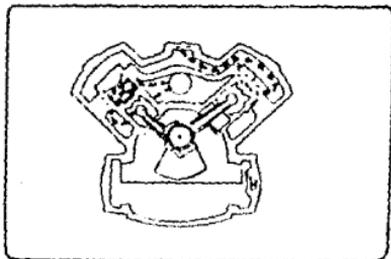


FIG. IV.2.4.1.- Recorrido del vapor refrigerante de un compresor.

Las válvulas de anillo están montadas sobre la placa de la válvula sobre la parte superior del cilindro, con la válvula de succión en la parte de abajo y la válvula de descarga encima de la placa. En la parte izquierda de la figura el gas entra al colector de succión, pasa a través de la válvula de succión y entra al cilindro. El anillo de la válvula de succión acciona mediante los muelles y rodes por completo la parte superior del cilindro. En la parte derecha de la -- figura el gas comprimido abandona el cilindro a través de la válvula de descarga y va al colector de descarga.

IV.2.1.5.- Diferentes tipos de sellos para compresores.-

En el extremo del eje que sale al exterior a través de la carcasa en los compresores abiertos comúnmente llamado -- "extremo del sello". El sello es necesario para impedir fuga de gas refrigerante.

Los cuatro tipos de sellos más conocidos son:

- 1.- Prensaestopas.
- 2.- Fuelles estacionarios.
- 3.- Diafragmas.
- 4.- Rotativos.

1.- Prensaestopas.-

El sello prensaestopas consiste generalmente de un conjunto formado por una pieza metálica roscada en la carcasa - del compresor la cual aprieta un casquillo contra un paquete de amianto y grafito que está alojado en una escotadura la - cual rodea el extremo del eje cigüeñal. Algunas veces se coloca un muelle entre la pieza roscada y el casquillo para -- compensar el desgaste.

Este tipo de sello se usa frecuentemente en los compresores de amoníaco y en compresores que funcionan a velocidades relativamente bajas.

2.- Fuelles estacionarios.

El sello de fuelles estacionarios consiste en unos fuelles metálicos y un anillo apretado contra una entalladura - que tiene el eje cigüeñal por medio de un muelle. Los fue--- lles y el anillo están fijos a la placa protectora y no gira con el eje. Las superficies sellantes se encuentran entre el anillos de los fuelles y la entalladura del eje.

3.- Diafragma.-

El sello de diafragma está compuesto por un diafragma - estacionario con un anillo o collar acoplado al mismo que -- presiona contra una entalladura del eje cigüeñal. La tapa -- protectora del conjunto del sello tiene una protuberancia en

forma de anillo en su parte interior (fulcro) que empuja al -- diafragma contra la entalladura del eje.

4.- Rotativos.-

En la actualidad el sello rotativo es el que comúnmente se usa a diferencia de los sellos de fuelle estacionario, los fuelles de sello rotativo giran con el eje del cigüeñal al -- cual está acoplado. El anillo o collar del sello gira contra -- la superficie pulida de la placa protectora del sello.

IV.2.1.6.- Como funciona un compresor recíproco.

Los pistones en un compresor recíproco se mueven de va--- rias maneras. El sistema de excéntrica, utiliza un eje recto -- con una pieza excéntrica ajustada al mismo, la cual sirve para conducir y mover el pistón por medio de bielas. Algunas veces las excéntricas forman parte del eje. Los pistones están co-- nectados a las bielas por medio de pernos.

Otro método para mover los pistones de un compresor recíproco es el sistema de cigüeñal. Consiste en un eje de tipo -- cigüeñal y bielas por medio de pernos. En la parte inferior de las bielas es desmontable para facilitar las revisiones y re-- paraciones.

Existen otros métodos para mover los pistones en compresores recíprocos pero debido a que no son de uso común no se -- trataran en su descripción, por razones de aplicación y de eco-- nomía, los cuales condicionan el tipo de sistema de los pistones que deben usar.

IV.2.1.7.- Lubricación de un compresor.

Existen dos sistemas generales de lubricación en los compresores recíprocos. El más simple es el llamado de barboteo o salpicadura. El aceite de la carcasa salpica sobre algunas de

las partes internas del compresor cuando están girando. Por este método el aceite se suministra a las paredes del cilindro y a las superficies de los cojinetes.

El segundo método de lubricación es el llamado a "presión". Estos compresores tienen una bomba interna acoplada al extremo posterior del eje del cigüeñal. La bomba impulsa el aceite a través del cigüeñal a la superficie de los cojinetes. En algunos casos las bielas están perforadas en su interior de tal manera que el aceite a presión se suministra a los pernos de los pistones. Un regulador de presión de aceite existe normalmente en un sistema de lubricación a presión para evitar una excesiva presión de aceite, que podría ocasionar un alto consumo de fuerza, pérdidas de aceite y averías eventuales. En algunos compresores se usan sistemas de lubricación combinados de los dos sistemas anteriormente indicados.

En los sistemas de refrigeración es inevitable que algo de aceite circule con el refrigerante. En algunos compresores el aceite se devuelve directamente a la carcasa a través de una abertura. Otros compresores utilizan un cierto tipo de válvula de retención de retorno de aceite. Esta válvula de retención funciona como sigue:

Durante el funcionamiento normal cuando las presiones de la carcasa y de succión son iguales, esta válvula permanece abierta, permitiendo al aceite que acompaña al gas de la línea de succión retornar a la carcasa. Durante los períodos de arranque que la más alta presión en la carcasa tiene el gas refrigerante mezclado con el aceite, cierra la válvula y un pequeño orificio en la válvula va soltando la presión gradualmente, evitando excesiva pérdida del aceite de la carcasa.

IV.2.1.8.- Capacidad de un compresor.-

La capacidad de un compresor está influenciado por ciertos factores.

Estos factores pueden dividirse en dos grupos:

- 1.- Los inherentes al diseño del compresor, los cuales no pueden ser cambiados sin reformar éste. Pueden ser -- llamados "Factores de diseño mecánico", en esta categoría los principales son:

Desplazamiento del pistón, está en función del diámetro, carrera del pistón y número de cilindros.

Espacio muerto.- Es el espacio comprendido entre la -- parte superior del pistón y la parte final del cilindro, -- cuando el pistón está en la parte más alta de su carrera. - Diseño y tamaño de las válvulas de succión y descarga.

- 2.- Los que se determinan por las condiciones bajo las -- cuales el compresor se va a usar, y son factibles de variar dentro de ciertos límites. Pueden ser llamados "factores de aplicación". En esta categoría los principales son:

Revoluciones por minuto.

Presión de succión.

Presión de descarga.

Tipo de refrigerante.

El desplazamiento de los pistones de un compresor es el volumen desplazado por un pistón en su movimiento alternativo, multiplicado por el número de cilindro.

Los métodos que comúnmente se usan para controlar la capacidad de un compresor son cuatro: Motores de velocidad variable, by-pass de gas caliente, by-pass de cilindros y descarga de cilindros.

El control de capacidad es necesario a causa de las - necesidades de refrigeración o aire acondicionado no siempre son constantes. Un compresor se usa a menudo para producir una porción del trabajo para el cual fué diseñado.

Cuando el sistema funciona bajo cargas parciales las presiones de succión son bajas. Esto puede ocasionar una congelación en aplicaciones de aire acondicionado o producir averías en sistemas de refrigeración.

