

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA



SOLUCION AL PROBLEMA DEL SISTEMA DE
AIRE ACONDICIONADO EN EL EDIFICIO "A"
DE LA FACULTAD DE QUIMICA.

TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A :
MAURICIO GILBERTO LEON MARQUEZ

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



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.



EXAMENES PROFESIONALES
FAC. DE QUÍMICA

JURADO ASIGNADO

Presidente Prof: EDUARDO ROJO Y DE REGIL.

Vocal Prof: ALEJANDRO ANAYA DURAND

Secretario Prof: CLAUDIO ARMANDO AGUILAR MARTINEZ

1er Suplente Prof: CARLOS GALDEANO BIENZOBAS

2do Suplente Prof: JOSE AGUSTIN TEXTA MENA.

SITIO DONDE SE DESARROLLO EL TEMA:
EDIFICIO A DE LA FACULTAD DE QUIMICA.
CIUDAD UNIVERSITARIA

Asesor:

Prof. : Eduardo Rojo y de Regil.

Supervisor Técnico:

Ing. Tomás Valencia Guzmán.

Sustentante:

Mauricio G. León Márquez.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios:

Por haberme brindado la oportunidad de vivir en este bello país lleno de retos y por haber contado con su intangible presencia en cada instante de mi vida. Gracias Jesús.

A mis padres:

Gilberto León Martínez.
Ana Alicia Márquez Castillo.

Por haberme otorgado su apoyo incondicional en todo momento; porque gracias a su amor, fortaleza, unión y dedicación he alcanzado todas y cada una de mis metas. Mi eterno agradecimiento es para ustedes, padres míos.

A mis hermanas:

Ana Laritza León Márquez.
Irina Vanessa León Márquez.

Por haber compartido a su lado momentos inolvidables durante los cuales me han demostrado su cariño, amistad y comprensión; son mis mejores amigas.

A mis abuelos:

Gilberto León Nogueira.	Mercedes Martínez Martínez.
Ernesto Márquez Briones.	Alicia Castillo Vázquez.
Tiburcio Castillo Hernández.	Sara Vázquez León.

Porque han representado para mí el sólido soporte moral sobre el cual se ha forjado el tesoro más grande que poseo: *Mi Familia*. Gracias por aportar su invaluable experiencia.

A mi Familia:

Por haberme demostrado que es posible alcanzar cualquier meta si se tiene fe.

A Tania Soto Ceja:

Porque tu amor , cariño y comprensión representan una motivación muy importante para mí. Gracias por tu especial apoyo .

A mis amigos y compañeros:

Porque han estado a mi lado en los momentos agradables y difíciles que se han presentado a lo largo de mi vida; nunca los olvidaré.

A mis profesores:

Por haber compartido conmigo sus conocimientos y experiencias que han tenido un valor incalculable en mi desarrollo personal.

A mi jurado:

Por haber contribuido con sus conocimientos, comentarios y sugerencias durante mis estudios y durante la elaboración de este documento. Muchas gracias.

A la Facultad de Química:

Porque logró motivar e impulsar mi deseo por servir a mi patria a través de la Ingeniería Química, y por todas las facilidades que se me concedieron para realizar el presente documento.

A York International:

Por las oportunidades que me brindó esta empresa para lograr alcanzar esta meta tan importante para mí.

" Una libra de aprendizaje requiere unas diez libras de sentido común para aprovecharla".

- Proverbio Persa .

" Aquellos que nada han aprendido no han olvidado nada".

- Chevalier de Panat.

" Mantén tu mirada hacia los rayos del sol y no contemplarás sombra alguna".

- Helen Keller

I N D I C E

INDICE

I	NOMENCLATURA.	1
1.0	CAPITULO 1: INTRODUCCION.	4
2.0	CAPITULO 2: FUNDAMENTOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	
2.1	DEFINICION.	10
2.2	CALOR SENSIBLE Y CALOR LATENTE.	11
2.3	VOLUMEN HUMEDO	12
2.4	TEMPERATURA DE BULBO SECO	12
2.5	TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO	12
2.6	TEMPERATURA DE ROCIO	13
2.7	HUMEDAD ABSOLUTA Y RELATIVA	13
2.8	PSICROMETRIA Y CARTA PSICROMETRICA	14
2.9	PROCESOS PRINCIPALES INVOLUCRADOS EN EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	17
3.0	CAPITULO 3: GENERALIDADES SOBRE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.	
3.1	CICLO DE REFRIGERACION	22
3.2	APLICACIONES DE LA REFRIGERACION EN EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.	26
3.3	REFRIGERANTES	33
3.4	EQUIPO INVOLUCRADO EN EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.	39

3.5	LA UNIDAD ENFRIADORA DE LIQUIDO	39
3.6	UNIDAD ENFRIADORA DE TIPO CENTRIFUGO	41
3.7	UNIDAD ENFRIADORA DE TIPO RECIPROCANTE	45
3.8	UNIDAD ENFRIADORA DE TIPO TORNILLO.	49
3.9	EL EVAPORADOR	53
3.10	EL CONDENSADOR	55
3.11	LA TORRE DE ENFRIAMIENTO	56
3.12	DISPOSITIVOS DE EXPANSION	64
3.13	UNIDAD SERPENTIN VENTILADOR DE TIPO CENTRAL.	64
3.14	UNIDAD SERPENTIN VENTILADOR DE TIPO REMOTO.	70
4.0	CAPITULO 4: ANALISIS DEL SISTEMA ACTUAL.	72
5.0	CAPITULO 5: NORMAS Y PROCEDIMIENTOS DE CALCULO.	78
5.1	CONDICIONES DE DISEÑO	80
5.2	EDIFICIO A. FACULTAD DE QUIMICA.	87
5.3.	CALCULO DE CARGA TERMICA	99
5.4.	CARGA TERMICA DEBIDA A LA TRANSMISION DE CALOR ATRAVES DE MUROS.	102
5.5.	CARGA TERMICA DEBIDA A LA RADIACION Y A LA TRANSMISION ATRAVES DE VIDRIOS.	103
5.6	CARGA TERMICA RELACIONADA CON LA ILUMINACION	107
5.7	CALOR SENSIBLE Y LATENTE GENERADO POR LOS USUARIOS.	108
5.8	CARGA TERMICA GENERADA POR APARATOS ELECTRICOS O QUE CONSUMEN GAS.	112

5.9	INFILTRACION Y VENTILACION	115
5.10	CRITERIOS PARA LA SELECCION DEL EQUIPO	118
6.0	CAPITULO 6: ANALISIS DE ALTERNATIVAS DE SOLUCION.	131
6.1	ESTUDIO TECNICO DE ALTERNATIVAS .	135
6.2	ESTUDIO ECONOMICO DE ALTERNATIVAS.	139
6.3	OTROS FACTORES DE DECISION	145
6.4	OTRAS ALTERNATIVAS	146
6.5	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.	148
A.0.	APENDICE A	
A.1.	TABLAS DE VALORES UTILIZADOS EN EL CALCULO DE CARGA TERMICA.	
A.2.	TABLAS Y GRAFICAS DE SELECCION DE EQUIPOS COMERCIALES.	
A.3.	PLANOS Y DIMENSIONES GENERALES DE LOS EQUIPOS	
A.4.	INDICE DE ESQUEMAS	
B.0	BIBLIOGRAFIA	

ii) **NOMENCLATURA.**

Qs	Calor Sensible.
m	masa
Cp	Calor específico por unidad de masa
ΔT	Diferencia de temperatura.
Ql	Calor latente.
λ .	Calor latente por unidad de masa.
V _H	Volumen húmedo molar (gas ideal).
Y	Relación molar del componente condensable al no condensable (humedad molar).
T	Temperatura absoluta.
P	Presión total de la fase gas.
kg	Coefficiente de transferencia de masa
hc	Coefficiente de transferencia de calor.
t	temperatura de bulbo seco .
tw	temperatura de bulbo húmedo.
Pa	Presión parcial del componente condensable en fase gas.
y _{s,x}	Fracción mol de saturación del componente condensable en el vapor y en la fase líquida respectivamente.
P _a ⁰	Presión de vapor del componente condensable.
y	Fracción mol del componente condensable en el vapor.
Y _s	Humedad molar presente en la saturación.
M _{a,b}	Pesos moleculares de los componentes condensables y no condensables respectivamente.
Y'	Humedad (contenido de vapor en un gas).
tg	Temperatura de bulbo seco del aire.
Cs	Calor molar húmedo.
s	Area de contacto para la transferencia de masa por unidad de área de sección transversal del equipo..
To	Temperatura inicial.
λ_0	Calor latente de vaporización del agua a la temperatura base.
PCMS	Pies cúbicos por minuto a condiciones standard.
Δg	Diferencia de humedad absoluta en granos.
h _{2,1} .	Entalpías a condiciones inicial y final.
Δh	Diferencia de entalpía.

W_{min}	Trabajo mínimo requerido de enfriamiento
Q	Cantidad de calor a eliminar.
T_f	Temperatura final.
U_o	Coefficiente total de transferencia de calor en base al área externa.
A_o	Area externa de transferencia de calor.
J	Corrección por número de pasos y por la relación de eficiencia de transferencia de calor.
h_o	Coefficiente externo de película.
h_i	Coefficiente interno de película.
Δt_m	Diferencia de temperatura referida a la relación de temperaturas de ent. y sal. en flujos en paralelo o a contracorriente.
$1/h_{d_o,i}$	Recíproco del coeficiente de incrustación o coeficiente de resistencia provocada por la incrustación externa o interna.
D_o	Diámetro Externo del tubo.
D_i	Diámetro Interno del tubo.
x	Espesor del tubo.
k_w	Conductividad Térmica del tubo.
D_{wm}	Diámetro medio logarítmico del tubo.
k	Conductividad Térmica del fluido.
Re	Núm. de Reynolds.
Pr	Núm. de Prandtl.
μ	Viscosidad del fluido.
μ_s	Viscosidad de la película de fluido sobre el tubo.
D_e	Diámetro equivalente del lado de la envolvente.
G_s	Masa velocidad en el exterior de los tubos.
Q_{tr}	Calor por transmisión a través de techo y muros
U	Coefficiente de transferencia de calor
A	Area de transferencia de calor expuesta
ΔT_c	Diferencia de temperatura corregida
ΔT_{std}	Diferencial de temperatura standard
LM	Corrección por latitud y mes para una superficie horizontal
k	Ajuste por concepto del color de la superficie expuesta
T_R	Temperatura interior de diseño
T_{ext}	Temperatura exterior de diseño

f	Factor de corrección en función de la existencia de ventiladores para ático o de ductos por debajo del techo visible
A_v	Area de transferencia de calor para vidrio
U_v	Coficiente de transferencia de calor para vidrio
ΔT_{cv}	Diferencial de temperatura corregida para vidrio
Q_r	Calor por radiación a través de vidrios
Nu	Número de Nusselt.

1.0. INTRODUCCION

En la actualidad, los sistemas de aire acondicionado para edificios públicos y comerciales son muy importantes para el correcto desempeño de las labores de los individuos que los ocupan, además es importante mantener una circulación de aire exterior constante y en correcta proporción desde un punto de vista higiénico.

La industria del aire acondicionado se ha desarrollado con gran dinamismo en México en virtud de las inversiones realizadas en las industrias hotelera, hospitalaria y educativa principalmente. Esta industria manufacturera ofrece amplias perspectivas de desarrollo en México gracias a la calidad y bajo costo de mano de obra con la que se dispone en nuestro país. La ingeniería aplicada a estos sistemas, junto con la tecnología disponible, permiten la existencia de un campo de acción amplio para compañías que se encargan de desarrollar proyectos cuya principal finalidad es brindar la calidad de aire necesaria al más bajo costo .

A continuación se presentarán los criterios de diseño básicos para el diseño y selección del equipo de aire acondicionado para cualquier tipo de inmueble:

- 1) Debe ser económicamente viable para ser construido y operado.
- 2) El diseño debe satisfacer los requerimientos para un seguro manejo de los distintos tipos de riesgo en el inmueble.
- 3) Asimismo debe facilitar el desarrollo productivo del laboratorio.
- 4) Debe ser flexible para adaptarse a futuros desarrollos de nuevas áreas de investigación.
- 5) Los dispositivos de seguridad diseñados para el laboratorio deben ajustarse lo mejor posible a el nivel de riesgo establecido en el inmueble.

En el caso del Edificio A de la Facultad de Química, debe considerarse que este edificio fue diseñado para albergar laboratorios en los cuales se efectúan diversas actividades de investigación que en varias ocasiones implican el uso de sustancias tóxicas volátiles . Los sistemas de extracción no son suficientes para hacer circular una cantidad de aire tan grande en cada laboratorio, esto implica la necesidad de utilizar un sistema de aire que ayude a desplazar los gases durante las horas de trabajo, suministrando además la correcta proporción de aire a condiciones de temperatura y humedad requeridas.

En el Edificio A de la Facultad de Química se llevan a cabo numerosas actividades a lo largo del día, las cuales pueden ser clasificadas en dos grupos principales:

- 1) Actividades relacionadas con un centro de estudio, tales como presentaciones y clases en general.
- 2) Actividades realizadas en laboratorios p.ejem. prácticas en las que se utilizan mecheros , estufas, etc..

Para cada una de estas actividades existen normas pre-establecidas para la cantidad y condiciones de aire requerido según A.S.H.R.A.E.¹ . Estas normas son importantes para el correcto desempeño de las actividades antes mencionadas, por lo cual es importante mencionar un breve resumen de estas normas.

a) Laboratorios: Los requerimientos básicos para un laboratorio pueden llegar a incluir la regulación de temperatura, humedad, presión , cantidad de movimiento y pureza del aire, control de vibraciones, luz y sonido.

¹American Society of Heating , Refrigeration and Air-Conditioning Engineers.

Durante el diseño de sistemas de aire acondicionado en laboratorios , la evaluación de la cantidad de calor producida por el equipo, p.ejem. estufas eléctricas, mecheros, motores y algunos otros aparatos, es un problema que se debe considerar .Por esto es necesario que durante el diseño se tomen en cuenta factores de diversidad (uso promedio) y generación máxima de calor según los datos especificados en tablas para los equipos antes mencionados.

El equipo utilizado debajo de campanas puede ser descontado en un 90 % .Para el equipo que es ventilado o enfriado por agua directamente debe considerarse apropiadamente su contribución a la carga total del inmueble, además los sistemas deben estar correctamente balanceados en zonas donde se manejen sustancias tóxicas , de manera que exista una pequeña diferencia de presión entre el interior del inmueble y el exterior.

La calidad del aire que se suministra al laboratorio depende del tipo de filtración utilizado , de acuerdo con la actividad que en este lugar se efectúe. El uso de sistemas de filtración con una eficiencia del 85% es lo más común en laboratorios químicos; para laboratorios biomédicos lo usual es utilizar filtros con una eficiencia entre el 85% y el 95% .Los filtros con eficiencias superiores (filtros de alta eficiencia) son utilizados en el caso de aparatos especiales o para animales que requieren condiciones de pureza de aire extremas.

La distribución de aire en el inmueble es otro factor muy importante que se debe considerar, el aire que se suministra al laboratorio debe reducir los efectos del gradiente de temperatura y turbulencia , especialmente cerca de campanas y áreas de investigación biológica. Por este motivo es muy común utilizar rejillas laterales en la pared lejanas a las campanas.

b) Centros de Estudio: Los requerimientos básicos de calidad de aire en centros de estudio se pueden resumir en dos puntos fundamentales que son : calidad de aire y nivel de ruido . Dependiendo del tipo de centro de enseñanza se pueden considerar eficiencias de filtración que oscilan entre 35% y 85% ; estos niveles permiten condiciones de confort razonablemente

buenas en el inmueble . En cuanto al nivel de ruido , los valores permisibles pueden oscilar entre N.C. 35 y N.C. 40.²

Otro de los factores importantes a considerar en el acondicionamiento de aire de locales públicos y comerciales es la diversidad. El término diversidad se aplica en aire acondicionado a la variación en las condiciones de carga térmica máxima de calor del inmueble con respecto a las condiciones promedio. Esta relación es muy importante , ya que permite reducir el tamaño de los equipos de aire acondicionado y/o distribuir la capacidad de enfriamiento de los mismos en las zonas que más lo requieran a determinada hora del día.

La selección del sistema de aire acondicionada para el Edificio A de la Facultad de Química se llevó a cabo primeramente evaluando el sistema actual. Para obtener todos los datos del sistema instalado actualmente en el Edificio A de la Facultad de Química, se realizó un levantamiento orientado a determinar el área de superficies expuestas de paredes, techos y vidrios, así como para establecer el número de mecheros, lámparas y otros aparatos que contribuyen a elevar la carga térmica interna del inmueble. Además se inspeccionaron los ventiladores de suministro y extracción de aire, ubicados en la azotea del inmueble junto con los ductos que distribuyen el aire a lo largo del edificio.

Con los datos obtenidos en este levantamiento se calculó la carga térmica del inmueble tomando en cuenta los factores que A.S.H.R.A.E. propone para cada caso en particular. Una vez calculada la carga térmica por zona se seleccionaron los equipos de enfriamiento local . Con la carga

² Noise Criteria, Nivel de Ruido asociado con factores geométricos y con las características de la banda de la fuente emisora. Ver Manual A.S.H.R.A.E.. Fundamentals Volume. Capítulo 7.

térmica total se seleccionaron tres tipos de unidades enfriadoras de líquido, junto con las torres de enfriamiento correspondientes (a excepción de la unidad enfriada por aire) .

Finalmente se recopilaron los datos necesarios para el estudio económico de estas tres alternativas considerando los costos fijos, costos de operación y un rendimiento mínimo pre-establecido. El método utilizado para evaluar las opciones anteriormente mencionadas permite seleccionar la opción más viable en función del valor actual del costo del proyecto sin involucrar ingresos. Este método es sumamente útil para evaluar proyectos en la U.N.A.M. ya que los ingresos obtenidos por concepto de colegiaturas son mínimos.

El objetivo de esta tesis es presentar una solución al problema de falta de aire acondicionado en el Edificio "A" de la Facultad de Química en base a un estudio general de los requerimientos básicos de la cantidad y calidad de aire para este inmueble .

Además, este estudio analizará el sistema de ventilación actual y su potencial aprovechamiento para alcanzar las condiciones de confort mínimas indispensables para el desempeño de las labores docentes en el inmueble. Este documento evaluará los parámetros para la instalación a un mediano plazo de un sistema de acondicionamiento de aire en el Edificio "A", sin establecer una solución única, lo que permitiría utilizar los datos obtenidos del levantamiento efectuado junto con los resultados del cálculo de carga térmica para diseñar opciones adicionales a las propuestas en el mismo.

Este documento no pretende presentar un proyecto de aire acondicionado, sino únicamente evaluar las variables más importantes, involucradas en el diseño y selección de los equipos que constituyen el sistema. Por lo tanto, es necesario establecer que existe la posibilidad de optimizar al máximo el diseño de este sistema mediante el uso, p.ejem. de sistemas de cálculo de carga térmica para volumen variable o provocando una disminución en la carga térmica total del inmueble, tomando en cuenta las recomendaciones que se mencionan en el Capítulo 6.

El presente tampoco pretende analizar a detalle los procedimientos de selección de cada equipo; sin embargo, se presentan generalidades sobre dichos procedimientos, con la finalidad de establecer claramente cuáles son las variables más importantes a considerar en cada selección.

Es importante señalar que el sistema de unidades utilizado es el sistema Inglés. La razón fundamental para haber utilizado este sistema es que todos los valores contenidos en las tablas publicadas por ASHRAE se encuentran en dicho sistema, incluyendo los algoritmos de cálculo, los programas de selección y las tablas de selección de equipos comerciales utilizados en el presente documento.

Este documento presenta únicamente la evaluación técnica-económica de tres alternativas para el sistema de enfriamiento de agua helada. Para poder evaluar el sistema de aire acondicionado en forma completa, es necesario analizar el estudio análogo para los diversos sistemas de distribución de aire que se pueden proponer. Algunos de estos sistemas serán mencionados en el capítulo 6.

2.0 FUNDAMENTOS TEORICOS DEL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

2.1 Definición

El acondicionamiento de aire es el proceso mediante el cual se controla la temperatura, humedad, pureza y/o movimiento de aire en un espacio definido .

Las razones por las cuales es necesario acondicionar el aire en un espacio determinado pueden ser muy diversas , por ejemplo :

- a) Comodidad de los ocupantes de establecimientos , centros comerciales, hogares y automoviles.
- b) Para efectuar determinados procesos industriales como la elaboración de medicamentos, operación de equipos de cómputo, etc..

Los seres humanos constantemente producen calor , en general, producen más calor del que realmente necesitan para mantener su temperatura corporal constante ; por lo tanto, deben eliminar el calor excedente para sentirse cómodos, cediéndolo al medio que le rodea .

La gente además, es sensitiva a las impurezas en el aire como el polen, polvo y humo que irritan órganos como pulmones, vías respiratorias y ojos . Las personas necesitan aire fresco y limpio para mantenerse saludables, es por ello que requieren de un ambiente controlado para desempeñar sus actividades cotidianas .

En el caso del aire acondicionado para procesos industriales, éste se requiere debido a que algunas máquinas deben operar en intervalos de temperatura , humedad y en algunos casos, bajo condiciones de pureza controladas.

Dentro de las aplicaciones más importantes del aire acondicionado, la industria de los alimentos es uno de los ejemplos más sobresalientes, ya que cualquier instalación relacionada con el procesamiento de alimentos requiere de aire limpio. El control de la calidad de los productos en esta industria depende en gran parte de la calidad del aire que se suministra durante el proceso.

Las industrias química y farmacológica requieren también de sistemas de aire acondicionado eficientes para que los equipos relacionados con los procesos de transformación operen satisfactoriamente. El aire acondicionado involucrado en algunos procesos tiene como función mantener al aire sin gérmenes, para evitar que ciertos medicamentos o productos químicos sean contaminados; p.ejem. hospitales y laboratorios clínicos .

Otro ejemplo de las aplicaciones de los sistemas de aire acondicionado es durante el ensamble de productos eléctricos y electrónicos ya que el polvo y los cambios de temperatura y humedad pueden afectar considerablemente la calidad de cada uno de los componentes de estos productos.

A continuación se presentan algunas definiciones de conceptos relacionados con el proceso de acondicionamiento de aire.

2.2. Calor Sensible y Calor Latente.

a) **Calor Sensible** : Se define como la cantidad de energía cedida o transmitida a un cuerpo sin que se manifieste un cambio en su estado físico, mientras su temperatura aumenta o disminuye.

Este intercambio puede representarse por la ecuación:

$$Q_s = m C_p \Delta T.....(2.a)$$

b) Calor Latente : Es aquel intercambio de energía que involucra un cambio de fase en la materia mientras su temperatura permanece constante.

Al igual que en el caso del calor sensible se puede representar por la siguiente ecuación :

$$Ql = m \lambda \dots (2.b)$$

2.3. Volúmen Húmedo: Es el volumen en pies cúbicos de 1 lb. de aire seco y del vapor que éste contiene. De manera análoga, el volúmen molar húmedo es el volúmen de 1 lb mol de aire seco más su contenido de vapor.

$$V_H = (1 + Y) (359) (T / (492 P)) \dots (2.3.1)$$

Esta ecuación se aplica para aquellas condiciones en las cuales la ley del gas ideal es válida.

2.4. Temperatura de Bulbo Seco : Es la temperatura de la mezcla aire vapor, medida con un termómetro convencional en grados Centígrados o Fahrenheit , es directamente proporcional al intercambio de calor sensible que el aire puede establecer con el medio que le rodea de acuerdo con la ecuación 2.a.

2.5. Temperatura de Bulbo Húmedo : Es la temperatura de equilibrio dinámico sostenida sobre la superficie del agua, cuando la velocidad de flujo de transferencia de calor por convección es igual a la velocidad de flujo de transferencia de masa hacia el exterior de la superficie de agua. En el equilibrio, si consideramos que la temperatura de bulbo seco permanece constante, se presenta el siguiente balance de calor en la superficie:

$$k_g L (p_s - p) = h_v (t - t_w) \dots (2.5.1)$$

Donde k es el coeficiente de transferencia de masa en $lb/(h \text{ pie}^2 \text{ atm})$, L es el calor latente de vaporización en Btu / lb , p_s es la presión de vapor del agua a la temperatura de bulbo húmedo en atm , p es la presión parcial del vapor de agua en el ambiente en atm , h_c es el coeficiente de transferencia

transferencia de calor en $\text{Btu}/(\text{h pie}^2 \text{ F})$; t es la temperatura de la mezcla de aire y vapor de agua (temperatura de bulbo seco) y t_w la temperatura de bulbo húmedo .

La medición de la temperatura de bulbo húmedo se realiza con la ayuda de un termómetro al cual se le coloca en la punta un pedazo de tela humedecida , y al cual se le hace girar rápidamente; posteriormente se toma la lectura de dicha temperatura, este procedimiento debe repetirse un número suficiente de veces para obtener una lectura fidedigna.

2.6. Temperatura de Rocío: Es la temperatura a la cual una mezcla determinada de aire y vapor de agua se encuentra en condiciones de saturación, es decir , es la temperatura a la cual el agua ejerce una presión de vapor igual a la presión parcial del vapor de agua en dicha mezcla .

2.7. Humedad Absoluta y Humedad Relativa : La humedad absoluta de un sistema se define como la cantidad, en unidades de masa, de agua contenida en una unidad de masa de aire seco p.ejem. kg de agua / kg de aire seco.

Por otra parte, el contenido de humedad se puede expresar como la cantidad de humedad presente en el aire, comparada con la máxima cantidad de humedad que a determinadas condiciones de presión y temperatura, pueden ser contenidas en dicha muestra de aire.

Expresando esto en términos de la ley de Dalton y Raoult tenemos que:

$$P_a = P_{ys} = P^0_a x \dots (2.7.1)$$

En este caso $x = 1$, pues la fase líquida consta sólo de un componente , Así:

$$y_s = P_a / P \dots (2.7.2)$$

La humedad molar se define como la cantidad de moles de vapor contenidas en un gas.

$$Y = y / (1 - y) \dots (2.7.3)$$

Por lo tanto podemos definir el porcentaje de saturación o porcentaje de humedad como 100 veces la relación de pesos del componente condensable al componente presente no condensable, dividida por la relación del condensable al no condensable en la saturación. Por la anterior definición tenemos:

$$\% \text{ de saturación} = 100 Y \cdot (M_a / M_b) / (Y_s \cdot M_a / M_b) = 100 \cdot Y / Y_s \quad (2.7.4)$$

Debe notarse que el porcentaje de saturación puede definirse en términos de relaciones molares como también en términos de relaciones de masa. En el diagrama de concentración-temperatura (carta psicrométrica) se encuentran las líneas de saturación constante colocadas de la misma manera que la curva de saturación pero proporcionalmente a concentraciones menores.

Otra expresión de concentración es la saturación relativa o humedad relativa mencionada anteriormente, definida como la presión parcial del componente condensable presente, dividida por la presión del componente condensable en la saturación.

$$\% \text{ de saturación relativa} = 100 P_a / (P_a)_s = 100 y / y_s \dots (2.7.5)$$

2.8. Psicrometría y Carta Psicrométrica.

La psicrometría es la técnica relacionada con la determinación de propiedades en mezclas gas-vapor.

Estas propiedades se pueden representar gráficamente dando lugar a la carta psicrométrica, que es una herramienta muy útil en el análisis de sistemas aire-vapor.

La carta psicrométrica común consta de un eje de ordenadas en el cual se representa el contenido de humedad absoluta en unidades de lb de

vapor /libde aire seco o kg de vapor/kg de aire seco; en el eje de las abcisas se representa la temperatura del sistema en grados Fahrenheit o grados Centígrados, además en la carta se grafican curvas de humedad relativa , volumen específico y calor sensible.

Para construir esta carta en el caso de aire-agua tendremos :

$$Ma = 18.$$

$$Mb = 29.2$$

Tenemos
$$Ys = Pa^0 / (P - Pa^0) . . . (2.8.1)$$

Para cada temperatura existe una $^{\circ}Pa$, entonces obtenemos Ys a diferentes temperaturas. El valor máximo de Ys será cuando $^{\circ}Pa = 586$ ó bien $^{\circ}Pa = Pt$, ya que nos daría un valor de infinito , este punto se encuentra al alcanzar la temperatura de ebullición del líquido . El porcentaje de humedad será:

$$\% \text{ de humedad} = Y / Ys * 100 \dots (2.8.2)$$

el cual se encuentra graficado en la carta . Para obtener las demás curvas que representan los diferentes porcentos de saturación simplemente se divide la curva de 100 % de saturación entre los diferentes porcentajes que se necesiten obtener.

El volumen dado en ft^3 de mezcla / lb de aire seco será:

$$VH = (1 / M \text{ aire} + Y' / M \text{ de agua}) 359 ((t g + 460) / 492 (1 / P)) \dots (2.8.3)$$

Escogiendo $Y' = 0$ y $Y' = 100\%$ de saturación y variando las temperaturas se obtienen líneas de volumen de aire seco y volumen de aire completamente saturado contra temperatura respectivamente.

La ecuación para encontrar valores intermedios entre estos dos puntos es :

$$VH = V \text{ aire seco } t_g + (V \text{ aire sat } t_g - V \text{ aire seco } t_g) Y \% \dots (2.8.4)$$

La línea de calor húmedo la obtenemos como sigue : el calor húmedo C_s se define como la capacidad calorífica para subir 1 F una libra de aire seco, incluyendo el agua que contenga dada en Btu/ (lb/ F) .

$$C_s = C_p \text{ aire} + Y' C \text{ vapor de agua} = 0.24 + 0.46 Y' \dots (2.8.5)$$

Los valores de entalpía se pueden obtener como sigue :

$$H' = C_s (t_g - T_o) + \lambda_o Y' \dots 2.8.6$$

considerando la humedad como cero.

Para obtener la entalpía en un punto intermedio calculamos la entalpía de aire seco a la temperatura que se tiene , así :

$$H = H' \text{ aire seco } t_g + \% Y (H' \text{ sat } t_g - H \text{ aire seco } t_g) \dots (2.8.7)$$

La psicrometría nos permite evaluar las condiciones del aire para controlar su temperatura y humedad básicamente. Para diseñar cualquier proceso de acondicionamiento de aire es necesario primeramente, que se definan las condiciones deseadas del aire en la habitación , así como el porcentaje de aire de retorno que se mezclará con el aire exterior antes de ser enfriado y deshumidificado en el serpentín de enfriamiento. Posteriormente, con estos datos se podrá esquematizar las trayectorias de los procesos de transferencia de masa y calor dentro de la habitación y en el serpentín de enfriamiento.

2.9. Procesos Principales involucrados en acondicionamiento de aire:

Los procesos más importantes involucrados en acondicionamiento de aire pueden ser esquematizados utilizando la carta psicrométrica y entre ellos se encuentran los sig.:

a) **Intercambio de Calor Sensible:** Se define como el cambio en la temperatura de bulbo seco del aire, sin que exista variación en el contenido de humedad, lo cual se representa como una línea horizontal en la carta psicrométrica.

Estos cambios pueden ser representados tomando en cuenta la ecuación 2.a. por la siguiente ecuación.:

$$QS = 1.08 \text{ PCMS } \Delta T \quad \dots(2.9.1.)$$

Basados en que :

$$\text{PCMS} = \text{PCM (reales)} / \text{v.e. (real)} \quad 13.35 \text{ ft}^3/\text{lb} \quad \dots(2.9.2)$$

b) **Intercambios de Calor latente:** Es aquel intercambio de calor en el cual se involucra un cambio de fase, y por consiguiente, en el caso del aire existe un cambio en el contenido de humedad, pero sin variar la temperatura. Este fenómeno puede ser representado mediante una línea en posición vertical en la carta psicrométrica.

De igual forma esos cambios pueden ser representados por la sig. ecuación:

$$QI = \text{PCMS } \Delta g \quad 0.68 \quad \dots(2.9.3)$$

c) **Intercambio total de calor en un proceso psicrométrico:** Una vez establecida la diferencia entre los intercambios de calor sensible y latente, se definirá el intercambio de calor total como la suma del intercambio de calor sensible y latente.

$$Q_t = Q_s + Q_l \dots (2.9.4)$$

En la carta psicrométrica el intercambio de calor total es representado como la diferencia de entalpías expresada en Btu/lb entre dos puntos. Además, el intercambio total de calor en cualquier proceso termodinámico puede ser representado por la siguiente ecuación, considerando que el proceso no es acumulativo.

$$Q = m (h_2 - h_1) \dots (2.9.5)$$

Introduciendo los factores correspondientes puede representarse como:

$$Q_{tot} = PCMS \Delta h \quad 4.5 \dots (2.9.6)$$

d) Ciclos de acondicionamiento de aire: Es posible graficar sobre una carta psicrométrica los procesos involucrados en el acondicionamiento de aire, obteniendo por lo general un ciclo en el cual se representan las condiciones del aire durante cada una de las etapas a través del sistema.

El proceso de enfriamiento del aire involucra dos fenómenos de transferencia de masa y calor: el primero, que se puede representar en la carta psicrométrica es la transferencia de calor y masa que sufre el aire exterior y/o de retorno (punto OA), para alcanzar las condiciones de temperatura y entalpía mínimas indispensables para acondicionar posteriormente la habitación (Fig.2.9.a). Este intercambio de calor se representa por medio de una recta que debe intersectar el punto MA, que representa las condiciones del aire a la entrada del serpentín de enfriamiento (condiciones de mezcla de aire de retorno y aire exterior) y el punto SA que representa las condiciones de salida del serpentín. Durante el enfriamiento del aire al pasar por el serpentín, se produce el fenómeno de condensación debido a que cierta cantidad de aire alcanza la temperatura de rocío, provocando que la humedad absoluta disminuya considerablemente hasta un punto en el cual la proporción de agua-aire (humedad relativa), a ciertas condiciones de temperatura ,es elevada e incluso cercanas a las condiciones de saturación . En la mayoría de los casos se considera que la

humedad relativa recomendable para el aire a la salida del serpentín debe oscilar entre un 93 a 95 % para evitar la condensación a lo largo de ductos.

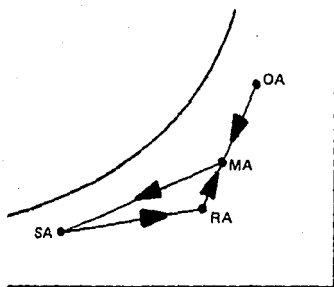
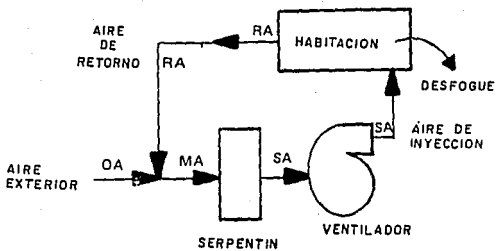
El segundo fenómeno que se considera durante el acondicionamiento de aire es la transferencia de masa y calor en la habitación a acondicionar. Este fenómeno se encuentra determinado por las condiciones de " confort " , las condiciones del aire a la salida del serpentín , y por el factor de calor sensible de la habitación que determinará la pendiente de la línea que representa este proceso(recta SA - RA) fig. 2.9.a.

El factor de calor sensible representa la relación existente entre la cantidad de calor sensible generada en el cuarto con la cantidad de calor latente liberada en la misma. Este factor es de suma importancia puesto que puede provocar que se modifiquen las condiciones del aire a la salida del serpentín para cumplir con el propósito de alcanzar las condiciones de diseño de la habitación (punto RA).

Las condiciones de confort se encuentran determinadas por la humedad y temperatura de bulbo seco del aire, además de la cantidad de movimiento del mismo. Estas condiciones se establecen empíricamente mediante experimentos controlados . En general, podemos afirmar que en cuanto a temperatura de bulbo seco oscilan entre 75 F (23.8 C) y 78 F (25.5 C) y en cuanto a humedad relativa , ésta puede variar entre 45 % a 50 % .

Una vez representadas las condiciones de confort teóricas en la carta psicrométrica se determina la pendiente de la recta que intersectará al punto que representa las condiciones del aire a la salida del serpentín , con las condiciones de confort reales (aún no establecidas en su totalidad) . Esto se logra al calcular el factor de calor sensible ($FCS = Q_s / Q_t$) y trazar una línea paralela a la línea que intersecta a dicho factor en la recta adyacente a la carta psicrométrica con la temperatura de confort teórica (78 F a l 50 % de humedad relativa). Esta línea paralela se trazará sobre la temperatura real de confort hasta alcanzar el punto que representará las condiciones del aire a la salida del serpentín a una humedad relativa del 95 % aproximadamente (punto S.A.).

Posteriormente, se lleva acabo la transferencia de masa y calor en el cuarto con la consecuente variación en la temperatura y humedad del aire hasta alcanzar las condiciones del punto RA. Una vez que el aire ha efectuado el proceso de enfriamiento en la habitación se mezcla con el aire exterior a las condiciones OA para ingresar nuevamente al serpentín a las condiciones MA.



* CORTESIA DE YORK INTERNATIONAL

FIG. 2.9. a. CICLO TÍPICO DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

3.0. CAPITULO 3:

GENERALIDADES SOBRE EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

El principio de enfriamiento en sistemas de aire acondicionado se basa en que al evaporarse un líquido, éste absorbe cierta cantidad de energía del medio que le rodea, produciendo un efecto de enfriamiento sensible en dicho medio. Esto obedece al principio conocido como *Primera Ley de la Termodinámica*.

Los sistemas de aire acondicionado utilizan como principio fundamental el ciclo de refrigeración o ciclo de Carnot, para efectuar el enfriamiento del aire que permita alcanzar determinadas condiciones de humedad y temperatura establecidas en la carta psicrométrica. A continuación se presentarán algunos conceptos generales relacionados con el ciclo de refrigeración y su aplicación en aire acondicionado.

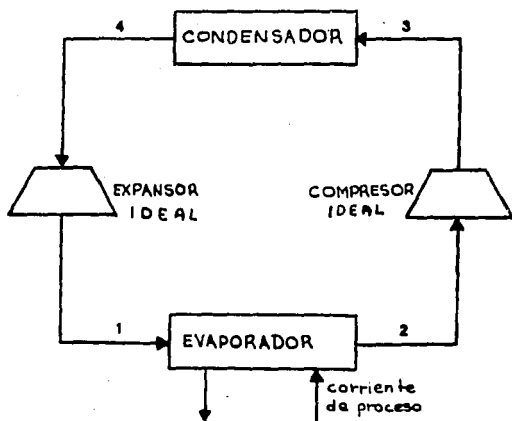
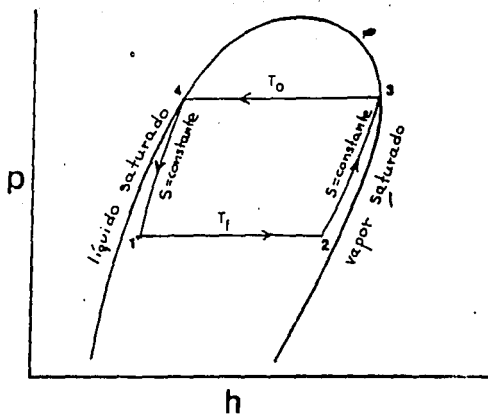
3.1. Ciclo de Refrigeración: El ciclo de refrigeración ideal o ciclo de Carnot, se representa para su estudio en diagramas presión-entalpía fig(3.1a), este ciclo operará entre las temperaturas T_f y T_o .

El trabajo mínimo requerido está dado por:

$$W_{min} = Q (T_o / T_f - 1) \dots(3.1.1)$$

A medida que disminuye T_f se requiere una cantidad mayor de trabajo para efectuar la refrigeración.