En el control de la capacidad por motores de velocidad variable puede ser con un motor de dos o más velocidades, mediante un cambio en la conexión de los cables para seleccionar una u otra velocidad, también el cambio se puede hacer automáticamente si se desea. A causa de que los motores de velocidad variable son caros, su uso se limita normalmente a aplicaciones especiales.

En el by-pass de gas caliente, la solenoide de la línea de by-pass puede ser controlada por temperatura o presión dependiendo de la naturaleza de su aplicación. Cuando el controlador (termostato o presostato) pide una reducción de capacidad, la solenoide abre permitiendo que algo de gas caliente vaya directamente a la línea de succión.

Esto reduce la capacidad real del compresor, en la cantidad de gas caliente, y no se obtiene un apreciable cambio en la fuerza requerida para mover el compresor.

Control de capacidad por by-pass de cilindros, este sistema es controlado bien por temperatura o por presión. Cuando el controlador pide una reducción de capacidad, la válvula solenoide abre y el gas de descarga de uno de los bloques de cilindros pasa directamente a la línea de succión. A causa de la válvula de retención no permite pasar al gas a alta presión al bloque de cilindros aislado y las líneas no se dimensionan con amplitud apropiada no se crea alta presión en los cilindros puestos en by-pass, Consecuentemente estos cilindros en by-pass funcionan con la presión de succión, lo mismo en la parte de arriba que en la de abajo de la placa de válvulas y los cilindros no trabajan. En este sistema, la fuerza necesaria para mover el compresor disminuye casi en proporción directa a la reducción de capacidad.

La descarga de cilindros es otro método para controlar la capacidad de un compresor. Es muy usado pero su construcción puede variar mucho entre diferentes tipos de compresores. Todos ellos logran la descarga de los cilindros manteniendo abierta la válvula de succión e impidiendo de esta manera la compresión del gas.

Existe otro mecanismo de levantamiento de la válvula operada hidráulicamente. Cuando se necesita una reducción de capacidad, una solenoide abre, permitiendo que la presión del aceite llegue al pistón de reducción de capacidad. Este pistón mueve un mecanismo de palanca que levanta la válvula de succión de su asiento. El pistón del compresor no está entonces en disposición de comprimir el gas refrigerante y únicamente se mueve de arriba a abajo dentro del cilindro sin efectuar ningún trabajo, por que el método de by-pass de cilindros la fuerza disminuye casi en proporción directa a la capacidad de reducción. Usando este método los escalones de reducción de capacidad de un compresor se limitan solamente por el número de cilindros.

Los 2 Compresores utilizados para este sistema de aire acondicionado tendrán las siguientes características:

La unidad deberá contener un compresor de tipo semihermético con facilidad para servicio en la instalación, montado sobre aisladores de vibración, previsto de una bomba de aceite automáticamente reversible.

La máxima potencia requerida por la unidad no deberá exceder de 33 KW para un compresor y 22 KW para el otro compresor a las condiciones especificadas.

IV.2.2.- CONDENSADOR.

Existen tres tipos de condensadores: de aire frío, de agua fría y condensador evaporativo. El condensador que se

utiliza en este equipo es del tipo de aire frío.

El condensador es un dispositivo para eliminar el calor de un sistema de refrigeración. La refrigeración no es más que el movimiento de calor desde un lugar donde no se desea, a otro donde no importe cederlo. El condensador es un componente de un sistema de refrigeración por medio del cual el calor de un sistema de refrigeración se transfiere a un medio que lo absorbe, y le traslada a un punto final determinado de antemano. El condensador es la puerta a través de la cual el calor que no se desea fluye fuera del sistema de refrigeración.

El de aire frío, que es el tipo que utiliza este sistema del proyecto, tema de tesis, éste utiliza aire como medio condensador y el condensador de agua fría usa el agua. El condensador evaporativo es una combinación de los dos anteriores y usa agua y aire.

Hay cuatro tipos básicos de condensadores de agua fría:

- 1.- De doble tubo.
- 2.- De carcasa vertical abierta y tubo.
- 3.- De carcasa horizontal y tubo.
- 4.- De carcasa y serpentín.

Los condensadores de carcasa horizontal y tubo y los de carcasa y serpentín se usan extensamente y representan el mayor porcentaje de los instalados en la actualidad.

El concepto básico de la teoría del condensador es que el calor cedido por el refrigerante debe ser igual al calor ganado por el medio enfriador.

En condensadores enfriados por aire con circulación natural el aire circula sobre el condensador por convección. Como el aire está en contacto con el condensador caliente, -

absorbe calor y asciende. Esto permite al aire enfriador -- que está situado debajo del condensador, ascender a donde puede absorber calor del condensador.

El condensador de aire frío de circulación natural --- tiene un uso muy limitado. Como el aire se mueve muy lentamente no es capaz de eliminar el calor del condensador rápidamente. Por lo tanto, se requiere superficies relativamente grandes. El uso común de éstos condensadores está en refrigeradores domésticos.

La capacidad del condensador se puede incrementar forzando la circulación del aire sobre las superficies. Esto se logra mediante el suministro de aire por medio de un ventilador el cual aumenta su velocidad.

Algunos de los primeros condensadores se construyeron con tubo solamente; sin embargo, en la actualidad se construyen normalmente con tubos de cobre y aletas de aluminio. A diferencia de los condensadores de circulación normal, -- los de aire forzado son más prácticos para grandes cargas de refrigeración. Los principales factores de limitación son económicos y de espacio disponible, ya que ocupan grandes áreas.

En los condensadores enfriados por aire se utilizan -- ventiladores de hélices, o centrífugos.

El tipo de ventilador seleccionado depende de los factores del proyecto tales como resistencia del aire, nivel de ruido, requerimientos de espacio, etc.

Los condensadores utilizados en este sistema de aire acondicionado tendrán las siguientes características:

Las 2 unidades condensadoras son de marca CARRIER, -- modelos 38AD034 y 38AD024 con capacidades de 385,000 BTU/HR y 261,500 BTU/HR cuando operan a una temperatura de 45^oF de

succión y 90 °F de temperatura exterior.

Construidos de 3 hileras de tubos de cobre y 12 aletas por pulgada de aluminio fijadas mecánicamente a los tubos; el serpentín deberá ser probado en fábrica a una presión no menor de 400 libras por pulgada cuadrada.

A través de dicho serpentín se moverán 28,200 para un condensador y para el otro de 18,200 pies cúbicos de aire - por minuto en una área no menor de 49.6 para uno y para el otro de 35.4 pies cuadrados por medio de tres abanicos de - tipo axial protegido con guardas y accionados por tres motores de 1 H.P., para uno y para el otro condensador de 3/4 H.P., 200V, 1F, 60 ciclos, trabajando al 1,140 R.P.M., montado sobre baleros permanentemente lubricados.

IV.2.3.- EVAPORADOR.

El evaporador es la parte del sistema de refrigeración que absorbe el calor que no se desea para que pueda ser -- transferido o transportado al condensador en donde es absorbido por el condensador. El evaporador es la puerta a través de la cual el calor que no se desea penetra dentro del sistema de refrigeración.

Hay dos tipos básicos de evaporadores:

- 1.- El tipo seco o de expansión directa.
- 2.- El tipo inundado.

Los dos difieren en el método de circulación del refrigerante.

- 1.- El tipo seco o de expansión directa.- Que es el tipo que este sistema de aire acondicionado contiene, es un tubo continuo en donde el refrigerante, a partir del dispositivo de control, se suministra por un extremo y la línea de succión conectada al otro extremo. En este tipo de evaporador ninguna recircu

lación de líquido o gas se ha provisto especialmente. Tampoco existe alguna línea de separación entre líquido y el gas en ninguna parte del evaporador.

- 2.- El evaporador de tipo inundado.- Está provisto de una recirculación de líquido refrigerante añadiendo una separación o cámara de carga. El líquido entra a la cámara a través del dispositivo de control y cae al tubo del evaporador situado al fondo. Entonces se evapora mientras pasa a través del evaporador. Al abandonar el evaporador el líquido presente se separa del gas en la cámara de carga y recirculando como se muestra en la figura IV.2.3.1.

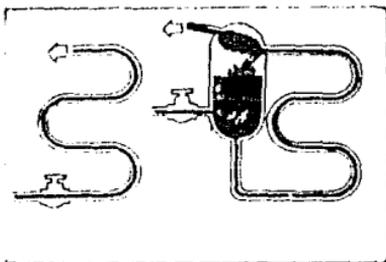


FIG. IV.2.3.1.- Evaporador de tipo inundado.

El evaporador inundado, al controlar el nivel del líquido y el líquido no evaporado recirculante, asegura que virtualmente toda la superficie del serpentín está en contacto con líquido refrigerante bajo cualquier condición de carga.

Los evaporadores se diseñan generalmente de acuerdo con el uso que de ellos se pretende hacer y hasta que su aplicación no es conocida ningún tipo se puede considerar mejor.

Hay muchas variaciones y modificaciones de los evaporadores pero solamente se dará una breve descripción del circuito único, y el de circuito múltiple.

En la disposición de circuito múltiple reduce el número de dispositivos de control de líquido refrigerante requeridos y simplifica el tendido de tubería.

Esta forma de evaporador se adapta bien, tanto a los tipos de expansión directa como a los inundados. Esta forma de serpentín de tubo se usa comúnmente en cámaras de almacenamiento refrigeradas, principalmente por que es simple y relativamente fácil de limpiar y descongelar.

En el estudio de los evaporadores, una propiedad del aire toma una nueva importancia. Cuando el aire se enfría, la temperatura a la cual la humedad que contiene el aire comienza a condensarse, se conoce por el nombre de temperatura de punto de rocío.

La humedad relativa, es otra propiedad del aire que se menciona frecuentemente con relación a los evaporadores. La humedad relativa es la razón de la cantidad de agua contenida en el aire y la máxima cantidad de agua que el aire puede contener a la misma temperatura.

En el aire acondicionado, este principio se usa para controlar el contenido de humedad.

En equipos de refrigeración, la temperatura del evaporador es a menudo inferior al punto de congelación de 32 °F. En este caso el agua acumulada se hace hielo. Esto da como resultado una pérdida de la capacidad del evaporador ya que el hielo formado actúa como un aislante y retarda la corriente del calor. Por tanto, los evaporadores que trabajan bajo 32 °F deben ser descongelados a intervalos para prevenir la pérdida de capacidad.

La capacidad del evaporador puede aumentarse aún más añadiendo un ventilador al evaporador aleteado. Añadiendo más su superficie en forma de aletas y pasando más aire sobre el evaporador se consigue que una mayor cantidad de ca-

lor pueda ser transformada por cada pie de longitud de tubería. De esto se deduce que el tamaño del evaporador puede ser reducido, aún produciendo el mismo enfriamiento que un evaporador de tubo o de corriente natural. Normalmente, una reducción en tamaño reduce el costo, y por lo tanto, este evaporador puede producir más o mejor rendimiento. Este es el evaporador que comúnmente se usa en aplicaciones de aire acondicionado y es particularmente recomendable donde existe el problema de espacio. Como su uso principal es con los refrigerantes usados en el aire acondicionado, casi siempre es de alimentación por EXPANSION DIRECTA.

Las 2 unidades evaporadoras que se instalaran en este sistema de aire acondicionado tendrán las siguientes características:

Las 2 unidades evaporadoras son de marca CARRIER, modelos 39ED39 y 39ED19. Estas unidades deberán poder manejar - 22,000 F.C.M. para una y para la otra 13,000 F.C.M. contra una caída de presión de 2.25" y de 2.5" de columna de agua y tener una capacidad de enfriamiento mínima de 411,000 --- BTU/HR y de 242,892 BTU/HR con la temperatura en la superficie del serpentín de 52.7 °F.

Las unidades deberán constar de las siguientes partes:

- 1.- Sección de abanicos dinámica y estáticamente balanceados de alabes curvados hacia adelante, montados sobre una flecha común y baleros de tipo estandar, prelubricados de fábrica con conexiones para relubricación.
- 2.- Dicha sección, así como la sección de enfriamiento, sección de calefacción y la separación entre ambas secciones deberán venir aislados de fábrica y con un mínimo de 1" de fibra de vidrio de 3/4" de libra de densidad - colocado en su lugar por medio de adhesivo a prueba de agua.

- 3.- Serpentin de refrigeración de 4 hileras de tubo de cobre, 14 aletas por pulgada fijadas mecánicamente, el área mínima de paso de este serpentin será de 39 pies cuadrados para el primer evaporador y para el segundo será de 20.4 pies cuadrados, half circuit, 22 para uno y para el otro es de 14 circuitos 50%-50% del área del serpentin.
- 4.- Panel de condensados con conexiones roscadas a ambos lados, el cual deberá extenderse totalmente bajo la sección de enfriamiento y aislado internamente de poliuretano a prueba de agua.
- 5.- Juego de bandas "V" y poleas para mover la flecha de los abanicos a 670 para uno y para el otro de 900 R.P.M. debiendo ser ajustable la polea al motor.

Como accesorio el contratista deberá proveer e instalar un motor marca ASEA de 15 H.P., 4 polos, 1,750 R.P.M., a 220V, 3F, 60 ciclos, tipo jaula de ardilla totalmente cerrado.

IV.2.4.- UNIDAD MANEJADORA.

En este caso la unidad manejadora está compuesta por dos ventiladores centrífugos movidos por un motor eléctrico. El ventilador centrífugo es el que comúnmente se usa, ya que puede mover grandes o pequeñas cantidades de aire a una gama muy grande de presiones. Este consiste en un rotor o rueda, montada en una cubierta de tipo caracol. La rueda puede girar empleando bandas y poleas, o como en nuestro caso por medio de un motor. La rueda del ventilador, puede estar construida con paletas con curvatura hacia adelante o con curvaturas hacia atrás, o con paletas radiales (rectas). Las características del ventilador pueden cambiarse dentro de límites muy amplios al variar la forma de

las paletas. Los ventiladores centrífugos desarrollan principalmente presión, para convertir parte de la energía cinética impartida al aire por el rotor en la elevación de la presión del aire. Además de la presión creada de esta manera, se tiene un pequeño incremento de presión desarrollada centrífugamente o por el movimiento de las paletas del rotor. Sin embargo, esta contribución al aumento de presión es pequeña cuando las paletas están a una distancia radial corta con respecto al centro del rotor, así como también resulta pequeño el aumento de presión resultante del cambio de velocidad relativa de las paletas del rotor. El aire al salir del rotor del ventilador entra a la sección de caracol (voluta) la cual está diseñada para que se tenga una disminución en la velocidad del aire.

Las 2 unidades manejadoras de aire utilizadas en este sistema de aire acondicionado tendrán las siguientes características:

Las 2 unidades manejadoras de aire son de marca CARRIER, modelos 39ED39 y 39ED19 horizontal con capacidades para mover 22,000 FCM y 13,000 FCM, contra una caída de presión estática de 2.25" para una y para la otra de 2.5" de columna de agua, girando el ventilador a 670 R.P.M. y para la otra de 900 R.P.M. y acoplado a un motor de 15 H.P., -- 220V, 3F, 60 CPS, 4 polos (consignado por separado) por medio de una transmisión de bandas y poleas de diámetro variable en el motor y fija en el ventilador.