El paso 1 a 2 es la evaporación del refrigerante, o sea, donde se absorbe el calor Q que se requiere eliminar de la corriente de proceso. El paso de 2 a 3 es la compresión, con objeto de llevar el refrigerante a la temperatura del medio ambiente y con ello ser capaz de transferir al medio ambiente el calor que se absorbió. El paso 3 a 4 es la condensación del



FUENTE: APUNTES DE TERMODINAMICA
BAJUA RUEDA ENRIQUE UNAM 1986

FIG. 3. 1.a. CICLO DE CARNOT

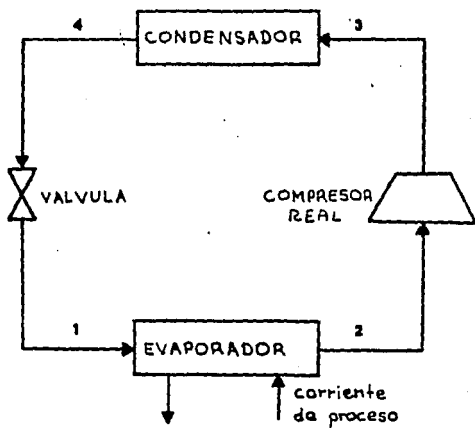
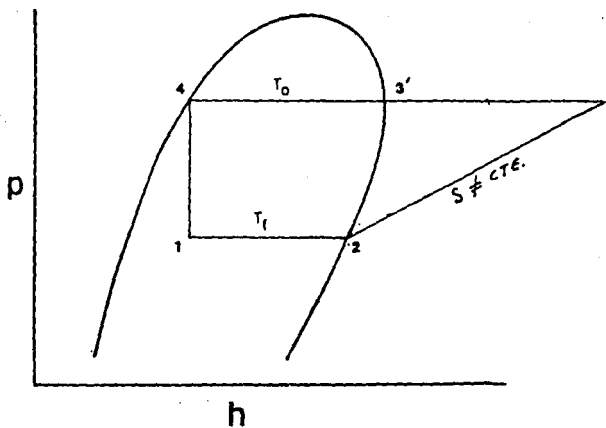
refrigerante y el paso de 4 a 1 es la expansión con objeto de lograr la temperatura necesaria para hacer factible la refrigeración . El Ciclo de Carnot no es posible efectuarlo en la práctica, porque requiere de compresores y expansores que manejen una mezcla de líquido y vapor. La expansión se puede efectuar, aún en la zona de dos fases, mediante una válvula. Por esta situación es necesario, que cuando el refrigerante en estado de vapor se ha condensado completamente y se encuentra en condiciones de saturación, éste se enfríe por debajo de la temperatura de saturación hasta llegar a condiciones de líquido subenfriado, mejorando la eficiencia del sistema y evitando que existan residuos de vapor antes de efectuarse la expansión en la válvula fig. (3.1a).

El ciclo de refrigeración ideal se basa en asumir que no existe sobrecalentamiento (con excepción al que se produce durante la compresión), ni sub-enfriamiento de líquido , ni pérdidas por fricción o transferencia de calor (con excepción de válvula, condensador y evaporador) que se lleven a cabo en el sistema .

Por el contrario, en un ciclo de refrigeración real se espera que se efectúe un sobrecalentamiento producido por la compresión en la succión del compresor, la ineficiencia o falta de aislante en la tubería de succión del evaporador y por el uso de motores herméticos. Además se requiere de este sobrecalentamiento para evitar la entrada de líquido en el compresor. En la realidad existen , junto con los procesos de transferencia de calor producidos por los equipos involucrados en el sistema de refrigeración , pérdidas por fricción y transmisión de calor a través de la tubería, por lo que el ciclo puede ser representado de acuerdo con la fig. 3.1b.

Este proceso es irreversible porque no recupera el trabajo durante la expansión, pero su bajo costo lo hace muy atractivo . Estas consideraciones llevan a proponer un ciclo sencillo de refrigeración como el mostrado en la fig. 3.1b.-

En el caso de aire acondicionado el serpentín en el cual se evapora el refrigerante es llamado evaporador, el cual es el encargado de enfriar al medio que le rodea (agua o aire) . Por otra parte , el serpentín responsable



FUENTE: APUNTES DE TERMODINAMICA
BAJUA RUEDA ENRIQUE UNAM 1986

FIG. 3.1.b. CICLO DE REFRIGERACION

de la condensación del refrigerante es llamado condensador y puede utilizar agua o aire como medio enfriante.

3.2. APLICACIONES DE LA REFRIGERACION EN EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

El ciclo de refrigeración puede ser adaptado en distintas formas para su aplicación en sistemas de aire, a continuación se presentarán los sistemas más comunes:

a) **Sistemas Centrales:** También llamados sistemas de enfriamiento indirecto, están constituidos por una unidad de enfriamiento de agua y un sistema de suministro y enfriamiento de aire (unidad serpentín-ventilador o unidad manejadora) .

El sistema de enfriamiento de líquido se encarga de utilizar los principios del ciclo de refrigeración para generar agua helada que circulará a través de los serpentines de la unidad manejadora. La unidad generadora de agua helada consta de un compresor, un evaporador, un condensador (enfriado por aire o agua) y un dispositivo de expansión. Los compresores comercialmente utilizados en estas unidades, comúnmente conocidas como "chillers", pueden ser de tipo centrífugo, recíprocante, tornillo o scroll.

En el caso de unidades enfriadoras de líquido con condensador enfriado por agua, es necesario incluir en el sistema la o las torres de enfriamiento con su respectivo sistema de bombeo .

La unidad manejadora de aire se encarga de hacer circular al aire de retorno y/o exterior a través de filtros, humidificadores y serpentines (enfriamiento y/o calefacción) para finalmente, suministrarlo a las condiciones requeridas por medio de una red de ductos.

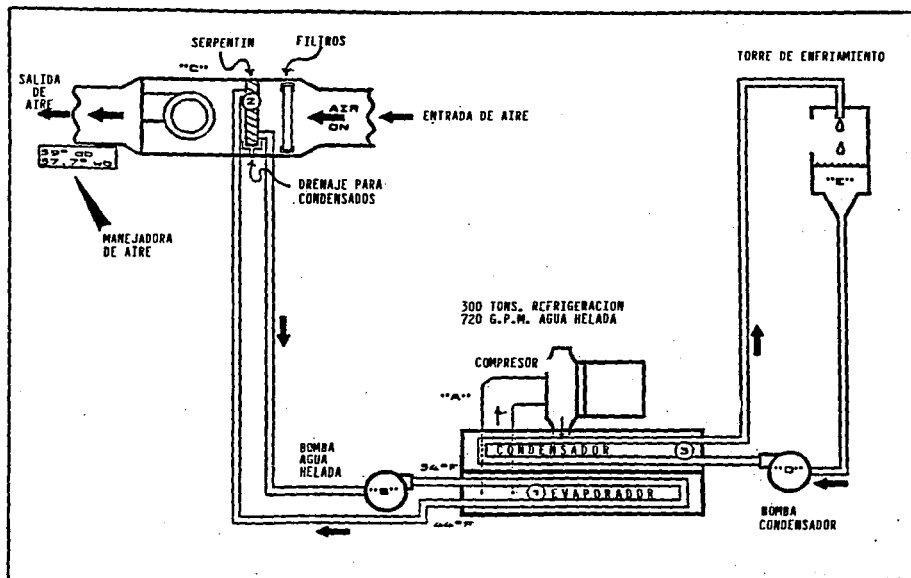


FIG. 3.2.a. SISTEMA CENTRAL DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

* -CORTESTA DE YORK INTERNATIONAL

La fig. 3.2.a. representa el ciclo de refrigeración aplicado al acondicionamiento de aire en un sistema de tipo central, el cual puede ser simplificado considerando 3 circuitos. Al centro de la figura podemos identificar un enfriador de líquido de tipo centrífugo (compresor centrífugo) cuya función es absorber el calor del medio que rodea al evaporador (agua de enfriamiento) y transferirlo al medio que rodea al condensador (agua de condensación). El circuito del refrigerante en el enfriador de líquido incluye cuatro componentes principales: el evaporador, el compresor, el condensador y el elemento de expansión.

Una bomba de agua es la responsable de hacer circular el agua a través de las tuberías hacia la unidad manejadora de aire / serpentín de agua " C" . El aire proveniente del espacio a acondicionar (o del exterior) se hace pasar a través del serpentín de agua que es en realidad un intercambiador de calor. El agua helada (a temperatura de 45 F) circula por el interior del serpentín y el aire proveniente del espacio acondicionado (a 85 F aproximadamente) pasa a través del serpentín, donde de acuerdo con la Segunda Ley de la Termodinámica, el calor fluirá del aire a 85 F al agua a 45 F , posteriormente el aire es inyectado a la habitación y el agua es recirculada a la unidad enfriadora . El agua, en este punto (a una temp. de 55 F), fluye por dentro de los tubos del evaporador los cuales se encuentran inmersos en refrigerante (R-11 , R-22 o R-123) a una temp. de 40 F , donde una vez más se efectúa un intercambio de calor; después del cual el agua se encuentra a una temperatura adecuada para ser recirculada a la unidad manejadora de aire.

Tan pronto como el refrigerante ha absorbido el calor del agua, éste se evapora convirtiéndose en vapor, el compresor impulsa a este vapor a baja presión del evaporador hacia el condensador, aumentando la presión y el contenido de calor (a esta cantidad de calor se le llama *calor de compresión*) el cual es el equivalente de energía requerida para operar el compresor.

Por otra parte el circuito del condensador comienza con la bomba "D" que circula el agua a través del condensador, de esta forma el agua absorbe el calor cedido por el refrigerante y el transferido por el compresor , durante

este intercambio el refrigerante se condensa nuevamente para ser recirculado. Posteriormente, el agua de condensación es bombeada hacia la torre de enfriamiento " E " donde se enfría y se recolecta para ser utilizada de nuevo.

Los sistemas centrales presentan como alternativa el uso de pequeñas unidades serpentín- ventilador instaladas en es espacio a acondicionar , en lugar de un solo sistema conectado a ductos. Las líneas de agua helada se conectan a cada unidad. Este sistema es el utilizado con más frecuencia en el caso de hoteles y en algunos centros de enseñanza.

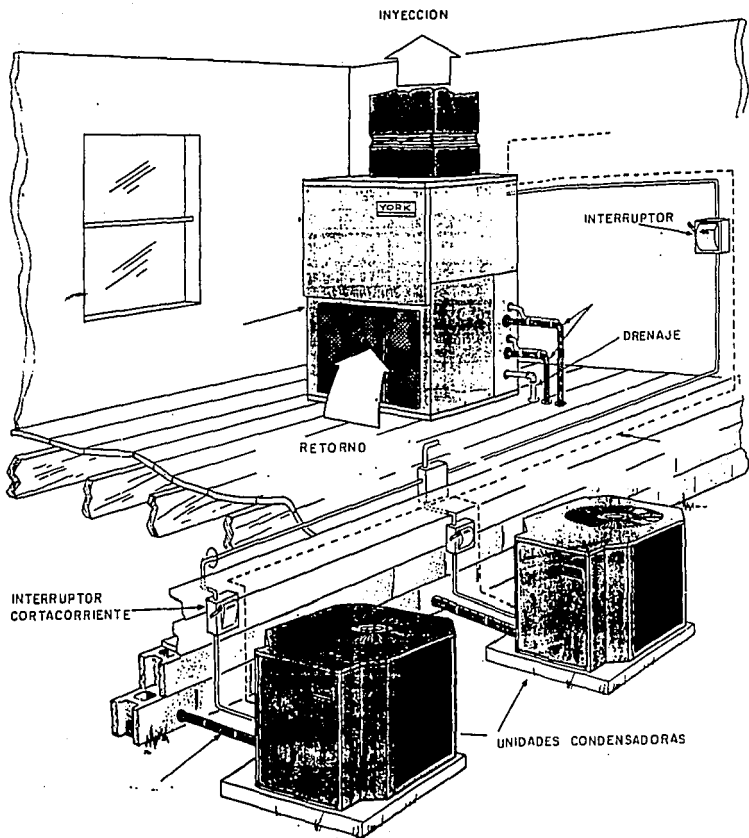
Es necesario señalar que es posible optimizar cualquier sistema central de enfriamiento por agua implementando una segunda expansión en el ciclo de refrigeración para obtener refrigerante a condiciones de líquido sub-enfriado. Esta segunda expansión se realiza con la finalidad de recuperar calor para calentar agua que puede ser utilizada para servicios hidro-sanitarios. Al intercambiador de calor que se utiliza para este fin se le denomina *recuperador de calor*. El calor total recuperado podría ser mayor que la cantidad de calor de evaporación (20 a 30 %) debido a que es posible recuperar gran parte del calor de compresión.

b) Sistemas de tipo dividido: Son unidades comúnmente llamadas de expansión directa o de enfriamiento directo, ya que es el refrigerante directamente el responsable del enfriamiento del aire al fluir a través del serpentín. En estas unidades se separan físicamente los componentes del ciclo de refrigeración de la siguiente forma: el compresor y el condensador (generalmente enfriado por aire) se colocan en el exterior del lugar a acondicionar, y el evaporador junto con el dispositivo de expansión se ubican en el interior del local, ambos componentes contienen un ventilador responsable de hacer circular el aire a través de los serpentines.

Los sistemas comerciales de tipo dividido pueden alcanzar hasta las 100 T.R. utilizando varias condensadoras conectadas a un mismo serpentín (circuitaje múltiple) , pero por lo general los sistemas divididos de mayor uso (un sólo circuito) oscilan entre 2 y 40 T.R. . Esto debido a que al hacer circular el refrigerante a través de largas trayectorias de tubería, aumenta la posibilidad de que existan fugas a lo largo de la misma, perdiendo gradualmente la carga total de refrigerante .

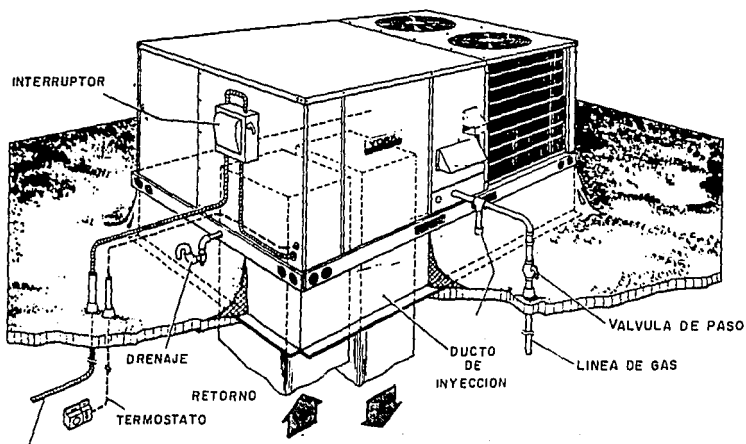
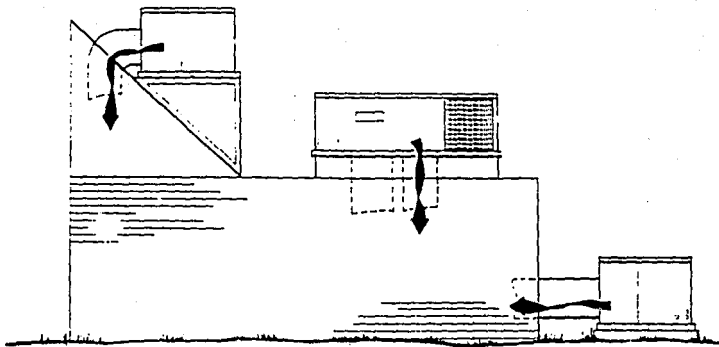
c) Sistema de tipo paquete o autocontenido: Es un sistema de expansión directa con condensador enfriado por aire o por agua. Estas unidades incluyen todos los componentes de un sistema de enfriamiento de aire: compresor , evaporador , condensador ,dispositivo de expansión , filtros, etc.. Estas unidades se colocan generalmente en la azotea del inmueble de donde suministran el aire a través de una red de ductos. Las unidades de tipo paquete son utilizadas comúnmente en locales comerciales debido a su fácil instalación , su tamaño y a su bajo mantenimiento.

Actualmente, se fabrican unidades de tipo paquete hasta de 100 T.R. (1,200,000 Btuh.). Estas unidades pueden incluir control de volumen de aire a suministrar en la habitación (volumen variable) y varias opciones en cuanto a accesorios según los requerimientos del inmueble.



• CORTESIA DE YORK INTERNATIONAL

FIG. 3. 2. b. SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO POR EXPANSION DIRECTA



• CORTESIA DE YORK INTERNATIONAL

FIG. 3. 2. c. UNIDAD DE TIPO AUTOCONTENIDO

3.3. REFRIGERANTES.

La historia establece que una mezcla de hielo natural y sal fue el primer refrigerante utilizado por el hombre. A principios de 1834 tanto el éter, amoníaco, dióxido de azufre y dióxido de carbono son los compuestos utilizados como refrigerantes en máquinas que aplicaban el ciclo de refrigeración como tal. Gran parte de estos compuestos no son utilizados ahora debido principalmente a problemas de seguridad en su manejo.

En 1928, la industria química desarrolló un refrigerante sintético que podría haber sido catalogado como "ideal". Se experimentó con un compuesto derivado del tetracloruro de carbono, materia prima para la fabricación de gran parte de los *haluros de carbono* (fig. 3.3a)

El refrigerante con más éxito desarrollado en aquella época fue el dicloro difluoro metano, llamado comercialmente R-12, dentro de las propiedades por las cuales fue catalogado como refrigerante ideal podemos mencionar que es incoloro, inodoro, presenta baja toxicidad, no es flamable, no es explosivo y no es corrosivo.

El R-12 tiene un punto de ebullición de -21.6 F o -29.8 C a nivel del mar, éste bajo punto de ebullición permite enfriamiento a baja temperatura en condiciones de presión positiva en el evaporador lo que ayuda a mantener el sistema seco. Sin embargo, la humedad puede entrar al sistema que presente una fuga o que haya sido abierto por cuestiones de servicio. Si la temperatura del sistema se encuentra por debajo de la temperatura de rocío del aire, el vapor viajará a contra-corriente en dirección al evaporador donde se condensará.

Más adelante, las investigaciones condujeron al descubrimiento de nuevos refrigerantes similares, con variaciones en algunas características que permitieron una diversidad de aplicaciones. Uno de estos refrigerantes es el R-22 que además de ser igualmente seguro que el R-12 puede producir el mismo efecto refrigerante con menor volumen, por lo cual puede ser utilizado en sistemas más pequeños.

TABLE OF CONTENTS

REFRIGERANTS	PAGE	REFRIGERANTS	PAGE
Refrigerant 11 (Trichlorofluoromethane)		Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.33
Pressure-Enthalpy Diagram	17.2	Refrigerant 170 (Ethane)	
Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.3	Pressure-Enthalpy Diagram	17.40
		Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.41
Refrigerant 12 (Dichlorodifluoromethane)			
Pressure-Enthalpy Diagram	17.4	Refrigerant 290 (Propane)	
Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.5, 17.77	Pressure-Enthalpy Diagram	17.42
Properties of Superheated Vapor	17.6	Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.43
Refrigerant 13 (Chlorotrifluoromethane)			
Pressure-Enthalpy Diagram	17.8	Refrigerant 600 (n-Butane)	
Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.9	Pressure-Enthalpy Diagram	17.44
		Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.45
Refrigerant 13B1 (Bromotrifluoromethane)			
Pressure-Enthalpy Diagram	17.10	Refrigerant 600a (Isobutane)	
Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.11	Pressure-Enthalpy Diagram	17.46
		Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.47
Refrigerant 14 (Carbon Tetrafluoride)			
Pressure-Enthalpy Diagram	17.12	Refrigerant 1150 (Ethylene)	
Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.13	Pressure-Enthalpy Diagram	17.48
		Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.49
Refrigerant 22 (Chlorodifluoromethane)			
Pressure-Enthalpy Diagram	17.14	Refrigerant 1270 (Propylene)	
Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.15	Pressure-Enthalpy Diagram	17.50
		Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.51
Refrigerant 23 (Trifluoromethane)			
Pressure-Enthalpy Diagram	17.16	CRYOGENIC FLUIDS	
Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.17	Refrigerant 702 (Normal Hydrogen)	
		Temperature-Entropy Diagram	17.52
Refrigerant 113 (Trichlorotrifluoroethane)		Properties of Vapor	17.53
Pressure-Enthalpy Diagram	17.18		
Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.19	Refrigerant 702p (Parahydrogen)	
		Temperature-Entropy Diagram	17.54
Refrigerant 114 (Dichlorotetrafluoroethane)		Properties of Liquid and Vapor	17.55
Pressure-Enthalpy Diagram	17.20		
Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.21	Refrigerant 704 (Helium)	
		Temperature-Entropy Diagram	17.56
Refrigerant 134a (Tetrafluoroethane)		Properties of Liquid and Vapor	17.57
Pressure-Enthalpy Diagram	17.22		
Properties of Liquid and Saturated Vapors	17.23	Refrigerant 720 (Neon)	
		Temperature-Entropy Diagram	17.58
Refrigerant 142b (Chlorodifluoroethane)		Properties of Liquid and Vapor	17.59
Pressure-Enthalpy Diagram	17.24		
Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.25	Refrigerant 728 (Nitrogen)	
		Temperature-Entropy Diagram	17.60
Refrigerant 152a (Difluoroethane)		Properties of Liquid and Vapor	17.61
Pressure-Enthalpy Diagram	17.26		
Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.27	Refrigerant 729 (Air)	
		Temperature-Entropy Diagram	17.62
Refrigerant 500 (Azeotrope of R-12 and R-152a)		Properties of Liquid on the Bubble Line and Vapor on the Dew Line	17.63
Pressure-Enthalpy Diagram	17.28		
Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.29	Refrigerant 732 (Oxygen)	
		Temperature-Entropy Diagram	17.64
Refrigerant 502 (Azeotrope of R-22 and R-113)		Properties of Liquid and Vapor	17.65
Pressure-Enthalpy Diagram	17.30		
Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.31	Refrigerant 740 (Argon)	
		Temperature-Entropy Diagram	17.66
Refrigerant 503 (Azeotrope of R-23 and R-113)		Properties of Liquid and Vapor	17.67
Pressure-Enthalpy Diagram	17.32		
Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.33		
		WATER AND ABSORPTION SOLUTIONS	
Refrigerant 717 (Ammonia)		Water (Refrigerant 718)	
Pressure-Enthalpy Diagram	17.34	Properties of Liquid and Vapor	17.68
Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor	17.35		
		Ammonia-Water	
Refrigerant 744 (Carbon Dioxide)		Enthalpy-Concentration Diagram	17.69
Pressure-Enthalpy Diagram	17.36	Specific Volume	17.70
Properties of Saturated Liquid, and Saturated Vapor	17.37		
		Lithium Bromide-Water	
Refrigerant 50 (Methane)		Enthalpy-Concentration Diagram	17.71
Pressure-Enthalpy Diagram	17.38	Equilibrium Chart	17.72

The preparation of this chapter is assigned to TC 3.1, Refrigerants and Brines.

FIG. 3.3.a. REFRIGERANTES MAS COMUNES.
(INDICE DEL CAP. 17 ASHRAE
FUNDAMENTAL)

Dentro de las propiedades más importantes de los refrigerantes relacionadas con el acondicionamiento de aire se encuentran:

a) Relación de Compresión: Es el cociente que resulta de dividir la presión absoluta de condensación entre la presión absoluta de evaporación y determina la relación de compresión para el compresor.

b) Efecto de refrigeración : Es el enfriamiento efectivo llevado a cabo por el refrigerante y se representa por el cambio de entalpía que ocurre en el evaporador. En el diagrama P v.s. H se puede apreciar esa diferencia neta, con ayuda de este valor es posible estimar el flujo de refrigerante de acuerdo con la sig. expresión:

$$FR = T.R. / E.R. \dots (3.3.1)$$

Donde :

FR = Flujo de refrigerante (lb / hr)

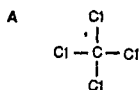
TR = Toneladas de refrig.

(1 Ton. de refrig. = 12,000 Btu/ hr).

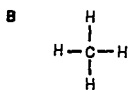
ER = Efecto de refrig. (Btu/ lb)

De acuerdo con lo expresado anteriormente , es posible afirmar que las propiedades termodinámicas , toxicológicas y fisico-químicas de cada refrigerante determinan la selección del mismo para su uso en unidades enfriadoras de líquido para aire acondicionado.

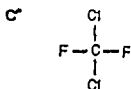
Fig. 2-1. Graphic formulas for R-10, R-50, R-12 (CFC-12), and R-22 (HCFC-22)



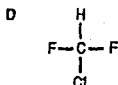
R-10, Carbon tetrachloride
 CCl_4
 C = Carbon atom
 Cl = Chlorine atom



R-50, Methane CH_4
 C = Carbon atom
 H = Hydrogen atom



R-12 (CFC-12),
 Dichlorodifluoromethane
 CCl_2F_2
 C = Carbon atom
 Cl = Chlorine atom
 F = Fluorine atom



R-22 (HCFC-22),
 Chlorodifluoromethane
 CHClF_2
 C = Carbon atom
 Cl = Chlorine atom
 H = Hydrogen atom
 F = Fluorine atom

• CORTESIA DE YORK INTERNATIONAL

FIG. 3.3. b. FORMULAS DE ALGUNOS REFRIGERANTES COMUNES

c) Potencial de deterioro a la capa de ozono:

Existe otro factor muy importante para la selección de equipos de enfriamiento de agua en función del refrigerante utilizado , el cual está relacionado con el grado de destrucción que puede causar este refrigerante a la capa de ozono. Para medir el grado de destrucción que un refrigerante puede causar a la capa de ozono se definió una escala basada en la reactividad de una molécula de refrigerante R-11 con un determinado número de moléculas de ozono . A esta proporción de moléculas de ozono destruidas por una molécula de R-11 se le asignó arbitrariamente un valor de 1, y se le llamó coeficiente de deterioro a capa de ozono. Comparativamente se analizaron los demás refrigerantes obteniéndose una tabla de valores que se presenta a continuación (3.3c).

Las normas internacionales para el uso y fabricación de refrigerantes definidas en primera instancia por el **PROTOCOLO DE MONTREAL** y posteriormente por el **ACTA DE AIRE LIMPIO DE E.U.A.** y por la revisión del mismo protocolo en 1992, establecen fechas límites para la producción de refrigerantes cloro-fluorocarbonados y para hidro-cloro-fluorocarbonados, estos límites determinan el cese de fabricación para los primeros en Enero de 1995 y para los segundos en 2030.

Por las razones anteriormente expuestas, se limita la instalación de equipos nuevos para acondicionamiento de aire a aquéllos que utilicen los siguientes refrigerantes hidroclofluorocarbonados: R-22, R123 y R-134a. Estos refrigerantes son considerados como refrigerantes de transición y de acuerdo con la legislación actual pueden aplicarse en enfriadores nuevos por un lapso hasta de 30 años.

Table 4-1. Refrigerants and their effects on the environment

Refrigerant	Chemical formula	Boiling point ° (°F)	Ozone depletion potential	Greenhouse potential (d)	Lifetime (years)
CFC-11	CCl ₃ F	74.7	1.0 (b)	0.4	65 (a)
CFC-12	CCl ₂ F ₂	-21.6	1.0 (b)	1.0	120 (a)
CFC-113	CCl ₂ F+CClF ₂	117.6	0.8 (b)	0.3 to 0.8	90 (a)
CFC-114	CClF ₂ +CClF ₂	38.4	0.6	0.5 to 1.5	N.E.
CFC-115	CClF ₂ +CF ₃	-36	0.3	1.0 to 3.0	N.E.
HCFC-22	CHClF ₂	-41.4	0.05 (b)	0.07	20 (a)
HCFC-123	CHClF+CClF ₂	82	0.01 (c)	N.E.	2 (c)
HCFC-141b	CH ₂ Cl+CHClF	165	0.03 (c)	N.E.	10 (c)
HCFC-142b	CH ₂ Cl+CHF ₂	41	0.03 (c)	N.E.	22 (c)
HFC-134a	CHF ₂ +CHF ₂	-9	0	N.E.	5 (c)
HFC-152a	CH ₃ +CHF ₂	-13	0	0.1	2 (c)

Footnotes:

- (a): Atmospheric Ozone 1985, Report Number 16, World Meteorological Organization
Global Ozone Research and Monitoring Project, page 70
(b): United Nations Environment Programme, UNEP/WG.172/2, May 8, 1987
(c): E.I. du Pont Co., Photochemical Model Calculation
(d): E.I. du Pont Co., 1987 N.E.: not established

© CORTESIA DE YORK INTERNATIONAL

FIG. 3. 3. c. EFECTO DE ALGUNOS REFRIGERANTES SOBRE EL MEDIO AMBIENTE

ODP POTENCIAL DE DAÑO A. CAPA DE OZONO
GP POTENCIAL DE EFECTO INVERNADERO

3.4. EQUIPO INVOLUCRADO EN ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

El equipo utilizado en los sistemas centrales de acondicionamiento de aire incluye una gran variedad de unidades enfriadoras de líquido, unidades serpentín ventilador y sistemas de distribución de aire. En este inciso se presentarán algunos equipos comúnmente utilizados en sistemas centrales de enfriamiento de aire.

3.5. LA UNIDAD ENFRIADORA DE LIQUIDO.

Como ya se mencionó la unidad enfriadora de líquido o unidad generadora de agua helada , es el equipo encargado de enfriar el agua que circula a través del serpentín de las unidades manejadoras de aire. Esto se logra utilizando un sistema de enfriamiento indirecto basado en el ciclo de refrigeración , el cual es un circuito cerrado de refrigerante que consta de un compresor, dos intercambiadores de calor, un dispositivo de expansión (válvula) y los respectivos sistemas de control y medición.

Las unidades generadoras pueden ser clasificadas básicamente de acuerdo con el tipo de compresor en reciprocantes, centrifugas , tornillos y lobulares ; a su vez, pueden clasificarse de acuerdo con su sistema de enfriamiento en el condensador (enfriadas por aire o por agua).Cada una de éstas presenta ventajas y desventajas relacionadas con su consumo de energía , desempeño a plena carga y a cargas parciales, costo fijo, mantenimiento , tipo de refrigerante utilizado, etc..

A continuación se describirán algunas de las principales características relacionadas con varios tipo de enfriadoras de líquido.

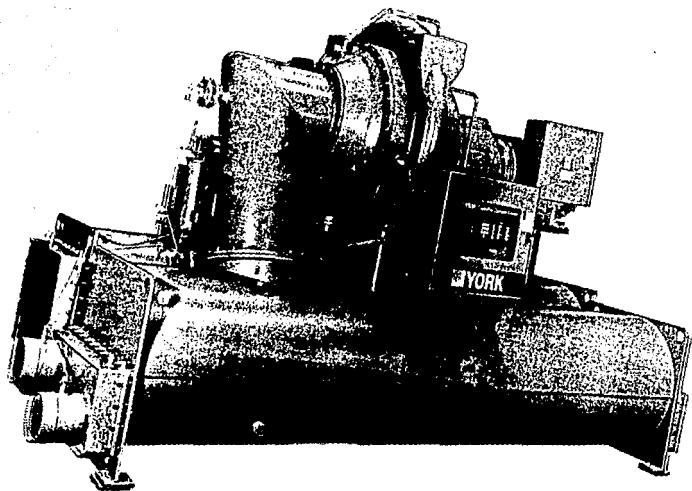


FIG. 3.5.a. UNIDAD ENFRIADORA DE TIPO CENTRIFUGO.

• CORTESIA DE YORK INTERNATIONAL

3.6. UNIDAD ENFRIADORA DE LIQUIDO TIPO CENTRIFUGO.

Estas unidades constan de un compresor de tipo centrífugo , un evaporador y un condensador de casco y tubo , y un dispositivo de expansión. Las unidades de tipo centrífugo se utilizan en aplicaciones que van desde 80 a 2400 tons. (280 kW a 8.4 MW) a condiciones nominales de 44 F de temperatura de salida del agua y 95 F de temperatura de salida de agua en el condensador, aunque el límite superior de estas unidades se ha desplazado notablemente hasta 10, 000 tons.(35 MW) .

Los compresores centrífugos son compresores de tipo dinámico en el cual la rotación rápida del impulsor, con curvas en los extremos, provoca la aceleración del gas ; la mayor parte del flujo de aire es radial.

El compresor está constituido por un impulsor que puede ser radial o curvo en sentido opuesto al flujo . El gas es comprimido a través del impulsor gracias a la acción mecánica ejercida por la rápida rotación del impulsor, creando una componente de fuerza alrededor de la flecha, que forma un vortex y un componente en dirección transversal al impulsor. La velocidad generada es convertida en presión en dos sitios; parcialmente en el impulsor (la proporción depende del diseño) y otra parte en los difusores estacionarios subsecuentes a la cavidad de compresión. La fig. 3.6.a. ilustra la sección longitudinal y transversal de un compresor centrífugo de una sola etapa con impulsores de tipo radial. Este utiliza un difusor de tipo radial que es un colector de gas en forma de tolva que termina en un difusor de la misma forma .

Los compresores de varias etapas utilizan dos o más impulsores arreglados en serie para comprimir el gas, cada uno con un difusor radial y un canal de retorno que separan a un impulsor de otro. El número de impulsores por carcasa depende de muchos factores pero usualmente oscila entre ocho y diez .

Las unidades de enfriamiento de agua tipo centrífugo pueden utilizar compresores herméticos o con transmisión abierta; en el primer caso, el compresor se encuentra bañado en refrigerante que utiliza como medio

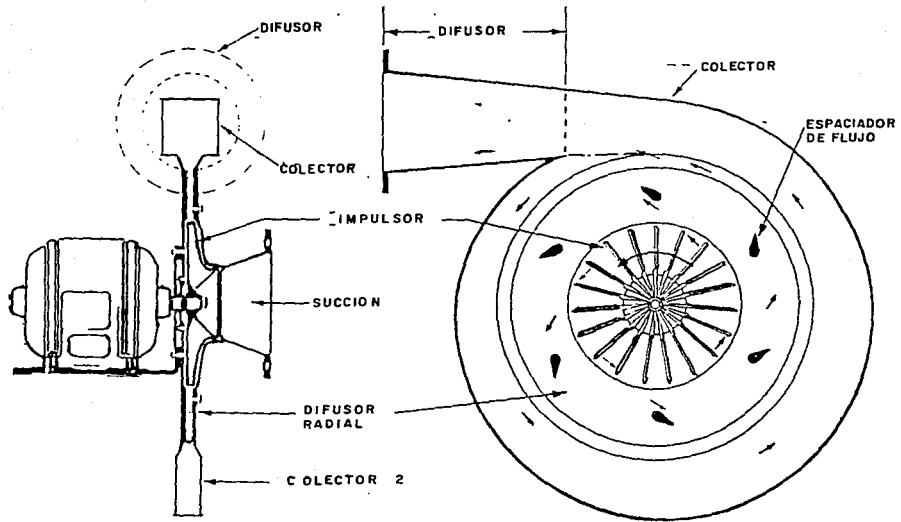
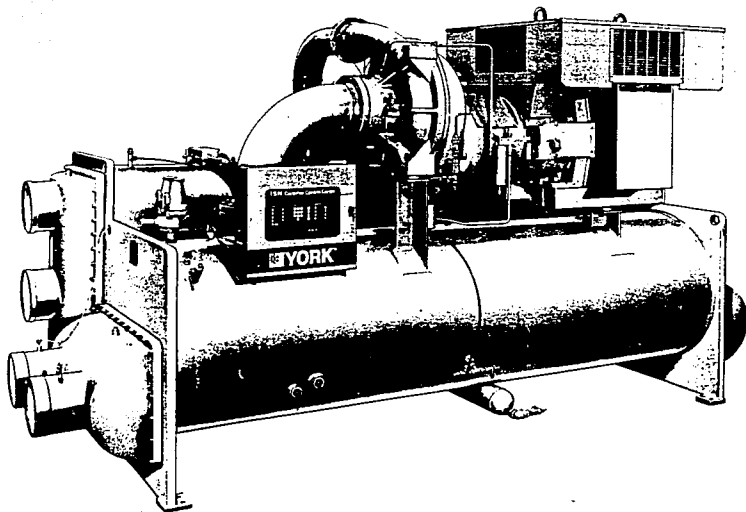


FIG. 3.6.A. CORTES LONGITUDINAL Y TRANSVERSAL DE UN COMPRESOR CENTRIFUGO

enfriante; sin embargo, si el compresor se quema se requerirá limpiar el sistema completo. Por esta razón, se desarrolló la alternativa de un sistema con transmisión abierta en el cual, el compresor utiliza aire como medio enfriante; la unión motor compresor se efectúa por medio de una flecha y sellos que impiden la fuga de refrigerante a la atmósfera.

Estas unidades enfriadoras de líquido utilizan, para la aplicación en sistemas de acondicionamiento de aire , R-11 ,R-22 o R-123. El compresor de tipo centrífugo es particularmente útil para manejar flujos de gas relativamente grandes en la succión . Al aumentar el flujo volumétrico de vapor en la succión, y con el aumento en la capacidad aunado a la disminución de la temperatura de succión, se vuelve más común el uso de refrigerantes de alta presión como : R11, R123, y R22.

FIG. 3.6.b. UNIDAD ENFRIADORA DE LIQUIDO
DE TIPO CENTRIFUGO
PARA R-22 o R-134a



3.7. UNIDAD ENFRIADORA DE LIQUIDO TIPO RECIPROCANTE.

Las unidades enfriadoras de tipo recíprocante, como su nombre lo indica, utilizan un compresor de tipo recíprocante para llevar a cabo la compresión del gas refrigerante que en este caso puede ser R-22 o R-134a.

El elemento básico de compresión en este tipo de compresores es un cilindro sencillo en el cual el pistón comprime el gas en un solo lado. A estos compresores se les llama de *acción simple*; por otro lado, si la compresión se efectúa por ambos lados del pistón, utilizando dos elementos básicos de compresión actuando en paralelo en una sola carcasa, se le llama *compresor de doble acción*.

Estos compresores utilizan válvulas calibradas con un resorte que abren únicamente cuando existe la diferencia de presión apropiada a través de la válvula, las válvulas de succión abren cuando la presión en el interior del cilindro es ligeramente menor que la presión de succión. Las válvulas de descarga se abren cuando la presión en el cilindro es ligeramente superior a la presión de descarga.

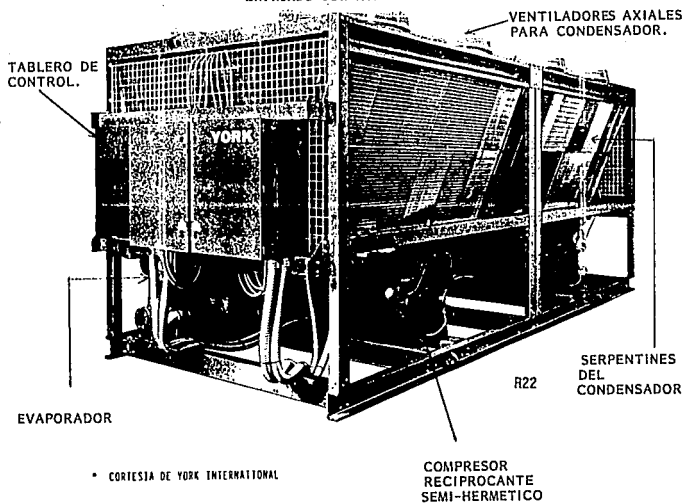
En realidad la compresión dentro del pistón no se lleva a cabo de manera total, es decir, el recorrido del pistón a lo largo del cilindro culmina antes de que el pistón haga contacto con la parte inferior del mismo.

Este espacio no puede ser eliminado totalmente y generalmente oscila en proporción de 4 a 16 % para la mayoría de los cilindros comerciales, este espacio no incluye volúmenes de gas añadidos con el propósito de controlar capacidad.

FIG. 3.7.a

UNIDAD ENFRIADORA DE TIPO RECIPROCANTE CON CONDENSADOR

ENFRIADO POR AIRE.



• CORTESIA DE YORK INTERNATIONAL

Cuando un pistón ha recorrido la distancia máxima dentro del cilindro y está listo para efectuar el regreso a la posición inicial, existe gas a condiciones de presión de descarga atrapado en el espacio libre debajo del pistón, que será expandido hasta un límite de presión debajo del cual las válvulas de succión se abrirán para dejar entrar al gas nuevamente.

Los métodos para controlar la capacidad en una unidad de tipo recíprocante son los sig.:

- 1.-Descarga de los cilindros del compresor (individualmente o por parejas).
- 2.- Encender o apagar durante ciclos el compresor.
- 3.-Efectuar un circuito paralelo del gas caliente en la succión del compresor.
- 4.-Control de velocidad sobre el compresor.
- 5.-Combinación de los procedimientos anteriores.

De acuerdo con el tipo de compresor es posible abarcar los siguientes intervalos en toneladas de refrigeración:

- 1.-Tipo Hermético: Hasta 25 Toneladas(90 KW) capacidad en el Chiller.
- 2.-Tipo Semihermético : Hasta aproximadamente 200 Tons. (700 KW).
- 3.- Motor Abierto : Hasta aproximadamente 200 Tons. (700 KW).