La unidad incluirá serpentín corto y largo de expansión directa, 4 hileras, 14 aletas por pulgada Half circuit, 22 circuitos para una y para la otra de 14 circuitos 50%-50%, base antivibratoria para motor, charola de condensados.

Las unidades manejadoras de aire están compuestas por los siguientes accesorios:

Cuerpo.-

De acero estructural, soldado electricamente con marco de ángulo para soportar chumaceras, motores con envolventes de abanicos y filtros sin depender de los paneles para su fortaleza.

Gabinete.-

Diseñado en forma modular de tal manera que los paneles y los serpentines, puedan ser removidos o añadidos en lo futuro, lámina galvanizada del calibre No. 16, como mínimo y provisto de acceso para inspección y servicios.

Charola de condensados.-

De acero galvanizado del No. 14 o aun más gruesa con amplia profundidad para drenar el flujo de condensado con conexión mínima de drenaje 1".

Aislamiento.-

Para absorber el ruido de 1" (25.4 mm) de espesor de alta densidad, acabado con vinil, debiera añadirse 1" de aislamiento debajo de la charola de condensados.

Abanicos.-

Serán de aspas curvadas hacia adelante o aire foil centrífugas de entrada y ancho doble, dinámicamente balanceados, las chumaceros serán de baleros, autoalineables, equipados con graseras de tipo automático fuera de la unidad, la polea del motor deberá ser de diámetro variable de hierro fundido bronce y acero fundido maquinado correctamente para asegurar desgaste mínimo de la banda y dinámicamente balanceados.

Serpentines.-

Elaborados de tubo de cobre de 5/8" (16 mm) de diámetro exterior y no menos de 0.58 de grosor, espaciados 1 1/2" de acuerdo a las características referidas en el correspondiente cuadro de equipos con todas las juntas soldadas, usando soldadura de alta temperatura con fusión de 1000 °F, cada serpentín tendrá envolventes de lámina galvanizada de calibre no menor del No. 16 con tornillos de brida en lados y orillas.

Los separadores de los tubos permitirán la expansión y contracción del serpentín.

Transmisiones y Guardas.-

Todas las transmisiones por medio de bridas deberán protegerse con una guarda de metal expandido de calibre No. 20 reforzados con marco de ángulo de hierro reforzado, teniendo perforaciones en los extremos en las flechas para poder actuar mediciones de R.P.M.

Transmisiones de Bandas y Poleas "V".-

Deberán de ser de marcas reconocidas como DODGE, Compañía Hulera EUZCADI o cualquier otra. Las poleas deberán ser de diámetro variable con una capacidad de 50% mayor de los H.P. del motor con no menos de 2 bandas en todos los motores de 1 H.P. o mayores.

Filtros.-

Estos deberán proporcionar e instalar de acuerdo con los planos en las unidades manejadoras filtros de Aire, acetalados de construcción metálica similares a la marca American Air Filter, estos filtros deberán instalarse en marco de acero galvanizado que permite su montaje y desmontaje con facilidad. Aquellos deberán cubrirse con aceite delgado inodoro, filtros de alta capacidad tipo Hi-Cap de bolsa con eficien--

cia de 90% para servicio de mantenimiento se podrán instalar manómetros en la descarga de banco de filtros.

IV.2.5.- VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA.

En todo el sistema de refrigeración, cada uno de los elementos que lo constituyen cumplen una función importante, tal es el caso de la válvula de expansión. Existen varios tipos de válvulas de expansión, pero independientemente del tipo, su función principal tiene dos aspectos:

- a).- Controlar el refrigerante líquido que pasa de la línea del líquido al evaporador, con un ritmo concordante con el que se tiene en la vaporización del líquido en ésta última unidad.
- b).- Mantener una diferencial de presión entre los lados de alta y baja presión del sistema, para permitir -- que el refrigerante vaporice a la baja presión deseada en el evaporador, condensándose al mismo tiempo -- a una alta presión en el condensador.

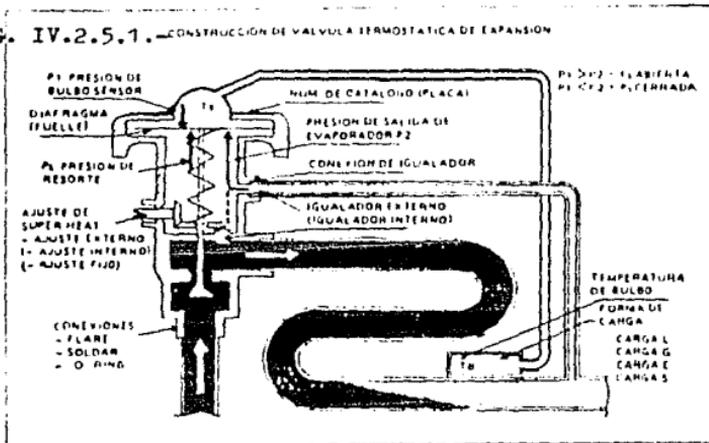
En este caso, la válvula utilizada es una VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA, la cual basa su operación en el -- mantenimiento de un grado constante de sobrecalentamiento de succión en la salida del evaporador, circunstancia que permite el control posterior para mantener al evaporador -- completamente lleno con refrigerante bajo todas las condiciones del sistema, sin peligro de derrame de líquido a la línea de succión. Las partes principales de esta válvula -- son:

- 1.- Aguja y asiento.
- 2.- Diafragma o fuelle de presión.
- 3.- Un bulbo remoto cargado de fluido, abierto por un -- lado al cuello o diafragma a través de un tubo capilar.

- 4.- Un resorte, cuya tensión se ajusta generalmente por un tornillo.

El bulbo remoto de la válvula, se sujeta firmemente a la línea de succión en la salida del evaporador, en donde responde a cambios de temperatura en este punto. En la figura que se muestra a continuación indica el tipo de -- válvula mencionada.

FIG. IV.2.5.1.- CONSTRUCCIÓN DE VALVULA TERMOSTATICA DE EXPANSION



IV.2.6.- TERMOSTATO.

Termostatos de Temperatura con Control de Voltaje.-- Calefacción, Refrigeración y combinación de calefacción y Refrigeración.

Aplicaciones.-

Los termostatos de control de calefacción y refrigeración mantienen trabajando a las unidades de acondicionamiento de aire por tiempo definido en instalaciones comerciales, industriales o residenciales.

En lugares en donde existan productos críticos o de -

alto valor, que deben mantener una temperatura específica o en donde no podría instalarse un termostato sencillo que trabaje como control del funcionamiento del sistema o como control límite. En estos casos puede instalarse un control límite separado con contactos de alarma para enviar la señal en el momento en que debe funcionar el sistema de control límite.

Colocación.-

El termostato debe ser colocado a 122 cm. ó 152 cm.- arriba del piso, en un lugar donde esté expuesto y afectado por la temperatura promedio del local a acondicionar.

Los termostatos no se deben colocar donde puede ser afectado por calor de lámparas, luz de sol, chimeneas, registros, radiadores, tubos, etc., o por frío de ventanas, puertas registro, etc.

En aplicaciones de calefacción, el termostato se debe colocar abajo y detrás del calentador y la ruta del aire que entra a la unidad, y no en la ruta de descarga del aire.