La razón más importante por la cual se utiliza R-22 en este tipo de unidades es debido a que , para una capacidad dada es posible reducir substancialmente el tamaño del compresor si se reduce el desplazamiento del pistón en el compresor.

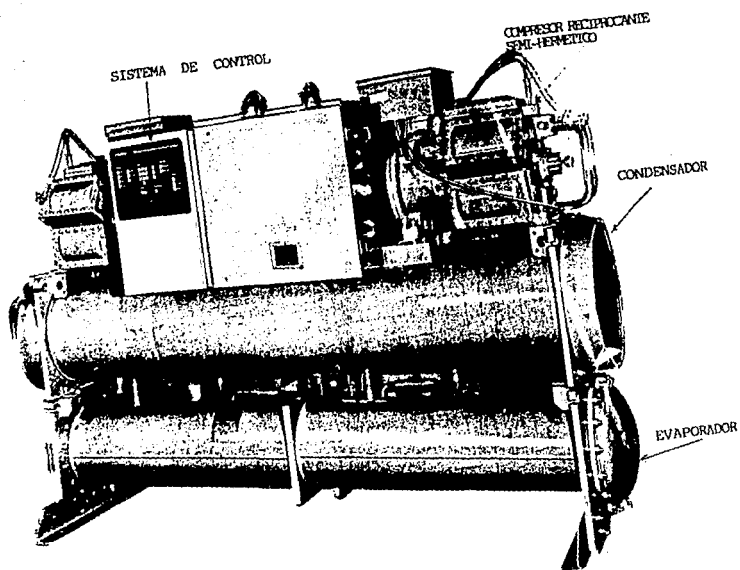


FIG. 3.7.b. UNIDAD DE TIPO RECIPROCANTE
ENFRIADA POR AGUA.

• CORTESIA DE YORK INTERNATIONAL

3.8. UNIDAD ENFRIADORA DE LIQUIDO TIPO TORNILLO.

Estas unidades utilizan un compresor de tipo tornillo . El compresor tipo tornillo consiste en 2 lóbulos helicoidales macho y hembra , girando sobre su propio eje y permitiendo el flujo de gas a través del espacio disponible entre ambos lóbulos y la carcaza del compresor. Algunas flechas se conectan directamente al lóbulo macho del compresor mientras que otras utilizan una serie de engranes para obtener una combinación óptima de velocidades entre compresor y motor.

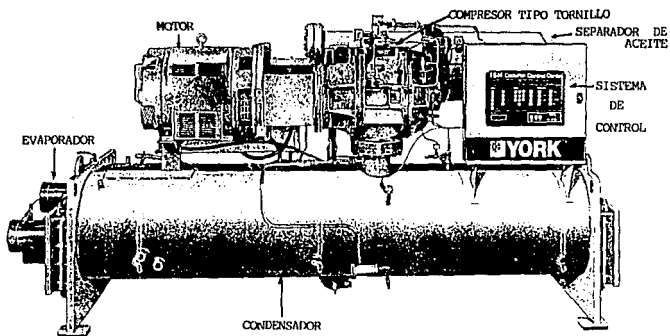
La compresión en dos etapas es normal y generalmente se desarrolla gracias a dos unidades similares en tamaño acopladas a una sola flecha.

Estas unidades son clasificadas como máquinas de desplazamiento positivo de presión variable . No requieren mayor cantidad de aceite que la requerida en la cámara de compresión, y proporcionan flujos de gas excentos de aceite. Su intervalo de operación para aire acondicionado oscila entre 40 y 850 tons. (140 a 3000 kW) , se fabrican en ambos tipos hermético y con motor abierto, la mayoría utiliza R-22.

Estos compresores son utilizados para trabajo pesado, operando a plena carga durante largos períodos de tiempo . Se utilizan de manera especial en procesos y para generar líneas de vacío debido a la ventaja de gases sin contaminación por aceite, a su capacidad de operar con cantidades razonables de líquido y a su adaptabilidad al operar con turbinas de vapor a un nivel de eficiencia considerable.

FIG. 3.8.a

UNIDAD ENFRIADORA DE AGUA DE TIPO TORNILLO CON CONDENSADOR
ENFRIADO POR AGUA.

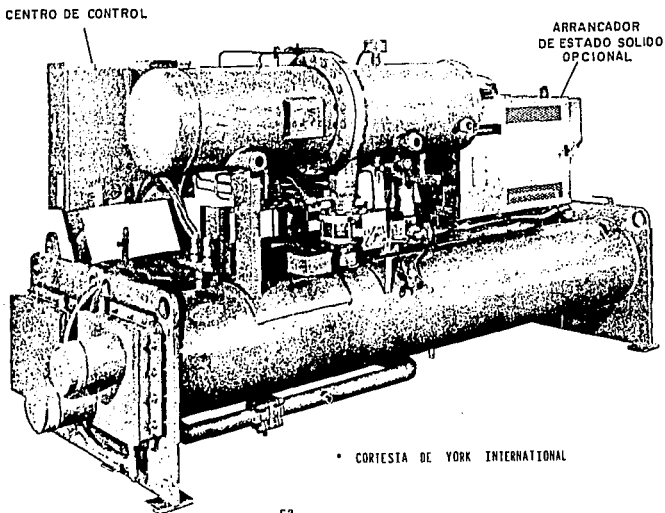
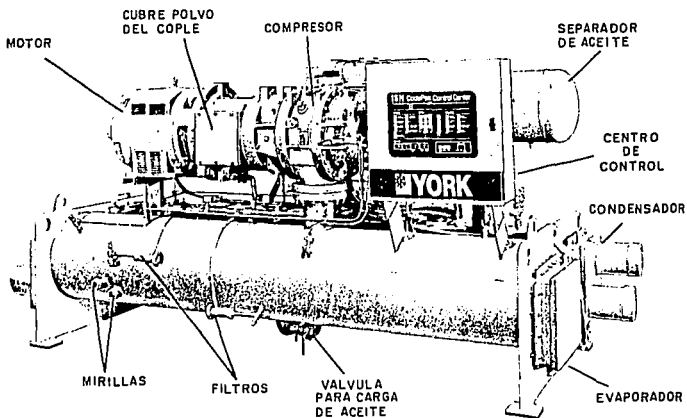


* CORTESIA DE YORK INTERNATIONAL

Las unidades de tipo tornillo operan preferentemente a condiciones constantes de capacidad y flechas con r.p.m. fijas. Cuando se utilizan con flechas de velocidad variable se obtienen reducciones de capacidad proporcionales a el abatimiento de potencia. Se estima una reducción promedio de 50% en la velocidad, como el valor máximo permisible.

Estos compresores pueden manejar cualquier gas comercial siempre y cuando se tomen en cuenta las medidas apropiadas para operar con el mismo. El compresor de tipo tornillo suministra una operación estable en el completo intervalo de operación de la máquina.

En el caso de aire acondicionado , se puede obtener una disminución en la capacidad de enfriamiento inferior al 35 % gracias a sistemas de derivación de flujo de refrigerante . El promedio de vida útil de un enfriador de líquido tipo tornillo puede extenderse hasta 20 años dependiendo del mantenimiento suministrado al equipo. El espacio de piso que ocupa en comparación con las unidades recíprocantes es generalmente bueno .



• CORTESIA DE YORK INTERNATIONAL

3.9. EL EVAPORADOR

El evaporador que se utiliza con mayor frecuencia en enfriadores de líquido para acondicionamiento de aire es el intercambiador de calor de coraza y tubos, por el cual fluye el refrigerante que absorbe el calor sensible cedido por el agua, evaporándose, para ser posteriormente comprimido.

El intercambio de calor en el evaporador si éste es del tipo coraza y tubos se puede representar por la ecuación:

$$Q = U_o \cdot A_o \cdot \Delta t_m \cdot J \dots(3.9.1.)$$

Donde U_o es el coeficiente total de transferencia de calor³:

$$U_o = \frac{1}{1/h_o + 1/h_{do} + (x_{do})/(k_w D_{wm}) + D_o/(h_i D_i) + D_o/(h_{di} D_i)} \dots (3.9.2)$$

Donde D_o y D_i son el diámetro externo e interno de los tubos. Los coeficientes de calor individuales h_o y h_i deben calcularse por medio de correlaciones. Para el fluido que circula por el interior de los tubos sin cambiar de fase:

$$(h_i D_i)/k = 0.023 Re^{.8} Pr^{.33} (\mu/\mu_s)^{.14} \dots (3.9.3)$$

³Antonio Valiente Barderas. 1988. Problemas de Transferencia de Calor. Capítulo 9.

Para el fluido que circula por el exterior de los tubos sin cambiar de fase⁴:

$$hDo / k = 0.36 (De Gs/\mu)^{.55} (Pr)^{.33} (\mu/\mu_s)^{.14} \dots (3.9.4)$$

En el caso del refrigerante, es necesario considerar un cambio de fase (ebullición) dentro o fuera de los tubos, esto se puede representar utilizando el número de Nusselt en la siguiente relación:

$$Nu = h \gamma / k \dots (3.9.5)$$

$$Nu = .125 Re^{.65} Pr^{1/3} \dots (3.9.6)$$

El ciclo típico de refrigeración por compresión y expansión implica una vaporización isotérmica. El vapor resultante pasa al compresor que lo lleva a alta presión. En el proceso el vapor se sobrecalienta, por lo que debe enfriarse y condensarse ya sea mediante agua o aire, este tipo de intercambiadores no requieren de vertedero.

Cuando un líquido se evapora en uno de estos rehedidores (evaporadores), la velocidad del líquido que se va a evaporar sobre los tubos calentadores es muy pequeña. A estas bajas velocidades el coeficiente de ebullición es independiente de la velocidad, pero depende mucho de las propiedades del fluido (refrigerante) y de la diferencia de temperaturas entre las paredes de los tubos y la temperatura de ebullición.

El diseño de este tipo de intercambiadores involucra una diversidad de métodos iterativos cuya finalidad es obtener la menor área de contacto junto con la mejor eficiencia en la transferencia de calor, al menor costo. Existen otro tipo de intercambiadores utilizados a manera de evaporador p.ejem. los intercambiadores de placas. Las ecuaciones utilizadas para el diseño de estos intercambiadores pueden obtenerse de la bibliografía.

⁴ Es posible que el refrigerante fluya por el interior o el exterior de los tubos.

3.10. EL CONDENSADOR.

Los equipos llamados condensadores se emplean para hacer pasar un vapor o una mezcla de vapores al estado líquido mediante la extracción de calor. En el caso de sistemas de aire acondicionado de tipo central, la gran mayoría de condensadores utilizados son del tipo de haz de tubos y envolvente. El diseño de estos intercambiadores es semejante al de un intercambiador de tubos normal, con la excepción del fenómeno de condensación, que afectará a uno de los coeficientes y a las pérdidas de presión. Generalmente en el caso de condensadores de haz y envolvente, el vapor se condensa en la envolvente y de ahí debe ser drenado, para evitar que inunde los tubos.

Los coeficientes de condensación de la envolvente dependen del número de hileras de tubos en el caso de que el condensador se encuentre en posición horizontal como es en este caso.

Si la condensación se da en la envolvente la caída de presión se puede calcular con:

$$\Delta p/p = \frac{1/2 (f_s * G_s^2 * D_s (n+1))}{2 D_e g_c \rho^2} \quad 3.10.1$$

Si la condensación ocurriera dentro de los tubos no es aconsejable dar más de un paso, pues el condensado se acumularía y anegaría los tubos de los siguientes pasos. Para la condensación en tubos:

$$\Delta p/p = \frac{1/2 * f_d G_t^2 L}{D_e g_c \rho^2} \quad \dots 3.10.2$$

Tanto el evaporador como el condensador son partes fundamentales en el desempeño de la unidad enfriadora de líquido, estos intercambiadores tienen una vida útil que puede oscilar en 20 años si existe un programa de

mantenimiento apropiado. Los factores de incrustación , como se puede apreciar en las ecuaciones básicas de diseño, intervienen de manera sensible en la capacidad total de la unidad .

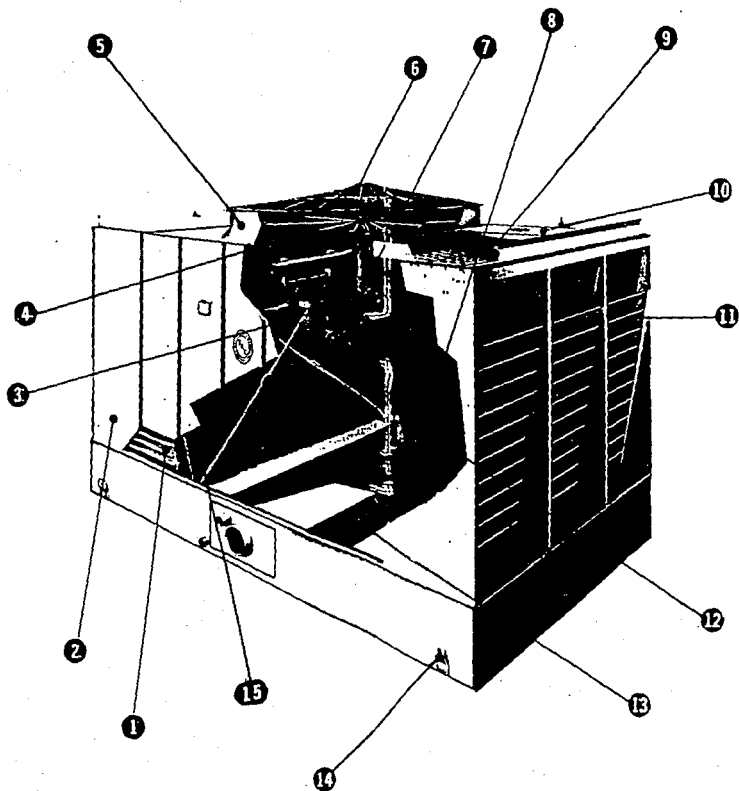
3.11. LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

La torre de enfriamiento es la unidad responsable de enfriar el agua que posteriormente será utilizada como medio enfriante en el condensador. Las torres de enfriamiento utilizadas comúnmente en aire acondicionado pueden manejar intervalos de temperatura de 15 C a 20 C (8F a 10F) , este intervalo está basado en una relación óptima entre el tamaño de la torre y la capacidad de enfriamiento de la unidad enfriadora de líquido.

Un factor importante relacionado con el suministro de agua helada desde la torre de enfriamiento hasta la unidad enfriadora de líquido es la distancia o recorrido de las tuberías de interconexión entre ambas unidades. Es necesario ubicar la torre de enfriamiento en un lugar de fácil acceso y que además brinde la oportunidad de suministrar el agua helada a través de una red de tuberías de trayectoria corta y simplificada.

La torre de enfriamiento enfría el agua gracias a una combinación de fenómenos de transferencia de calor y masa. El agua que será enfriada se distribuye en la torre por medio de espreas , barras de choque o regaderas de película, las cuales exponen una gran cantidad de superficie de agua al contacto con el aire a condiciones atmosféricas. El aire a condiciones atmosféricas puede ser impulsado por: ventiladores, corrientes convectivas, corrientes de viento naturales, o por medio de efectos de inducción en forma de pequeñas gotas . Una parte del agua absorbe el calor para cambiar de fase (vaporizarse) a una presión constante. Este calor de vaporización a presión atmosférica se transfiere del agua restante en estado líquido a la corriente de aire.

La figura 3.11.a muestra la relación de temperaturas entre el agua y aire al pasar a través de una torre de enfriamiento a contra-corriente. La curva indica el decremento de temperatura del agua (Punto A a Punto B) y el aumento en la temperatura de bulbo húmedo (Punto C a D), en su



• CORTESIA DE BALTIMORE AIR-COIL

FIG: 3.11. PARTES PRINCIPALES DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

FIG. 3.11.

Partes principales de una Torre de Enfriamiento de Flujo Axial

- 1.- Serpentín Húmedo con eliminador de brisa integrado.
- 2.- Estructura de Soporte.
- 3.- Transmisión para ventilador.
- 4.- Ventilador de Flujo Axial.
- 5.- Tolva para el ventilador.
- 6.- Motor del ventilador
- 7.- Baleros para flecha del ventilador
- 8.- Puertas de Acceso.
- 9.- Sistema de Distribución de Agua.
- 10.- Válvulas para balanceo del flujo de agua.
- 11.- Rejillas para la succión de aire.
- 12.- Válvula para el control de nivel de agua.
- 13.- Desagüe.
- 14.- Aros para montaje
- 15.- Empaque.

respectivo paso através de la torre. A la diferencia de temperatura entre el agua que entra y la que sale de la torre de enfriamiento ($A - B$), se le denomina el intervalo de la torre o diferencial. Para un sistema que opera en un estado estacionario , este intervalo es el mismo que el aumento de temperatura del agua a través del intercambiador de calor de carga térmica. De acuerdo con esto , el intervalo de la torre se determina por la carga térmica y por el flujo de agua, y no por el tamaño o capacidad de la torre de enfriamiento.

La diferencia entre la temperatura del agua a la salida de la torre y la temperatura de bulbo húmedo a la entrada de la misma ($B - C$) se denomina *aproximación de la torre de enfriamiento*. La aproximación es función de la capacidad de la torre de enfriamiento, de tal manera que una torre de enfriamiento de gran tamaño produce un valor de aproximación pequeño (temperatura de salida de agua más fría) para una carga térmica , flujo de agua y condiciones de temperatura de entrada de aire establecidas. Por lo tanto, la cantidad de calor transferida a la atmósfera por la torre de enfriamiento es siempre igual a la carga térmica impuesta sobre la torre , mientras que el nivel de temperatura en el cual el calor es transferido está determinado por la capacidad térmica de la torre de enfriamiento. El comportamiento térmico de la torre de enfriamiento es afectado directamente por la temperatura de bulbo húmedo de entrada a la torre . La temperatura de bulbo seco de entrada y la humedad relativa tienen muy poca influencia sobre el comportamiento térmico de la torre , pero afectan a la cantidad de agua evaporada . El análisis de la carta psicrométrica del aire que pasa a través de la torre de enfriamiento muestra este efecto 3.11b ; el aire entra a las condiciones ambientales en el punto A , absorbe el calor y masa de agua (humedad) y sale a las condiciones del punto B en condiciones de saturación (a condiciones de cargas muy pequeñas , es posible que el aire no esté saturado). La cantidad de calor transferido del agua al aire es proporcional a las diferencias de entalpía del aire a la entrada y a la salida de la torre ($h_b - h_a$) . Debido a que las líneas de entalpía constante corresponden casi de manera exacta a las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante , podemos relacionar el cambio de entalpía del aire con el cambio en las temperaturas de bulbo húmedo del mismo. El vector AB en la figura 3.11b puede ser separado en sus dos componentes ,

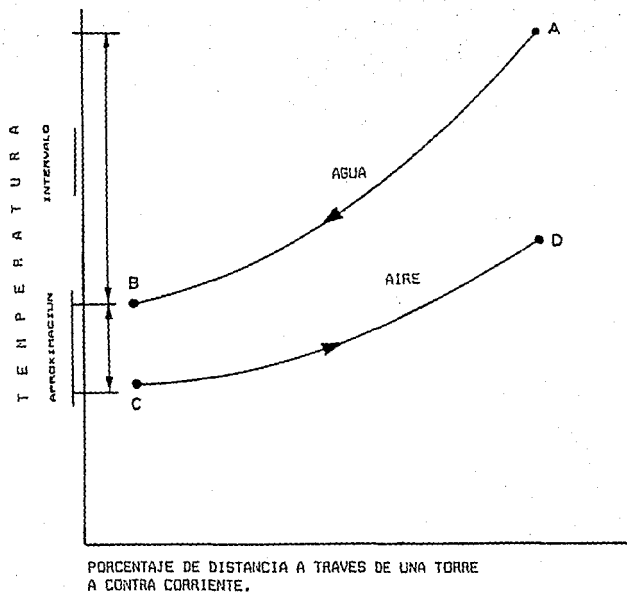


FIG:3.11.a. RELACION ENTRE LA TEMPERATURA DEL AGUA Y AIRE EN UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

vectores AC y CB que representan intercambios de calor sensible y latente respectivamente. Si las condiciones de entrada del aire se cambian al punto D , mismas condiciones de bulbo húmedo pero una temperatura de bulbo seco mayor, el calor total transferido sigue siendo el mismo pero las componentes de calor sensible y latente han cambiado . La recta AB representa el proceso de enfriamiento sensible del agua por la evaporación y por el calentamiento de tipo sensible y latente del aire.

En el caso de la recta BD, ésta sigue representando el enfriamiento sensible del agua por evaporación , pero debido al enfriamiento sensible y calentamiento de tipo latente que sufre el aire. Por lo tanto , para las mismas condiciones de carga térmica de enfriamiento de agua, el volumen de agua evaporada depende de la relación de calentamiento o enfriamiento sensible del aire.

La selección y diseño de una torre se pueden determinar por los sig. datos:

- 1.-Temperaturas de entrada y salida del agua .
- 2.- Temperaturas de bulbo seco y húmedo del aire a la entrada de la torre.
- 3.-Flujo de agua.

La temperatura de bulbo seco de aire a la entrada de la torre afecta directamente a la cantidad de agua evaporada durante el enfriamiento de la misma en cualquier torre del tipo evaporativa. También afecta al flujo de aire a través de torres de tipo hiperbólico y establece directamente la capacidad térmica en cualquier componente de contacto indirecto de una torre de enfriamiento que opere en seco.

La capacidad térmica de las torres de enfriamiento para aplicaciones en acondicionamiento de aire se identifica como tonelaje nominal, basado en la disipación de calor de 15,000 Btu/h (1.25 KW) por tonelada (KW) en

el condensador y un flujo circulante de 3 g.p.m. por tonelada (54 mL/s por KW) enfiada de 95 F a 85 F (35C a 29.4 C) a 78 F (25.6 C) de temperatura de bulbo húmedo . Para algunas aplicaciones específicas , las tablas de desempeño a condiciones nominales no se utilizan, y se establecen las capacidades térmicas en función del flujo a las condiciones de operación definidas.

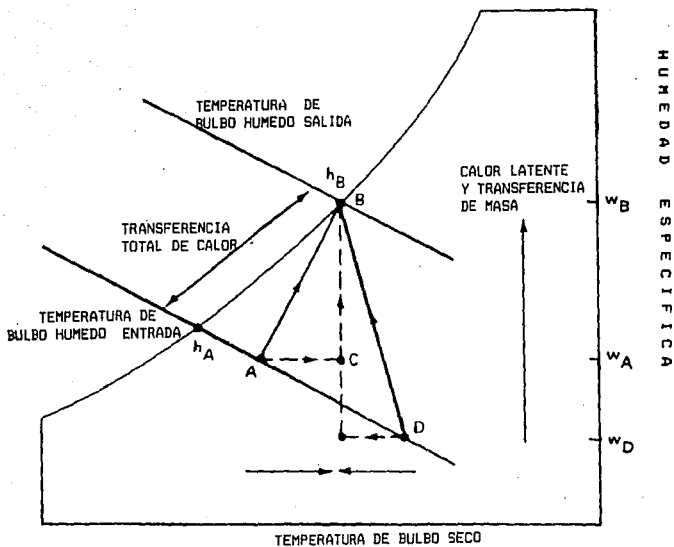


FIG. 3.11.b. ANALISIS PSICOMETRICO DE AIRE PASANDO A TRAVES DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO

* FUENTE: MANUAL A.S.H.R.A.E. FUNDAMENTALS VOLUME, CAP. 20

3.12 . DISPOSITIVOS DE EXPANSIÓN.

Uno de los elementos más importantes de la unidad enfriadora de líquido es el dispositivo de expansión , que en este caso es un orificio que se encarga de mantener un diferencial de presión entre el evaporador y el condensador de acuerdo con el ciclo de refrigeración ya mencionado.

Las dimensiones del orificio se encuentran relacionadas directamente con las propiedades termodinámicas del refrigerante utilizado en cuestión y con la tecnología que cada fabricante haya desarrollado sobre el diseño del mismo.

Este elemento es además una herramienta fundamental para el análisis del comportamiento de la unidad enfriadora de líquido durante su operación; ya que gracias a él es posible determinar la velocidad y con ello el flujo de gas refrigerante que circula a través de la unidad . Una vez que se tienen los datos de presión y temperatura en cada casco se puede analizar que tan eficiente es una unidad a lo largo de largos períodos de operación.

3.13. LA UNIDAD SERPENTIN-VENTILADOR.

La unidad serpentín-ventilador, comúnmente conocida como manejadora de aire, es el equipo responsable directamente del acondicionamiento de aire , ya que es la unidad encargada de suministrar el aire a través de los ductos a las condiciones requeridas. La unidad consta de las siguientes secciones para llevar a cabo su función:

1) Sección de ventilación: Esta sección consta de ventilador , motor, banda y poleas que pueden ser de paso fijo o variable. La selección del motor para dicha sección, así como las dimensiones de la misma, están relacionados directamente con el área de serpentín a través del cual se efectúa la transferencia de calor.

Los materiales de fabricación pueden ser varios, de acuerdo con la aplicación, pero por lo general el armazón está fabricado en acero galvanizado, el acabado podría ser pintura epóxica en caso de instalarse a la intemperie. El motor puede colocarse a un costado o por encima del gabinete de acuerdo con las necesidades de espacio disponible, además debe contar con un cubre-banda por seguridad.

La turbina o ventilador puede ser fabricado en acero galvanizado o aluminio y pueden ser clasificados en varios tipos de acuerdo con su forma y desempeño, a continuación se presentan algunos de los más comunes:

a) Ventilador con inclinación en dirección al flujo (tipo FC): Este ventilador fabricado en acero galvanizado en la mayoría de los casos, tiene como principal característica manejar presiones estáticas moderadas (0 a 5 pulg. agua), su curva de desempeño presenta una zona de inestabilidad en la cual debido a su diseño el ventilador no es capaz de impulsar el aire a lo largo de su trayectoria y éste regresa, produciendo un efecto de vibración y ruido en la sección de ventilación. Por consiguiente, es necesario que se conozca con precisión las condiciones (presión estática total y P.C.M.) de operación de este equipo en el momento de seleccionar la unidad apropiada.

b) Ventilador tipo AF o en forma de alerón: Por su diseño, esta turbina presenta una curva de operación sin zona de inestabilidad, además puede alcanzar mayores presiones estáticas. Este ventilador puede ser fabricado en acero galvanizado o en aluminio.

c) Ventilador tipo BI o con inclinación en contra del flujo: Este ventilador combina efectos de tal forma que puede alcanzar presiones estáticas altas, pero con un menor flujo de aire (P.C.M.)

Es importante mencionar que otro factor importante al seleccionar el tipo de ventilador, es el nivel de ruido generado.

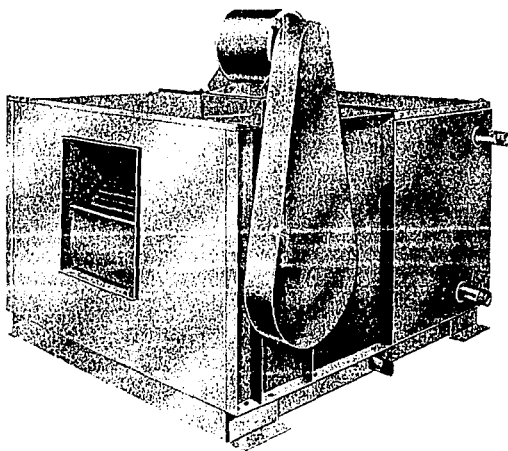
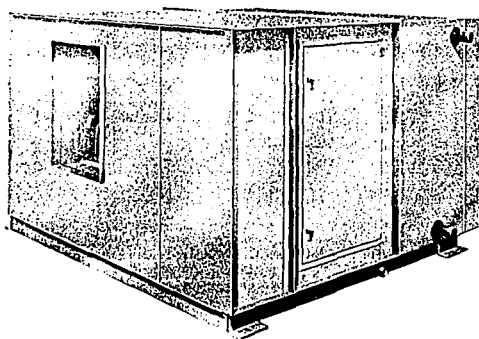


FIG. 3.13. a

UNIDAD MANEJADORA DE AIRE.

* CORTESIA DE YORK INTERNATIONAL

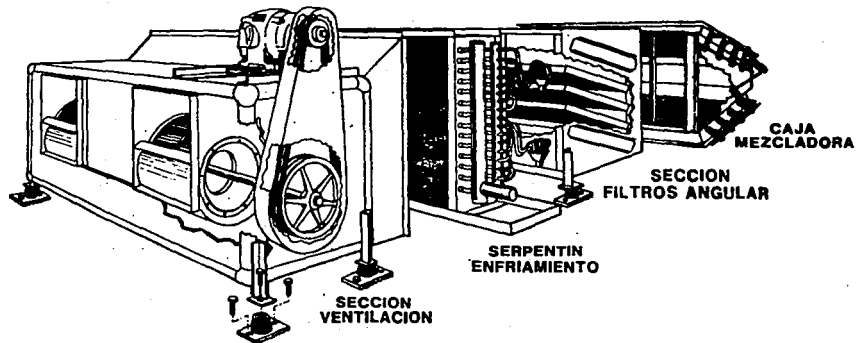
2) Sección de serpentines: Esta sección, fabricada en acero galvanizado ; alberga los serpentines a través de los cuales fluye el aire antes de ser inyectado en el espacio a acondicionar. Los serpentines son fabricados con tubos de cobre y aletas de aluminio, el número de hileras puede variar en el orden de 1 a 10; mientras que el número de aletas/ pulgada puede ser de seis, ocho , doce o catorce, dependiendo del fabricante. La contribución del serpentín en la caída de presión estática interna es considerable , por lo que es importante tomarla en cuenta al seleccionar el motor de la sección de ventilación. Además puede colocarse en esta sección un serpentín para calefacción a base de vapor o agua caliente de ser necesario.

Es importante mencionar que el criterio más importante para la selección del área del serpentín es la velocidad de paso a través del mismo , ya que la transferencia de calor será directamente proporcional a la turbulencia del fluido (aire) al entrar en contacto con la superficie del serpentín . Sin embargo, existe una limitante importante en cuanto a la velocidad de paso a través del serpentín de enfriamiento, y consiste en que durante el paso del aire, parte del agua contenida en forma de humedad que se condensa en la superficie del serpentín goteando sobre la charola de condensados, podría ser arrastrada por el aire si la velocidad de paso es muy alta depositando las gotas en los ductos o rejillas. El límite a nivel del mar para la velocidad de paso a través del serpentín establecido por A.S.H.R.A.E. es de 600 p.p.m. , aunque depende de las condiciones de humedad del lugar en cuestión.

3) Sección de caja de mezcla: En esta sección se efectúa la mezcla de aire de retorno y aire exterior, está fabricada en acero galvanizado y puede incluir juegos de compuertas responsables de orientar las corrientes de aire en el interior de la caja para un mejor mezclado . En algunos casos no se utiliza esta sección debido a que el aire requerido es 100 % exterior , como en el caso de hospitales y algunos laboratorios farmacológicos.

UNIDAD MANEJADORA DE AIRE

TIPO HORIZONTAL



4) Sección de filtros: Esta sección alberga los filtros responsables de detener las partículas de polvo suspendidas en el aire, estos filtros pueden ser fabricados de diversos materiales como fibra de vidrio y fibras poliméricas dependiendo de la eficiencia deseada.

Los más comunes son los filtros metálicos lavables que pueden ser colocados en posición vertical o angular . Las eficiencias de cada tipo de filtros puede variar desde un 35 % hasta un 99.999% de eficiencia (filtros tipo bolsa) , caso particular de hospitales y laboratorios de investigación biológica. Otro factor dependiente del tipo de filtros a utilizar , es la caída de presión estática que aumenta a medida que se incrementa la eficiencia

5) Otras secciones: En ocasiones es necesario añadir a las secciones básicas de la unidad manejadora otras secciones, tales como : sección difusora de flujo, sección para humidificadores, resistencias eléctricas, adaptadores para secciones de diferente diámetro, etc., que pudieran requerirse en una determinada instalación.

La unidad manejadora de aire puede ser instalada a la intemperie , en cuyo caso es necesario que la unidad sea equipada con una protección o recubrimiento epóxico, para asegurar un mayor período de vida útil. Además todas las unidades deben ser equipadas con algún dispositivo antivibratorio, como resortes o soportes de neopreno.

Las unidades manejadoras de aire también pueden ser clasificadas en unizona y multizonas, la diferencia fundamental entre ambas radica en que las unidades multizona pueden distribuir simultáneamente, a través de un sistema dual de ductos, una corriente de aire frío y una de aire caliente con el fin de regular la temperatura del local a acondicionar; mientras que en el caso de la unidad unizona, únicamente es posible manejar una corriente de aire a través de dos serpentines que funcionan alternadamente.

3.14. UNIDAD SERPENTIN VENTILADOR TIPO REMOTO.

Esta unidad es comúnmente instalada en hoteles, hospitales y en algunos centros de educación . Existe una gran variedad de unidades y su cualidad más importante es que ofrecen un mejor control de temperatura en el espacio a acondicionar (localmente), ya que no existe prácticamente pérdida de calor a través de ductos . La unidad se puede instalar de forma expuesta a nivel de piso o techo, o en el interior de un falso plafón.

La unidad serpentín- ventilador consta usualmente de: serpentín (3 o 4 hileras), ventilador centrífugo , transmisión directa o por poleas y bandas, válvulas de control, termostato para cuarto , interruptor de 3 posiciones para controlar la velocidad del ventilador y en algunos casos plénum de retorno.

El procedimiento de selección de estas unidades involucra la temperatura de entrada de aire al serpentín , los galones por minuto de agua helada que circulan a través del mismo y/o la diferencia de temperaturas de entrada y salida del agua. La capacidad sensible y latente se evalúa en función de las temperaturas de bulbo seco y húmedo respectivamente, mediante tablas o gráficas que relacionan también la temperatura de entrada y el diferencial con respecto a la temperatura de salida de agua. Es necesario aplicar correcciones por altitud que también se reportan en estas tablas.

La figura 3.14.a . muestra dos tipo de unidades serpentín ventilador remoto, para falso plafón (sin gabinete) o expuestas. Sin embargo existen unidades tipo columna o para pared.

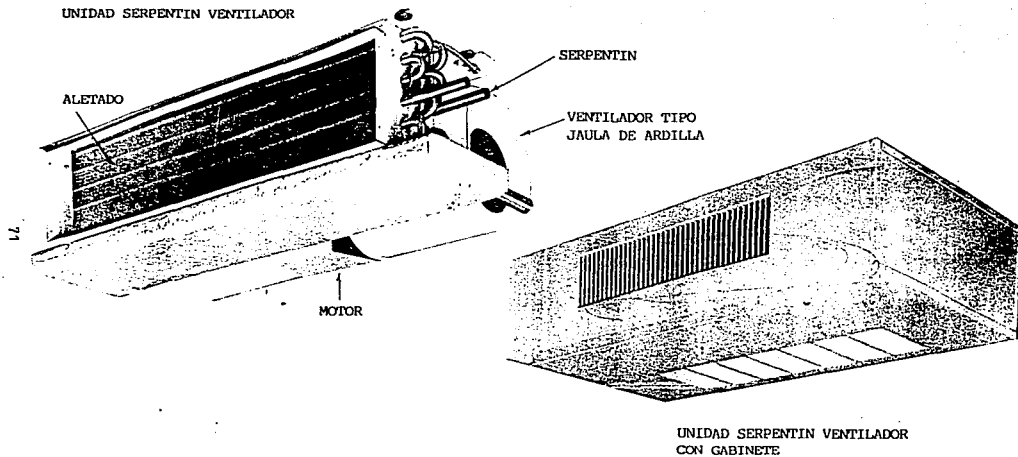


FIG. 3. 15. a. UNIDADES SERPENTIN VENTILADOR DE TIPO REMOTO
(FAN AND COIL)

4.0. CAPITULO 4: ANALISIS DEL SISTEMA ACTUAL

El sistema actual se puede definir como un sistema de inyección y extracción de aire que utiliza una serie de ventiladores que se encuentran instalados en la azotea del edificio A . En total existen 6 casetas de extracción , 3 casetas de inyección y 6 ventiladores de extracción adicional fuera de las casetas (ver fig. 4 a).

Los ventiladores de extracción dentro de las casetas son de tipo centrífugo y son los responsables de extraer el aire de las campanas de cada laboratorio . Los circuitos de ductos abarcan cada sección de laboratorios que se encuentran del piso 1 al 4 en posición vertical uno sobre otro. Existen 2 ventiladores por caseta de extracción (2 campanas / laboratorio), es decir 12 ventiladores de extracción en total que operan con normalidad. El propósito fundamental de estos ventiladores es retirar los vapores que emanan de sustancias volátiles en cada una de las áreas de trabajo que se encuentran debajo de las campanas de los laboratorios.

Los ventiladores de extracción se encuentran en casetas independientes y existe uno por cada grupo de salones del piso 1 al 4, son de tipo centrífugo pero son de mayor tamaño, ya que la presión estática a vencer en los ductos es mayor debido a las trayectorias de los mismos. Estos ventiladores suministran aire a través de una red de ductos a los laboratorios , salones y cubículos. El sistema de ductos presenta algunas rupturas en su trayectoria, como se puede constatar en algunos salones donde el falso plafón ha sido removido. En caso de utilizar este sistema como complemento de un nuevo sistema de acondicionamiento de aire es necesario verificar cada una de las trayectorias de ducto para reparar estas fugas que causan un aumento en la presión estática total a vencer por los ventiladores de inyección.

Todos los ventiladores se encuentran en operación pero no cuentan con sistema de filtración alguno por lo cual es recomendable que este sistema, que será complemento del sistema de aire acondicionado , utilice

otro tipo de ventiladores que contengan filtros de tipo lavable con 85 % de eficiencia.

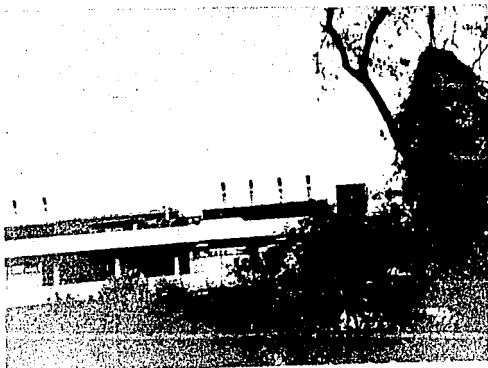


FIG. 4.0.a. CASETAS PARA VENTILADORES DE EXTRACCION
EDIFICIO "A", FACULTAD DE QUIMICA,
CIUDAD UNIVERSITARIA.

Las fig. 4b. y 4c. muestran las tablas correspondientes al análisis del sistema actual de ventilación - extracción para el Edificio A de la Facultad de Química:

FIG. 4 b .
SISTEMA DE EXTRACCION

VENT	TIPO	H.P.	VOLUMEN m ³ / hr	AREAS	CASETA.
1	EXTRACCION	2	4,300	CAMPANAS	1
2	MCA.KUNSTOFT.	2	4,300	LAB1A Y 2 A	
3	EXTRACCION	2	4,300	CAMPANAS	1
4	MCA.KUNSTOFT.	2	4,300	LAB3A Y 4 A	
5	EXTRACCION	2	4,300	CAMPANAS	2
6	MCA.KUNSTOFT.	2	4,300	LAB 1B Y 2B	
7	EXTRACCION	2	4,300	CAMPANAS	2
8	MCA.KUNSTOFT.	2	4,300	LAB.3B Y 4B	
9	EXTRACCION	2	4,300	CAMPANAS	3
10	MCA.KUNSTOFT.	2	4,300	LAB 1C Y 2C	
11	EXTRACCION	2	4,300	CAMPANAS	3
12	MCA.KUNSTOFT.	2	4,300	LAB 3C Y 4C	
13	EXTRACCION	2	4,300	CAMPANAS	4
14	MCA.KUNSTOFT.	2	4,300	LAB1D Y 2D	
15	EXTRACCION	2	4,300	CAMPANAS	4
16	MCA.KUNSTOFT.	2	4,300	LAB3D Y 4D	
17	EXTRACCION	2	4,300	CAMPANAS	5
18	MCA.KUNSTOFT.	2	4,300	LAB1E Y 2 E	
19	EXTRACCION	2	4,300	CAMPANAS	5
20	MCA.KUNSTOFT.	2	4,300	LAB 3E Y 4E	
21	EXTRACCION	2	4,300	CAMPANAS	6
22	MCA.KUNSTOFT.	2	4,300	LAB.1F Y 2F	
23	EXTRACCION	2	4,300	CAMPANAS	6
24	MCA.KUNSTOFT.	2	4,300	LAB.3F Y 4F	

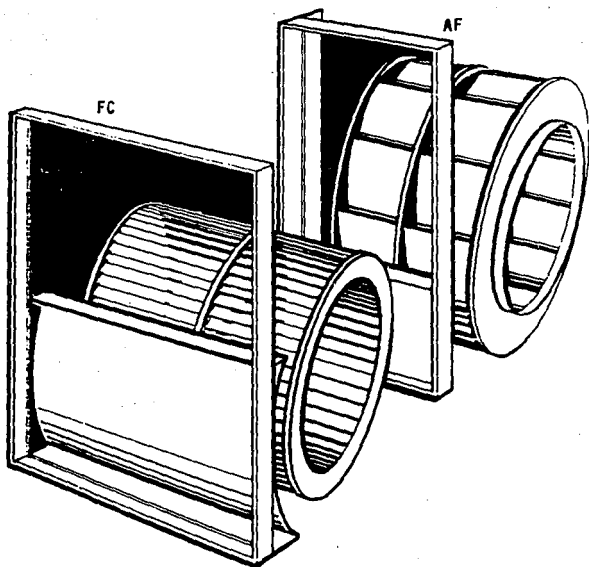


FIG. 4.b.1. VENTILADORES CENTRIFUGOS PARA EXTRACCION DE AIRE TIPOS FC Y AF.

FIG.4.c.
SISTEMA DE INYECCION

VENT.	TIPO	H.P.	m ³ / hr	AREAS	CASET A.
25	INYECCION MCA. CHICAGO	5	34000	LAB.1A,1B,2A,2B AULAS:1AB,2AB	1
26	INYECCION MCA. CHICAGO	5	34000	LAB.3A,3B,4A,4B AULAS 3AB ,4AB	1
27	INYECCION MCA. CHICAGO	5	34000	LAB.1C,1D,2C,2D AULAS:1CD,2CD	2
28	INYECCION MCA. CHICAGO	5	34000	LAB.3C,3D,4C,4D AULAS 3CD ,4CD	2
29	INYECCION MCA. CHICAGO	5	34000	LAB. 1E,1F,2E,2F AULAS:1EF,2EF	3
30	INYECCION MCA. CHICAGO	5	34000	LAB. 3E,3F,4E,4F AULAS 3EF ,4EF	3

La función del sistema actual es inyectar aire exterior y extraer aire mediante las campanas de cada laboratorio, por lo cual no proporciona las condiciones de bienestar necesario en cuanto a temperatura y pureza de aire mínimas requeridas para el desempeño de las labores docentes en el Edificio A . Sin embargo, este sistema es el complemento ideal para un sistema de agua helada y unidades serpentín ventilador remoto; en el caso de instalaciones como laboratorios , debido a que suministraría la cantidad de aire fresco necesaria para mantener una calidad de aire en el interior aceptable (una vez instalados los filtros).

El sistema de aire acondicionado debe respetar la distribución actual por zonas del sistema de inyección-extracción para tener un máximo control de las condiciones en cada parte del edificio. Por lo tanto, es recomendable la instalación de un ventilador en el que se puedan colocar los filtros ya mencionados además de un termómetro a la succión del mismo que permita

en un futuro graduar el volúmen de aire que se inyecta al edificio A a través de este sistema.

El retorno de aire en el caso de las unidades serpentín ventilador que se instalarán ocultas se llevará a cabo por medio de un falso plafón , sin embargo, en el caso de los salones de planta baja 19, 20 y 21, es necesario conectar por medio de tramos pequeños de ducto, la succión de la unidad serpentín ventilador remoto al cuarto; esto se debe a que no existe división de piso a techo entre cada uno de los salones y la presión estática de succión es elevada, provocando una pobre circulación de aire.

5.0. CAPITULO 5:

NORMAS Y PROCEDIMIENTOS DE CALCULO.

El cálculo de carga térmica del inmueble se realizó en base a la metodología de A.S.H.R.A.E. para sistemas de volumen constante en inmuebles. Este método cuantifica la carga térmica del inmueble a una determinada hora del día y posteriormente se corrige utilizando factores empíricos de localización y orientación.

En el diseño de sistemas para aire acondicionado es necesario diferenciar cuatro conceptos fundamentales relacionados con el flujo de calor :

- 1.- Ganancia de calor en el espacio a acondicionar.
- 2.-Carga de enfriamiento en el inmueble.
- 3.-Flujo de extracción de calor en el inmueble.
- 4.-Carga de enfriamiento en el serpentín.

La ganancia de calor en el espacio a acondicionar es la variación del flujo de calor que entra y/o se genera en un espacio determinado instantáneamente.

La ganancia de calor ocurre de diferentes formas:

- 1) Radiación solar a través de superficies transparentes.
- 2) Conducción de calor a través de paredes exteriores y techos.
- 3) Conducción de calor a través de paredes (particiones), techos y pisos interiores.
- 4) Calor inherente al inmueble como el generado por personas , iluminación , electrodomésticos o aparatos mecánicos.
- 5) Energía transferida como resultado de la ventilación o infiltración de aire exterior.
- 6) Otros medios.

Otra clasificación , en función de la proporción entre calor sensible y latente, es muy importante para la selección correcta del equipo de enfriamiento^{*} . El calor latente generado en el inmueble debe ser igual al calor latente de condensación de humedad en el serpentín de enfriamiento para mantener la relación de humedad constante en el medio.

La carga de enfriamiento en el inmueble es la cantidad de calor (flujo de calor) que debe removerse del espacio a acondicionar para mantener la temperatura del mismo constante. Cabe señalar que la suma de todos los valores instantáneos de calor cedido no es necesariamente igual a la carga térmica de enfriamiento a remover en el inmueble; p.ejem. , la cantidad de calor transferida por radiación se absorbe parcialmente por las superficies de los cuerpos contenidos en el espacio, y no afectan al aire contenido en el mismo de forma inmediata. La energía radiante debe ser absorbida primero por las superficies que rodean el espacio (p.ejem. paredes, pisos y techos) y el material contenido en él. Tan pronto como las superficies alcanzan una temperatura superior a la del aire que le rodea, éstas transferirán parte de su calor por convección al medio.

El flujo de extracción de calor es la cantidad de calor que es removida por unidad de tiempo del espacio acondicionado. Es igual a la carga de enfriamiento del inmueble sólo cuando la temperatura del mismo permanece constante. En la práctica esto sucede pocas veces, y en realidad la transferencia de calor se lleva a cabo considerando un intervalo pequeño de variación de temperatura en el cuarto.

Los procedimientos de cálculo que se presentan a continuación involucran factores de corrección empíricos de acuerdo con el Manual de ASHRAE, estos factores se encuentran representados en unidades del Sistema Inglés por lo que los cálculos se efectuaron utilizando este sistema.

* ref. ver inciso 2.1.2

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

5.1. CONDICIONES DE DISEÑO.

Las condiciones establecidas por A.S.H.R.A.E. para confort en el interior del espacio a acondicionar, se encuentran graficadas en el apéndice correspondiente. Además se consideraron como temperaturas de diseño para la Cd. de México las sig. :

Fig. 5.1.a.

Temp. de bulbo seco para verano.	86 F	30 C
Temp de bulbo húmedo para verano.	60 F	18 C
Temp. bulbo seco para invierno	32F	0 C
Temp. interior de diseño	78 F	25 C
Temp. de salida del serpentín en la unidad remoto	59 F	58 F
LATITUD	19° 24	
LONGITUD	99°	
ALTITUD	2200 m	

FACTORES UTILIZADOS EN EL CALCULO DE CARGA TERMICA

ILUMINACION

FACTORES		VALOR
USO	Porcentaje de uso diario en función de hrs. de operación.	0.8
CONTRIBUCION A C.TERM. 10 HRS.	Factor de contribución de calor en función de tipo de mobiliario, hrs. de operación, circulación de aire y tipo de piso.	0.8
TOLERANCIA BALASTRO	Factor relacionado con la cantidad de calor generado en el balastro de unidades de tipo fluorescente.	1.25

OCUPANTES

ACTIVIDAD	UNIDADES	QS	QL
REPOSO (LECTURA)	BTU H / PERSONA	230	190
MOVIMIENTO MODERADO	BTU H / PERSONA	315	325

INFILTRACION ESPECIFICA

$$Q/L = (A \times DT + (B \times V))$$

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES	VALOR
Q / L	Infiltración específica.	pcm / pulg.	2.20
A	Coefficiente de Compactación.	pcm / (pulg F)	0.04710
DT	Dif. de temp.int. v.s. ext.	F	15.00
B	Coef. en función del viento	pcm / (pulg mph)	0.01840
V	Velocidad promedio del viento, condiciones Cd. de México	mph	15.00

INFILTRACION

CONCEPTO	ABERTURA PULG / PIE
VENTANAS	0.083
PUERTAS	0.18
MARCOS PARA VENTANAS	0.1

* FACTORES OBTENIDOS DEL MANUAL
A. S. H. R. A. E.
FUNDAMENTALS VOLUME
CAPITULO 26

FACTORES UTILIZADOS EN EL CALCULO DE CARGA TERMICA**COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR (Btu / h pie F)**

	DESCRIPCION DE MATERIALES	U
TECHO	Concreto ligero sin acabados 8" espesor	0.093
PARED	4 "Concreto +4" Ladrillos sin aislante	0.111
VIDRIO	Vidrio claro de espesor regular.	0.83

DIFERENCIAL NETO CORREGIDO DE TEMPERATURA ASOCIADO A LA CARGA TERMICA

	DESCRIPCION	DT (F)
TECHO	Concreto , sin ático, con plafón	13
PARED SE	Concreto, color no intenso, sin aislante	18
PARED NE	Concreto, color no intenso, sin aislante	15
PARED SO	Concreto, color no intenso, sin aislante	14
PARED NO	Concreto, color no intenso, sin aislante	15
VIDRIO	Claro , no entintado de 1/8 " de espesor	7

Temp. de diseño ext. = 85 F, int = 78 F.

Corregido a 20 de latitud Norte.

Mes : Julio

HRA. 12:00 P.M.

Para mayores detalles ver el cap.26 del manual A.S.H.R.A.E. ,
Fundamentals volume, 1985.

PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE: 22.7" HG. = 11.1 PSIA.

ELEVATION 7500 FEET

NORMAL TEMPERATURES

GRAINS OF MOISTURE
PER POUND OF DRY AIR

FIG. 5.1.c.

PROCESO PSICROMETRICO
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
CD. DE MEXICO
100% AIRE EXTERIOR

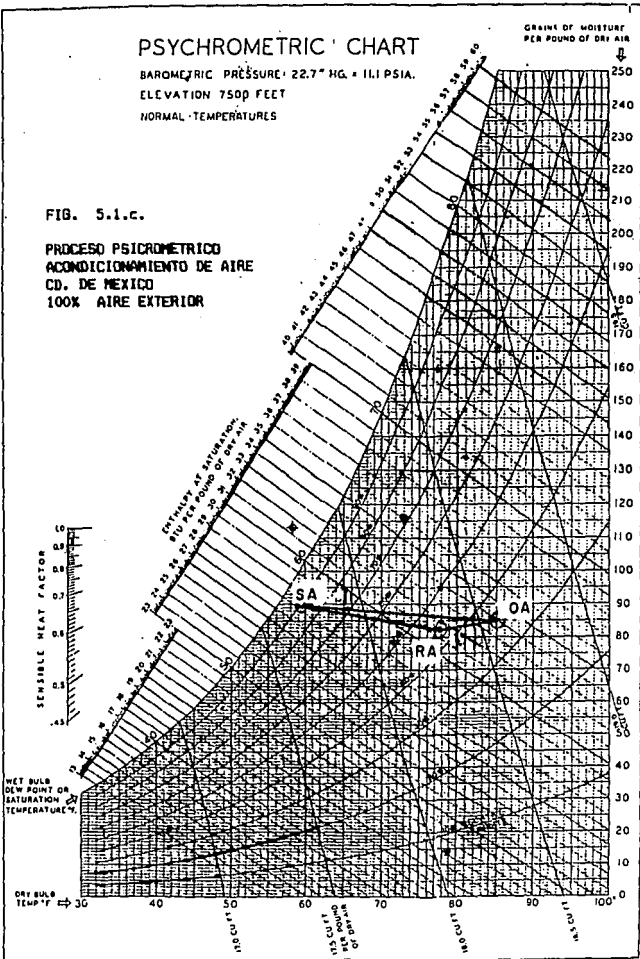


FIG. 5.1.c. Condiciones de diseño propuestas para el sistema de distribución de aire utilizando 100 % de aire exterior.

PUNTO	CONDICIONES	TBS (F)	TBH (F)
SA	AIRE PARA INYECCION	59	57
RA	AIRE DE RETORNO	78	61.5
OA	AIRE EXTERIOR	85	64

FIG. 5.1.d. Condiciones de diseño propuestas para el sistema de distribución de aire utilizando 29 % de aire exterior.

PUNTO	CONDICIONES	TBS	TBH
SA	AIRE PARA INYECCION	58	56
RA	AIRE DE RETORNO	78	61.5
MA	AIRE MEZCLADO (SA y OA)	82	64
OA	AIRE EXTERIOR	86	65

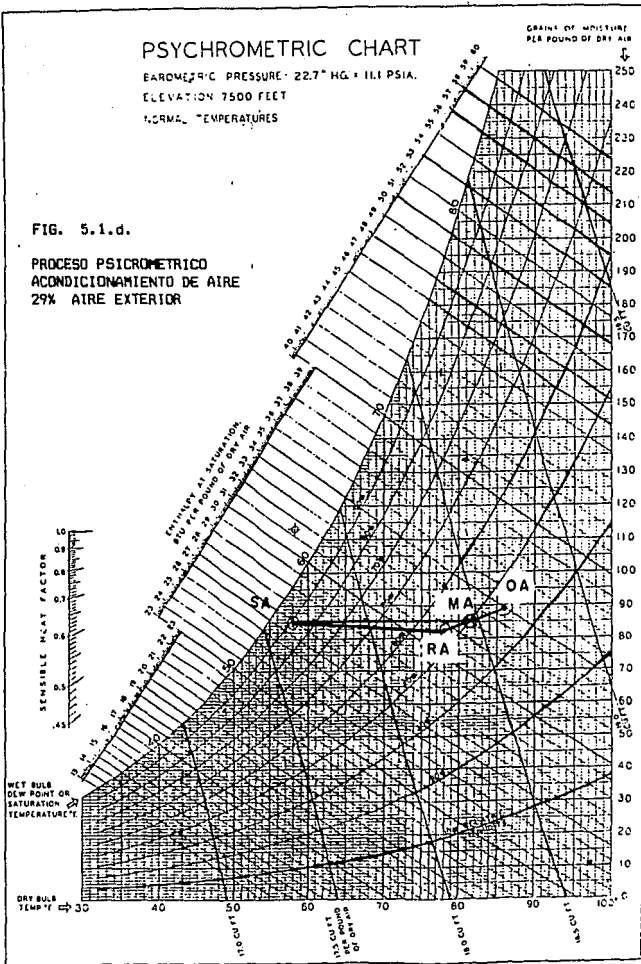
PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE - 22.7" HG. ± 111 PSIA.
 ELEVATION 7500 FEET
 NORMAL TEMPERATURES

GRAIN OF MOISTURE
 PER POUND OF DRY AIR

FIG. 5.1.d.

PROCESO PSICROMETRICO
 ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
 29% AIRE EXTERIOR



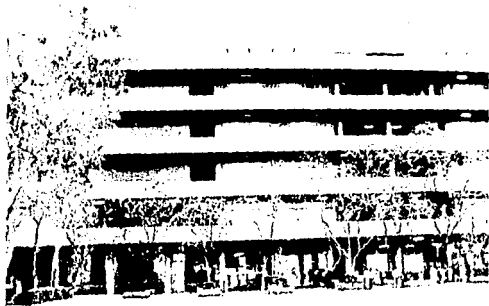


FIG. 5.1.e. VISTA SUR-OESTE, EDIFICIO "A"
FACULTAD DE QUIMICA
CIUDAD UNIVERSITARIA.

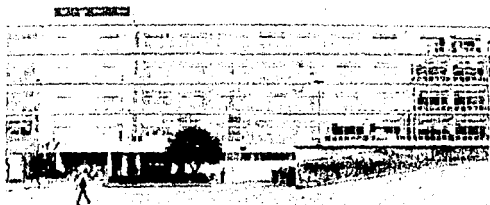


FIG. 5.1.f. VISTA NOR-ESTE, EDIFICIO "A"
FACULTAD DE QUIMICA
CIUDAD UNIVERSITARIA.

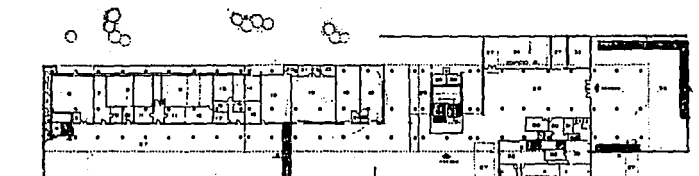
5.2. EDIFICIO A DE LA FACULTAD DE QUIMICA.

El edificio A de la Facultad de Química consta de 5 niveles, en los cuales existen 6 laboratorios y 3 auditorios por piso a excepción de la planta baja (fig.5.8.1). Para efectos del cálculo de carga térmica, se consideró que en los auditorios se efectúan generalmente las mismas actividades, en las cuales los individuos se encuentran en reposo la mayor parte del tiempo. Estos auditorios tienen una capacidad aproximada de 82 personas, además es necesario tomar en cuenta el equipo didáctico requerido en algunas ocasiones como: proyectores, equipo de video.

La carga térmica del edificio es directamente proporcional a numerosos factores, ya mencionados, siendo los más importantes los sig.:

- 1) Radiación solar a través de ventanas, muros y techo.
- 2) Convección natural a través de muros y ventanas.
- 3) Iluminación dentro del inmueble.
- 4) Calor producido por las personas que ocupan el edificio.
- 5) Calor generado por aparatos eléctricos, mecheros, etc..
- 6) Infiltración de aire exterior a través de ventanas y puertas.

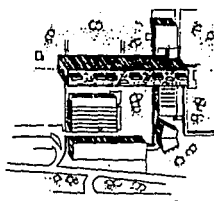
Basado en lo anterior, para cada caso existe una ecuación simplificada de acuerdo con el fenómeno de transferencia de calor involucrado en cada caso. Esta tabla se anexa a continuación junto con algunos comentarios al respecto. Es necesario establecer que la parte fundamental del cálculo de carga térmica radica en la exactitud de mediciones y en la interpretación correcta de los valores ponderados de coeficientes que son función de períodos de ocupación, orientación del inmueble, etc..



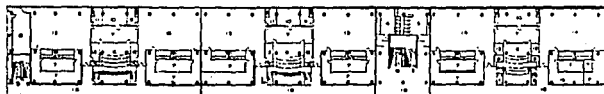
PLANTA BAJA

- 1.- Baño
- 2.- Vestidores
- 3.- Sanitarios
- 4.- Bodega material de construcción
- 5.- Descenso
- 6.- Taller carpintería
- 7.- Taller herrería
- 8.- Aulas
- 9.- Taller aparatos eléctricos
- 10.- Vestibulo aula
- 11.- Bombas viento
- 12.- Taller plásticos
- 13.- Sociedad de alumnos
- 14.- Subestación eléctrica
- 15.- Bodega
- 16.- Librería
- 17.- Aulas
- 18.- Bombas viento
- 19.- Laboratorio
- 20.- Anexo de laboratorio
- 21.- Entrevistas alumnos
- 22.- Subestancia
- 23.- Menstrero
- 24.- Bodega
- 25.- Bodega
- 26.- Vestibulo
- 27.- Dirección
- 28.- Cuarto asilo
- 29.- Dependencia audiovisual
- 30.- Recepción
- 31.- Oficina
- 32.- Incineradora
- 33.- Oficinas alumnos
- 34.- Jardín
- 35.- Plaza acceso

PLANTA DE CONJUNTO



- 1.- Elevador
- 2.- Montacargas
- 3.- Duplo
- 4.- Sanitarios Mujeres
- 5.- Sanitarios hombres
- 6.- Aulas técnicas
- 7.- Anexo de laboratorio
- 8.- Regadera
- 9.- Cuarto de substancias
- 10.- Sala de profesores
- 11.- Clubito
- 12.- Cuarto bombas viento
- 13.- Laboratorio química orgánica
- 14.- Laboratorio química experimenta
- 15.- Guardía de material
- 16.- Dirección

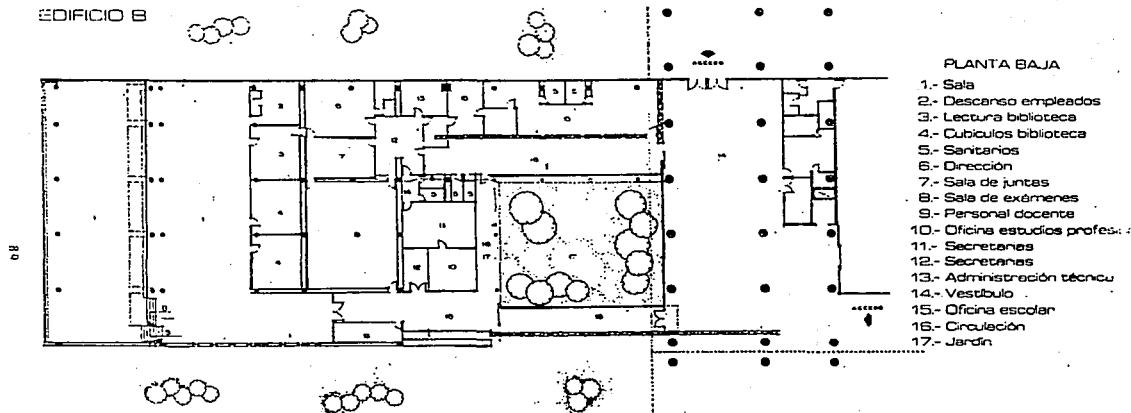


PLANTA SEGUNDO NIVEL

* CORTESIA DE DEPARTAMENTO DE MANTENIMIENTO DE LA FACULTAD DE QUIMICA EN CIUDAD UNIVERSITARIA.

FIG. 5.2.A. VISTA DE PLANTA EDIFICIO A
FACULTAD DE QUIMICA
CIUDAD UNIVERSITARIA

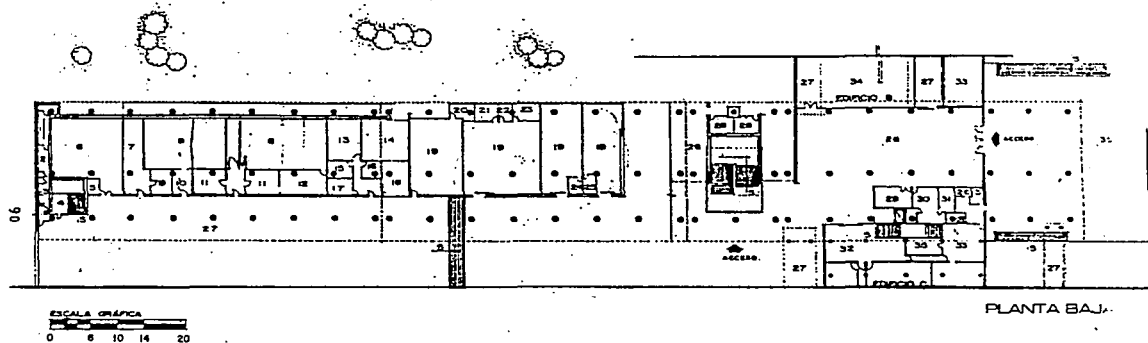
EDIFICIO B



* CORTESÍA DE DEPARTAMENTO DE MANTENIMIENTO DE LA FACULTAD DE QUÍMICA EN CIUDAD UNIVERSITARIA.

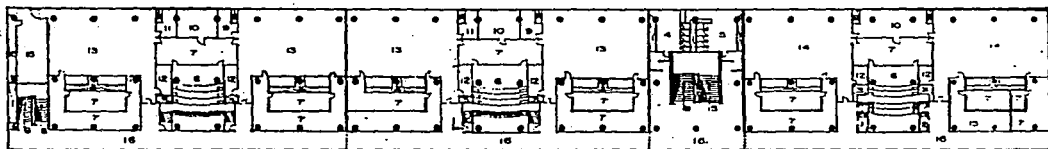
ESCALA 1:50

FIG. 5.2.B. PLANTA BAJA SECCION I. EDIFICIO A.



* CORTESIA DE DEPARTAMENTO DE MANTENIMIENTO DE LA FACULTAD DE QUÍMICA EN CIUDAD UNIVERSITARIA.

FIG. 5.2.C. PLANTA BAJA SECCION 2. EDIFICIO A.



PLANTA SEGUNDO NIVEL

• CORTESIA DE DEPARTAMENTO DE MANTENIMIENTO DE LA FACULTAD DE QUIMICA EN CIUDAD UNIVERSITARIA.

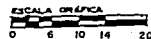


FIG. 5.2.D. PLANTA TIPO PISOS 1,2,3 Y 4. EDIFICIO A.

CALCULO DE CARGA TERMICA PARA EL EDIFICIO A DE LA FACULTAD DE QUIMICA

PLANTA BAJA	A. PISO	S. PARED	S. PARED	S. PARED	S. PARED	S. VIDRIO	S. VIDRIO
	M ²	NOROESTE	SURESTE	NORESTE	SUROESTE	NOR E	SUR W
S.A.A.	165.00	21.90	19.58			36.00	26.00
SALON 21	53.06	6.54				12.00	0.00
SALON 20	47.10	5.04				13.50	0.00
SALON 19	42	7.63				14	0
IMPRENTA/TALLER	96.00	21.08				16.00	0.00
LAB. DE FISICA 1	82.50	52.00	6.00			0.00	21.49
LAB. DE FISICA 2	143.00	22.00	9.00			0.00	30.70
LAB. DE FISICA 3	78.00	27.00	4.00			0.00	18.00
LAB. DE FISICA 4	71.50	24.18	4.00	26.12		0.00	15.35
S.E.P.	95.54	0.00	0.00	0.00	5.20	0.00	0.00
TOTAL	873.70	187.37	42.58	26.12	5.20	91.50	111.54

FIG. 5.2.E. SUPERFICIES EXPUESTAS DE PARED Y VIDRIO . PLANTA BAJA.

- DATOS OBTENIDOS MEDIANTE EL LEVANTAMIENTO EFECTUADO EN EL EDIFICIO "A" JUNTO CON LOS PLANOS CORRESPONDIENTES.

CALCULO DE CARGA TERMICA PARA EL EDIFICIO A DE LA FACULTAD DE QUIMICA

PLANTA BAJA	NUM DE PERS. PROM.12	ILUMINACION WATTS	AP. ELECT.O GAS BTUH	MECHEROS NUM.
S.A.A.	20	3,680.00	15,000.00	0.00
SALON 21	30	1,200.00	6,000.00	1.00
SALON 20	30	1,200.00	6,000.00	1.00
SALON 19	25	1,200.00	6,000.00	1
IMPRENTA/TALLER	2	2,400.00	24,828.00	0.00
LAB. DE FISICA 1	10	1,200.00	3,000.00	5.00
LAB. DE FISICA 2	10	1,200.00	3,000.00	5.00
LAB. DE FISICA 3	10	1,200.00	3,000.00	5.00
LAB. DE FISICA 4	10	1,200.00	3,000.00	5.00
S.E.P.	95	1,800.00	24,000.00	0.00
TOTAL	242	16,280.00	93,828.00	23.00

FIG. 5.2.F. DATOS RELACIONADOS CON LA CARGA TERMICA INTERNA .PLANTA BAJA .

* DATOS OBTENIDOS MEDIANTE EL LEVANTAMIENTO EFECTUADO EN EL EDIFICIO "A" JUNTO CON LOS PLANOS CORRESPONDIENTES.

PLANTA BAJA	PUERTAS EXT.	VENT. EXT.	INFILT.	VENT.
	FT ²	FT ²	PCM	PCM
S.A.A.	43.22	15.5	19.96	0
SALON 21	21.61	3	9.11	0
SALON 20	21.61	3.375	9.18	0
SALON 19	21.61	3.5		0
IMPRESA/TALLER	19.01	4	8.27	0
LAB. DE FISICA 1	21.61	5.3725	9.54	0
LAB. DE FISICA 2	21.61	7.675	9.96	0
LAB. DE FISICA 3	21.61	4.5	9.38	0
LAB. DE FISICA 4	21.61	3.8375	9.26	0
S.E.P.	21.61	0	8.56	0
TOTAL	235.09	50.76	93.23	0

FIG. 5.2.G. DATOS RELACIONADOS CON LA INFILTRACION Y VENTILACION .
PLANTA BAJA

* DATOS OBTENIDOS MEDIANTE EL LEVANTAMIENTO EFECTUADO EN EL EDIFICIO "A" JUNTO CON LOS PLANOS CORRESPONDIENTES.

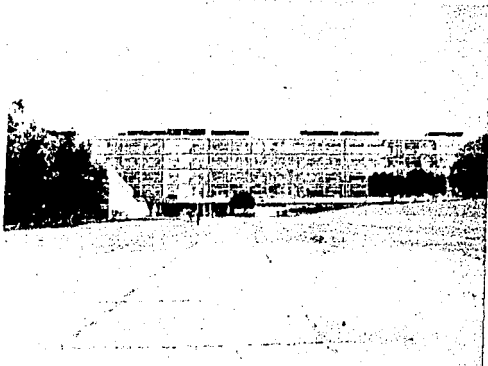


FIG. 5.2.H. SUPERFICIE EXPUESTA DE VIDRIO
FACHADA NORESTE, EDIFICIO "A"
FACULTAD DE QUIMICA, CIUDAD -
UNIVERSITARIA.

CALCULO DE CARGA TERMICA PARA EL EDIFICIO A DE LA FACULTAD DE QUIMICA

PISO TIPO	SUPERFICIE M ²	AREA DE PARED	S. PARED	S. PARED	S. PARED	S. VIDRIO	S. VIDRIO
		NOROESTE	SURESTE	NORESTE	SUROESTE	NOROESTE	SURESTE
BODEGA	44				80	48	
LABORATORIO A	150					65.7	
LABORATORIO B	150					65.7	
LABORATORIO C	150					65.7	
LABORATORIO D	150					65.7	
LABORATORIO E	150					65.7	
LABORATORIO 1F	150			81.2		65.7	
CUBICULO A	86		27.30				26
CUBICULOS AB	96					40	
CUBICULO B	86		27.30				26
CUBICULO C	86		27.30				26
CUBICULOS CD	96					40	
CUBICULO D	86		27.30				26
CUBICULO E	86		27.30				26
CUBICULOS EF	96					40	
CUBICULO F	86		27.30	67.2			26
SALON AB	76		30.82				
SALON CD	76		30.82				
SALON EF	76		30.82				
TOTAL/PISO	1,976.00	0.00	256.27	148.40	80.00	562.20	156.00

FIG. 5.2.1 SUPERFICIES EXPUESTAS DE PARED Y VIDRIO . PISO TIPO 1 A 4.

CALCULO DE CARGA TERMICA PARA EL EDIFICIO A DE LA FACULTAD DE QUIMICA

PISO TIPO	NUM DE PERS.	ILUMINACION	AP. ELECT.O GAS	MECHEROS
	PROMEDIO	WATTS	BTUH	NUM.
BODEGA	1	-	0	0
LABORATORIO A	32	1,250.00	12,000	32
LABORATORIO B	32	1,250.00	12,000	32
LABORATORIO C	32	1,250.00	12,000	32
LABORATORIO D	32	1,250.00	12,000	32
LABORATORIO E	32	1,250.00	12,000	32
LABORATORIO 1F	32	1,250.00	12,000	32
CUBICULO A	4	850.00	6,000	2
CUBICULOS AB	4	500.00		
CUBICULO B	4	850.00	6,000	2
CUBICULO C	4	850.00	6,000	2
CUBICULOS CD	4	500.00		
CUBICULO D	4	850.00	6,000	2
CUBICULO E	4	850.00	6,000	2
CUBICULOS EF	4	500.00		
CUBICULO F	4	850.00	6,000	2
SALON AB	81	3,200.00	3,000	1
SALON CD	81	3,200.00	3,000	1
SALON EF	81	3,200.00	3,000	1
TOTAL/PISO	472	23,700.00	117,000.00	207.00

FIG. 5.2J. DATOS RELACIONADOS CON LA CARGA TERMICA INTERNA . PISOS 1 A 4 .

CALCULO DE CARGA TERMICA PARA EL EDIFICIO A DE LA FACULTAD DE QUIMICA

PISO TIPO	PUERTAS EXT.	VENT. EXT.	INFILT.	VENT.
	FT ^ 2	FT ^ 2	PCM	PCM
BODEGA				
LABORATORIO A	20.32	29.025	13.35	3333
LABORATORIO B	20.32	29.025	13.35	3333
LABORATORIO C	20.32	29.025	13.35	3333
LABORATORIO D	20.32	29.025	13.35	3333
LABORATORIO E	20.32	29.025	13.35	3333
LABORATORIO 1F	20.32	29.025	13.35	3333
CUBICULO A		25.8	4.71	
CUBICULOS AB		14.51	2.65	
CUBICULO B		25.8	4.71	
CUBICULO C		25.8	4.71	
CUBICULOS CD		14.51	2.65	
CUBICULO D		25.80	4.71	
CUBICULO E		25.80	4.71	
CUBICULOS EF		14.51	2.65	
CUBICULO F		25.8	4.71	
SALON AB	38.89		15.41	3333
SALON CD	38.89		15.41	3333
SALON EF	38.89		15.41	3333
TOTAL/PISO	238.59	372.49	162.61	29,997.00

FIG. 5.2 K DATOS RELACIONADOS CON LA INFILTRACION Y VENTILACION .PISOS 1 A 4 .

5.3. CALCULO DE CARGA TERMICA

Para calcular la carga térmica de un edificio es necesario conocer las condiciones climatológicas de diseño, la arquitectura del inmueble y algunas otras características como la diversidad (factor de diversidad) de actividades en el mismo.

El procedimiento general establecido para el cálculo de carga térmica del edificio A de la Facultad de Química será detallado a continuación:

1) Se obtuvieron las características de construcción del edificio, tales como: materiales de construcción, dimensiones de componentes estructurales, áreas de superficie exterior, con ayuda de los planos proporcionados por el departamento de servicio de la Facultad de Química.

2) Posteriormente se determinó la orientación, localización y sombreado provocado por marquesinas u otros dispositivos (balcones, etc...).

3) Se investigaron las condiciones exteriores de diseño para la Cd . de México ⁵.

4) Se establecieron las condiciones interiores de diseño tales como : temp. de bulbo seco, temp. de bulbo húmedo, ventilación, así como sus límites y tolerancias.⁶

⁵Manual ASHRAE, Tabla 1 cap.1 vol. Fundamentals 1984.

⁶Gráfica de confort de ASHRAE.

CALCULO DE CARGA TERMICA PARA EL EDIFICIO A DE LA FACULTAD DE QUIMICA

PLANTA BAJA	PLANTA BAJA	PLANTA BAJA
	TOTALBTUH	TOTAL TONS.
S.A.A.	54,287.11	4.52
SALON 21	30,732.54	2.56
SALON 20	31,554.54	2.63
SALON 19	21,775.26	1.81
IMPRESA/TALLER	41,733.14	3.48
LAB. DE FISICA 1	34,071.43	2.84
LAB. DE FISICA 2	38,758.16	3.23
LAB. DE FISICA 3	31,665.13	2.64
LAB. DE FISICA 4	30,118.13	2.51
S.E.P.	69,495.84	5.79
TOTAL	384,191.30	32.02

FIG. 5.3.A. CARGA TERMICA TOTAL PLANTA BAJA .

CALCULO DE CARGA TERMICA PARA EL EDIFICIO A DE LA FACULTAD DE QUIMICA

PISO TIPO	PISO 4		PISO 1 AL 3		TOTAL POR ZON		PISOS 1 A 4	
	TOTAL BTUH	TOTAL BTUH	TOTAL BTUH	TOTAL BTUH	TONS.	TONS.		
BODEGA	29,513.42	86,692.73	116,206.15	9.68	2.41			
LABORATORIO A	191,171.18	567,215.13	758,386.31	63.20	15.76			
LABORATORIO B	191,171.18	567,215.13	758,386.31	63.20	15.76			
LABORATORIO C	191,171.18	567,215.13	758,386.31	63.20	15.76			
LABORATORIO D	191,171.18	567,215.13	758,386.31	63.20	15.76			
LABORATORIO E	191,171.18	567,215.13	758,386.31	63.20	15.76			
LABORATORIO 1F	192,658.96	571,678.45	764,337.41	63.69	15.88			
CUBICULO A	30,250.01	87,138.93	117,388.93	9.78	2.42			
CUBICULOS AB	26,578.22	75,703.68	102,281.90	8.52	2.10			
CUBICULO B	30,250.01	87,138.93	117,388.93	9.78	2.42			
CUBICULO C	30,250.01	87,138.93	117,388.93	9.78	2.42			
CUBICULOS CD	26,578.22	75,703.68	102,281.90	8.52	2.10			
CUBICULO D	30,250.01	87,138.93	117,388.93	9.78	2.42			
CUBICULO E	30,250.01	87,138.93	117,388.93	9.78	2.42			
CUBICULOS EF	26,578.22	75,703.68	102,281.90	8.52	2.10			
CUBICULO F	30,250.01	87,138.93	117,388.93	9.78	2.42			
SALON AB	94,912.80	281,547.20	376,460.00	31.37	7.82			
SALON CD	94,912.80	281,547.20	376,460.00	31.37	7.82			
SALON EF	94,912.80	281,547.20	376,460.00	31.37	7.82			
TOTAL/PISO	1,724,001.41	5,089,032.99	6,813,034.40	567.75	141.36			

(12,000 BTUH / T.R.)

FIG. 5.3.B. CARGA TERMICA TOTAL .PISOS 1 A 4. EDIFICIO A FACULTAD DE QUIMICA.

5) Se determinaron horarios aproximados para la iluminación, ocupantes, equipo, electrodomésticos y procesos que contribuyen al incremento de carga térmica interna del edificio.

6) Se seleccionó el día en particular para llevar a cabo el cálculo de carga térmica del inmueble, es decir, el día en que ocurre la carga máxima del inmueble.

7) Finalmente se calculó la carga térmica del inmueble.

5.4. CARGA TERMICA DEBIDA A LA TRANSMISION DE CALOR ATRAVES DE TECHO Y MUROS.

La contribución de calor, debida a la transmisión de éste a través de muros y techos, se calculó tomando en cuenta la superficie expuesta, materiales de construcción y el espesor de los mismos. Además se calculó la diferencia efectiva de temperatura interior y exterior considerando un factor de corrección⁷ que involucra la orientación, color, hora de exposición y el tipo de sistema para el retorno de aire:

$$Q_{tr} = U \times A \times \Delta T_c \dots (5.2.1)$$

De donde :

$$\Delta T_c = ((\Delta T_{std.} + LM) \times K + (78 - TR) + T_{ext.} - 85) \times f \dots (5.2.2)$$

La contribución de carga térmica por radiación a través de techo afecta únicamente al último piso del edificio A y al salón de exámenes profesionales

⁷Ver Manual de ASHRAE .vol. Fundamentals.Cap.26. Tablas 2 a 9.