Ajuste.-

En cada uno de los tipos o modelos del fabricante -- cuenta con botones y escala para hacer calibraciones y colocaciones para el funcionamiento automático. Los modelos de ajuste oculto tienen discos selectores de ajuste interno, el cual se puede ajustar moviendo un disco oculto (con cubierta móvil) haciendo girar el automático y alineando la colocación del disco selector en la posición exacta -- cuando el termostato se coloca en posición vertical.

IV.3.- ACCESORIOS.

IV.3.1.- TANQUE DE LIQUIDO O RECEPTOR.-

Como la cantidad de refrigerante en el evaporador y condensador varía de acuerdo con la carga del sistema, entonces se requiere un tanque receptor en todos los sistemas que emplean válvulas termostáticas de expansión o cualquier otro tipo de válvula de expansión. Además de las fluctuaciones de ajuste en la carga refrigerante, el receptor tiende a mantener al condensador purgado de líquido, evitando que el nivel del líquido se eleve en el condensador y reduzca la cantidad de superficie efectiva del mismo. El receptor del líquido sirve también como tanque de almacenamiento de bombeo, para el refrigerante líquido. Básicamente hay dos tipos de receptores de líquido: el de flujo continuo y el de impulso. En el caso de este trabajo el tipo usado es; el de flujo continuo, en el cual todos los líquidos del condensador se purgan en el receptor antes de pasar a la línea de líquido.

IV.3.2.- SEPARADOR DE ACEITE.-

Por regla común los separadores de aceite de la línea de descarga deben emplearse en cualquier sistema en donde el retorno de aceite pueda ser inadecuado o difícil de obtener y cuando la cantidad de aceite en circulación llega a ser excesiva o causa una pérdida desmedida de la eficiencia en las superficies de transferencia de calor. El tipo de separador utilizado en este caso es el de tipo de incidencia, el cual consiste en una serie de pantallas o deflectores a través de los cuales debe pasar el refrigerante con aceite. Al entrar al separador, la velocidad del vapor refrigerante se reduce considerablemente debido a la mayor área del separador con respecto a la línea de descarga, por lo que las partículas de aceite que tiene un mayor momento de caída -- que el de vapor refrigerante, inciden sobre la superficie de las pantallas o deflectores. El aceite escurre entonces

por gravedad en las pantallas o deflectores al fondo del separador, de donde regresa a través de una válvula de flotador, a la entrada de succión del compresor.

IV.3.3.- DESHIDRATADOR.-

Los deshidratadores o secadores de refrigerante se recomiendan en todos los sistemas de refrigeración que emplean un refrigerante halocarburo, su función principal es absorber la humedad del refrigerante para evitar transtornos en la tubería, pues debido a las bajas temperaturas la humedad se congela formando hielo y ocasionando con ello que la tubería se tape e impida el paso del refrigerante. En sistemas de mayor capacidad, el deshidratador se instala con arreglo de by-pass, para poder cambiar el deshidratador sin interrumpir la operación del sistema.

IV.3.4.- FILTROS.-

Deben instalarse filtros inmediatamente al frente de todas las válvulas automáticas, en todas las líneas de refrigerante. Su función principal es absorber todas las materias extrañas que arrastre el refrigerante a su paso. En la instalación de los filtros se debe tener presente que dicho filtro debe tener tamaño suficiente para la acumulación de materias extrañas y no cause una caída excesiva de la presión del refrigerante.

IV.3.5.- MIRILLAS.-

Las mirillas son unos visores de cristal, que se instalan en la línea del líquido de un sistema de refrigeración, constituyen un medio para determinar visualmente si el sistema tiene o no carga suficiente de refrigerante.

IV.3.6.- VALVULAS DE SERVICIO DEL COMPRESOR.-

Las válvulas de servicio del compresor son dos: la de

succión y la de descarga, ambas estan diseñadas para atornillarse a la cubierta del compresor, constan de asiento frontal y asiento posterior. El asiento frontal controla el flujo entre las líneas del refrigerante y el compresor, y el -- asiento posterior controla el orificio para la conección del manómetro de la válvula.

IV.3.7.- VALVULA PARA CARGAR EN FORMA LIQUIDA.-

Esta válvula nos sirve para poder cargar refrigerante - al sistema en forma líquida, y generalmente se localiza roscaada directamente al tanque receptor o bien soldada al mismo, también se puede instalar en la línea de líquido después de la válvula de paso. Por lo general es del tipo ANGULAR DE -- DOBLE ASIEN TO.

IV.4.- TUBERIAS.

En general el tipo de material empleado para tubería de refrigeración, depende del tamaño y naturaleza de la instala ción, refrigerante empleado y costo del material y mano de - obra. Los requisitos específicos mínimos, para tubería de re - frigeración, respecto al tipo y peso de los materiales, méto - dos de unión, etc., están señalados en el American Standar - Safety Code for Mechanical Refrigeration, puesto que las es - pecificaciones de esta norma representan una buena práctica y segura además, deben seguirse estrictamente. Así mismo, en todos los casos deben tomarse en consideración los códigos y ordenanzas locales.

Los materiales que más frecuentemente se emplean para - tubería de refrigeración son acero negro, acero laminado co - bre y latón. Todos ellos son adecuados para usarse con los - refrigerantes más comunes, excepto, que no se deben usar co - bre y latón con amoniaco, ya que en presencia de la humedad, el amoniaco ataca los materiales no ferrosos.

Puesto que muchos de los problemas de operación que se

encuentran en aplicaciones de refrigeración, pueden tener - su origen directamente por diseño impropio y/o mala instalación de la tubería del refrigerante y sus accesorios, la -- importancia de un buen diseño y una instalación apropiada - tiene un papel muy importante. En general, la tubería de -- refrigeración debe ser diseñada e instalada de manera que:

- 1.- Asegure un gasto adecuado de refrigerante en tubos - evaporadores.
- 2.- Asegure retorno positivo y continuo del aceite al -- monoblock del compresor.
- 3.- Evite pérdidas excesivas de presión de refrigerante, que reducen la capacidad y eficiencia del sistema.
- 4.- Evite la entrada del refrigerante líquido al compresor durante los períodos de operación y de descanso, o durante el arranque del compresor.
- 5.- Evite que quede aceite atrapado en la línea del evaporador o de succión, que pueda retornar subsecuente-- mente al compresor, en la forma de volumen líquido, con daño posible al compresor.

IV.4.1.- TUBERIA DE SUCCION.-

Debido a la localización relativa en el sistema, el tamaño de la tubería de succión, normalmente es más crítico - que el de otras líneas de refrigerante. Si la tubería de -- succión tiene tamaño insuficiente, se tendrá una caída de - presión excesiva en la línea de succión, y como resultado - una pérdida considerable en la capacidad y eficiencia del - sistema. Por otra parte, el tamaño excesivo de la tubería - de succión, resultará con frecuencia en velocidades de re-- frigerante demasiado bajas para permitir el retorno adecuado del aceite del evaporador al compresor. Por lo tanto, el tamaño óptimo para la tubería de succión es aquel que de la caída mínima práctica de presión del refrigerante, compatible con una velocidad suficiente del vapor, para asegurar un buen retorno de aceite.

La mayor parte de los sistemas que emplean refrigerantes miscibles en aceite, están diseñados de manera que el retorno del aceite del evaporador al compresor, se efectúe por la línea de succión, ya sea por flujo de gravedad o por atrapamiento en el vapor de succión.