5.5. CALCULO DE CARGA TERMICA DEBIDA A RADIACION Y TRANSMISION A TRAVES DE VIDRIOS.

De todos los cálculos relacionados con la estimación de la carga térmica de un inmueble , el cálculo de la contribución de calor debida a la radiación y a la transmisión a través de vidrios es el que involucra una mayor cantidad de consideraciones . Estas se pueden resumir en :

a) Tipo de vidrio: Se consideró un tipo de vidrio de 1/8 de pulg. , no entintado para determinar el factor U a utilizar en los cálculos de transmisión de calor.

b) Diferencia de temperatura real: Este factor involucra, al igual que en el caso de transmisión a través de muros y techos, efectos de latitud y hora del día.

c) Coeficiente de sombreado : Este factor es utilizado en la ecuación para calcular el efecto de la radiación solar a través del vidrio. Establece la variación en la cantidad efectiva de radiación que entra al cuarto debido a la interposición de algun objeto , como persianas , cornizas , salientes o edificios.

d)Factor de ganancia máxima de calor : Este factor relaciona la posición que guarda el sol con respecto al inmueble con la contribución por radiación a través de vidrio. Para ello es necesario conocer el mes , día y hora en que ocurre la mayor transferencia de calor en las exposiciones que presentan vidrio .Con el fin de simplificar los cálculos de este factor, A.S.H.R.A.E ha desarrollado tablas⁸, con las que se puede calcular este

⁸Ver Manual de ASHRAE .vol. Fundamentals.Cap.26. Tablas 10 a 14.

factor para determinado lugar (latitud), si se requiere calcular para algún otro lugar, se efectuarán factores de corrección.

e) Factor de ajuste a la capacidad de enfriamiento : El factor de ajuste para la carga neta o capacidad de enfriamiento por concepto de radiación, involucra correcciones por el tipo de marco y material de construcción alrededor del vidrio, que pueden contribuir a disminuir el calor que penetra a través de la ventana. Este factor también varía con respecto a la hora del día y a la orientación del inmueble.

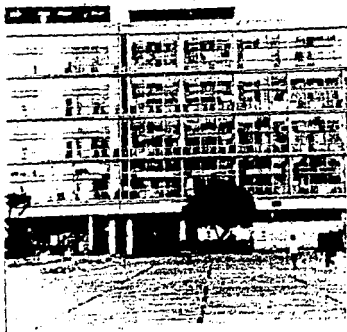


FIG. 5.5.a. SUPERFICIE EXPUESTA DE VIDRIO,
FACHADA NORESTE.
EDIFICIO "A" FACULTAD DE QUI-
MICA, CIUDAD UNIVERSITARIA.

CALCULO DE CARGA TERMICA PARA EL EDIFICIO A DE LA FACULTAD DE QUIMICA

PLANTA BAJA	Q TECHO	Q PARED	Q1 VIDRIOS	Q2 VIDRIOS	QTOT VIDR.
	BTUH	BTUH	BTUH	BTUH	BTUH
S.A.A.		379.64	2,248.47	18,076.77	20,325.24
SALON 21		113.35	749.49	6,025.59	6,775.08
SALON 20		87.35	843.18	6,778.79	7,621.97
SALON 19		132.24			
IMPRENTA/TALLER		365.36	999.32	8,034.12	9,033.44
LAB. DE FISICA 1		901.26	1,342.21	10,790.83	12,133.04
LAB. DE FISICA 2		381.30	1,917.45	15,415.47	17,332.91
LAB. DE FISICA 3		467.96	1,124.24	9,038.39	10,162.62
LAB. DE FISICA 4		419.09	958.72	7,707.73	8,666.46
S.E.P.	1,337.23	90.13	0.00	0.00	0.00
TOTAL	1,337.23	3,337.68	10,183.07	81,867.68	92,050.75

FIG. 5.4.A. CARGA TERMICA EXTERNA TOTAL. PLANTA BAJA .EDIFICIO A . FACULTAD DE QUIMICA

CALCULO DE CARGA TERMICA PARA EL EDIFICIO A DE LA FACULTAD DE QUIMICA

PISO TIPO	Q TECHO	Q PARED	Q1 VIDRIOS	Q2 VIDRIOS	Q TOT VIDR.
	BTUH	BTUH	BTUH	BTUH	BTUH
BODEGA	615.85	1,386.56	2,997.96	24,102.36	27,100.32
LABORATORIO A	2,099.48		4,103.46	32,990.11	37,093.56
LABORATORIO B	2,099.48		4,103.46	32,990.11	37,093.56
LABORATORIO C	2,099.48		4,103.46	32,990.11	37,093.56
LABORATORIO D	2,099.48		4,103.46	32,990.11	37,093.56
LABORATORIO E	2,099.48		4,103.46	32,990.11	37,093.56
LABORATORIO 1F	2,099.48	1,487.78	4,103.46	32,990.11	37,093.56
CUBICULO A	1,203.70	527.24	1,623.90	13,055.45	14,679.34
CUBICULOS AB	1,343.66	0.00	2,498.30	20,085.30	22,583.60
CUBICULO B	1,203.70	527.24	1,623.90	13,055.45	14,679.34
CUBICULO C	1,203.70	527.24	1,623.90	13,055.45	14,679.34
CUBICULOS CD	1,343.66	0.00	2,498.30	20,085.30	22,583.60
CUBICULO D	1,203.70	527.24	1,623.90	13,055.45	14,679.34
CUBICULO E	1,203.70	527.24	1,623.90	13,055.45	14,679.34
CUBICULOS EF	1,343.66	0.00	2,498.30	20,085.30	22,583.60
CUBICULO F	1,203.70	527.24	1,623.90	13,055.45	14,679.34
SALON AB	1,063.73	595.27	0.00	0.00	0.00
SALON CD	1,063.73	595.27	0.00	0.00	0.00
SALON EF	1,063.73	595.27	0.00	0.00	0.00
TOTAL/PISO	27,657.08	7,823.57	44,856.98	360,631.56	405,488.54

FIG. 5.4.B. CARGA TERMICA EXTERNA TOTAL .PISOS 1 A 4 . EDIFICIO A FACULTAD DE QUIMICA.

La suma de la contribución de calor por transmisión con la contribución por radiación, genera el total de carga térmica a ser removida por concepto de flujo de calor a través de vidrio, de acuerdo con las sig. ecuaciones :

$$Q_{trans} = A_v \times U_v \times \Delta T_{cv} \dots (5.3.1)$$

$$Q_{tot.} = Q_{trans.} + Q_{rad.} \dots (5.3.3.)$$

5.6. CARGA TERMICA DEBIDA AL CALOR GENERADO POR ILUMINACION :

La carga térmica debida al calor producido por la iluminación del inmueble es, en la mayoría de las ocasiones, una de las contribuciones más importantes a la carga total del edificio.

Las variables involucradas en la estimación de esta carga están relacionadas, con el tipo de iluminación, la ubicación de las lámparas, el tipo de balastro y por supuesto los períodos de uso. Todos estos factores se pueden relacionar en la sig. ecuación:

$$Q = \text{Watts tot.} \times \text{Factor de uso} \times \text{Tolerancia} \dots (5.4.1)$$

El *factor de uso*⁹ utilizado se refiere al porcentaje de uso al día (mientras el aire acondicionado está funcionando) en que la iluminación está encendida. El factor de ajuste relaciona la capacidad real cedida en relación con la capacidad especificada por el dispositivo de iluminación; p.ejem.,

⁹Ver Manual de ASHRAE, vol. Fundamentals, cap. 26, Tablas 17 a 17E.

una lámpara fluorescente genera un 20% más de calor debido al balastro y al transformador utilizado.

5.7. Contribución de calor por concepto del calor sensible y latente cedido por los usuarios:

La gente que ocupa los inmuebles a acondicionar genera, como ya se mencionó, una cantidad de calor sensible y latente que está relacionada directamente con el tipo de actividad que realizan¹⁰ y con los períodos de tiempo en los que desempeñan dicha actividad. Con el fin de estimar el calor generado se desarrolló la sig. ecuación simplificada:

$$Q_s = Q \text{ sens. prom. / persona } \times \text{ Núm. de personas } \dots (5.5.1)$$

$$Q_l = Q \text{ lat. prom / persona } \times \text{ Núm . de personas } \dots (5.5.2)$$

$$Q \text{ tot. } = Q_s + Q_l \dots (5.5.3)$$

La cantidad de calor sensible promedio por persona se puede obtener directamente de tablas proporcionadas por A.S.H.R.A.E. . Es importante considerar en cada caso el factor de calor sensible que se obtiene de dividir la cantidad de calor sensible total entre la cantidad de calor total (sens. + lat.) en el inmueble , ya que este factor varía de acuerdo con la cantidad de calor latente que se desprende de la gente y de algunos aparatos, y determina la pendiente, en la carta psicrométrica , de la curva que une los puntos que representan las condiciones del aire al entrar al cuarto y al retornar del mismo. Esto se traduce en una variación , en algunas ocasiones, en los porcentajes de humedad y temperatura del aire que se suministra al cuarto.

¹⁰Ver Manual de ASHRAE. vol. Fundamentals. cap.26. Tablas 18 y 19.

Los cálculos de contribución de calor generado por los usuarios del edificio, se basaron en el promedio de individuos que ocupan el inmueble a una hora determinada. Generalmente, cuando se realizan cálculos de carga térmica en inmuebles con el fin de diseñar un sistema de aire acondicionado de volumen constante, se considera la hora, mes y día del año en que la carga térmica es máxima; estas condiciones se establecerán más adelante.



FIG. 5.7.a. VISTA DEL CORREDOR DEL SEGUNDO PISO
EDIFICIO "A"
FACULTAD DE QUIMICA
CIUDAD UNIVERSITARIA

CALCULO DE CARGA TERMICA PARA EL EDIFICIO A DE LA FACULTAD DE QUIMICA

PLANTA BAJA	Q ILUM.	QS.GENTE	QL.GENTE	QTOT.GENTE
	BTUH	BTUH	BTUH	BTUH
S.A.A.	10,044.93	3,404.00	4,810.00	8,214.00
SALON 21	3,275.52	5,106.00	7,215.00	12,321.00
SALON 20	3,275.52	5,106.00	7,215.00	12,321.00
SALON 19	3,275.52	4,255.00	6,012.50	10,267.50
IMPRENTA/TALLER	6,551.04	340.40	481.00	821.40
LAB. DE FISICA 1	3,275.52	1,702.00	2,405.00	4,107.00
LAB. DE FISICA 2	3,275.52	1,702.00	2,405.00	4,107.00
LAB. DE FISICA 3	3,275.52	1,702.00	2,405.00	4,107.00
LAB. DE FISICA 4	3,275.52	1,702.00	2,405.00	4,107.00
S.E.P.	4,913.28	16,169.00	22,847.50	39,016.50
TOTAL	44,437.89	41,188.40	58,201.00	99,389.40

FIG. 5.6.A. CARGA TERMICA EXTERNA TOTAL. PLANTA BAJA .EDIFICIO A .
FACULTA DE QUIMICA

CALCULO DE CARGA TÉRMICA PARA EL EDIFICIO A DE LA FACULTAD DE QUIMICA

PISO TIPO	Q ILUM.	QS. PERS.	QL PERS.	Q.TOT. PERS.
	BTUH	BTUH	BTUH	BTUH
BODEGA	0.00	170.20	240.50	410.70
LABORATORIO A	3,412.00	7,459.20	7,696.00	15,155.20
LABORATORIO B	3,412.00	7,459.20	7,696.00	15,155.20
LABORATORIO C	3,412.00	7,459.20	7,696.00	15,155.20
LABORATORIO D	3,412.00	7,459.20	7,696.00	15,155.20
LABORATORIO E	3,412.00	7,459.20	7,696.00	15,155.20
LABORATORIO 1F	3,412.00	7,459.20	7,696.00	15,155.20
CUBICULO A	2,320.16	680.80	562.40	1,243.20
CUBICULOS AB	1,364.80	680.80	562.40	1,243.20
CUBICULO B	2,320.16	680.80	562.40	1,243.20
CUBICULO C	2,320.16	680.80	562.40	1,243.20
CUBICULOS CD	1,364.80	680.80	562.40	1,243.20
CUBICULO D	2,320.16	680.80	562.40	1,243.20
CUBICULO E	2,320.16	680.80	562.40	1,243.20
CUBICULOS EF	1,364.80	680.80	562.40	1,243.20
CUBICULO F	2,320.16	680.80	562.40	1,243.20
SALON AB	8,734.72	13,786.20	11,388.60	25,174.80
SALON CD	8,734.72	13,786.20	11,388.60	25,174.80
SALON EF	8,734.72	13,786.20	11,388.60	25,174.80
TOTAL/PISO	64,691.52	92,411.20	85,643.90	178,055.10

FIG. 5.6.B. CARGA TÉRMICA GENERADA POR OCUPANTES E ILUMINACION. PISOS 1 A 4. EDIFICIO A. FACULTAD DE QUIMICA

5.8. CARGA TERMICA DEBIDA A APARATOS ELECTRICOS O QUE CONSUMEN GAS :

Uno de los factores importantes que contribuyen al aumento en la carga térmica de un inmueble es el calor producido por los diversos aparatos eléctricos como son : parrillas , estufas, muflas, cromatógrafos etc..., así como los equipos que utilizan gas como los mecheros Bunsen.

Para poder estimar el calor generado por estos equipos, es necesario saber la cantidad de corriente eléctrica necesaria para operar cada uno de los equipos y aplicar factores ponderativos relacionados con el uso , eficiencia y ubicación de los mismos. Es posible calcular el calor generado por aparatos electrodomésticos que se encuentran en el edificio A de acuerdo con la sig. ecuación:

Al igual que en el caso del calor cedido por parte de las personas que ocupan el inmueble , es posible estimar el calor cedido por aparatos electrodomésticos, cromatógrafos, muflas, etc., utilizando los valores de corriente eléctrica o combustible utilizado para operarlos y aplicando las correcciones correspondientes por concepto de :

- 1) Frecuencia con que estos equipos son utilizados.
- 2) Factor de corrección en el caso de que sean utilizados debajo de campanas.

En el caso particular del edificio A , la contribución mas importante y que puede es la operación de mecheros en los laboratorios de Química Orgánica, Química Analítica, Físicoquímica y Bioquímica. Estos mecheros del tipo Bunsen producen una cantidad de calor importante que fue considerada en el cálculo de la carga térmica del inmueble. Debido a que el resto de los aparatos eléctricos se utilizan con frecuencias poco determinables, se estimó un valor promedio para cada laboratorio en que estos equipos fueran utilizados .

CALCULO DE CARGA TERMICA PARA EL EDIFICIO A DE LA FACULTAD DE QUIMICA

PLANTA BAJA	AP. ELECT.O GAS	Q. MECHEROS	Q. MECHEROS	Q. MECHEROS	Q. INFILT.
	BTUH	SENS. BTUH	LAT. BTUH	TOT. BTUH	TOT. BTUH
S.A.A.	15,000.00	0.00	0.00	0.00	323.30
SALON 21	6,000.00	1,680.00	420.00	2100.00	147.59
SALON 20	6,000.00	1,680.00	420.00	2100.00	148.70
SALON 19	6,000.00	1,680.00	420.00	2100.00	0.00
IMPRESA/TALLER	24,828.00	0.00	0.00	0.00	133.90
LAB. DE FISICA 1	3,000.00	8,400.00	2,100.00	10500.00	154.61
LAB. DE FISICA 2	3,000.00	8,400.00	2,100.00	10500.00	161.43
LAB. DE FISICA 3	3,000.00	8,400.00	2,100.00	10500.00	152.03
LAB. DE FISICA 4	3,000.00	8,400.00	2,100.00	10500.00	150.07
S.E.P.	24,000.00	0.00	0.00	0.00	138.71
TOTAL	93,828.00	38,640.00	9,660.00	48,300.00	1,510.34

FIG. 5.7.A. CARGA TERMICA GENERADA POR MECHEROS, APARATOS ELECTRICOS E INFILTRACION .PLANTA BAJA.
EDIFICIO A . FACULTA DE QUIMICA

CALCULO DE CARGA TERMICA PARA EL EDIFICIO A DE LA FACULTAD DE QUIMICA

PISO TIPO	AP. ELECT.O GAS	O. MECHEROS	O. MECHEROS	O. MECHEROS	O. INFILT	O. VENT.
	BTUH	SENS. BTUH	LAT. BTUH	TOT. BTUH	TOT. BTUH	TOT. BTUH.
BODEGA	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
LABORATORIO A	12,000.00	53,760.00	13,440.00	67,200.00	216.35	53,994.60
LABORATORIO B	12,000.00	53,760.00	13,440.00	67,200.00	216.35	53,994.60
LABORATORIO C	12,000.00	53,760.00	13,440.00	67,200.00	216.35	53,994.60
LABORATORIO D	12,000.00	53,760.00	13,440.00	67,200.00	216.35	53,994.60
LABORATORIO E	12,000.00	53,760.00	13,440.00	67,200.00	216.35	53,994.60
LABORATORIO 1F	12,000.00	53,760.00	13,440.00	67,200.00	216.35	53,994.60
CUBICULO A	6,000.00	3,360.00	840.00	4,200.00	76.37	0.00
CUBICULOS AB	0.00	0.00	0.00	0.00	42.96	0.00
CUBICULO B	6,000.00	3,360.00	840.00	4,200.00	76.37	0.00
CUBICULO C	6,000.00	3,360.00	840.00	4,200.00	76.37	0.00
CUBICULOS CD	0.00	0.00	0.00	0.00	42.96	0.00
CUBICULO D	6,000.00	3,360.00	840.00	4,200.00	76.37	0.00
CUBICULO E	6,000.00	3,360.00	840.00	4,200.00	76.37	0.00
CUBICULOS EF	0.00	0.00	0.00	0.00	42.96	0.00
CUBICULO F	6,000.00	3,360.00	840.00	4,200.00	76.37	0.00
SALON AB	3,000.00	1,680.00	420.00	2,100.00	249.68	53,994.60
SALON CD	3,000.00	1,680.00	420.00	2,100.00	249.68	53,994.60
SALON EF	3,000.00	1,680.00	420.00	2,100.00	249.68	53,994.60
TOTAL/PISO	117,000.00	347,760.00	86,940.00	434,700.00	2,634.20	485,951.40

FIG 5.7.B. CARGA TERMICA GENERADA POR MECHEROS, APARATOS ELECTRICOS, VENTILACION E INFILTRACION .PISOS 1 A 4. EDIFICIO A. FACULTAD DE QUIMICA

5.9. INFILTRACION.

La infiltración es otro de los factores que contribuyen al aumento o disminución de la carga térmica de un inmueble. Se define como la cantidad de aire exterior que penetra o sale del edificio por las aberturas en ventanas o puertas, o a través de las rendijas existentes en los marcos de las mismas. Se considera como ventilación a aquella cantidad de aire suministrada de manera intencional con la finalidad de mantener aire fresco dentro del edificio.

La cantidad de calor sensible, latente y total que se transfiera del aire exterior al interior (o viceversa) puede calcularse de acuerdo con la sig. fórmula:

$$q_s = 1.08 \times \text{PCM} \times \Delta t$$

$$q_l = 4840 \times \text{PCM} \times \Delta w$$

$$q_t = 4.5 \times \text{PCM} \times \Delta h$$

Para estimar el volumen de aire que entra a la habitación es necesario considerar el concepto de infiltración específica:

$$Q_i / L = \{ (A \times \Delta T) + (B \times v^2) \}^{1/2}$$

Donde :

Q / L = infiltración específica. pcm / pulg.²

A = Coeficiente de estabilidad. (pcm) (pulg.⁻²) (F⁻¹)

ΔT = Diferencia de temperatura promedio en el intervalo de cálculo (F).

B = Coeficiente en función del viento. (pcm²) (pulg.⁻²) (mph⁻²)

v = velocidad promedio del viento medido en la localidad. (mph).

En la ecuación anterior los factores que determinan la infiltración específica se relacionan con la velocidad del viento en el lugar.

Para el cálculo de carga térmica debida a la infiltración de aire en el edificio A de la Facultad de Química se consideró que todas las puertas y ventanas que se localizan en cada una de las plantas permanecerían cerradas la mayor parte del tiempo, pero no se encuentran aisladas ni clausuradas. Esto significa que la infiltración es elevada en comparación con edificios en los cuales se coloca aislante de hule o polipropileno alrededor de puertas y ventanas. En el caso del edificio A de la Facultad de Química, la infiltración es una de las contribuciones a la carga térmica total que puede ser reducida significativamente, por medio de la colocación de material aislante en puertas y ventanas como se sugerirá más adelante.

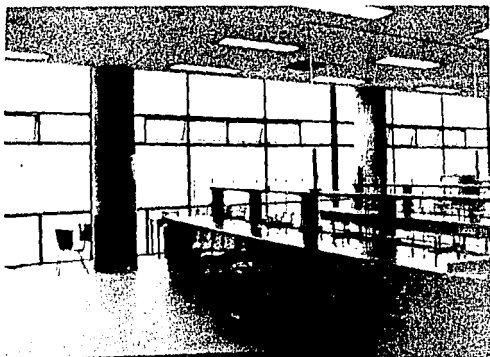


FIG. 5.9.a. LABORATORIOS TIPO, PISOS 1 al 4
EDIFICIO "A"
FACULTAD DE QUIMICA
CIUDAD UNIVERSITARIA



FIG. 5.9.b. VISTA DEL CONJUNTO DE LABORATORIOS
PISO 1 al 4
EDIFICIO "A", FACULTAD DE QUIMICA
CIUDAD UNIVERSITARIA.

5.10 . CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DEL EQUIPO.

El objetivo principal de este inciso es considerar todos los factores determinantes para la selección de la alternativa más adecuada para suministrar aire acondicionado al Edificio A de la Facultad de Química. Estos factores pueden resumirse en los siguientes puntos:

1) El sistema de aire acondicionado debe tratar de aprovechar de alguna forma el sistema de inyección y extracción de aire exterior existente en la actualidad.

2) Debe satisfacer los requerimientos de carga térmica por zona en el inmueble .

3) La selección del equipo debe basarse en un estudio económico de alternativas que pueda evaluar a nivel comparativo la inversión de capital para su instalación, los costos de operación y mantenimiento sin considerar ingresos . Esto es debido a que en el caso de la U.N.A.M., no es posible considerar esto como medio de pago a futuro del proyecto y por lo tanto, no es factible analizar el retorno sobre la inversión(R.O.I.) para el mismo.

4) El sistema debe ofrecer versatilidad para poder ampliar su alcance hasta cierto límite , sin que esto represente una inversión adicional elevada.

En el caso del sistema de control del mismo debe considerarse la posibilidad de que pueda adaptarse a un sistema de control central; con la finalidad de mantener una supervisión continua de los sistemas de aire acondicionado que en un futuro podrían ser instalados en los demás inmuebles que componen la Facultad de Química.

La selección de cada uno de los componentes del sistema se efectúa en base a los criterios comerciales de selección que se mencionan a continuación:

a) **Unidades Serpentin ventilador remoto** : La selección de unidades serpentín ventilador remoto de tipo comercial se realiza primeramente , por medio de una preselección de la unidad en función del volumen de aire suministrado y la capacidad total y sensible de la unidad a condiciones nominales¹¹. Posteriormente, se efectúan correcciones en la capacidad y volumen de aire por concepto de altitud y temperaturas de entrada y salida de agua y aire a condiciones reales. Estas correcciones se efectúan por medio de factores tabulados o nomogramas que se encuentran en los catálogos generales.

b) **Unidades enfriadoras de líquido**: El procedimiento de selección de unidades enfriadoras de líquido comerciales se basa primordialmente en la capacidad requerida, en las condiciones ambientales, en el factor de incrustación real en cada circuito y en las temperaturas de agua helada que será suministrada al edificio. La mayoría de los demás factores involucrados en la ecuación general son constantes o son variables dependientes de las anteriormente mencionadas.

En realidad, la selección combina en la actualidad cada una de las variables de la ecuación básica para el diseño de intercambiadores de calor . Cada uno de los fabricantes de aire acondicionado se encuentra desarrollando compresores más eficientes, mayor número de tamaños en cascos , tubos con superficies menos rugosas etc.. Por lo cual, la selección de estas unidades se efectúa por medio de tablas actualizadas o por medio de programas de cómputo que se encargan de brindar un grupo de opciones; en las cuales las variables secundarias a considerar serán principalmente la energía consumida, las caídas de presión , el tamaño de cascos , motor - compresor, y el desempeño de la unidad (KW / Ton) a carga parcial.

¹¹ Tbs de 26.6 C (80 F) y Tbh de 19.4 C (67 F) a la entrada del serpentín y temperatura de agua de 7.2 C (45 F) y 17 C (55 F) a la entrada y salida del serpentín respectivamente.

c) Torre de enfriamiento: La torre de enfriamiento que se utiliza con mayor frecuencia en aplicaciones de aire acondicionado es la torre de tiro inducido, debido a su bajo costo y a sus dimensiones. La selección de una torre de enfriamiento comercial relaciona el volumen de agua a enfriar con las temperaturas de entrada y salida de agua requeridas y la temperatura de bulbo húmedo del lugar para obtener la alternativa más adecuada en cuanto a capacidad (Tons) . El diseño del circuito de agua de condensación está directamente relacionado con el espacio disponible y la ventilación , que es un factor indispensable para el correcto desempeño de la torre de enfriamiento.

d) Sistemas de suministro de agua helada: El diseño de las redes de suministro de agua helada a lo largo del edificio es un factor de suma importancia, ya que el consumo de corriente eléctrica en el tren de bombeo ocupa el segundo lugar en importancia después del consumo en la unidad enfriadora de líquido. Las caídas de presión más importantes a lo largo de la red se llevarán a cabo en las unidades serpentín ventilador y sus respectivas válvulas . Es conveniente mencionar que se recomienda instalar un tren de bombas en paralelo que pueda mantener la misma carga dinámica total con diferentes volúmenes de agua para facilitar el desempeño de la unidad enfriadora de líquido y obtener además un ahorro de energía eléctrica mayor. Es posible utilizar como opción, un menor número de bombas con variadores de frecuencia¹² para obtener un ahorro de energía durante el desempeño a cargas parciales.

¹²Los variadores de frecuencia son dispositivos encargados de variar la frecuencia de la corriente suministrada a motores trifásicos con la finalidad de variar la velocidad de los mismos.

Selección de Unidades Serpentin Ventilador Remoto.

La selección comercial de unidades serpentin ventilador de tipo remoto se lleva a cabo utilizando algunos datos de selección y las tablas de selección proporcionadas por el fabricante.

Ejemplo: Laboratorios.

Qt a retirar:	188,759 Btuh.
Ql a retirar:	21,136 Btuh.
Qt = Qs + Ql	Qs = 167,623 Btuh.

De las condiciones de salida normales de la unidad enfriadora de líquido obtenemos:

T ent. del agua:	45 F.	7.2 C
T sal. del agua :	55 F	12.78 C.
T del aire a la ent. del serpentín:	78 F	25.56 C
Humedad relativa de diseño:	50 %.	

1.- Utilizando el nomograma correspondiente en el apéndice A.2., y los datos técnicos antes mencionados, se obtiene la capacidad máxima de calor total y sensible, que el serpentín puede retirar con las condiciones de diseño actuales .

2.- Se efectúan correcciones por altitud y por volumen real de aire manejado.¹³

¹³Ver Apéndice A. Factores de Corrección por altitud y volumen de aire manejado para FanCoils.

3.- Se determina el caudal de agua utilizando la sig. fórmula:

$$GPM = Q_t / (\Delta T \times .5)$$

4.-Se calculan las caídas de presión reales a través de la unidad utilizando la tabla correspondiente (ver Apéndice A).

DISTRIBUCION DE UNIDADES SERPENTIN VENTILADOR POR PISO

PLA NTA BAJA	MODELO	CAPACIDAD BTUH	CANT.
SRIA. DE AT 'N. A ALUMNOS.	CCY10	27,500	5
SALON DE EXAMENES PROFESIONALES.	CEY10	27,500	5
LAB. DE FISICA 1	CCY12	32,800	1
LAB. DE FISICA 2.	CCY12	32,800	1
LAB. DE FISICA 3.	CCY12	32,800	1
LAB. DE FISICA 4.	CCY12	32,800	1
SALON 19	CCY06	17,300	2
SALON 20	CCY06	17,300	2
SALON 21	CCY06	17,300	2
IMPRENTA -TALLER	CCY04	17,300	2

DISTRIBUCION DE UNIDADES SERPENTIN VENTILADOR POR PISO

PISO TIPO	MODELO	CAPACIDAD BTUH	CANT.
LAB. A	CE12	32,800	6
LAB B	CE12	32,800	6
LAB C	CE12	32,800	6
LAB D	CE12	32,800	6
LAB E	CE12	32,800	6
SALONES AB	CC08	22,600	4
SALONES CD	CC08	22,600	4
SALONES EF	CC08	22,600	4
CUBICULOS A	CE02	6,000	5
CUBICULOS B	CE02	6,000	5
CUBICULOS C	CE02	6,000	5
CUBICULOS D	CE02	6,000	5
CUBICULOS E	CE02	6,000	5
CUBICULOS F	CE02	6,000	5
CUBICULOS AB	CE02	6,000	4
CUBICULOS CD	CE02	6,000	4
CUBICULOS EF	CE02	6,000	4

Selección de Unidad Enfriadora de Agua de Tipo Tornillo¹⁴

MARCA :	YORK
MODELO:	YSCBCBS2-CHAO
CARGA TERMICA:	300 TONS.
CONSUMO:	156 KW
DIMENSION DEL ORIFICIO:	Q
AMPS. A PLENA CARGA:	463
AMPS. A ROTOR BLOQ.:	2865
ARRANCADOR:	5
ARRANCADOR EDO. SOLIDO:	14LB-28
CONSUMO MAX. MOTOR	160 KW

	EVAPORADOR	CONDENSADOR
NUMERO DE PASOS	2	2
FACTOR DE INCRUSTACION	.00025	.000025
TEMP. DE ENTRADA	55 F	75 F
TEMP. DE SALIDA	45 F	85 F
CAUDAL	720	900
VEL. DE PASO	6.5 FT/S.	6.6 FT/S
CAIDA DE PRESION	14.6	14.6.

DESEMPEÑO DE ESTA UNIDAD FUERA DEL ALCANCE DEL STANDARD ARI 550-90.

¹⁴Cortesía de York International México S.A. de C. V.

Selección de Unidad Enfriadora de Agua de Tipo Centrifugo.¹⁵

MARCA :	YORK
MODELO:	YTC3C3C3-CKFO
CARGA TERMICA:	300 TONS.
CONSUMO:	159 KW
ENGRANE:	KQ
AMPS. A PLENA CARGA:	453
AMPS. A ROTOR BLOQ.:	3788
ARRANCADOR:	5 DP
ARRANCADOR EDO. SOLIDO:	26LA-28
CONSUMO MAX. MOTOR	214 KW

	EVAPORADOR	CONDENSADOR
NUMERO DE PASOS	2	2
FACTOR DE INCRUSTACION	.00025	.000025
TEMP. DE ENTRADA	55 F	75 F
TEMP. DE SALIDA	45 F	84.15 F
CAUDAL	720	900
VEL. DE PASO	5 FT/S.	8.2 FT/S
CAIDA DE PRESION	10	21.9.

MATERIALES Y CONSTRUCCION DE ACUERDO A ESPECIFICACION
MOSTRADA EN LA FORMA 160.45EG1
DESEMPEÑO DE ESTA UNIDAD FUERA DEL ALCANCE DEL STANDARD ARI
550-90.

¹⁵Cortesía de York International México S.A. de C. V.

Selección de Unidad Enfriadora de Agua de Tipo Reciprocante.¹⁶

MODELO :	YCAJ878YX6
CAPACIDAD :	297.3
CONSUMOS	
COMPRESOR	322.2
VENTILADORES	28.8
TOTAL	351
REE ¹⁷	10.2
TIPO DE FLUIDO EVAP.	AGUA
GPM EVAP.	713.5
FACTOR DE INCRUSTACION	.00025
TEMP. ENT. EVAP.	55 F
TEMP. SAL . EVAP.	45 F
CAIDA DE PRESION	20.3
MATERIAL TUBOS.	COBRE
TEMP. DE DISEÑO EN EL COND.	85 F
ALTITUD	7000 FT
VENTILADORES EN OPERACION	12
CAUDAL DE AIRE	186,700

CALCULOS DE FACTOR DE INCRUSTACION DE ACUERDO A ARI STD. 590-86.

¹⁶Cortesía de York International México S.A. de C. V.

¹⁷RELACION DE EFICIENCIA ENERGETICA

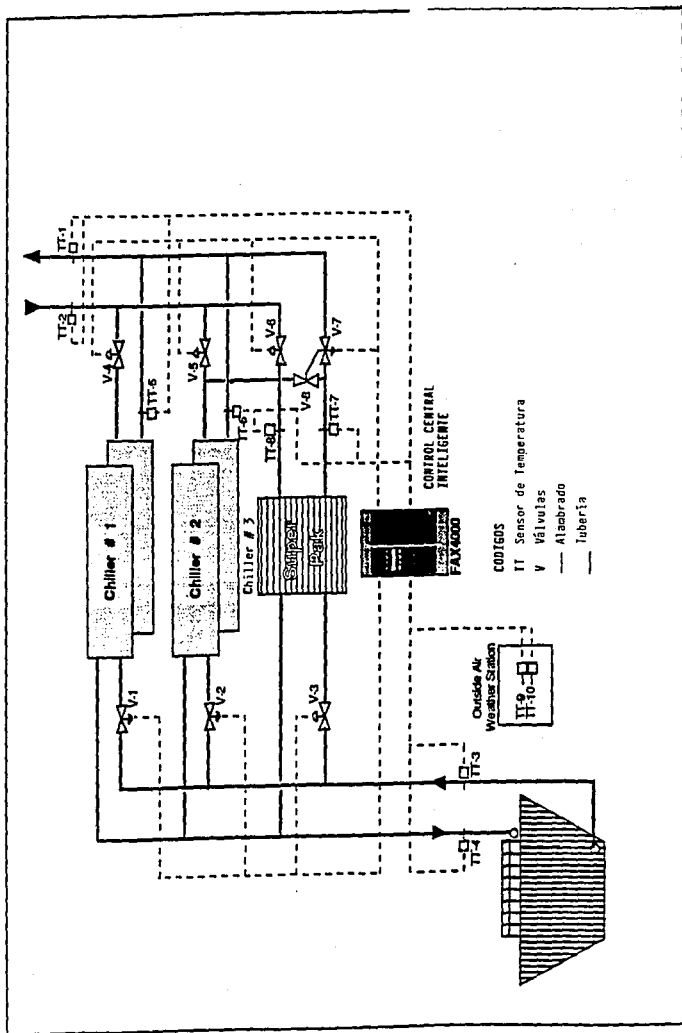


FIG. 5.10.a.

DIAGRAMA DE CONTROL TÍPICO PARA "CHILLERS" ENFRIADOS POR AGUA.

Selección Comercial de las Torres de enfriamiento .

Número de Torres = 2. (una torre por enfriador)

Temperatura de Bulbo Húmedo = 63 F (17 C).

Aproximación de la torre = 10 F (18 C)

Gasto de Agua = 900 G.P.M. (56.7 l.p.s.)

Temperatura del agua a la entrada de la torre = 75 F

Temperatura del agua a la salida de la torre = 85 F

Factor de Selección 5.6

Con los datos anteriores se selecciona la torre utilizando la gráfica correspondiente:

Torre de enfriamiento modelo : 3643

Marca : Baltimore Aircoil.

Tipo : Tiro Inducido a Contra-corriente

Motor: 15 H.P.

Dimensiones: Ver diagrama correspondiente.

**Pre-Selección del sistema de bombeo de Condensación.
(Únicamente unidades tipo Centrífugo y Tornillo)**

CARGA DINÁMICA TOTAL:

MATERIAL /TUBERIA: ACERO AL CARBON .

CEDULA : 40

DIAMETRO: 8 PULG.

CAIDAS DE PRESION	UNIDAD TIPO TORNILLO	UNIDAD TIPO CENTRIFUGO
Δ P TUBERIA EN POSICION VERTICAL	3 m	3 m
Δ P TUBERIA EN POSICION HORIZONTAL	1 m	1 m
CODOS 90° (10)	28 m	28 m
VALVULAS DE COMPUERTA (10)	37 m	37 m
VALVULA DE GLOBO	64 m	64 m
Δ P UNIDAD ENFRIADORA	14.6 m	22 m
Δ P TOTAL	147.6 m	155 m

**Pre-Selección del sistema de bombeo de Agua de Condensación.
(Únicamente unidades tipo Centrifugo y Tornillo)**

Núm. de bombas:	8
Caudal / Bomba:	14.75 L.P.S.
Carga Dinámica Total:	105 m
Marca:	OCELCO
TIPO :	CENTRIFUGA
R.P.M.	3450
H.P.	30 H.P.
MODELO	1-1/2 H 30

6.0. CAPITULO 6: ANALISIS DE ALTERNATIVAS DE SOLUCION.

De acuerdo con lo expuesto en el capítulo 3, los sistemas para acondicionamiento de aire pueden ser clasificados en tres grandes grupos : sistemas auto-contenidos, sistemas centrales de enfriamiento directo y sistemas centrales de enfriamiento indirecto.

1) **Sistemas autocontenidos:** En el caso de los sistemas auto-contenidos es posible mencionar que pueden abarcar un intervalo de capacidad que oscila entre 3 y 180 T.R., además son unidades fáciles de instalar y pueden colocarse en lugares a la intemperie.

Sin embargo en el caso del Edificio A , los sistemas autocontenidos ofrecen numerosas desventajas. En primer lugar la unidad presenta características en su diseño que pueden variarse muy poco p.ejem. requieren de un sistema de ductos que debe dimensionarse en función de la presión estática máxima disponible; para la unidad de tipo paquete en cuestión.

Otra variable que no es posible variar es el número de etapas de descarga en el compresor, ya que éste es de tipo recíprocante y el porcentaje de reducción de capacidad está directamente relacionado con el número de compresores y de pistones que tenga la unidad . Por otra parte el consumo de energía se mantiene igual, y la única manera de ahorrar energía es utilizando un " economizador " que en realidad es una caja en donde se pueden mezclar corrientes de aire de retorno y exterior si la temperatura ambiente permite que dicha mezcla se inyecte directamente al inmueble sin requerir ser enfriada, manteniendo únicamente el ventilador de la unidad encendido.

Si bien es cierto que las unidades tipo paquete son de fácil instalación, en el caso del Edificio "A" existe un problema en particular; la unidad tendría que ser instalada en el techo para poder suministrar el aire a través de la red de ductos , por lo tanto sería necesario utilizar una grúa o helicóptero para poder subir cada sistema autocontenido hasta su lugar de

instalación. Esta operación elevaría considerablemente los costos de instalación.

Por estas razones se puede concluir que los sistemas autocontenidos no representan una opción a considerarse para su instalación en este edificio.

2) Sistemas Centrales de Enfriamiento Directo: En el caso de los sistemas centrales de enfriamiento directo, la desventaja más importante es que de utilizarse este sistema en el caso del Edificio A , la cantidad de refrigerante que circularía a través de las tuberías de interconexión de unidades evaporadoras y condensadoras sería muy grande y en el caso de presentarse alguna fuga las pérdidas económicas y el daño ecológico serían muy elevados.

En la actualidad el sistema más recomendado para ser instalado en edificios con dimensiones similares a las del Edificio A , es el sistema central de enfriamiento indirecto por las siguientes razones.

- 1) Las tuberías que deben ser instaladas utilizarán únicamente agua .
- 2) Las Unidades Enfriadoras de Agua ofrecen un menor consumo de energía a cargas parciales que el sistema tipo paquete.
- 3) Existe la posibilidad de utilizar un sistema central de inyección de aire o un sistema periférico con terminales en cada espacio a acondicionar , enviando el agua helada a cada una de ellas.
- 4) El condensador de las unidades enfriadoras de líquido ofrece la posibilidad de ser enfriado por aire o por agua (torre de enfriamiento) .
- 5) El sistema central de enfriamiento indirecto puede ser integrado posteriormente a un sistema central inteligente para un mejor aprovechamiento de la capacidad del mismo distribuyendo la cantidad de aire a cada zona.

3) Sistema Central de Enfriamiento Indirecto: Por lo anterior, es posible concluir que el sistema central de enfriamiento indirecto es el más indicado para ser instalado en este inmueble, pero aún es posible distinguir dos variantes en el mismo. La primera opción puede consistir en una serie de unidades serpentín ventilador de gran tamaño que se instalarían en la parte superior del inmueble para inyectar el aire a través de la red de ductos existente, o en su defecto a través de una nueva red de ductos.

Sin embargo analizando el sistema existente actualmente podemos afirmar que:

- 1) El sistema de ductos actual es insuficiente para manejar la cantidad de aire requerida.
- 2) Las unidades manejadoras tendrían que seccionarse para poder ser ensambladas en la azotea.
- 3) El costo para instalar una red paralela de ductos en el inmueble sería elevado.
- 4) En el caso de diseñar un sistema de ductos, éste sería dimensionado en función de las condiciones de carga térmica actuales, las cuales pueden ser disminuidas realizando una serie de cambios a futuro en el inmueble que serán especificados más adelante. Por lo anterior sería necesario ajustar el diseño de los ductos y las capacidades de las unidades serpentín ventilador para las nuevas condiciones en el inmueble.

En segundo término es posible instalar un sistema central indirecto con pequeñas unidades serpentín ventilador distribuidas en el inmueble; es conveniente mencionar que es un sistema que requiere una mayor cantidad de tuberías que el sistema de inyección de aire central, pero por otra parte ofrece la posibilidad de instalar la cantidad necesaria de terminales en el falso plafón del inmueble sin requerir de una red de ductos, ofreciendo un control de temperatura por zona más preciso.

El costo de instalación sería menor para el caso del Edificio A, pues únicamente tendrían que instalarse las unidades necesarias en el falso plafón conectando la descarga de esta unidad a un pequeño tramo de ducto para que el aire descargue en posición vertical.

Además esto significa que sería posible efectuar la instalación de estos equipos por zonas sin la necesidad de interrumpir las labores en otras áreas del inmueble.

Otra de las ventajas relacionadas con este tipo de sistema es que el aire exterior mínimo necesario podría ser suministrado por el sistema de inyección de aire actual, aprovechando los ductos existentes.

Debido a que los períodos de ocupación pueden variar substancialmente en distintas áreas del inmueble este sistema proporciona la ventaja adicional de poder ser controlado y/o apagado directamente en el lugar preciso, mediante el interruptor del ventilador y la válvula de control de paso de agua helada controlada por el termostato, ahorrando energía.

Una vez definido el sistema a utilizar se evaluará el tipo de enfriador de líquido a ser instalado. Las opciones existentes son :

Unidad Enfriadora de líquido tipo tornillo con condensador enfriado por agua.

Unidad Enfriadora de líquido tipo centrifugo con condensador enfriado por agua.

Unidad Enfriadora de líquido tipo recíprocante con condensador enfriado por aire.

En el siguiente capítulo se analizarán las ventajas técnicas y económicas de cada una de estas opciones para determinar cual es la mejor alternativa de enfriamiento de agua helada para este inmueble. Cabe señalar que no se presentará el estudio técnico económico de alternativas para el sistema de distribución de aire, este estudio puede presentarse de forma complementaria a esta tesis.

6.3. ESTUDIO TECNICO DE ALTERNATIVAS.

El análisis de las ventajas técnicas de cada uno de los enfriadores esta fundamentada en 4 aspectos básicos.

a) **Capacidad de enfriamiento:** Cada unidad tiene una capacidad nominal a nivel del mar y considerando temperatura de bulbo seco de 90

b) **Consumo de energía:** El consumo de energía eléctrica en instalaciones de aire acondicionado es un parámetro fundamental en la toma de decisión entre alternativas para inmuebles, ya que en algunos casos como p.ejem. hoteles y centros comerciales llega a representar el 60 % del consumo de corriente eléctrica total en el inmueble.

Para el caso de las opciones presentadas , el consumo de corriente eléctrica se puede representar obteniendo el valor total de consumo de corriente eléctrica de unidades serpentín ventilador, unidad enfriadora, torre de enfriamiento y bombas para posteriormente dividirlo entre las toneladas de refrigeración; este valor puede ser comparado para las tres alternativas.

c) **Desempeño a cargas parciales:** Otro factor importante a evaluar entre las alternativas citadas anteriormente es el desempeño de la unidad enfriadora de líquido a cargas parciales. En la realidad la unidad enfriadora no operará al 100 % de su capacidad de enfriamiento, sino únicamente entre un rango del 50 % al 85 % , por lo tanto el consumo de corriente eléctrica también variará . Esta variación en el consumo de corriente a cargas parciales depende de ciertos factores; el principal de ellos es el comportamiento del compresor y por consiguiente la manera en que éste puede regular la variación de carga térmica .

Los compresores de tipo recíprocante de cuatro o seis pistones, como se mencionó anteriormente, pueden variar su capacidad descargando pistones y desactivándolos en parejas. Cuando se descarga un pistón, éste sigue operando y por lo tanto el consumo de corriente se mantiene igual. Al momento de descargar un segundo pistón es posible desactivar la mitad del compresor, logrando disminuir en un 50 % el consumo de corriente de dicho compresor. De esta forma dependiendo del tamaño del compresor es posible disminuir su capacidad en etapas de descarga de 75 %, 50% y 25 %. Para cada una de estas etapas el consumo de corriente también dependerá de las condiciones ambientales, siendo una enfriadora de líquido con condensador enfriado por aire los factores que determinan su comportamiento a cargas parciales son: la temperatura de bulbo seco y la altitud.

Las unidades de tipo centrífugo pueden reducir su capacidad combinando dos mecanismos: por medio de venas de prerotación y por medio de variación de r.p.m. del compresor. En el caso de las venas de prerotación la unidad puede disminuir la cantidad de gas refrigerante a comprimir gracias a una serie de compuertas que se colocan en la succión del mismo y que pueden ser reguladas por medio de una palanca manual o utilizando un dispositivo de control electrónico desde el tablero de control. Este sistema puede alcanzar una disminución en capacidad hasta de un 30 %, sin embargo el consumo de corriente permanece constante. El sistema de variación de r.p.m. del compresor puede ofrecer una disminución hasta alcanzar un 10 % de la carga térmica total junto con una disminución casi proporcional en el consumo de corriente; esto gracias a la utilización de un dispositivo conocido como variador de frecuencia que permite variar la frecuencia de la corriente de suministro al motor del compresor disminuyendo las r.p.m. de éste. Este dispositivo generalmente no está incluido en la unidad por lo cual representa un costo adicional.

El último caso a analizar es el de las enfriadoras de líquido de tipo tornillo, las cuales ofrecen el mejor sistema para control de capacidad a carga parcial. Este sistema consiste en el uso de una válvula deslizante que permite recircular gas refrigerante de la descarga del compresor a la succión del mismo.

d) Medio enfriante en el condensador: Otro de los parámetros técnicos que influyen en la evaluación de alternativas para sistemas de aire acondicionado es el relacionado con la disponibilidad del medio enfriante para el condensador de la unidad enfriadora de líquido.

La utilización de torres de enfriamiento para obtener agua a una temperatura de 7 C como medio enfriante para el condensador de una unidad enfriadora de líquido fue práctica común durante algún tiempo; esto debido a la alta eficiencia del intercambiador de casco y tubo, en comparación con intercambiadores diseñados para enfriamiento por aire a una temperatura de bulbo seco de 28 C. Sin embargo, la escasez de este líquido en una ciudad como la Cd. de México, junto con la necesidad de instalar una torre de enfriamiento de agua, establecen la posibilidad de considerar la alternativa de instalar una unidad enfriada por aire.

**ESTUDIO TECNICO DE ALTERNATIVAS PARA LAS UNIDADES
ENFRIADORAS DE LIQUIDO PROPUESTAS.**

PARAMETRO	CENTRIFUGA	TORNILLO	RECIPROCANTE
Medio enfriante en el cond.	AGUA	AGUA	AIRE
KW/TON al 100 % de carga	0.67	0.7	1.3
KW/TON al 75 % de carga	0.7	0.58	1.25
Motor-Transmisión	ABIERTO	ABIERTO	HERMETICO
RPM	3570	3570	1750
Limite inferior de capacidad	25%	10%	25%
Area de piso	5.6 m2	5.44 m2	21 m2
Etapas de descarga (comp)	continuo hasta 25%	continuo hasta 10%	6 etapas(opcional 12).
Refrigerante	R-123	R-22	R-22
Presión dentro del sistema	Negativa	Positiva	Positiva
Sistema de variación de capacidad.	Variador de frecuencia para controlar las r.p.m.	Válvula deslizando	Descargando Pistones
Transmisión	Por medio de engranes	Directa	Directa.
Nivel de ruido	Muy alto	Moderado	Alto

6.2. ESTUDIO ECONOMICO DE ALTERNATIVAS.

El presente estudio se basó en el *Método del Valor Actual del Costo*, el cual se puede utilizar para análisis comparativo de proyectos cuando los ingresos son variables o se desconocen. Este método considera una tasa de rendimiento a aplicar para las alternativas propuestas, estableciendo los valores de costo inicial, vida de servicio, valor de desecho y gastos de operación del mismo. La opción con el valor de costo actual más bajo es la mejor.

En el caso de las trayectorias del circuito de evaporación, estas no representan un factor de decisión importante ya que las tres opciones a evaluar requieren la misma cantidad de tubería en este circuito; es decir, este costo fijo es idéntico para las tres opciones. Por otra parte el circuito de condensación sí involucra un costo adicional para dos de las tres opciones, por lo cual, es importante considerar un valor aproximado de la caída de presión en este circuito para el estudio económico de alternativas.

A continuación se mencionaran los conceptos económicos más importantes evaluados en el presente documento.

a) Costos Fijos: Los costos fijos se encuentran representados en el presente estudio por la inversión, es decir, el costo de cada una de las unidades enfriadoras de líquido, tubería de condensación y torre de enfriamiento además de la instalación. El circuito de evaporación no representa un costo fijo a evaluar pues su valor es exactamente el mismo en las tres opciones propuestas, por ello, es posible incluirlo en la evaluación del sistema de suministro de aire.

EVALUACION ECONOMICA DE ALTERNATIVAS

COSTOS FIJOS	CENTRIFUGO	TORNILLO	RECIPROCANTE
UNIDAD ENFRIADORA	\$749,721.51	\$668,896.01	\$909,490.82
TORRE DE ENFRIAMIENTO	\$76,306.00	\$76,306.00	\$0.00
BOMBAS DE CONDENSACION	\$40,000.00	\$40,000.00	\$0.00
TUBERIA SIST. CONDENSACION	\$12,000.00	\$12,000.00	\$0.00
INSTALACION ELECTRICA	\$47,500.00	\$47,500.00	\$35,000.00
INSTALACION DE TUBERIA *	\$26,000.00	\$26,000.00	\$0.00
TOTAL	\$878,027.51	\$797,202.01	\$909,490.82

Precios de lista, L.A.B. Cd. de México sin I.V.A. incluido

Valores en Nuevos Pesos.

* TUBERIA DEL SISTEMA DE CONDENSACION

COSTOS DE OPERACION/AÑO	CENTRIFUGO	TORNILLO	RECIPROCANTE
UNIDAD ENFRIADORA	\$91,297.80	\$89,575.20	\$201,544.20
TORRE DE ENFRIAMIENTO	\$5,758.97	\$5,758.97	\$0.00
BOMBAS DE CONDENSACION	\$23,333.40	\$23,333.40	\$0.00
SUB TOTAL 1	\$120,390.17	\$118,667.57	\$201,544.20

MANTENIMIENTO/AÑO	CENTRIFUGO	TORNILLO	RECIPROCANTE
UNIDAD ENFRIADORA	\$3,000.00	\$1,000.00	\$3,500.00
TUBERIA DE CONDENSACION	\$1,000.00	\$1,000.00	\$0.00
TORRE DE ENFRIAMIENTO	\$1,500.00	\$1,500.00	\$0.00
BOMBAS DE CONDENSACION	\$1,000.00	\$1,000.00	\$0.00
SUB TOTAL 2	\$6,500.00	\$4,500.00	\$3,500.00
TOTAL OPERACION Y MITO.	\$126,890.17	\$123,167.57	\$205,044.20

Valores en Nuevos Pesos.

Hrs. de operación al año, 2,610.

TABLA 6.2.A.

**DATOS PARA EL ANALISIS ECONOMICO
DE ALTERNATIVAS.**

CONSUMO ANUAL CHILLERS						
TIPO	KW A 100 %	HRS./AÑO OP.	FACT.DE DIST.	CONSUMO/UNIDAD(KW)	KW /AÑO TOTAL	N\$/ AÑO
CENTRIFUGA	159	2,610	0.5	207,495.00	414,990.00	\$91,297.80
TORNILLO	156	2,610	0.5	203,580.00	407,160.00	\$89,575.20
RECIPROCANTE	351	2,610	0.5	458,055.00	916,110.00	\$201,544.20
BASE N\$/KWH =	0.22					
CONSUMO = KW* HRS DE OP. AL AÑO *FACTOR DE DIST.						

TABLA 6.2.B. ANALISIS DE CONSUMOS ANUALES PARA CADA UNA DE LAS ALTERNATIVAS PROPUESTAS.

EVALUACION ECONOMICA DE ALTERNATIVAS			
DATOS GENERALES			
COSTOS/SISTEMA	CENTRIFUGO	TORNILLO	RECIPROCANTE
COSTOS FIJOS	\$878,027.51	\$797,202.01	\$909,490.82
VIDA DE SERVICIO	24	24	12
VALOR DE DESECHO	\$50,000.00	\$70,000.00	\$25,000.00
COSTOS DE OPERACION	\$120,390.17	\$118,667.57	\$201,544.20
MANTENIMIENTO	\$6,500.00	\$4,500.00	\$3,500.00
TASA MIN. DE REND.	15%	15%	15%
SEGUNDA REPOSICION	0	0	1
R E S U L T A D O S			
METODO : VALOR ACTUAL DEL COSTO.			
PERIODO A EVALUAR (AÑOS)	24		
	CENTRIFUGO	TORNILLO	RECIPROCANTE
COSTO INICIAL	\$878,027.51	\$797,202.01	\$909,490.82
PRIMERA REPOSICION	\$28,926.55	\$25,404.28	\$165,317.66
SEGUNDA REPOSICION	\$0.00	\$0.00	\$30,899.05
GASTOS DE OP. Y MTTO.	\$816,382.32	\$792,431.96	\$1,319,207.52
VALOR DE DESECHO	(\$1,746.71)	(\$2,445.40)	(\$873.36)
VALOR ACTUAL DEL COSTO	\$1,721,589.66	\$1,612,592.85	\$2,424,041.70

VALORES EN NUEVOS PESOS

TABLA 6.2.C. RESULTADOS FINALES DEL ANALISIS ECONOMICO DE ALTERNATIVAS.

b) Vida de servicio: Este renglón involucra la vida media útil de servicio de la unidad enfriadora de líquido a evaluar, en realidad este costo debería incluir las bombas de condensación y la torre de enfriamiento, pero debido a que la vida media de estos equipos es mayor a la de la unidad enfriadora en todos los casos, es posible utilizar únicamente la vida de servicio de la unidad enfriadora de líquido para la presente evaluación.

c) Valor de desecho: El valor de desecho utilizado en el presente estudio corresponde al valor estimado de desecho de acuerdo a las características de cada enfriador de líquido, tomando en cuenta que en el caso de las unidades enfriadoras con condensador enfriado por aire, la unidad completa se encuentra directamente en contacto con las inclemencias del tiempo.

d) Costos de operación y mantenimiento: Los costos de operación y mantenimiento incluyen los costos por consumo de corriente eléctrica de cada uno de los equipos tomando en cuenta la sig. fórmula:

Consumo anual de energía:

$$\text{C.A.E.} = \text{KW} \times \text{h op.} \times \text{F.D.C.}$$

KW = Consumo a plena carga en KW .

h op. = horas de operación al año .

F.D.C. = Factor de distribución de carga.

Una vez que se cuenta con los datos anteriormente mencionados, es posible evaluar el valor actual del costo del proyecto; es decir la cantidad de dinero en una fecha inicial o básica que sea equivalente de una programación particular de ingresos y/o desembolsos, en estudio. El valor actual del costo puede ser calculado por lo tanto con las sig. fórmulas:

Costos fijos:

$$P = F \times (1 / (1 + i) ^ n)$$

Costos de operación y mantenimiento:

$$P = A \times ((1+i)^n - 1) / (i(1+i)^n)$$

i = Tipo de interés por período.

n = número de períodos de intereses.

A = Cantidad en series uniformes.

F = Valor futuro.

P = Valor actual.

En el caso de las bombas del sistema de condensación se consideró que operarían a plena carga mientras la unidad enfriadora estuviera en operación.

Los costos de mantenimiento se estimaron en función de las pólizas de mantenimiento y de las recomendaciones preventivas mínimas indispensables estipuladas en la política de garantía del fabricante.

Los precios utilizados en este documento son precios de lista y fueron proporcionados directamente por cada uno de los fabricantes de equipo.

6.3. OTROS FACTORES DE DECISION.

Además de los factores técnicos y económicos es conveniente considerar algunos otros factores de decisión relacionados con el entorno de este proyecto en particular.

Uno de estos factores importantes, es que este sistema brindará la oportunidad para que los alumnos conozcan a detalle las variables involucradas en la selección de un equipo para aire acondicionado y además podrán presenciar la operación de cada uno de los elementos que integran este sistema. En el caso de las opciones de enfriadores de líquido con condensador enfriado por agua, los alumnos podrán evaluar la operación de la torre de enfriamiento y determinar la carga térmica del inmueble a diversas horas del día como práctica, o incluso podrían determinar el número de etapas de la misma.

Cada uno de los equipos especificados para este proyecto utiliza refrigerantes que de acuerdo con la legislación actual, tienen un período de vida en el mercado de 36 años; sin embargo existe la intención por parte de la comunidad internacional de reducir la producción de estos refrigerantes (de manera distinta para c/uno) antes de que se cumpla la fecha de 1 de enero de 2030. Por esta razón, es necesario considerar la legislación vigente en el momento en que se tome la decisión para adquirir los equipos.

Por último, es conveniente mencionar que el estudio económico se basó en un análisis de gastos y no se tomó en cuenta ningún ingreso, el cual podría considerarse en un futuro si se desarrolla en la U.N.A.M un sistema de pago de colegiatura real, no subsidiado. Esto permitiría inclusive considerar otras alternativas cuyo costo de instalación es más elevado pero que brindaría algunos beneficios adicionales como se mencionará en el capítulo siguiente.

6.4. OTRAS ALTERNATIVAS.

En este capítulo se presentarán algunas otras alternativas de solución que pueden ser evaluadas a un mediano plazo para ser aplicadas en este inmueble o en otros que planeen construirse. Estas opciones no fueron analizadas en el presente documento por representar una modificación considerable al sistema actual implicando un costo elevado por lo que respecta a su instalación.

a) Sistema Central de Inyección de aire: Este sistema como ya se mencionó involucra el uso de una unidad serpentín ventilador que suministra aire a través de una red de ductos.

Ventajas: Menor nivel de ruido, ventilación central y menor cantidad de tubería .

Desventajas: Mayor cantidad de ductos, mayor ganancia de calor del aire frío que circula a través de los ductos, menor control por zona de la temperatura de inyección.

b) Sistema de Volumen Variable: Este sistema que fue desarrollado durante los años 50 , tiene como principio fundamental el suministro de un volumen de aire variable con respecto al perfil de carga térmica de la habitación en cuestión.

Ventajas: Disminución en el tamaño de los equipos involucrados, ahorro de energía .

Desventajas: Requiere de la instalación de ducto circular, difusores lineales y cajas de volumen variable¹⁸ junto con un variador de frecuencia para disminuir las r.p.m. de los motores de los ventiladores.

c) **Sistemas de almacenamiento de hielo:** Este sistema se diseñó con el propósito de reducir el consumo de corriente eléctrica en períodos en los cuales el costo de este servicio es mayor debido a su demanda, y puede combinarse con cualquiera de los sistemas presentados anteriormente. Esta basado en la fabricación de hielo¹⁹ durante la noche utilizando salmuera en lugar de agua en la unidad enfriadora de líquido para posteriormente utilizar este hielo para enfriar el agua que circulara a través de los serpentines en el inmueble.

Ventajas: Disminución en el tamaño de la unidad enfriadora de líquido y bajos costos de operación .

Desventajas: Requiere de la construcción de un tanque para almacenar el hielo y recircular la salmuera a través de la unidad enfriadora de líquido. Además del costo de cada recipiente de plástico que contendrá el agua a ser congelada.

¹⁸ Las cajas de volumen variable más simples incluyen una compuerta que mantiene la presión estática cte. en el ducto al reducirse el volumen de aire suministrado. Estas cajas deben incluir los dispositivos de control local o central para modular la posición de dicha compuerta.

¹⁹ En realidad el término hielo se refiere a recipientes de plástico sellados que contienen agua y que permiten la congelación de la misma al circular la salmuera a su alrededor.

6.5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Las conclusiones presentadas a continuación involucran únicamente la evaluación técnico-económica del sistema de enfriamiento de agua helada.

Después de haber efectuado el presente estudio, es posible concluir que el sistema actual existente en edificio "A" de la Facultad de Química no es un sistema de aire acondicionado real. En realidad este sistema debe ser clasificado como un sistema de ventilación- extracción que puede ser aprovechado paralelamente con un sistema de acondicionamiento de aire formal, para obtener un sistema que ofrezca mejores condiciones de confort.

En cuanto al cálculo de carga térmica, los valores obtenidos muestran que la carga térmica del inmueble puede ser muy elevada a ciertas horas del día si se combinan algunos elementos. Sin embargo generalmente en el caso de edificios dedicados a la docencia y a la investigación se considera que la carga "pico" se puede alcanzar únicamente 1 o 2 días al año. En general la carga térmica promedio oscila entre un 65 % a un 80% para centros de estudio y entre un 70% a 80% para laboratorios²⁰.

Finalmente es posible concluir que la unidad enfriadora de líquido de tipo tornillo es la opción recomendada para su instalación en el Edificio A de la Facultad de Química . A continuación se resumirán las ventajas de esta opción, junto con algunas recomendaciones relacionadas con el sistema actual :

²⁰ ASHRAE .APPLICATIONS VOLUME. Section 1 y 2. Cap. 6 y 14.

1) La unidad de tipo tornillo representó la opción con el valor del costo actual más bajo.

2) La unidad de tipo tornillo puede incrementar su eficiencia a cargas parciales (KW / TON). Este estudio económico se basó en que las unidades operarían a plena carga por lo tanto la unidad tipo tornillo ofrece una ventaja adicional no contemplada en la evaluación económica; sin embargo, es posible evaluar en un estudio posterior el desempeño a cargas parciales de las unidades analizadas en este documento.

3) Una vez realizado el primer cambio de aceite la unidad requiere de un cambio de aceite cada dos años. Así mismo el mantenimiento preventivo mínimo indispensable para una unidad de este tipo se limita a una revisión general de fugas y condiciones de operación al año.

4) El sistema de motor-transmisión-compresor es abierto , lo que facilita el cambio de motores en caso de que el motor se quemara . Esto disminuye el tiempo de paro en comparación con una unidad de tipo recíproca cuyos compresores recíprocos son semiherméticos.

5) En cuanto a las ventajas generales de la instalación de un sistema de agua helada con condensador enfriado por agua en la Cd. de México, es posible señalar que en algunos días las condiciones climatológicas permiten utilizar el sistema de enfriamiento libre en la torre de enfriamiento , ahorrando energía.

6) El sistema de enfriamiento de agua helada, con condensador enfriado por agua, permitirá que los alumnos puedan comprender de mejor forma los criterios para el diseño y selección de los intercambiadores de calor de un equipo para acondicionamiento de aire. Además, conocerán cuáles son las principales variables de operación del sistema y quizá sea posible, que se

desarrollen en el futuro prácticas de laboratorio relacionadas con la estimación de las actuales condiciones de operación del sistema.

7) Es posible disminuir la carga térmica del Edificio A de la Facultad de Química realizando algunas modificaciones al inmueble. Uno de los ejemplos más claros es la porción de carga térmica relacionada con el área de vidrio ya que es posible abatir hasta en un 60 % este valor mediante la instalación de vidrios reflejantes u opacos. Otro de los factores importantes que pueden variar la carga térmica del edificio es la infiltración. En este caso es posible disminuir la carga térmica por infiltración aislando puertas y ventanas del Edificio A. Es posible que este valor disminuya substancialmente si se lleva a cabo el mantenimiento preventivo de la herrería que soporta los vidrios periódicamente.

8) El sistema de suministro de agua para el circuito de condensación se diseñó en base a distancias aproximadas de acuerdo con una distribución supuesta. Por lo tanto, es posible optimizar esta distribución por medio de un estudio de balanceo del sistema de agua de condensación para disminuir la caída de presión a lo largo de la tubería.

9) En el caso particular del Salón de Exámenes Profesionales, es recomendable instalar sobre el techo del mismo un sistema autocontenido o paquete. Existen dos razones muy importantes por las cuales se recomienda este tipo de sistema, la primera se refiere a la disminución en el nivel de ruido en el interior de este pequeño auditorio. La segunda se relaciona con la diferencia entre horarios del Edificio A con respecto al Salón de Exámenes Profesionales. La instalación de un sistema de tipo paquete se traduce en los beneficios de tener un sistema competamente independiente que puede ser encendido y apagado desde el mismo lugar.

10) Con respecto a los planos que se presentan en este documento, es necesario señalar que fue necesario corregir las escalas de los mismos, ya que existían diferencias hasta de un 50 % con respecto a la escala real.

11) En el caso del sistema de manejo de aire, es posible evaluar de manera análoga al presente estudio las dos alternativas complementarias a este

sistema . Estas alternativas , como se mencionó anteriormente, son : sistema de distribución central de aire y sistema de distribución remoto .

Durante la elaboración de proyectos de aire acondicionado es posible separar la evaluación de el "manejo de aire " de la evaluación del sistema de agua helada ya que ambos sistemas se mantiene separados y su único punto de unión es la unidad enfriadora de líquido, cuyas condiciones generales de operación se encuentran pre-establecidas con anterioridad en la mayoría de los casos. Por lo anterior, es importante señalar que la evaluación técnico-económica se orientó al análisis de las unidades enfriadoras de líquido junto con la torre de enfriamiento (en el caso de unidades enf. por agua) . Por lo tanto es necesario evaluar con el mismo detenimiento las numerosas opciones que existen en el caso del sistema de enfriamiento de aire (manejo de aire) para integrar un estudio completo que pueda ser utilizado para evaluar la opción más adecuada para este inmueble.

A.O. A P E N D I C E " A " .

APENDICE A.1.

TABLAS DE VALORES UTILIZADOS EN EL CALCULO DE CARGA TERMICA.


A.1.1. CONDICIONES DE CONFORT SEGUN A.S.H.R.A.E.

A.1.2. RELACION DE TABLAS DEL MANUAL A.S.H.R.A.E. FUNDAMENTALS, UTILIZADAS EN EL CALCULO DE CARGA TERMICA.

Extracted with permission from the 1972 ASHRAE Handbook of Fundamentals.

ASHRAE & KANSAS STATE UNIVERSITY COMFORT ENVELOPE (NEW COMFORT CHART)

 ASHRAE COMFORT STANDARD 55-66 (OLD COMFORT CHART)

 GENERALIZED COMFORT AREA

GENERALLY RECOMMENDED DESIGN CONDITIONS FOR COMFORT
76° F
40% R.H.

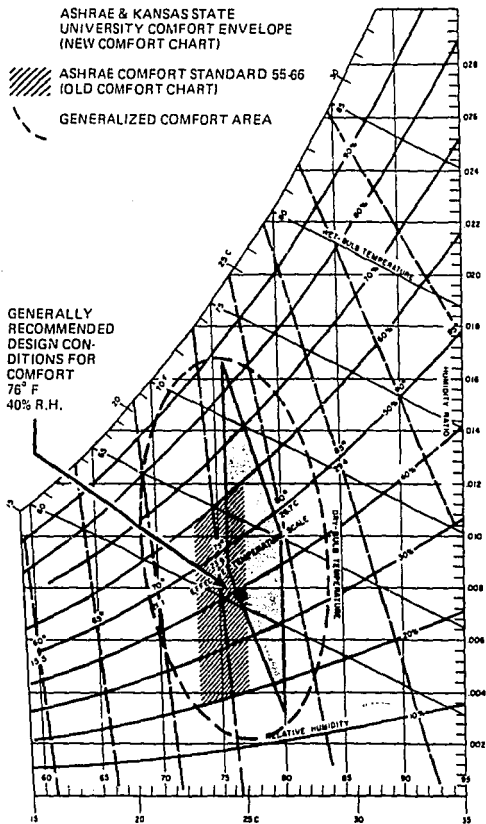


Fig. 1-4. ASHRAE Comfort Chart.

Table 1 Procedure for Calculating Space Design Cooling Load—Summary of Load Sources and Equations

Load Source	Equation	Reference, Table, Description
External		Chapter 23—Design Heat Transfer Coefficients—Tables 3 and 4 Area Calculated from Architectural Plans
Roof	$q = U \cdot A \cdot CLTD$	Table 5—Cooling Load Temperature Difference at Base Conditions for Roofs Note 2—Correction for Color of Exterior Surface Note 2—Correction for Outside Dry Bulb Temperature and Daily Range Note 2—Correction for Inside Dry Bulb Temperature Note 2—Application for Latitude and Month—Table 9
Walls	$q = U \cdot A \cdot CLTD$	Chapter 23—Design Heat Transmission Coefficients—Tables 3 and 4 Area Calculated from Architectural Plans Table 6—Wall Construction Group Description Table 7—Cooling Load Temperature Difference at Base Conditions for Wall Group Note 2—Correction for Color of Exterior Surface Note 2—Correction for Outside Dry Bulb Temperature and Daily Range Note 2—Correction for Inside Dry Bulb Temperature Note 2—Application for Latitude and Month—Table 9
Glass		Chapter 23 or Chapter 27—Type of Glass and Interior Shading if Used Area—Net Glass Area Calculated from Plans
Conduction	$q = U \cdot A \cdot CLTD$	Table 10—Cooling Load Temperature Difference for Conduction Load Through Glass Note 1—Correction for Outside Dry Bulb Temperature and Daily Range Note 1—Correction for Inside Dry Bulb Temperature
Solar	$q = A \cdot SC \cdot SHGF \cdot CLF$	Area—Net Glass Area Calculated from Plans Chapter 27—Tables 28 and 33 through 36—Shading Coefficients for Combination of Type of Glass and Type of Shading Table 11—Maximum Solar Heat Gain Factor for Specific Orientation of Surface, Latitude and Month Table 13—Cooling Load Factor with No Interior Shading Table 14—Cooling Load Factor if Interior Shading is Used Note 1—For Glass Areas Shaded Externally See Table 12
Partitions, Ceilings, Floors	$q = U \cdot A \cdot TD$	Chapter 23—Design Heat Transmission Coefficients—Tables 3 and 4 Area Calculated from Architectural Plans Design Temperature Difference
Internal Lights	$q = INPUT \cdot CLF$	Input Rating from Electrical Plans or Lighting Fixture Data Tables 15 and 16—Coefficients "a" and classification "b" for Type of Fixture, Installation, Air Supply and Return and Room Furnishings and Construction Table 17—Cooling Load Factor Based on Total Hours of Operation and Time Note 1—Correction for Schedule of Operation of Cooling System
People		Number of People in Space Table 18 or Chapter 8—Sensible Heat Gain from Occupants Table 19—Cooling Load Factor for People—Based on Duration of Occupancy and Time from Entry
Sensible	$q_s = No. \cdot Sens. H.G. \cdot CLF$	Note 1—Correction for Density of Occupants and/or Space Temperature. CLF = 1.0 if there is variable space temperature and/or high people density
Latent	$q_l = No. \cdot Lat. H.G.$	Table 19 or Chapter 8—Latent Heat Gain from Occupants
Appliances		Tables 20 and 21—Recommended Rate of Heat Gain—Sensible Heat Table 22—For Use with Hood Table 23—For Use without Hood
Sensible	$q_s = HEAT GAIN \cdot CLF$	Tables 20 & 21—Recommended Rate of Heat Gain—Latent Heat (Without Hood) Set Equal to Zero When Hood is Used Over Appliances
Latent	$q_l = HEAT GAIN$	
Power	$q = HEAT GAIN \cdot CLF$	Eq. (21), (22) or (23) using Tables 24 and 25 or Manufacturer's Data Table 23 or CLF = 1.0 if cooling system is not operated continuously
Ventilation & Infiltration Air		Ventilation and Infiltration Air, Standard cfm Inside-Outside Air Temperature Difference, deg F
Sensible	$q_s = 1.10 \cdot cfm \cdot \Delta T$	
Latent	$q_l = 4840 \cdot cfm \cdot \Delta W$	Inside-Outside Air Humidity Ratio Difference, Dry Air lb water/lb Dry Air
Total	$q = 4.5 \cdot cfm \cdot \Delta h$	Inside-Outside Air Enthalpy Difference, Btu/lb of Dry Air

APENDICE A.2.

TABLAS Y GRAFICAS DE SELECCIÓN DE EQUIPOS COMERCIALES.

A.2.1. TORRE DE ENFRIAMIENTO

A.2.2. BOMBAS

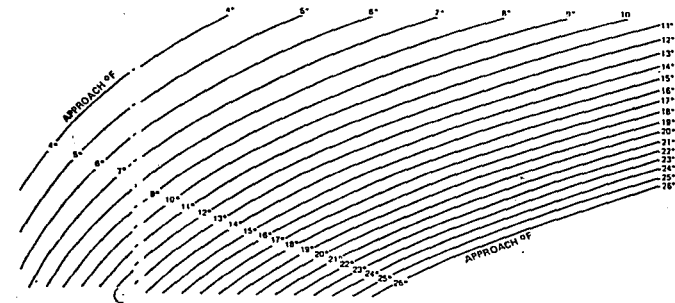
A.2.3. UNIDADES SERPENTIN VENTILADOR REMOTO

A.2.4. UNIDADES ENFRIADORAS DE LIQUIDO DE TIPO RECIPROCANTE.

SERIES 3000 SELECTION CHART

ENTERING WET BULB °F
60° 62° 64° 66° 68° 70° 72° 74° 76° 78° 80° 82° 84°

RANGE OF
5"
6"
7"
8"
10"
11"
12"
13"
14"
15"
16"
20"
22"
24"
26"
28"
30"



STEP-BY-STEP PROCEDURE FOR SELECTING A SERIES 3000

COOLING TOWER

GPM _____ Water in _____ °F Water out _____ °F Wet Bulb _____ °F
Do not exceed 120°F

1. Determining Range Range = Water in _____ °F - Water out _____ °F = _____ °F

2. Determining Approach Approach = Water in _____ °F - Wet Bulb _____ °F = _____ °F

3. Determining Selection Factor

Enter at the design Wet Bulb, projecting a vertical line down to intersect the Range determined above. From this point project a horizontal line to the right intersecting the Approach curve determined above. Then project a vertical line down to intersect the design Wet Bulb line. Read the Selection Factor at this point.

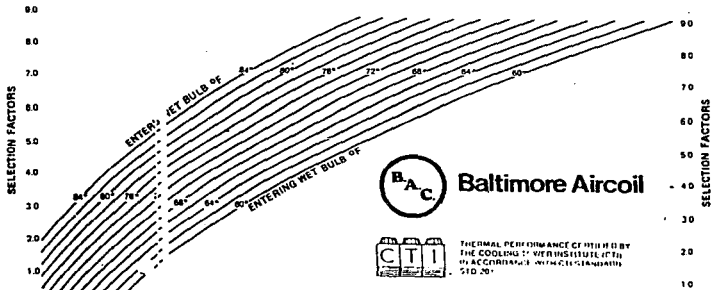
Selection Factor = _____

4. Select Unit

Turn to the Series 3000 Capacity Tables on page 110 which tabulate the lowest capacities at USGPM for Selection Factors ranging from 0.50 to 8.00. To select a tower, enter the table and read across the Selection Factor line to a factor EQUAL OR TO OR JUST LESS THAN the factor just noted in Step 3. Read down the column until reaching a flow rate EQUAL TO OR GREATER THAN the design flow. Read the tower model number from the column on the left. If desired, the exact flow capacity can be found by interpolating directly between listed selection factors.

If the required flow rate exceeds all values shown in Table 1 (single cell units) for the appropriate Selection Factor, repeat the procedure using Table 2 (Cells and Cell units). Selection of three or more cells can be obtained by dividing the required flow rate by the number of cells required and utilizing Table 1.

FINAL SELECTION IS MODEL _____



Baltimore Aircoil



THE THERMAL PERFORMANCE OF THIS UNIT IS GUARANTEED BY THE COOLING TOWER PERFORMANCE TEST REPORT ACCENT/194/1-1 WITH CELL 15A (40/60/110) 510 20°

CORRECTION FACTORS

HYDRONIC CAPACITY CORRECTION FACTORS—TOTAL (C_t) and SENSIBLE (C_s)

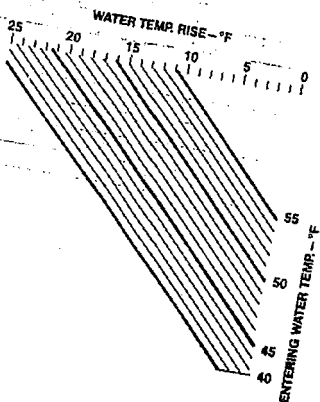
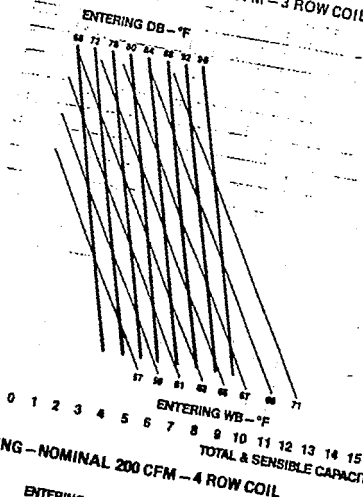
ACTUAL CFM	UNIT SIZE													
	02		03		04		06		08		10		12	
	C _t	C _s	C _t	C _s	C _t	C _s	C _t	C _s	C _t	C _s	C _t	C _s	C _t	C _s
100	0.62	0.57	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
125	0.72	0.69	0.54	0.48	0.44	0.39	—	—	—	—	—	—	—	—
150	0.82	0.80	0.62	0.57	0.51	0.45	—	—	—	—	—	—	—	—
175	0.92	0.91	0.69	0.65	0.57	0.50	—	—	—	—	—	—	—	—
200	1.00	1.00	0.76	0.73	0.62	0.57	0.46	0.41	—	—	—	—	—	—
225	1.08	1.08	0.82	0.80	0.67	0.63	0.51	0.45	—	—	—	—	—	—
250	1.18	1.18	0.89	0.87	0.72	0.69	0.55	0.49	—	—	—	—	—	—
275	—	—	0.95	0.94	0.77	0.74	0.58	0.53	0.47	0.42	—	—	—	—
300	—	—	1.00	1.00	0.82	0.80	0.62	0.57	0.51	0.45	0.43	0.38	—	—
350	—	—	1.11	1.12	0.92	0.91	0.69	0.65	0.57	0.50	0.48	0.46	—	—
400	—	—	—	—	1.00	1.00	0.76	0.73	0.62	0.57	0.53	0.47	0.46	0.41
450	—	—	—	—	1.08	1.08	0.82	0.80	0.67	0.63	0.58	0.52	0.51	0.45
500	—	—	—	—	1.16	1.18	0.89	0.87	0.72	0.69	0.62	0.57	0.55	0.47
550	—	—	—	—	—	—	0.95	0.94	0.77	0.74	0.66	0.62	0.58	0.53
600	—	—	—	—	—	—	1.00	1.00	0.82	0.80	0.70	0.67	0.62	0.57
700	—	—	—	—	—	—	1.11	1.12	0.92	0.91	0.78	0.76	0.69	0.65
800	—	—	—	—	—	—	1.18	1.22	1.00	1.00	0.85	0.85	0.76	0.73
900	—	—	—	—	—	—	—	—	1.08	1.08	0.94	0.93	0.82	0.80
1000	—	—	—	—	—	—	—	—	1.18	1.18	1.00	1.00	0.89	0.87
1200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.13	1.14	1.00	1.00
1400	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.11	1.12

ALTITUDE CORRECTION FACTORS

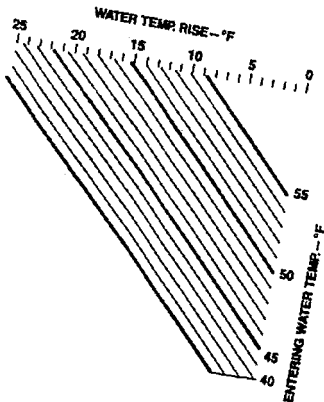
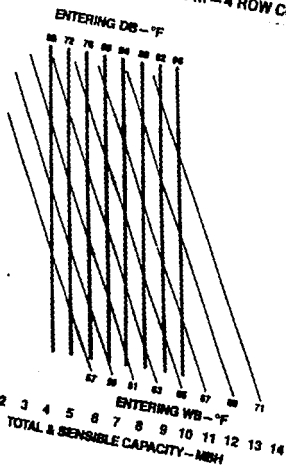
ELEVATION	TOTAL HEAT	SENSIBLE HEAT
1000	0.99	0.96
2000	0.98	0.93
3000	0.97	0.89
4000	0.96	0.86
5000	0.94	0.83
6000	0.93	0.80

COOLING CURVES

CEILING - NOMINAL 200 CFM - 3 ROW COIL



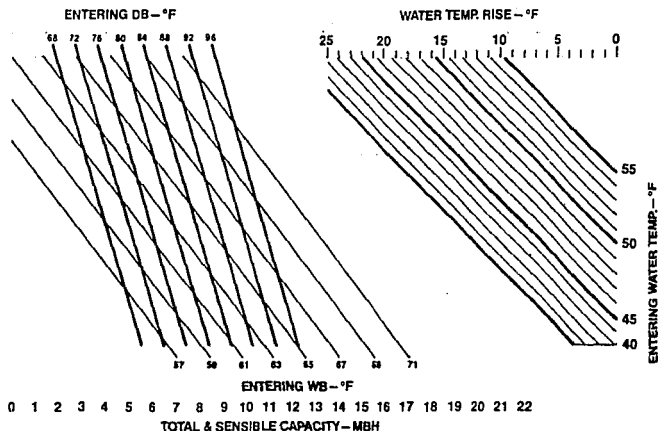
CEILING - NOMINAL 200 CFM - 4 ROW COIL



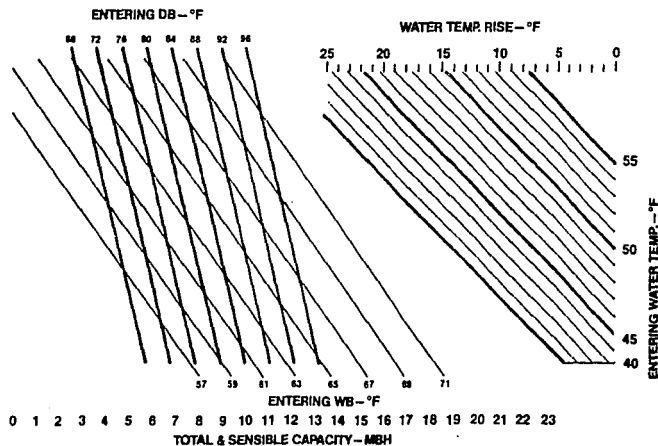
A.2.3. (CONT.)