La tubería de succión debe disponerse, siempre de modo que se elimine la posibilidad que el líquido refrigerante (o cantidades de aceite) entren al compresor durante los períodos de operación o de descanso, o durante el arranque del compresor.

IV.4.2.- TUBERIA DE DESCARGA.-

Las dimensiones de la tubería de descarga en forma similar a las de la tubería de succión, por motivo de que cualquier caída de presión en la tubería de descarga del compresor reduce la capacidad y eficiencia del sistema. La tubería de descarga debe dimensionarse de manera que se tenga la caída mínima práctica en la presión del refrigerante.

La tubería horizontal de descarga debe inclinarse hacia abajo, en la dirección del flujo del refrigerante, de manera que cualquier aceite bombeado del compresor a la línea de descarga escurra hacia el condensador y no regrese a la cabeza del compresor.

IV.4.3.- LINEA DE LIQUIDO.-

La función principal de la línea de líquido es entrar un chorro de líquido subenfriado, del tanque receptor al control de flujo del refrigerante (válvula de expansión) a presión suficiente alta para permitir que esta última unidad opere eficientemente. En vista de que el refrigerante se encuentra en estado líquido, cualquier aceite que entre a la línea de líquido es arrastrado por el refrigerante al evaporador, de modo que no existen problemas con el retor-

no de aceite en las líneas del líquido. Por esta razón, el diseño de la tubería del líquido es menos crítica que el de otras líneas de refrigerante, y el problema que se presenta es evitar que el líquido vaporice antes de llegar a la válvula de expansión. El gas que se produce en la línea de líquido, reduce la capacidad de control del refrigerante causa erosión del perno y asiento de la válvula, resultando con frecuencia, un control errático del refrigerante -- líquido al evaporador, para evitar esto, la presión de la línea debe mantenerse arriba de la presión de saturación -- correspondiente a la temperatura del líquido.

IV.4.4.- TUBERIA DE CONDENSADOR A RECEPTOR.-

En general, la tubería de condensador a receptor debe diseñarse y dimensionarse de tal forma que permita el escurrimiento libre del líquido del condensador en todo momento. Si la presión en el receptor se eleva sobre la del condensador, ocurrirá el amarre de vapor en el receptor y el refrigerante líquido no escurrirá libremente del condensador. El amarre del vapor del receptor puede ocurrir en que pueda calentarse más que el condensador.

Aunque las medidas precautorias que deben tomarse para eliminar el amarre de vapor en el receptor dependen del tipo de condensador, en todos los casos, hay que considerar la correcta igualación de la presión del receptor al condensador.

Existen diversos accesorios para las tuberías tales como: Conexiones, reducciones, codos, tes, cruces, etc., de las cuales las que tienen mayor importancia son las conexiones ya que de ellas depende el cierre hermético del gas y del líquido.

Las conexiones o juntas de tubos pueden ser: Con bridas abocardadas, soldadas, etc., dependiendo del tipo de tubería que exista en el sistema.

IV.5.- USO Y MANTENIMIENTO.

Debido a la función que va a desempeñar el equipo de refrigeración y lo complicado que resultan, implican ciertos riesgos en su operación y manejo.

Por tal razón en esta sección se da una guía de recomendaciones para obtener un buen funcionamiento y rendimiento del equipo, pues sin duda la buena operación dentro de las normas dadas por los fabricantes depende del manejo apropiado, instalación, operación y mantenimiento del equipo.

Cabe hacer mención que un mantenimiento muy a fondo lo proporciona solamente el fabricante o gente especializada en la materia, motivo por el cual en este subcapítulo solo mencionaremos lo elemental del mantenimiento.

IV.5.1.- PRUEBAS, BALANCE Y AJUSTE DEL SISTEMA.

Las pruebas que deben hacerse son con el fin de lograr un ajuste correcto del equipo, evitando así los ruidos molestos, vibraciones excesivas, corriente de aire desagradable, sobrecargas, etc.

Deben realizarse las pruebas necesarias a todos los materiales o partes de la instalación, para verificar el buen funcionamiento y operación del mismo.

Se debe comprobar en el interior del local lo siguiente:

- a).- Temperatura de bulbo seco.
- b).- Temperatura de bulbo húmedo.
- c).- Humedad relativa.
- d).- Volumen de aire a la salida de los difusores.

En las pruebas es conveniente elaborar un registro de -- datos y la información adicional pertinente que se relaciona con la operación del equipo.

El alambrado de los sistemas de control, como de la instalación eléctrica debe apegarse a normas y especificaciones.

IV.5.2.- MANTENIMIENTO.

El criterio de mantenimiento actual debe ser del tipo -- preventivo, y no simplemente correctivo como antiguamente se realizaba.

En la instalación se debe vigilar el equipo, y no esperar a que falle, evitando con esto el deterioro prematuro de éste.

El mantenimiento preventivo debe incluir:

- a).- Lubricación y engrasado.
- b).- Limpieza.
- c).- Inspección y ajuste.
- d).- Verificación de presiones.
- e).- Reposición de partes gastadas.
- f).- Tensión de bandas, etc.
- g).- Checar posibles fugas de refrigerante, verificando el buen estado del serpentín.
- h).- Filtros.

De lo anterior expuesto se puede establecer cuatro puntos fundamentales para el mantenimiento.

- 1.- Se deben establecer programas para la revisión, lubricación y verificación de los equipos con la frecuencia --

que se requiera y llevar un informe de lo que se hizo - al equipo.

- 2.- Bitácora de Operación.- Los equipos principales deben llevar una bitácora de operación, en la cual se registran sus condiciones de funcionamiento.
- 3.- Análisis de Operación y Reemplazo.- Este análisis está hecho a base de informes periódicos de mantenimiento y bitácora de operación, el cual se hace con el fin de -- preveer reparaciones mayores al equipo.
- 4.- Capacitación del Personal.- Al personal de mantenimiento es necesario darle capacitación general sobre plomería, electricidad y mecánica básicamente para realizar sus - funciones eficientemente.

Para el caso de equipos de enfriamiento es necesario que se tenga una preparación específica, pues estos equipos, son - ampliamente y se dan el caso que presentan inseguridad y riesgos.

A manera de resumen o concluyendo sobre el uso y mantenimiento del equipo tenemos:

- 1.- Su funcionamiento será permanente.
- 2.- Su operación estará sujeta a tiempo laboral.
- 3.- Restringir el uso de puertas y ventanas.
- 4.- Asegurarse de que no existan infiltraciones.
- 5.- Ponerlo en marcha en tiempo de verano, un poco antes de las horas críticas de temperatura.

CAPITULO V

COSTO DEL EQUIPO Y MANO DE OBRA.

Presentamos nuestro presupuesto para el Centro de Trabajo " Pino ", México, D.F., consiste en Instalación de Aire Acondicionado y Mano de Obra, según planos, lista de materiales y -- especificaciones proporcionadas por Teléfonos de México.

R E S U M E N

M A T E R I A L E S :.....	\$ 206'243,686.00
MANO DE OBRA :.....	\$ 27'394,115.00
SUB - TOTAL :.....	\$ 233'637,801.00
15% I.V.A. :.....	\$ 35'045,670.15
	<hr/>
TOTAL :.....	\$ 268'683,471.15

(DOSCIENTOS SESENTA Y OCHO MILLONES SEISCIENTOS OCHENTA Y TRES MIL CUATROCIENTOS SETENTA Y UN PESOS 15/100 M.N.)

NOTA: Estos precios están cotizados en el mes de Abril de 1988.