YORK APPLIED SYSTEMS

CEILING - NOMINAL 300 CFM - 3 ROW COIL

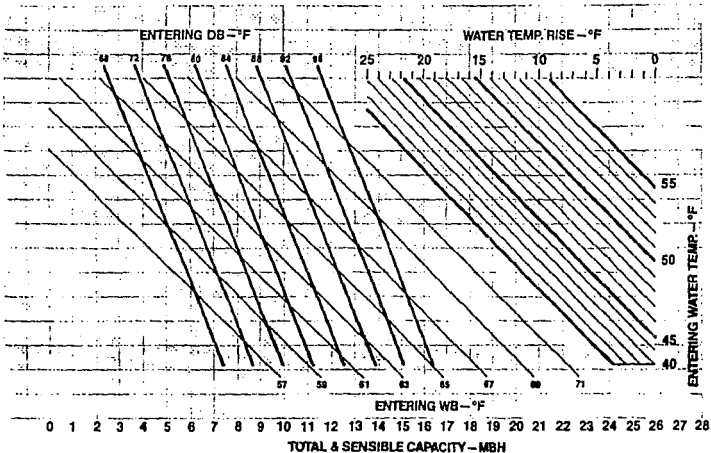


CEILING - NOMINAL 300 CFM - 4 ROW COIL

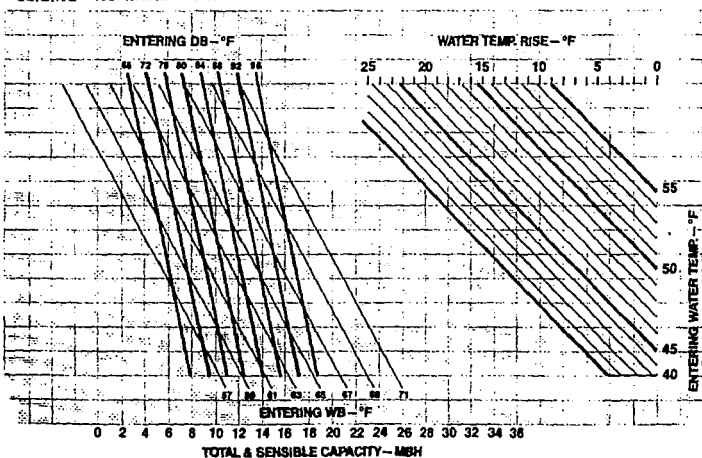


COOLING CURVES

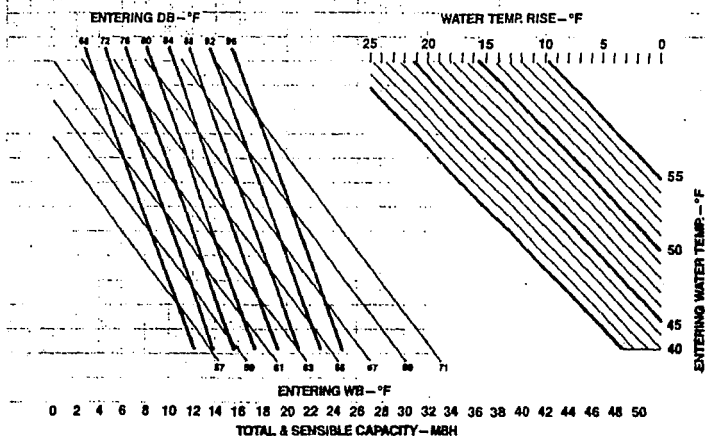
CEILING - NOMINAL 400 CFM - 3 ROW COIL



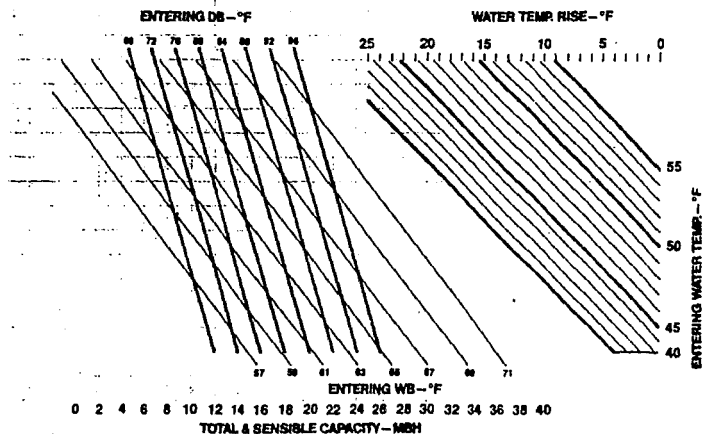
CEILING - NOMINAL 400 CFM - 4 ROW COIL



CEILING - NOMINAL 600 CFM - 3 ROW COIL

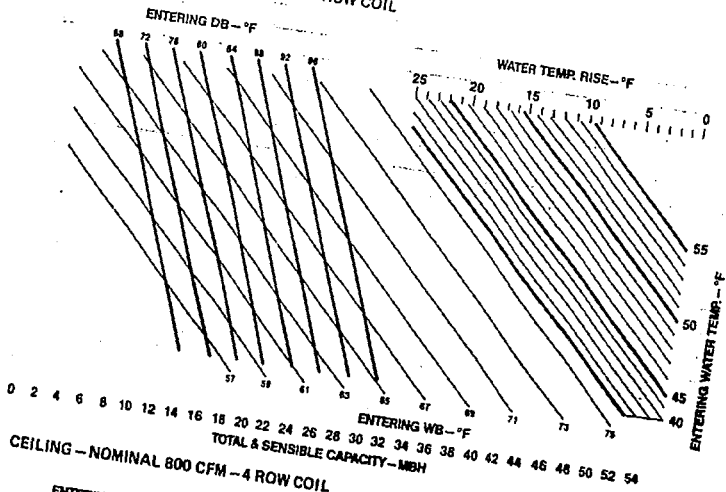


CEILING - NOMINAL 600 CFM - 4 ROW COIL

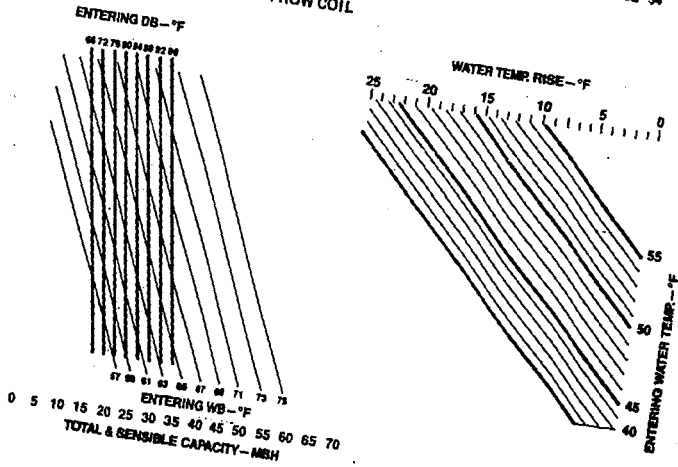


COOLING CURVES

CEILING - NOMINAL 800 CFM - 3 ROW COIL



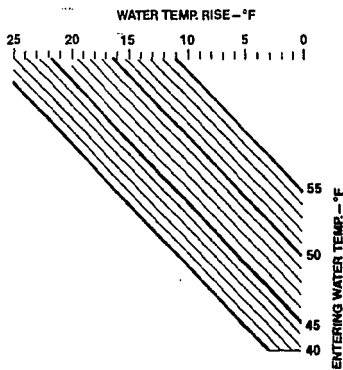
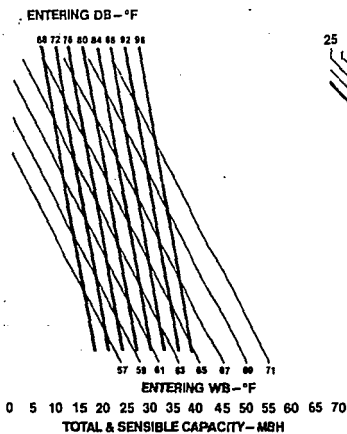
CEILING - NOMINAL 800 CFM - 4 ROW COIL



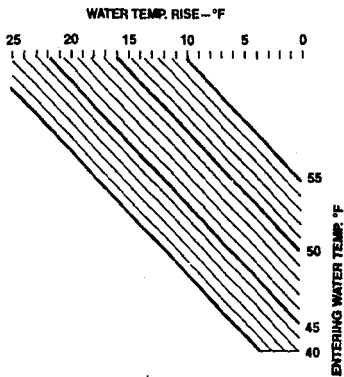
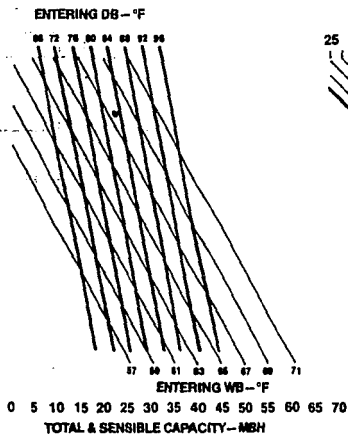
A.2.3. (CONT.)

YORK APPLIED SYSTEMS

CEILING - NOMINAL 1000 CFM - 3 ROW COIL



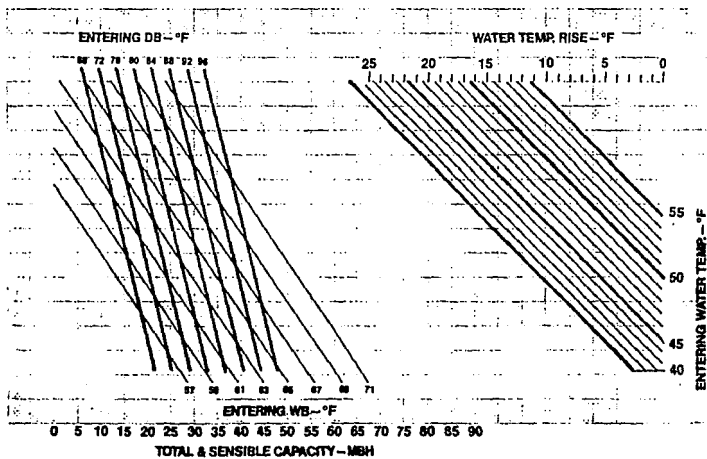
CEILING - NOMINAL 1000 CFM - 4 ROW COIL



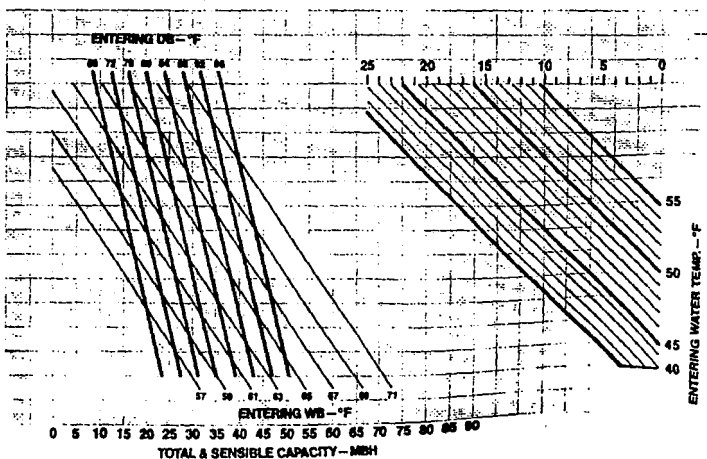
A.2.3. (CONT.)

COOLING CURVES

CEILING—NOMINAL 1200 CFM—3 ROW COIL



CEILING—NOMINAL 1200 CFM—4 ROW COIL



A.2.3. (CONT.)

MODEL YCAJ777YX6

LD-W/T	ARI TEMPERATURE ON - CONDENSER																			
	110S				110				115				120				125			
	TONS	KW	HPM	EER	TONS	KW	HPM	EER	TONS	KW	HPM	EER	TONS	KW	HPM	EER	TONS	KW	HPM	EER
42C	223.9	296.5	537.4	8.3	217.0	302.4	520.8	7.9	210.0	308.0	504.1	7.5	203.0	313.4	487.2	7.1	195.9	318.5	470.3	6.8
42C	222.5	302.4	558.0	8.4	225.4	308.6	541.0	8.0	218.3	314.5	523.9	7.6	211.1	320.2	506.6	7.3	203.9	325.8	489.3	6.9
44C	241.3	308.4	579.0	8.6	234.0	314.9	561.6	8.2	226.7	321.1	544.1	7.8	219.3	327.1	526.4	7.4	211.9	332.8	508.7	7.0
45C	245.7	311.4	589.1	8.7	238.4	318.0	572.1	8.2	231.0	324.4	554.3	7.8	223.5	330.5	536.5	7.5	216.0	336.4	518.5	7.1
46C	250.2	314.4	600.5	8.7	242.8	321.2	582.8	8.3	235.3	327.7	564.7	7.9	227.0	334.0	546.6	7.5	220.2	342.0	528.4	7.2
48C	255.3	320.5	622.3	8.9	251.7	327.5	604.1	8.5	244.0	334.3	585.7	8.1	236.3	340.9	567.2	7.7	228.6	347.2	548.6	7.3
50C	264.6	326.6	644.6	9.1	250.8	331.9	625.9	8.6	253.0	341.0	607.1	8.2	245.1	347.9	588.2	7.8	237.2	354.5	569.2	7.4

MODEL YCAJ878YX6

40C	249.5	326.3	596.7	8.4	241.6	332.5	579.8	8.0	233.7	338.3	560.8	7.6	225.7	343.9	541.7	7.3	217.7	349.3	522.5	6.9
42C	259.0	333.2	621.7	8.6	251.0	339.6	602.3	8.2	242.9	345.8	582.9	7.8	234.7	351.7	563.3	7.4	226.5	357.4	543.6	7.0
44C	268.8	340.1	645.0	8.7	260.5	346.9	625.2	8.3	252.2	353.4	605.3	7.9	243.9	359.6	585.3	7.5	235.3	363.5	565.2	7.2
45C	273.7	343.6	656.8	8.8	265.4	350.5	636.9	8.4	257.0	357.1	616.7	8.0	248.5	363.5	596.5	7.6	240.0	369.6	576.1	7.2
46C	278.7	347.1	668.6	8.9	270.3	354.1	648.6	8.5	261.8	361.0	628.2	8.1	253.2	367.5	607.7	7.7	244.6	373.8	587.1	7.3
48C	284.8	354.1	693.2	9.1	280.2	361.5	672.4	8.6	271.5	368.6	651.6	8.2	262.7	375.5	630.6	7.8	254.0	382.1	609.5	7.4
50C	299.1	361.2	718.0	9.2	290.3	368.9	696.7	8.8	281.4	376.3	675.4	8.3	272.5	383.5	653.9	7.9	263.4	390.4	632.2	7.5

MODEL YCAJ888ZX6

40C	259.2	339.4	622.1	8.4	251.0	345.7	602.5	8.0	242.8	351.6	582.7	7.7	234.5	357.3	562.7	7.3	226.1	362.6	542.7	6.9
42C	269.1	346.7	645.8	8.6	260.7	353.2	625.7	8.2	252.3	359.5	605.4	7.8	243.8	363.5	585.0	7.4	235.2	371.2	564.5	7.1
44C	279.2	354.0	670.0	8.8	270.8	360.9	649.4	8.3	261.9	367.5	628.6	7.9	253.2	371.8	607.7	7.5	244.5	379.9	586.7	7.2
45C	284.3	357.7	682.2	8.8	275.6	364.7	661.4	8.4	266.8	371.5	640.4	8.0	258.0	377.9	619.3	7.6	249.2	384.1	598.0	7.2
46C	289.4	361.4	694.6	8.9	280.6	368.6	673.3	8.5	271.8	375.5	652.2	8.1	262.8	382.1	630.9	7.7	253.9	388.5	609.4	7.3
48C	299.8	368.9	719.7	9.0	290.9	376.4	698.1	8.6	281.8	383.6	676.3	8.2	272.7	390.6	654.5	7.8	263.6	397.2	632.5	7.4
50C	310.5	376.5	745.2	9.2	301.3	384.3	723.1	8.8	292.0	391.8	700.9	8.3	282.7	399.1	678.5	7.9	273.7	403.2	657.3	7.5

MODEL YCAJ999ZY6

40C	300.5	369.8	721.3	8.4	291.0	406.6	660.5	8.0	281.5	413.5	675.5	7.6	271.8	419.8	652.4	7.3	262.1	425.7	629.1	6.9
42C	311.8	408.7	748.4	8.6	302.1	416.0	725.0	8.1	292.3	423.0	701.5	7.8	282.4	429.7	677.9	7.4	272.5	436.0	654.1	7.0
44C	323.3	417.6	776.0	8.7	313.4	425.3	771.1	8.3	303.4	432.7	728.0	7.9	293.3	439.7	703.9	7.5	283.1	446.4	679.5	7.1
45C	329.1	422.1	789.9	8.8	319.1	430.0	785.8	8.3	309.0	437.5	741.5	8.0	298.8	444.7	717.0	7.6	288.5	451.6	692.4	7.2
46C	335.0	426.6	804.1	8.8	324.8	434.7	799.6	8.4	314.6	442.4	753.0	8.0	304.3	449.8	730.3	7.6	293.9	456.9	705.4	7.3
48C	346.9	435.8	832.6	9.0	336.3	444.2	807.7	8.5	326.1	452.3	782.3	8.1	315.5	460.0	757.2	7.7	304.5	467.5	730.8	7.4
50C	358.1	445.0	861.7	9.1	348.4	453.8	836.2	8.7	337.7	462.3	810.5	8.3	326.9	470.4	784.6	7.9	315.1	478.1	756.2	7.5

KW = Compressor KW

EER = Unit EER

NOTE: Units must include the high ambient option at 116°F and above.

Ratings - 60 Hz (240 - 350 Tons)

MODEL YCAJ777YX6

LC/HWT	AIR TEMPERATURE ON - CONDENSER																							
	75				80				85				90				95				100			
	TONS	KW	GPM	EER	TONS	KW	GPM	EER	TONS	KW	GPM	EER	TONS	KW	GPM	EER	TONS	KW	GPM	EER	TONS	KW	GPM	EER
40.0	264.6	253.6	635.0	11.2	257.9	263.1	619.0	10.6	251.2	270.3	602.9	10.1	244.5	277.2	586.7	9.6	237.7	283.9	570.4	9.1	230.8	290.3	554.0	8.7
42.0	274.1	259.9	658.0	11.4	267.3	267.6	641.6	10.6	260.4	275.1	625.1	10.3	253.5	282.3	608.5	9.8	246.6	289.3	591.8	9.3	239.6	296.0	574.9	8.9
44.0	283.9	264.2	681.4	11.6	278.8	272.2	664.8	11.0	269.9	280.0	647.7	10.5	262.8	287.5	630.7	10.0	255.7	294.7	613.8	9.5	248.5	301.7	596.4	9.0
45.0	288.9	266.4	693.3	11.7	281.8	274.5	676.3	11.1	274.8	282.4	659.2	10.6	267.5	290.1	641.9	10.1	260.3	297.4	624.8	9.8	253.0	304.8	607.2	9.1
46.0	293.9	268.6	705.2	11.9	286.7	276.9	688.0	11.3	279.5	284.9	670.7	10.7	272.2	292.7	653.3	10.2	264.9	300.2	635.8	9.7	257.6	307.4	618.2	9.2
48.0	304.0	273.0	729.6	12.1	296.6	281.5	712.0	11.5	289.3	289.8	694.2	10.9	281.8	297.9	676.4	10.4	274.4	305.7	658.5	9.8	266.9	313.2	640.5	9.4
50.0	314.3	277.4	754.4	12.3	306.8	286.2	736.3	11.7	299.3	294.8	718.2	11.1	291.7	303.1	700.0	10.5	284.0	311.2	681.6	10.0	276.3	319.0	663.2	9.5

MODEL YCAJ878YX6

40.0	295.8	283.2	709.9	11.4	288.2	291.1	691.6	10.8	280.5	298.7	673.2	10.3	272.8	306.1	654.8	9.8	265.1	313.1	636.2	9.3	257.3	319.8	617.5	8.9
42.0	306.5	288.3	735.5	11.8	298.7	296.5	716.8	11.0	290.8	304.4	698.0	10.5	282.9	312.0	679.0	10.0	275.0	319.4	660.0	9.5	267.0	326.4	640.9	9.0
44.0	317.4	293.5	761.7	11.8	309.4	301.9	742.5	11.2	301.3	310.1	723.2	10.7	293.3	318.0	703.8	10.1	285.1	325.7	684.3	9.7	277.0	333.0	664.7	9.2
45.0	322.9	296.0	774.9	11.9	314.8	304.7	755.5	11.3	306.7	313.0	736.0	10.8	298.5	321.1	716.4	10.2	290.3	328.8	696.7	9.7	282.0	336.3	676.8	9.3
46.0	328.5	298.6	788.3	12.0	320.3	307.4	768.7	11.4	312.1	315.9	748.9	10.9	303.8	324.1	729.1	10.3	295.5	332.0	709.1	9.8	287.1	339.7	689.1	9.3
48.0	339.8	303.9	815.5	12.3	331.4	312.9	795.3	11.6	323.0	321.7	775.1	11.1	314.5	330.2	754.8	10.5	306.0	338.5	734.4	10.0	297.4	346.4	713.8	9.5
50.0	351.3	309.2	843.1	12.5	342.7	318.5	822.5	11.8	334.1	327.6	801.8	11.2	325.4	336.4	781.0	10.7	316.7	344.9	760.1	10.2	308.0	353.2	739.1	9.7

MODEL YCAJ888ZX6

40.0	307.5	295.7	737.9	11.4	299.5	303.7	718.9	10.8	291.6	311.5	699.8	10.3	283.5	318.9	680.5	9.8	275.5	326.0	661.2	9.3	267.4	332.9	641.7	8.9
42.0	318.5	301.2	764.4	11.6	310.4	309.5	744.9	11.0	302.2	317.5	725.3	10.5	294.0	325.3	705.6	10.0	285.8	332.7	685.8	9.5	277.4	339.8	665.9	9.0
44.0	329.7	306.7	791.4	11.8	321.4	315.3	771.4	11.2	313.1	323.6	751.4	10.7	304.7	331.7	731.2	10.1	296.2	339.4	710.9	9.7	287.7	346.9	690.5	9.2
45.0	335.4	309.4	805.1	11.9	327.0	318.2	784.9	11.3	318.6	326.7	764.6	10.8	310.1	334.9	744.2	10.2	301.5	342.8	723.8	9.7	292.9	350.4	703.0	9.3
46.0	341.2	312.2	818.9	12.0	332.7	321.2	798.5	11.4	324.1	329.8	777.9	10.8	315.5	338.1	757.3	10.3	306.9	346.2	736.5	9.8	298.2	354.0	715.8	9.3
48.0	352.9	317.9	846.9	12.2	344.2	327.1	826.0	11.6	335.4	336.0	805.0	11.0	326.6	344.7	783.8	10.5	317.7	353.1	762.8	10.0	308.8	361.1	741.2	9.5
50.0	364.8	323.6	875.4	12.4	355.8	333.1	854.0	11.8	346.9	342.3	832.5	11.2	337.8	351.3	810.8	10.7	328.8	360.0	789.1	10.1	319.7	368.4	767.2	9.7

MODEL YCAJ999ZY6

40.0	356.3	350.6	855.0	11.3	347.1	359.7	833.1	10.7	337.9	368.5	811.0	10.2	328.7	376.8	788.8	9.7	319.4	384.9	766.5	9.3	310.0	392.3	744.0	8.8
42.0	368.8	357.4	885.2	11.5	359.5	366.8	862.8	10.9	350.1	375.9	840.2	10.4	340.6	384.6	817.5	9.9	331.1	393.0	794.8	9.4	321.5	401.0	771.8	9.0
44.0	381.7	364.2	916.0	11.7	372.1	374.0	893.1	11.1	362.5	383.4	869.9	10.6	352.8	392.5	846.7	10.0	343.0	401.2	823.3	9.6	333.2	409.6	799.7	9.1
45.0	388.2	367.7	931.6	11.7	378.5	377.6	909.4	11.2	368.7	387.2	885.0	10.6	358.9	396.5	861.5	10.1	349.1	405.4	837.8	9.6	332.1	413.0	813.9	9.2
46.0	394.7	371.2	947.3	11.8	384.9	381.3	923.8	11.3	375.1	391.0	900.2	10.7	365.2	400.4	876.4	10.2	355.2	409.5	852.4	9.7	345.1	418.3	828.3	9.3
48.0	408.0	378.2	979.2	12.0	398.0	388.6	955.1	11.4	387.9	398.7	931.0	10.9	377.8	408.5	906.6	10.4	367.6	417.9	882.1	9.9	357.3	427.0	857.5	9.4
50.0	421.5	385.3	1011.8	12.2	411.2	398.1	987.0	11.6	400.9	406.5	962.3	11.1	390.6	416.7	937.4	10.5	380.1	426.4	912.3	10.0	369.6	435.9	887.1	9.5

KW = Compressor KW

EER = Unit EER

NOTE: Units must include the high ambient option at 116°F and above.

APENDICE A.3.

PLANOS Y DIMENSIONES GENERALES DE LOS EQUIPOS

A.3.1. TORRE DE ENFRIAMIENTO

A.3.2. BOMBAS

A.3.3. UNIDADES SERPENTIN VENTILADOR REMOTO

A.3.4. UNIDAD ENFRIADORA DE LIQUIDO DE TIPO TORNILLO

A.3.5. UNIDAD ENFRIADORA DE LIQUIDO DE TIPO CENTRIFUGO

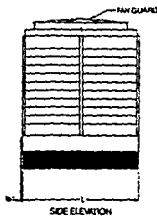
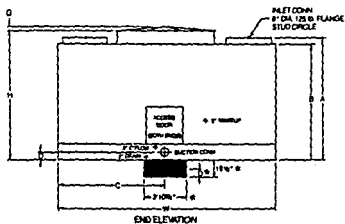
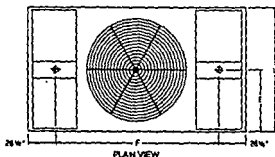
**A.3.6. UNIDAD ENFRIADORA DE LIQUIDO DE TIPO RECIPROCANTE,
ENFRIADA POR AIRE.**

ENGINEERING DATA

Do not use for construction. Refer to factory certified dimensions.

This brochure includes data current at time of publication which should be reconfirmed at the time of purchase.

Single Cell Units



* DEPRESSED SUMP BOX STANDARD ON MODELS 3665, 3666, 3668 and 3660.

MODEL NO.	NOMINAL TONS ¹	MOTOR HP	CFM	WEIGHTS (LBS)			DIMENSIONS										OUTLET CORR. SIZE
				OPERATION	SHIPPING	NEAREST SECTION	L	W	H	A	B	C	D	E	F	G	
3547	206	7 1/2	61,340	13,000	4,150	4,150	7' 10 1/2"	18' 0 1/2"	8' 10"	8' 5 1/2"	7' 11 1/2"	9' 0 1/4"	8 7/8"	3' 11 1/4"	13' 7 1/2"	7 7/8"	10"
3542	225	10	67,000	13,060	4,160	4,160	7' 10 1/2"	18' 0 1/2"	8' 10"	8' 5 1/2"	7' 11 1/2"	9' 0 1/4"	8 7/8"	3' 11 1/4"	13' 7 1/2"	7 7/8"	10"
3642	252	10	73,210	13,410	4,530	4,530	7' 10 1/2"	18' 0 1/2"	10' 2"	9' 9 1/2"	9' 3 1/2"	9' 0 1/4"	8 7/8"	3' 11 1/4"	13' 7 1/2"	7 7/8"	10"
3643	287	15	83,380	13,470	4,590	4,590	7' 10 1/2"	18' 0 1/2"	10' 2"	9' 9 1/2"	9' 3 1/2"	9' 0 1/4"	8 7/8"	3' 11 1/4"	13' 7 1/2"	7 7/8"	10"
3644	314	20	91,230	13,560	4,690	4,690	7' 10 1/2"	18' 0 1/2"	10' 2"	9' 9 1/2"	9' 3 1/2"	9' 0 1/4"	8 7/8"	3' 11 1/4"	13' 7 1/2"	7 7/8"	10"
3663	336	15	98,200	16,640	5,450	5,450	9' 10 1/2"	18' 0 1/2"	10' 2"	9' 9 1/2"	9' 3 1/2"	9' 0 1/4"	8 7/8"	4' 11 1/4"	13' 7 1/2"	9"	10"
3664	370	20	107,500	16,660	5,470	5,470	9' 10 1/2"	18' 0 1/2"	10' 2"	9' 9 1/2"	9' 3 1/2"	9' 0 1/4"	8 7/8"	4' 11 1/4"	13' 7 1/2"	9"	10"
3754	400	20	115,900	19,160	6,380	6,380	9' 10 1/2"	20' 3 1/2"	11' 8"	11' 3 1/2"	10' 9 1/2"	10' 1 1/4"	9 1/8"	4' 11 1/4"	15' 10 1/4"	9 3/4"	12"
3684	425	20	123,500	22,100	6,670	6,670	11' 10 1/2"	20' 3 1/2"	10' 4"	9' 11 1/2"	9' 5 1/2"	10' 1 1/4"	9 1/8"	5' 11 1/4"	15' 10 1/4"	9 3/4"	12"
3665	454	25	131,900	22,130	6,700	6,700	11' 10 1/2"	20' 3 1/2"	10' 4"	9' 11 1/2"	9' 5 1/2"	10' 1 1/4"	9 1/8"	5' 11 1/4"	15' 10 1/4"	9 3/4"	12"
3785	488	25	141,400	22,630	7,200	7,200	11' 10 1/2"	20' 3 1/2"	11' 8"	11' 3 1/2"	10' 9 1/2"	10' 1 1/4"	9 1/8"	5' 11 1/4"	15' 10 1/4"	10 1/4"	12"
3786	517	30	149,800	22,710	7,280	7,280	11' 10 1/2"	20' 3 1/2"	11' 8"	11' 3 1/2"	10' 9 1/2"	10' 1 1/4"	9 1/8"	5' 11 1/4"	15' 10 1/4"	10 1/4"	12"
3688	563	25	157,500	23,250	7,790	7,370	11' 10 1/2"	20' 10 1/2"	12' 5"	12' 0 1/2"	11' 6 1/2"	10' 5 1/4"	9 1/8"	5' 11 1/4"	16' 5 1/2"	10 1/4"	12"
3689	596	30	166,700	23,330	7,870	7,450	11' 10 1/2"	20' 10 1/2"	12' 5"	12' 0 1/2"	11' 6 1/2"	10' 5 1/4"	9 1/8"	5' 11 1/4"	16' 5 1/2"	10 1/4"	12"
3688	653	40	182,700	23,470	8,010	7,590	11' 10 1/2"	20' 10 1/2"	12' 5"	12' 0 1/2"	11' 6 1/2"	10' 5 1/4"	9 1/8"	5' 11 1/4"	16' 5 1/2"	10 1/4"	12"
3689	700	50	196,800	23,520	8,060	7,640	11' 10 1/2"	20' 10 1/2"	12' 5"	12' 0 1/2"	11' 6 1/2"	10' 5 1/4"	9 1/8"	5' 11 1/4"	16' 5 1/2"	10 1/4"	12"

Notes:

1. Nominal tons are defined as 3 gpm of water per ton, cooled from 95°F to 85°F with a 78° entering wet bulb temperature.

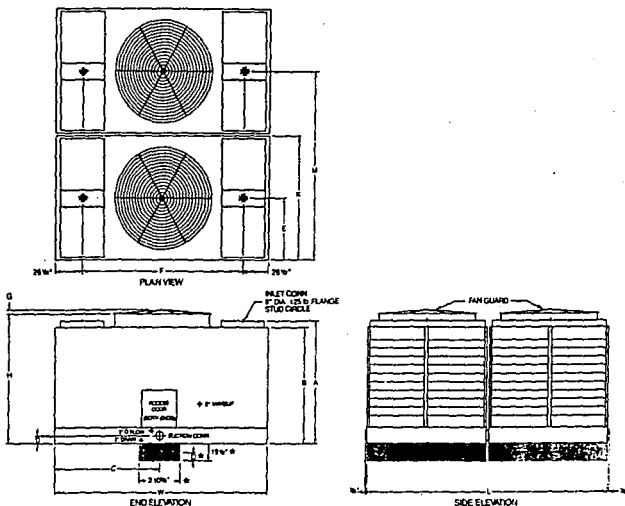
Unless otherwise indicated, all connections 6" and smaller are MPT. Connections 8" and larger are beveled-for-welding.

ENGINEERING DATA

Do not use for construction. Refer to factory certified dimensions.

This brochure includes data current at time of publication which should be reconfirmed at the time of purchase.

Double Cell Units



* DEPRESSED SUMP BOX STANDARD ON MODELS 3865-2, 3866-2, 3868-2 and 3869-2.

MODEL NO.	NOMINAL TONS*	MOTOR HP	CFM	WEIGHTS (LBS)				DIMENSIONS												OUTLET COIL SIZE
				OPERATING	SHIPPING	REARVEST SECTION	L	W	H	A	B	C	D	E	F	G	K	M		
3547-2	412	(27 7/8)	122,580	25,050	8,300	4,150	15' 9 1/4"	18' 0 1/4"	8' 10"	8' 5 1/4"	7' 11 1/4"	9' 0 1/4"	8 3/4"	3' 11 1/4"	13' 7 1/4"	7 3/4"	7' 10 1/4"	11' 10 1/4"	(2) 10"	
3542-2	450	(310)	134,000	26,120	8,300	4,180	15' 9 1/4"	18' 0 1/4"	8' 10"	8' 5 1/4"	7' 11 1/4"	9' 0 1/4"	8 3/4"	3' 11 1/4"	13' 7 1/4"	7 3/4"	7' 10 1/4"	11' 10 1/4"	(2) 10"	
3642-2	504	(210)	146,420	26,820	9,050	4,530	15' 9 1/4"	18' 0 1/4"	10' 2"	9' 9 1/4"	9' 3 1/4"	9' 0 1/4"	8 3/4"	3' 11 1/4"	13' 7 1/4"	7 3/4"	7' 10 1/4"	11' 10 1/4"	(2) 10"	
3643-2	574	(215)	166,720	26,940	9,180	4,590	15' 9 1/4"	18' 0 1/4"	10' 2"	9' 9 1/4"	9' 3 1/4"	9' 0 1/4"	8 3/4"	3' 11 1/4"	13' 7 1/4"	7 3/4"	7' 10 1/4"	11' 10 1/4"	(2) 10"	
3644-2	628	(220)	182,450	27,120	9,320	4,620	15' 9 1/4"	18' 0 1/4"	10' 2"	9' 9 1/4"	9' 3 1/4"	9' 0 1/4"	8 3/4"	3' 11 1/4"	13' 7 1/4"	7 3/4"	7' 10 1/4"	11' 10 1/4"	(2) 10"	
3653-2	576	(215)	196,400	33,200	10,500	5,450	19' 9 1/4"	18' 0 1/4"	10' 2"	9' 9 1/4"	9' 3 1/4"	9' 0 1/4"	8 3/4"	4' 11 1/4"	13' 7 1/4"	9"	9' 10 1/4"	14' 10 1/4"	(2) 10"	
3654-2	740	(220)	215,000	33,320	10,940	5,470	19' 9 1/4"	18' 0 1/4"	10' 2"	9' 9 1/4"	9' 3 1/4"	9' 0 1/4"	8 3/4"	4' 11 1/4"	13' 7 1/4"	9"	9' 10 1/4"	14' 10 1/4"	(2) 10"	
3754-2	800	(220)	231,800	38,320	12,760	6,380	19' 9 1/4"	20' 3 1/4"	11' 8"	11' 3 1/4"	10' 9 1/4"	10' 1 1/4"	9 3/4"	4' 11 1/4"	15' 10 1/4"	9 3/4"	9' 10 1/4"	14' 10 1/4"	(2) 12"	
3654-2	850	(220)	241,000	44,200	13,340	6,670	23' 9 1/4"	20' 3 1/4"	10' 4"	9' 11 1/4"	9' 5 1/4"	10' 1 1/4"	9 3/4"	5' 11 1/4"	15' 10 1/4"	9 3/4"	11' 10 1/4"	17' 10 1/4"	(2) 12"	
3655-2	908	(225)	263,800	44,750	13,400	6,700	23' 9 1/4"	20' 3 1/4"	10' 4"	9' 11 1/4"	9' 5 1/4"	10' 1 1/4"	9 3/4"	5' 11 1/4"	15' 10 1/4"	9 3/4"	11' 10 1/4"	17' 10 1/4"	(2) 12"	
3765-2	976	(225)	282,800	45,260	14,400	7,200	23' 9 1/4"	20' 3 1/4"	11' 8"	11' 3 1/4"	10' 9 1/4"	10' 1 1/4"	9 3/4"	5' 11 1/4"	15' 10 1/4"	10 3/4"	11' 10 1/4"	17' 10 1/4"	(2) 12"	
-2	1034	(230)	299,600	45,420	14,560	7,280	23' 9 1/4"	20' 3 1/4"	11' 8"	11' 3 1/4"	10' 9 1/4"	10' 1 1/4"	9 3/4"	5' 11 1/4"	15' 10 1/4"	10 3/4"	11' 10 1/4"	17' 10 1/4"	(2) 12"	
2	1126	(225)	315,000	46,500	15,580	7,370	23' 9 1/4"	20' 10 1/4"	12' 5"	12' 0 1/4"	11' 6 1/4"	10' 5 1/4"	9 3/4"	5' 11 1/4"	16' 5 1/4"	10 3/4"	11' 10 1/4"	17' 10 1/4"	(2) 12"	
3866-2	1305	(230)	333,400	46,550	15,740	7,450	23' 9 1/4"	20' 10 1/4"	12' 5"	12' 0 1/4"	11' 6 1/4"	10' 5 1/4"	9 3/4"	5' 11 1/4"	16' 5 1/4"	10 3/4"	11' 10 1/4"	17' 10 1/4"	(2) 12"	
3868-2	1305	(240)	355,400	46,940	16,020	7,590	23' 9 1/4"	20' 10 1/4"	12' 5"	12' 0 1/4"	11' 6 1/4"	10' 5 1/4"	9 3/4"	5' 11 1/4"	16' 5 1/4"	10 3/4"	11' 10 1/4"	17' 10 1/4"	(2) 12"	
3869-2	1400	(250)	381,600	47,040	16,120	7,640	23' 9 1/4"	20' 10 1/4"	12' 5"	12' 0 1/4"	11' 6 1/4"	10' 5 1/4"	9 3/4"	5' 11 1/4"	16' 5 1/4"	10 3/4"	11' 10 1/4"	17' 10 1/4"	(2) 12"	

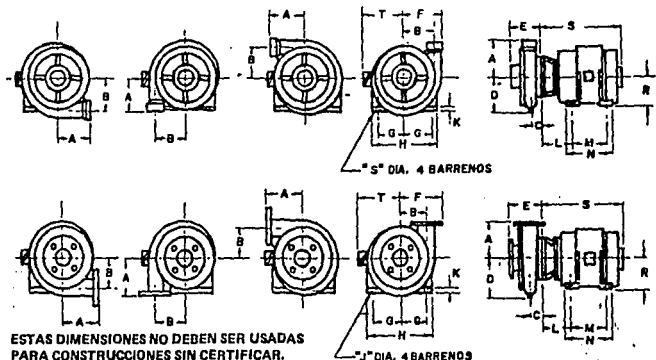
Notes:

1. Nominal tons are defined as 3 gpm of water per ton, cooled from 95°F to 85°F with a 78° entering wet bulb temperature.