CANTIDAD	DESCRIPCION	IMPORTE
----------	-------------	---------

V .1.- EQUIPO

- | | | |
|---|--|------------------|
| 1 | <p>Unidad Manejadora Mca. CARRIER, mod. 39ED39 horizontal, con capacidad para mover 22,000 FCM, contra una caída de presión estática de 2.25" de columna de agua, girando el ventilador a 670 RPM, y acoplado a un motor de 15 H.P. 220V, 3F, 60 CPS, 4 polos (consignado por separado) por medio de una transmisión de bandas y poleas de diámetro variable en el motor y fija en el ventilador.</p> <p>La unidad incluirá serpentín corto - de expansión directa, 4 hileras, 14 aletas por pulgada Half circuit, 22 circuitos 50%-50%, base antivibratoria para motor, charola de condensados.</p> | \$ 19'917,892.00 |
| 1 | <p>Unidad Condensadora Mca. CARRIER, -- mod. 38ADQ34, con capacidad de --- 385,000 BTU/HR, con un consumo de 33 KW, 220V, 3F, 60 CPS, y operando a 45 °F de temperatura de succión y -- 90 °F de temperatura exterior.</p> | \$ 31'680,180.00 |
| 1 | <p>Unidad Manejadora Mca. CARRIER, mod. 39ED19 horizontal, con capacidad para mover 13,000 FCM, contra una caída de presión estática de 2.5" de columna de agua, girando el ventilador a 900 RPM y acoplado a un motor de 15 H.P., 220V, 3F, 60 CPS, 4 polos (consignado por separado) por medio de una transmisión de bandas y poleas de diámetro variable en el motor y fija en el ventilador.</p> <p>La unidad incluirá serpentín largo - de expansión directa, 4 hileras, 14 aletas por pulgada Half circuit, 14 circuitos 50%-50%, base antivibratoria para motor, charola de condensados.</p> | \$ 10'477,218.00 |

CANTIDAD	DESCRIPCION	IMPORTE
1	Unidad condensadora Mca. CARRIER, -- mod. 38ADO24, con capacidad de -- 261,500 BTU/HR, con un consumo de 22 KW, 220V, 3F, 60 CPS, y operando a 45° F de temperatura de succión y 90° F de temperatura exterior,	\$ 21'808,008.00
2	Motor Mca. ASEA, totalmente cerrado de 15 H.P., para operar a 220V, 3F, 60 CPS, 4 polos.	\$ 4'782,322.00
1	Banco de filtros fabricado en lámina galvanizada cal. No. 18 pintado con fondo anticorrosivo y terminado en color según TEL-MEX., conteniendo: 8 filtros tipo Climacap de 24" x 24" x 15", mod. 435-2500, 8 prefiltros lavables de tipo Climalay, 10 de 24" x 24" x 2", Mca. Climatón con puertas embisagradas y empaques.	\$ 3'116,092.00
1	Banco de filtros fabricado en lámina galvanizada cal. No. 18 pintado con fondo anticorrosivo y terminado en color según TEL-MEX., conteniendo: 6 filtros tipo Climacap de 24" x 24" x 15", mod. 435-2500, 6 prefiltros lavables de tipo Climalay, 10 de 24" x 24" x 2", Mca. Climatón con puertas embisagradas y empaques.	\$ 2'484,286.00
1	Materiales varios para la instalación de equipos tales como: tacones neopreno, taquetes de expansión, fierro, ángulo, sólera, canal "U", etc.	\$ 337,500.00
1	Materiales varios para pintar equipos, incluye anticorrosivos.	\$ 752,531.00
SUB - TOTAL:.....		\$ 95'056,029.00

CANTIDAD	DESCRIPCION	IMPORTE
----------	-------------	---------

V .2.- MATERIAL ELECTRICO Y CONTROLES.

- 1 Centro de control de motores Mca. -- TEMISA 6 VISA, fabricado en lámina - negra cal. No. 18, pintado con fondo anticorrosivo y terminado en color - según TEL-MEX., incluyendo los siguientes dispositivos.
- a).- Interruptor termomagnético Mca. SQD.
- KAL - 36125
 - PAL - 36100
 - FAL - 36015
- b).- Una combinación de interruptor termomagnético tipo FAL - 36070 y arrancador magnético a tensión reducida, clase 8547, tipo EG-2, incluyendo elementos térmicos, bobinas a 220V, 3P, contactos auxiliares, Mca. SQUARED DE MEXICO.
- c).- Contactor magnético Mca. SQUARED DE MEXICO, clase 8502, DO-2 -- (tres) y Bo-2 (uno).
- d).- Supervisor de voltaje Mca. IMILE. \$ 10'358,550.00
- 1 Centro de control de motores Mca. -- TEMISA 8 VISA, fabricado en lámina - negra cal. No. 18, pintado con fondo anticorrosivo y terminado en color - según TEL-MEX., incluyendo los siguientes dispositivos:
- a).- Interruptor termomagnético Mca. SQUARED.
- KAL - 36200
 - KAL - 36125
 - FAL - 36015
- b).- Una combinación de interruptor termomagnético tipo FAL -36070

CANTIDAD	DESCRIPCION	IMPORTE
	y arrancador magnético a tensión reducida, case 8547, tipo EG-2, incluyendo elementos térmicos, bobina a 220V, 3F, contactos auxiliares, Mca.SQUARED.	
	c).- Contactor magnético Mca. SQUARED, clase 8502 (tres) y BO-2 (uno).	
	d).- Supervisor de voltaje Mca. -- IMILE.	\$ 11'055,150.00
2	Tablero de mando fabricado en lámina negra cal. No. 18, pintado con fondo anticorrosivo y terminado en color según TEL-MEX., conteniendo los siguientes dispositivos:	
	a).- Dos lámparas piloto Mca. SQUARED DE MEXICO, tipo CR-120.	
	b).- Un termostato de cuarto Mca. - PENN CONTROLS, mod. T25A-1	
	c).- Un termohigrómetro.	\$ 2'030,921.00
2	Termostato Mca. PENN CONTROLS, mod. A36AHA-58	\$ 1'722,274.00
2	Humidostato Mca. PENN CONTROLS, mod. W42AA-1.	\$ 726,202.00
2	Interruptor de flujo Mca. PENN CONTROLS, mod. P32AF-1.	\$ 260,512.00
	Banco de resistencias a 220V, 3F.	
1	30 KW (En 3 pasos 10 c/u.)	\$ 1'380,483.00
1	36 Kw (En 3 pasos 12 c/u.)	\$ 1'449,507.00

CANTIDAD	DESCRIPCION	IMPORTE
----------	-------------	---------

Cable de cobre trenzado Mca. CONDU-
MEX, tipo Vinanel 900 en los si-
guientes calibres:

INTERCONEXION

1500 Mts.	a).- Calibre No. 16	\$ 970,500.00
180 Mts.	b).- Calibre No. 8	\$ 611,640.00
75 Mts.	c).- Calibre No. 12	\$ 105,900.00
45 Mts.	d).- Calibre No. 6	\$ 243,315.00
15 Mts.	e).- Calibre No. 10	\$ 30,350.00
30 Mts.	f).- Calibre No. 2	\$ 356,040.00
10 Mts.	g).- Calibre No. 4	\$ 79,770.00
30 Mts.	h).- Calibre No. 2/0	\$ 755,760.00
10 Mts.	i).- Calibre No. 2	\$ 118,680.00
45 Mts.	j).- Calibre No. 6	\$ 243,315.00
15 Mts.	k).- Calibre No. 10	\$ 30,450.00
180 Mts.	l).- Calibre No. 6	\$ 973,260.00
75 Mts.	ll).- Calibre No. 12	\$ 105,900.00

ALIMENTACION.

300 Mts.	a).- Calibre No. 3/0	\$ 9'387,900.00
100 Mts.	b).- Calibre No. 1/0	\$ 2'005,000.00
300 Mts.	c).- Calibre No. 4/0	\$ 11'663,700.00
100 Mts.	d).- Calibre No. 2/0	\$ 2'519,200.00

1	Materiales varios para la instalacion eléctrica tales como tubo conduit, condulets, tubo licuatite, -- solera, fierro ángulo, etc. incluyendo Mts. de 3 y 2 1/2" Ø de tubería conduit junto con condulets, -- contras, etc., para acometida.	\$ 13'964,123.00
1	Soportería para acometida.	\$ 298,148.00
1	Materiales varios para pintura de - instalacion eléctrica, incluye anti corrosivo.	\$ 301,624.00
SUB - TOTAL :		\$ 73'748,274.00

CANTIDAD	DESCRIPCION	IMPORTE
V .3.- MATERIAL DE REFRIGERACION.		
6	Válvula de paso.	\$ 3'700,452.00
2	Filtro deshidratador.	\$ 1'426,794.00
2	Mirilla de líquido.	\$ 232,840.00
4	Válvula solenoide Mca. RIMSA SAGI-- NOMIYA, mod. RMV-1307	\$ 1'735,344.00
	Válvula de termoexpansión Mca. RIM- SA SAGINOMIYA, mods.	
2	ATX57060DHG	\$ 673,920.00
4	ATX45045DHG	\$ 1'166,724.00
1	Materiales varios para la instala-- ción de tubería de refrigeración, - tales como: tubo de cobre tipo "L", codos, tees, soldadura, etc.	\$ 3'786,414.00
1	Carga de refrigerante y aceite.	\$ 1'244,738.00
1	Aislamiento para tubería de refrige ración como lámina lisa ó corrugada cal. No. 32	\$ 2'544,307.00
1	Materiales varios para la instala-- ción de tubería de condensados --- (drenajes).	\$ 1'204,548.00
1	Materiales varios para la soporte-- ría y tubería de refrigeración, in- cluye anticorrosivo.	\$ 351,741.00
	SUB - TOTAL :.....	\$ 18'067,823.00

CANTIDAD	DESCRIPCION	IMPORTE
<u>V .4.- MATERIAL DE DISTRIBUCION Y</u>		
<u>DIFUSION DE AIRE.</u>		
Lámina galvanizada Mca. GALVAK de - la mejor calidad para la fabrica--- ción de ductos, según especificacio nes y planos.		
<u>DUCTOS EXTERIORES</u>		
190 Kgs.	a).- Calibre No. 22	\$ 578,360.00
550 Kgs.	b).- Calibre No. 20	\$ 1'665,950.00
1000 Kgs.	c).- Calibre No. 18	\$ 3'009,000.00
<u>CUBIERTA</u>		
1100 Kgs.	a).- Calibre No. 24	\$ 3'391,300.00
15 Rlls.	Aislamiento térmico Mca. FIBER-GLASS tipo RP-3100 de 1" de espesor.	\$ 2'163,690.00
3 Rlls.	Papel foil de aluminio tipo Bond -- Aluminio.	\$ 1'503,999.00
5 Lata.	Pegamento tipo resikón 1178.	\$ 1'234,975.00
12 M ₂	Lona ahulada cal. No. 10	\$ 236,952.00
1 Lata.	Sellador Ci Mastik.	\$ 464,458.00
Rejilla de aire nuevo Mca. BARBER - COLMAN, mod. GEA VOL de:		
1	a).- 22" x 22"	\$ 142,093.00
1	b).- 18" x 18"	\$ 102,797.00
1 Lote.	Pintura para ductos exteriores in-- cluye anticorrosivo.	\$ 518,932.00
2	Humidificador Mca. JOHNSON CONTROLS mod. H2120-19/32 para 10 lb/Hr.	\$ 1'654,150.00

CANTIDAD	DESCRIPCION	IMPORTE
1	Instalación eléctrica e hidráulica para el humidificador.	\$ 969,527.00
1	Materiales varios para la instalación de ductos tales como: anclas, pernos, fulminantes, colgantes de solera, etc.	\$ 1'735,375.00
	SUB - TOTAL	\$ 19'371,560.00
	TOTAL DE MATERIALES	\$ 206'243,686.00

MANO DE OBRA:

1	Mano de obra para la instalación de equipo, sistema eléctrico, sistema de refrigeración a calefacción y -- humidificación, ductos, fletes, --- arranque, ajustes, supervisión.	\$ 27'394,115.00
	TOTAL MANO DE OBRA	\$ 27'394,115.00

R E S U M E N

M A T E R I A L E S	\$ 206'243,686.00
MANO DE OBRA	\$ 27'394,115.00
SUB - TOTAL	\$ 233'637,801.00
15% I.V.A.	\$ 35'045,670.15
T O T A L	\$ 268'683,471.15

CONCLUSIONES

La finalidad que se persigue con la elaboración de esta tesis, es desarrollar un estudio técnico económico del diseño de un Sistema de Acondicionamiento de Aire para Confort y crear las condiciones óptimas adecuadas a la labor que se desarrolla en el Centro de Trabajo "Pino" de Teléfonos de México.

El Centro de Trabajo, es el área responsable de la instalación y mantenimiento de líneas telefónicas y nuevos servicios. La cantidad de personas que permanecen en las oficinas y la importancia de sus funciones, requiere de condiciones ambientales adecuadas.

Los equipos que se encuentran instalados en los Centros de Trabajo y que son utilizados para supervisar la planta exterior como son: aparatos públicos, presurización de cables, pruebas eléctricas de cables, funcionamiento de equipos deshidratadores, sistemas de alarmas, etc., requieren de temperaturas definidas para un adecuado funcionamiento y una vida útil, en virtud de que por las características arquitectónicas del edificio del Centro de Trabajo "Pino", la carga térmica aumenta considerablemente, sobre todo en épocas de verano, agregando la gran afluencia de personas y el calor disipado por el alumbrado eléctrico; ocasionan un incremento en la temperatura interior, provocando un desajuste en el contenido de la humedad y temperatura del aire.

El proyecto, define el uso de dos unidades manejadoras de aire con diferentes capacidades de toneladas de refrigeración para satisfacer las necesidades requeridas, ya que se utilizaron 55 toneladas de refrigeración.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Manual de aire acondicionado "Carrier"
Editado en 1970 por Mocombo, S.A. de
Boixareu Editores.
Av. José Antonio # 594 (Frente Universidad)
Barcelona - 7
Impreso en España.

- 2.- Refrigeración y acondicionamiento de aire
Autor: W. F. Stoecker
Editado en 1970 por Mc Graw - Hill de
México, S.A. de C.V.
Atlacomulco # 499 - 501, Naucalpan de
Juarez, Edo. de México.
Impreso en México.

- 3.- Principios de refrigeración
Autor Roy J. Dossat
Editado en 1973 por Compañía Editorial
Continental, S.A.
Calzada de Tlalpan # 4620 México 22, D.F.
Impreso en México.

- 4.- Catálogo de Unidades manejadoras "Carrier".

- 5.- Catálogo de Unidades condensadoras "Carrier".

- 6.- Catálogo de Aparatos de Control "Carrier".