Unless otherwise indicated, all connections 6" and smaller are MPT. Connections 8" and larger are beveled-for-welding.

Dimensiones

BOMBAS CENTRIFUGAS TIPO L Y H ACOPLADAS DIRECTAMENTE A MOTORES ELECTRICOS



ESTAS DIMENSIONES NO DEBEN SER USADAS PARA CONSTRUCCIONES SIN CERTIFICAR.

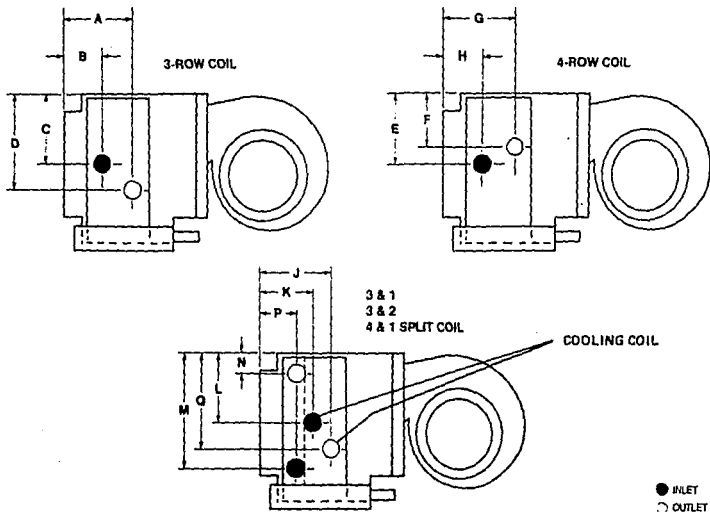
DIMENSIONES DE LAS BOMBAS

Modelo	Succión	Descarga	Fig. No.	A	B	C	D	E	F
.1XL	1 1/4	1	1	4 1/4	3 13/16	3 1/8	5	5 3/4	4 7/8
1 1/4L	1 1/2	1 1/4	1	4	3 3/4	2 9/16	5 3/16	5 15/16	5 1/8
1 1/2L	2	1 1/2	1	5	4 1/8	2 5/8	5 9/16	6 1/16	5 5/8
2L	2 1/2	2	1	5	4 1/8	2 5/8	5 7/8	6 5/16	5 7/8
3L	4	3	2	6	4 1/2	2 13/16	6 5/16	7 9/16 - 7 1/2	6 1/4
4L	4	4	2	7 1/2	4 3/4	2 3/4	6 13/16	7 11/16	9 1/4
5L	6	5	2	8 3/8	7 1/4	3 1/4	9 7/16	8 9/16	12 1/4
1 1/4H	1 1/2	1 1/4	1	5	4 3/4	2 5/8	6 1/4	-	6 1/16
1 1/2H	2	1 1/2	1	6	5 7/16	2 9/16	7	7 - 6	6 15/16
2H	2 1/2	2	1	6 1/4	5 1/2	2 5/8	7 3/16	7 1/16	7 1/4
2 1/2H									
3H	4	3	2	7	6	2 5/8	8	6 15/16	9 3/4
4H	4	4	2	8 1/2	7 1/8	2 5/8	9 7/16	7 3/8	11 5/8

DIMENSIONES DE LOS MOTORES

No.	HP	HP	G	H	J	K	L	M	N	P	R	S	T	U	V	W
145 TC	3/4-2															
184 TC	3-8	3-7 1/2	3 3/4	8 7/8	13/32	3/4	7 1/8	5 1/2	7 1/2		4 1/2	5 9/16	7 5/16			
215 TC	7 1/2-10	10-15	4 1/4	10 3/8	13/32	3/4	8 5/16	7	9		5 1/4	18 5/16	7 7/16			
256 TC	15-20	18-20	5	12 7/16	17/32	15/16	9 1/16	10	12 1/2		6 1/4	23 1/4	10 3/4			
285 TC	25-30	30-40	5 1/2	13 7/8	17/32	1 1/2	9 9/16	11	14		7	24 1/2	11 1/2			
326 TC	40-50	50-60	6 1/4	15 7/8	21/32	1	10 1/16	12	15 1/2	9	8	27 1/16	13 5/8	23 3/4	5 9/8	3 1/2

COIL CONNECTION DIMENSIONS — RIGHT HAND



		COIL CONNECTION DIMENSIONS															
R I G H T H A N D	UNIT SIZE	3-ROW COIL				4-ROW COIL				3 & 1 SPLIT COIL							
		A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P	Q	
	02	4 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	3 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{16}$	2 $\frac{1}{16}$	5 $\frac{1}{16}$	3 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$	
	03	4 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	3 $\frac{3}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{16}$	2 $\frac{1}{16}$	5 $\frac{1}{16}$	3 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$	
	04	4 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	3 $\frac{3}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{16}$	2 $\frac{1}{16}$	5 $\frac{1}{16}$	3 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$	
	06	4 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{8}$	3 $\frac{3}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{16}$	2 $\frac{1}{16}$	5 $\frac{1}{16}$	3 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	6 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$	
	08	4 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{8}$	3 $\frac{3}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	3 $\frac{3}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{16}$	2 $\frac{1}{16}$	5 $\frac{1}{16}$	3 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	6 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$	
	10	4 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	3 $\frac{3}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{16}$	2 $\frac{1}{16}$	5 $\frac{1}{16}$	3 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{8}$	6 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$	
	12	4 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	3 $\frac{3}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{16}$	2 $\frac{1}{16}$	5 $\frac{1}{16}$	3 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{8}$	6 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$	

NOTES: 1 All dimensions are in inches.

2 Dimensions do not apply to units with factory valve packages.

3 & 2 SPLIT COIL

R I G H T H A N D	UNIT SIZE	J	K	L	M	N	P	Q
		02	6 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{11}{16}$
	03	6 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{11}{16}$	4 $\frac{1}{8}$
	04	6 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{11}{16}$	4 $\frac{1}{8}$
	06	6 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	6 $\frac{1}{8}$	3	2 $\frac{11}{16}$	4 $\frac{1}{8}$
	08	6 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	6 $\frac{1}{8}$	3	2 $\frac{11}{16}$	4 $\frac{1}{8}$
	10	6 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{2}$	6 $\frac{1}{8}$	3	2 $\frac{11}{16}$	4 $\frac{1}{8}$
	12	6 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{2}$	6 $\frac{1}{8}$	3	2 $\frac{11}{16}$	4 $\frac{1}{8}$

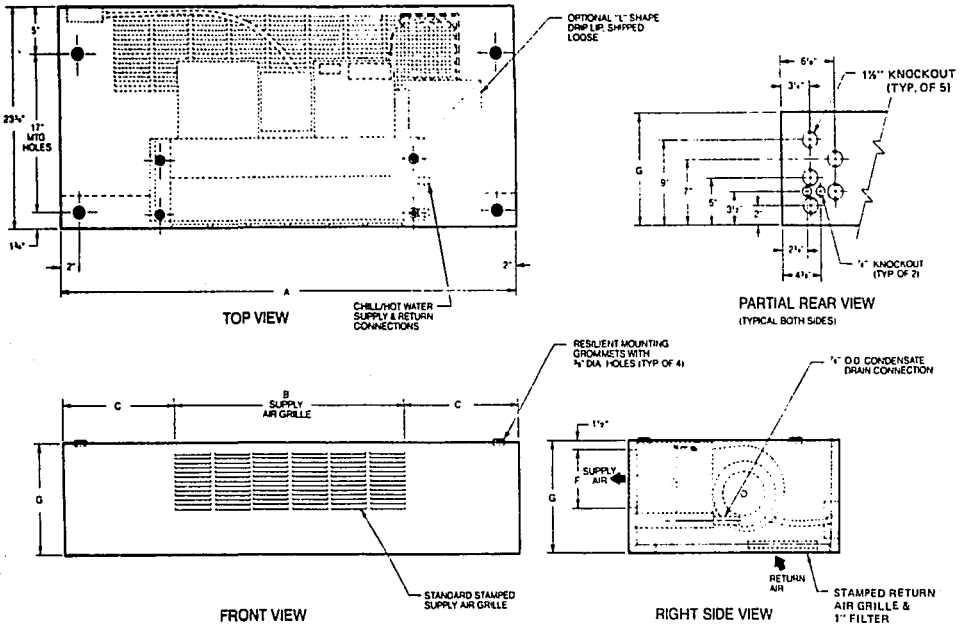
4 & 1 SPLIT COIL

R I G H T H A N D	UNIT SIZE	J	K	L	M	N	P	Q
		02	5 $\frac{1}{16}$	2 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{16}$
	03	5 $\frac{1}{16}$	2 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$
	04	5 $\frac{1}{16}$	2 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$
	06	5 $\frac{1}{16}$	2 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	6 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$
	08	5 $\frac{1}{16}$	2 $\frac{1}{8}$	4 $\frac{1}{8}$	6 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$
	10	5 $\frac{1}{16}$	2 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{2}$	6 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$
	12	5 $\frac{1}{16}$	2 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{2}$	6 $\frac{1}{8}$	2 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{16}$	4 $\frac{1}{8}$

PHYSICAL DATA

CE

Ceiling Exposed – 200 CFM Thru 1200 CFM



Unit Size	DIMENSIONS – INCHES									
	A	A' [ⓐ]	B	C	C' [ⓐ]	D'	E	F	G	G' [ⓐ]
02	29 3/4	39 3/4	17 1/2	6 1/16	11 1/16	—	—	6	11	11
03	33 3/4	44 3/4	21 1/2	5 7/8	11 3/8	—	—	6	11	12
04	39 3/4	51 3/4	25 7/8	6 1/16	12 11/16	—	—	6	11	12
06	44 3/4	65 3/4	34 5/8	4 13/16	15 5/16	—	—	7	12	12
08	51 3/4	65 3/4	39	6 1/8	13 3/8	—	—	7	12	12
10	65 3/4	73 3/4	52 1/8	6 9/16	10 9/16	—	—	7	12	12
12	73 3/4	84 3/4	60 7/8	6 3/16	11 11/16	—	—	7	12	12

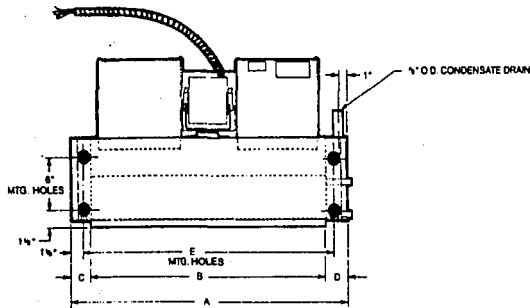
- NOTES:
1. R.H. shown, L.H. opposite.
 2. Internal factory valve packages and drains may not align with cabinet knockouts.
 3. All dimensions $\pm 1/8"$.
 4. All dimensions shown are for stamped supply air grilles. For double deflection grilles, consult factory.
 5. CE not available with extended drain pans.
 - ⓐ Use extended cabinet model (A', C' and G' dimensions) when electric control valves, electric heat or 4-pipe coils are selected.

Any modification made to the above product specifications by any person is subject to acceptance by YORK at its home office. The above product specifications are subject to change without notice.

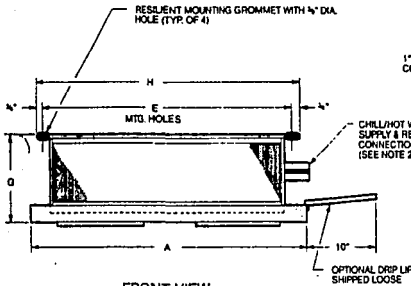
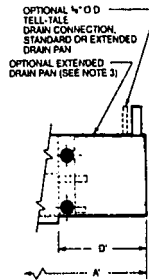
PHYSICAL DATA

CCH

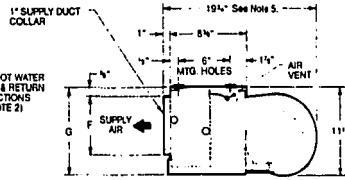
High Static Ceiling Concealed — 400 CFM Thru 1000 CFM



TOP VIEW



FRONT VIEW



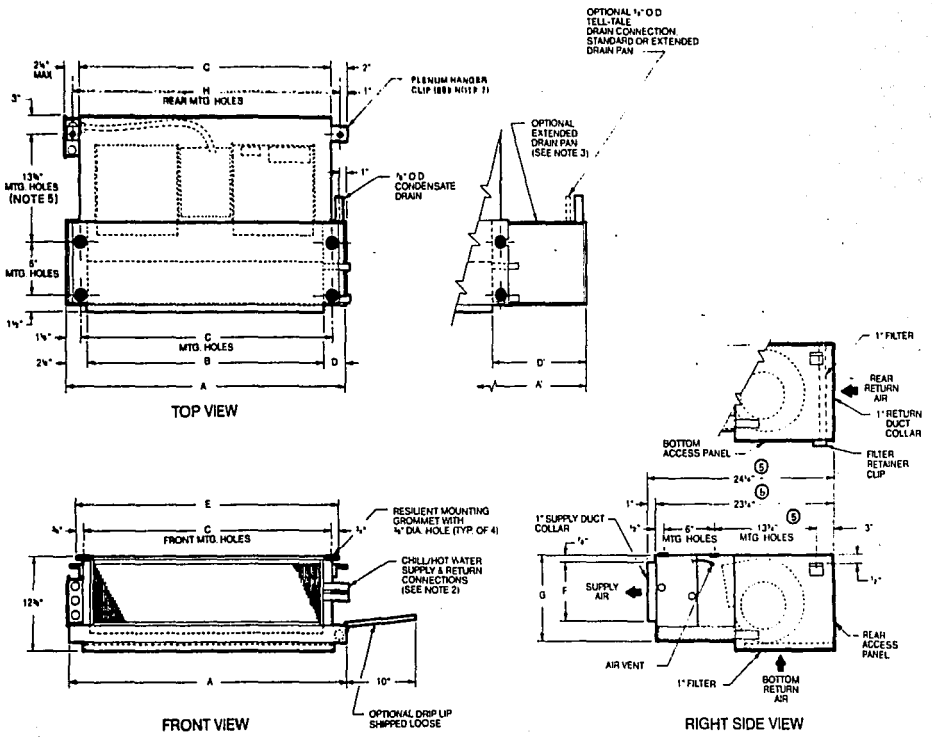
RIGHT SIDE VIEW

Unit Size	DIMENSIONS — INCHES									
	A	A' [ⓐ]	B	C	D	D' [ⓐ]	E	F	G	H
04	31 1/4	43 3/4	26 3/4	2 1/4	3	15	28 3/4	6 1/4	9	29 3/4
06	36 1/4	43 3/4	31 1/4	2 1/4	3	10	33 1/4	7 1/2	10 1/4	34 3/4
08	43 3/4	57 1/4	38 1/4	2 1/4	3	17	40 1/4	7 1/2	10 3/4	41 3/4
10	57 1/4	65 1/4	52 1/4	2 1/4	3	11	54 1/4	7 1/2	10 3/4	55 3/4

- NOTES: 1. R.H. shown, L.H. opposite.
 2. See pages 29 or 30 for Coil Connection Dimensions.
 3. Optional drip lip not required with optional extended drain pan.
 4. All dimensions $\pm 1/8"$.
 5. Add 3 1/2" for electric heat models.
 ⓐ A' and D' dimensions are for extended drain pan option.

Any modification made to the above product specifications by any person is subject to acceptance by YORK at its home office. The above product specifications are subject to change without notice.

CCHP
High Static Ceiling Concealed With Plenum – 400 CFM Thru 1000 CFM

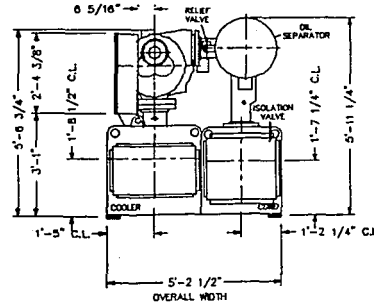
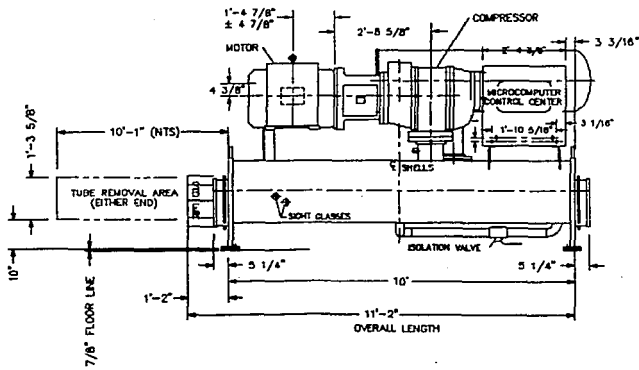
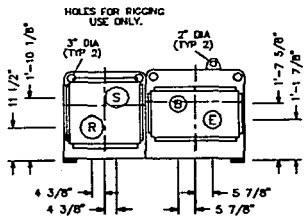
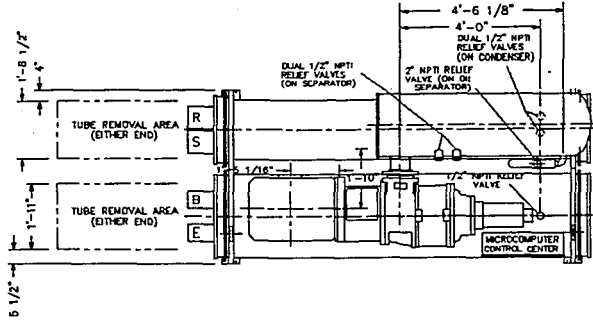


Unit Size	DIMENSIONS—INCHES									
	A	A' [Ⓛ]	B	C	D	D' [Ⓛ]	E	F	G	H
04	31 1/4	43 1/4	28 1/4	28 1/4	3	15	29 1/4	6 1/4	9	—
06	36 1/4	43 1/4	31 1/4	33 1/4	3	10	34 1/4	7 1/2	10 1/4	—
08	43 1/4	57 1/4	38 1/4	40 1/4	3	17	41 1/4	7 1/2	10 1/4	—
10	57 1/4	65 1/4	52 1/4	54 1/4	3	11	55 1/4	7 1/2	10 1/4	—

- NOTES: 1. R.H. shown, L.H. opposite.
 2. See pages 29 or 30 for Coil Connection Dimensions.
 3. Optional drip lip not required with optional extended drain pan.
 4. All dimensions ± 1/4".
 ⑤ Add 3 1/2" for electric heat models.
 ⑥ A' and D' dimensions are for extended drain pan option.
 ⑦ Plenum hanger clip location may vary depending on unit accessories.

Any modification made to the above product specifications by any person is subject to acceptance by YORK at its home office. The above product specifications are subject to change without notice.

- NOZZLE LEGEND -
 COOLER IN "E" 2 PASS 6" DIA
 COOLER OUT "B" 2 PASS 6" DIA
 CONDENSER IN "R" 2 PASS 8" DIA
 CONDENSER OUT "S" 2 PASS 8" DIA



RIGGING WT. 12911 LBS, SHIPPING WT. 12935 LBS, OPERATING WT. 13748 LBS, LOAD PER ISOLATOR 3438 LBS

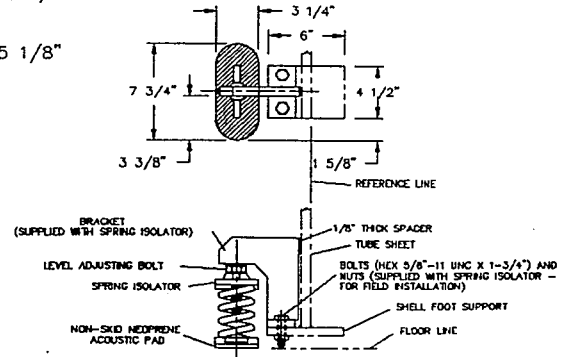
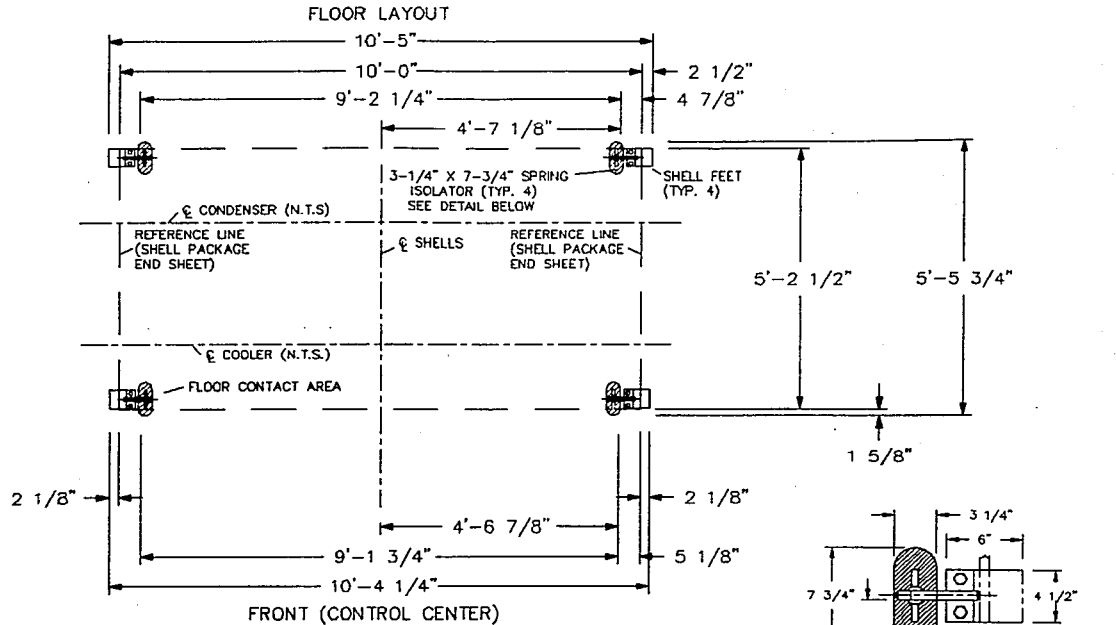


PRODUCT DRAWING
 CODEPAK LIQUID CHILLER
 MODEL YS CB CB S2 - CH 0
 NOT FOR CONSTRUCTION UNLESS CERTIFIED

Contractor:
 Order No.:
 York Contract No.:
 York Order No.: ORD55
 Tag Unit No.: UNIDAD TORNILLO 300 TONS

Purchaser:
 Job Name: Edif.A. Fac. de Quimica
 Location: MEXICO D.F.
 Engineer:
 For: Approval

Date: OCT 16 93
 Rev Date: 7/90
 Form: 160.47-PA1.1
 Dwg. Scale: N.T.S.



OPERATING WT. 13746 LBS, LOAD PER ISOLATOR 3437 LBS = 3/4" X 7/8" SPRING ISOLATOR MOUNTED AND ISOLATED. (SEE DETAIL)

YORK
INTERNATIONAL
Copyright (c) by York International Corp. 1989

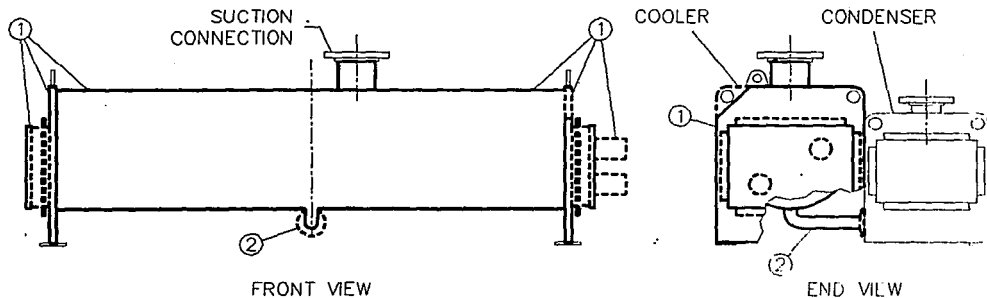
PRODUCT DRAWING
CODEPAK LIQUID CHILLER
MODEL YS CB CB S2 - CH 0
FLOOR LAYOUT W/ SPRING ISOLATORS

Contractor:
Order No.:
York Contract No.:
York Order No.: ORD55
Tag Unit No.: UNIDAD TORNILLO 300 TONS

Purchaser:
Job Name: Edif.A. Fac. de Quimica
Location: MEXICO D.F.
Engineer:
For: Approval

Date: OCT 16 93
Rev Date:
Dwg. Lev.: 7/90
Form: 160.47-PA1.1
Dwg. Scale: N.T.S.

ITEM 1. INSULATION 3/4 THK. ----- 122 SQ. FT.
 ITEM 2. INSULATION 2-7/8 ID X 3/4 WALL - 2 FT.
 NOTE: FOR DOUBLE THICKNESS INSULATION USE 1-1/2 THK.
 INSULATION INSTEAD OF 3/4 THK. INSULATION.



————— DENOTES AREAS WHICH MAY BE PERMANENTLY INSULATED
 ----- DENOTES INSULATION WHICH MUST BE REMOVABLE FOR
 SERVICE ACCESS AND OR LIFTING

YORK
 INTERNATIONAL
Copyright (c) by York International Corp. 1988

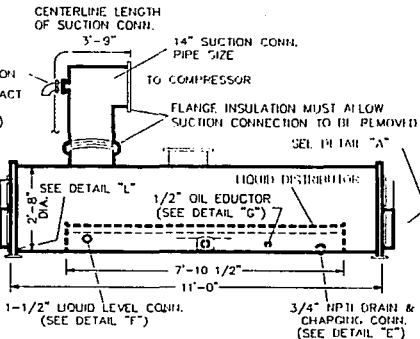
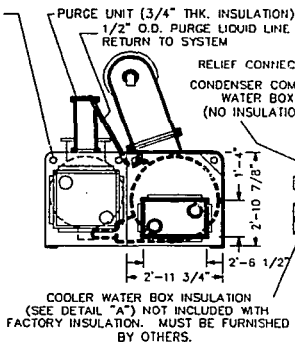
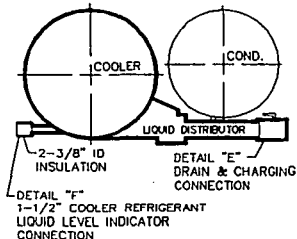
PRODUCT DRAWING
 COOLPAK LIQUID CHILLER
 MODEL YS EB CB S2 - CH 0
 THERMAL INSULATION REQUIREMENTS

Contractor:
 Order No.:
 York Contract No.:
 York Order No.: ORD55
 Tag Unit No.: UNIDAD TORNILLO 300 TON

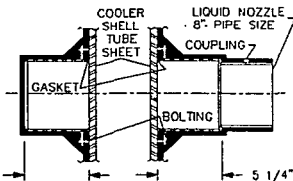
Purchaser:
 Job Name: Edif. A. Fac. de Quimica
 Location: MEXICO D.F.
 Engineer:
 For Approval

Date: OCT 16 93
 Rev Date:
 Dwg. Rev.: 7/90
 Form: 160-47-PAL.1
 Dwg. Scale: N.T.S.

CAPS OVER LIFTING HOLES ARE REMOVABLE FOR LIFTING ON FACTORY INSULATED COOLERS



WATER BOX INSULATION (BY OTHERS) MUST ALLOW COMPACT BOXES TO BE REMOVED FOR TUBE ACCESS AND CLEANING



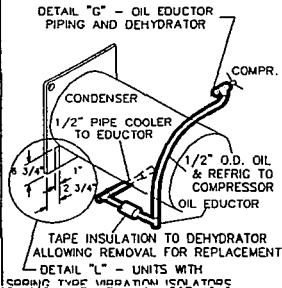
DETAIL "A" - COOLER COMPACT WATER BOX NOZZLE END AND BASE DETAIL BOX

-- INSULATED SURFACE AREAS --
 COOLER WRAPPER 97.4 SQ. FT.
 COOLER TUBE SHEETS 19.9 SQ. FT.
 SUCTION CONNECTION 14 SQ. FT.
 COMPACT WATER BOXES 14 SQ. FT.
 TOTAL REQUIREMENTS 145 SQ. FT.

- TUBULAR INSULATION REQUIRED -

TUBE SIZE (ID)	LENGTH (FT.-IN.)
(MIN 1/2" WALL)	
1/2"	8'-0"
7/8"	2'-0"
1 3/8"	2'-0"
2 3/8"	6"

INSULATION OF UNIT TO BE FURNISHED AND INSTALLED BY FACTORY. INSULATION FOR THE WATER BOX TO BE FURNISHED AND INSTALLED BY OTHERS.



DETAIL "L" - UNITS WITH SPRING TYPE VIBRATION ISOLATORS

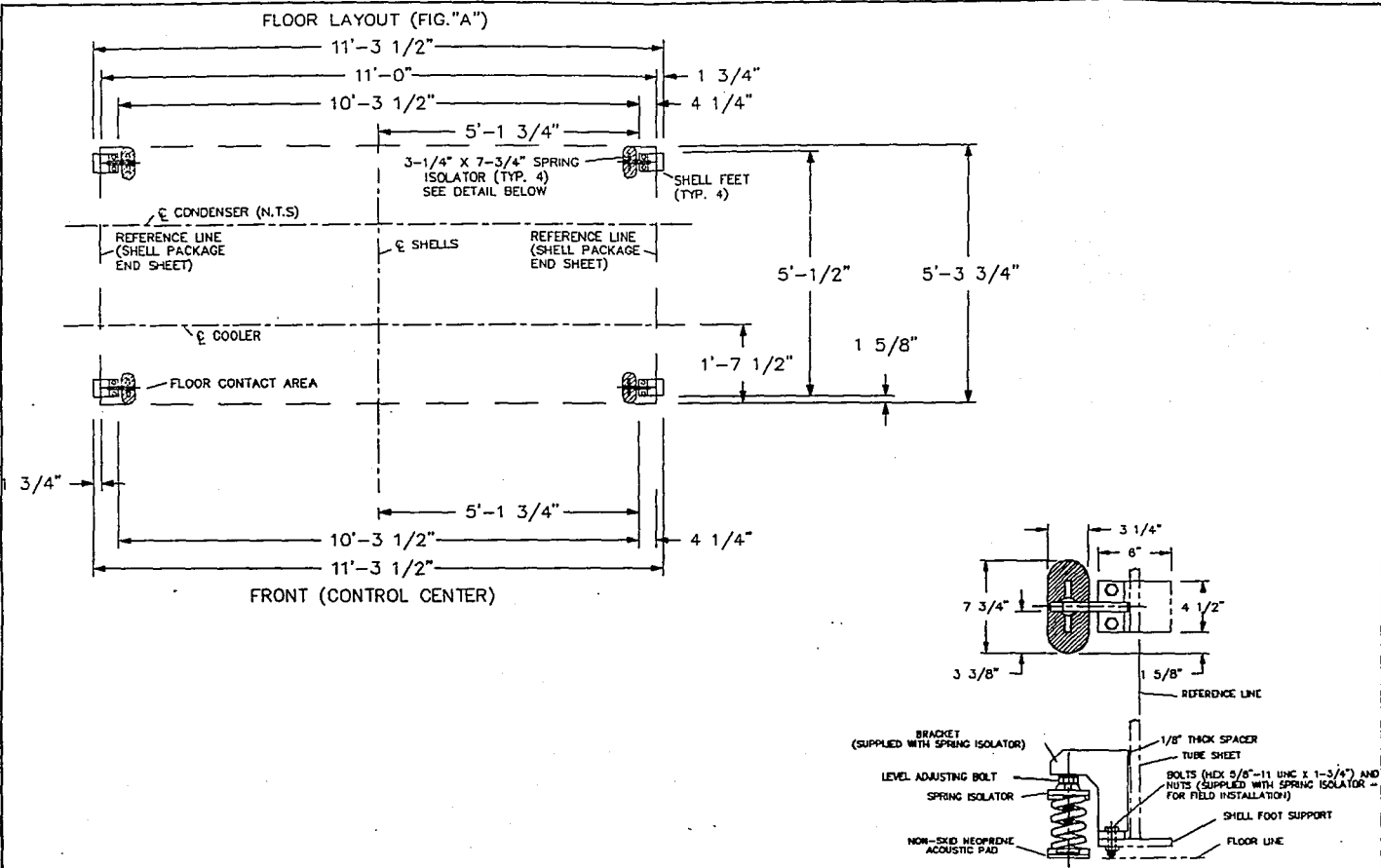
YORK
 INTERNATIONAL
Copyright (c) by York International Corp. 1989

PRODUCT DRAWING
 CODEPAK LIQUID CHILLER
 MODEL YT C3 C3 C3 - CK F --
 INSULATION REQUIREMENTS

Contractor:
 Order No.:
 York Contract No.:
 York Order No.: ORD55
 Tag Unit No.: UNIDAD CENTRIFUGA

Purchaser:
 Job Name: Edif. A. Fac. de Quimica
 Location: MEXICO D.F.
 Engineer:
 For: Reference

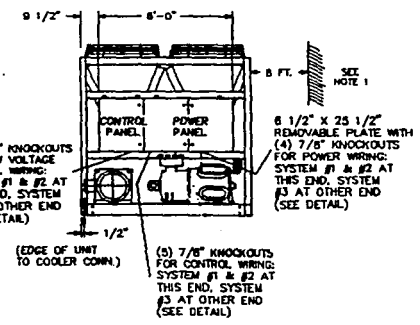
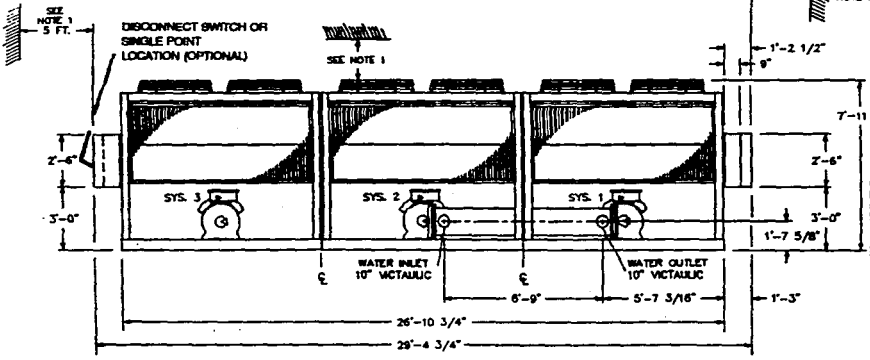
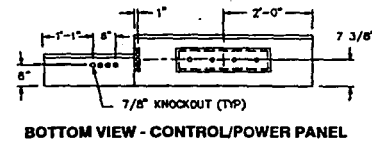
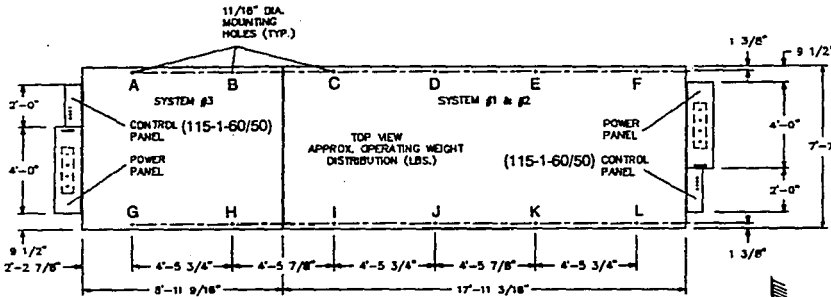
Date: OCT 16 93
 Rev Date:
 Des. Rev: 10/90
 Form: 160 45-PA6.2
 Dwg. Scale: 11 T 5



OPERATING WT. 12000 LBS, LOAD PER ISOLATOR 31/4 LBS 3 1/4" X 7 3/4" SPRING ISOLATOR MOUNTED AND BRACKETED (TYP.)

<p>YORK INTERNATIONAL Copyright (c) by York International Corp. 1988</p>	<p>PRODUCT DRAWING CODEPAK LIQUID CHILLER MODEL YT C3 C3 C3 - CK F - -- FLOOR LAYOUT W/ SPRING ISOLATORS</p>	<p>Contractor: Order No.: York Contract No.: York Order No.: ORD55 Tag Unit No.: UNIDAD CENTRIFUGA</p>	<p>Purchaser: Job Name: Edif.A. Fac. de Quimica Location: MEXICO D.F. Engineer: For: Reference</p>	<p>Date: OCT 16 93 Rev Date: Dwg. Lev.: 4/88 Form: 160.46-PA1.4 Dwg. Scale: N.T.S.</p>
---	---	--	--	--

MODEL YCAJ	WEIGHT DISTRIBUTION											
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
777YX6	1925	1705	1785	1850	1875	2090	1510	1390	1930	2195	2200	2200
878YX6	1925	1705	1785	1850	1875	2090	1510	1390	1930	2195	2200	2200
888ZX6	2175	1955	2055	2125	2140	2355	1750	1640	2240	2510	2515	2470
999ZY6	2030	1815	1915	1980	2000	2220	1580	1465	2060	2340	2340	2300
777YX7	1925	1705	1785	1850	1875	2090	1510	1390	1930	2195	2200	2200
977YX7	2190	1955	2035	2110	2190	2405	1760	1640	2180	2450	2480	2455
979ZX7	2240	2055	2055	2125	2205	2425	1790	1675	2230	2510	2550	2505
999ZX7	1990	1775	1875	1940	1960	2180	1540	1425	2020	2300	2300	2260



B.O. BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFIA:

- 1 APUNTES DE TERMODINAMICA.
Bazua Rueda Enrique.
U.N.A.M. Mexico D.F. 1986.
- 2 ASHRAE HAND BOOK. APPLICATIONS VOLUME.
American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning
Engineers, Inc.
Atlanta , GA. U.S.A. 1985.
- 3 ASHRAE HAND BOOK. EQUIPMENT VOLUME.
American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning
Engineers, Inc.
Atlanta , GA. U.S.A. 1985.
- 4 ASHRAE HAND BOOK. FUNDAMENTALS VOLUME.
American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning
Engineers, Inc.
Atlanta , GA. U.S.A. 1985.
- 5 ASHRAE HAND BOOK. SYSTEMS VOLUME.
American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning
Engineers, Inc.
Atlanta , GA. U.S.A. 1985.
- 6 Canada R. John.
TECNICAS DE ANALISIS ECONOMICO PARA ADMINISTRADORES E
INGENIEROS.
Editorial Diana.
México ,1986.
- 7 COMPRESSED AIR AND GAS DATA.
Ingersoll-Rand Company.
New Jersey, U.S.A. , 1971.

8 ESTUDIO TECNICO-ECONOMICO PARA INSTALAR UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE AGUA EN UNA PLANTA PRODUCTORA DE HORMONAS ESTEROIDES.TESIS.

Sylvia Michelle Mouret Zuazua.

Mexico D.F. 1977.

9 GRADUATE ENGINEERING TRAINING PROGRAM TRAINING MANUAL. YORK INT. CORP.

YORK INTERNATIONAL .

York , PA. U.S.A. , 1989.