



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

INTRODUCCION

1996

1. ¿Le agradó su estancia en la División de Educación Continua?

SI

NO

Si indica que "NO" diga porqué:

2. Medio a través del cual se enteró del curso:

Periódico <i>Excelsior</i>	
Periódico <i>La Jornada</i>	
Folleto anual	
Folleto del curso	
Gaceta UNAM	
Revistas técnicas	
Otro medio (Indique cuál)	

3. ¿Qué cambios sugeriría al curso para mejorarlo?

4. ¿Recomendaría el curso a otra(s) persona(s) ?

SI

NO

5. ¿Qué cursos sugiere que imparta la División de Educación Continua?

6. Otras sugerencias:



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

DIVISION DE EDUCACION CONTINUA, UNAM
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO
DEL 1 AL 12 DE JULIO DE 1996
DIRECTORIO DE PROFESORES

ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN
GERENTE GENERAL
INGENIERIA QUIMICA APLICADA
BERLIN No 166
DEL CARMEN
04100 COYOACAN, MEXICO D.F.
554 47 43

ING. GUILLERMO VELAZQUEZ MARTINEZ
GERENTE DE VENTAS
DIVISION HIDRAULICA DE MEXICO
TAJIN No 368
NARVARTE
03020 BENITO JUAREZ, MEXICO D.F.
682 35 43



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

DIVISION DE EDUCACION CONTINUA, UNAM
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO
DEL 1 AL 12 DE JULIO DE 1996
DIRECTORIO DE ASISTENTES

ING. FCO. JAVIER CADENA CARDENAS
COORDINADOR
LICONSA
RICARDO TORRES L
LOMAS DE SOTELO
NAUCALPAN EDO. DE MEX.
237-91-00-EXT. 9328

ING. JOSE MANUEL GARCIA JIMENEZ
JEFE DE DEPTO. DE MANT.
LICONSA, S.A. DE C.V.
RICARDO TORRES 1
LOMAS DE SOTELO
NAUCALPAN EDO. DE MEX.
237-91-68

ING. JOSE ANTONIO GARCIA SALINAS
COORD. DE EQUIPOS AUTOMATICOS
LICONSA
RICARDO TORRES NO. 1
LOMAS DE SOTELO
NAUCALPAN EDO. DE MEX.
237-91-70

ALFREDO GRANADOS ESTRADA
ASIST. ANALISTA DE ING.
SIST. DE TRANSP. COLECT. METRO
CALZ. IGNACIO ZARAGOZA 614
4 ARBOLES DELEG. V. CARRANZA
15730 MEXICO, D. F.
627-40-50

ING. LEOPOLDO LANDEROS ARRIETA
COORDINADOR
LICONSA
RICARDO TORRES NO. 1
LOMAS DE SOTELO
NAUCALPAN EDO. DE MEX.
237-91-00

ING. CARLOS LAZARO NARANJO
PROFESOR
UNIVER. JUAREZ AUTON. DE TABASCO
CIUDAD UNIVERSITARIA S/N
CENTRO
VILLAHERMOSA TABASCO
14-08-95

ING. VICTOR JESUS LIMA RIOS
PARTICULAR

LEONA VICARIO NO. 09
CENTRO OZUMBA EDO. DE MEX.

56800 OZUMBA EDO. DE MEX.
91-597-605-01

ING. MARTIN LIRA BENSEMAN
ING. Y SERVICIOS
MORL S.A. DE C.V.
ASTILLEROS 5
LOMAS DE SAN BERNABE
MA. CONTRERAS
MEXICO, D. F.
611-21-44

ING. JUAN JOSE MALDONADO MARTINEZ
COORD. ASESOR C DEL SECRETARIO
SECR. DE EDUC. CULT. Y BIEN. SOC.
S. LERDO DE TEJADA 100
CENTRO TOLUCA
50000 TOLUCA EDO. DE MEX.
(72)15-19-15

ING. LINO SOLIS LOPEZ
GTE. DE CONSTRUCCION
PROMOC. MODERNAS DE ING. S.A. C.V.
MINA NO. 62-2
SN. MIGUEL IZTAPALAPA
MEXICO, D. F.
685-16-96



27





**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

DIVISION DE EDUCACION CONTINUA, UNAM
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO
DEL 1 AL 12 DE JULIO DE 1996
DIRECTORIO DE ASISTENTES

ING. FCO. JAVIER ULLOA CASTAÑEDA
SUPERVISOR
SYC PANAMERICANA S.C.
LERDO 318
GREMIAL AGUASCALIENTES
AGUASCALIENTES AGUASC.
17-14-00

INTRODUCCION.

La necesidad de acondicionar el ambiente en el cuál ha vivido el hombre , ha sido un problema que lo ha inquietado, desde la mas remota antigüedad; se sabe que los egipcios calentaban al sol grandes piedras durante el día, que proporcionaban calefacción a las habitaciones de los faraones durante la noche; así mismo humedecían hojas de palma que se interponían sobre las ventanas para que la brisa de la tarde, penetrara al palacio húmeda y fresca.

Las crónicas de Bernal Díaz del Castillo cuentan como se conservaba fresco el pescado que se servía en la mesa de Moctezuma II por medio de nieve que se traía del popocatepetl; trescientos años antes de que se empleara el mismo método para conservar la carne fresca para las tropas Yankis durante la Guerra de Secesión en los Estados Unidos.

El primer sistema que se puede llamar de aire acondicionado, fué inventado por un laborioso granjero norteamericano que descubrió una gran caverna cerca de su casa, de la cual salía aire extremadamente frío; construyó un rústico sistema de ductos y por medio de un molino de viento introdujo aire fresco al interior de su casa, logrando mantenerla fresca durante los cálidos veranos de su región.

A partir de éste primer experimento, al llevar aire frío para regular la temperatura de un local y así vencer las temporadas cálidas; se ha creado una de las más importantes industrias de servicios que ha permitido mejorar substancialmente las condiciones de vida de millones de personas en todas las latitudes del mundo.

En un pasado reciente, se consideró al aire acondicionado en nuestro país como un artículo de lujo o un "mal necesario" en algunas regiones extremosas. Actualmente se reconoce a ésta especialidad no solamente como un servicio útil para proporcionar confort, sino como un medio adecuado y económico para mejorar las condiciones de trabajo en oficinas, fábricas e innumerables lugares a los cuales concurren los seres vivos.

Las modernas aplicaciones para el desarrollo óptimo de especies animales y diversos cultivos por medio de sistemas adecuados de aire acondicionado, han abierto un amplio campo a ésta especialidad.

PSICOMETRIA

La relación entre el contenido de humedad del aire, su cantidad de calor y la presión atmosférica; son los campos de acción de la psicrometría.

HUMEDAD.

La cantidad de humedad que puede contener el aire, es finita, y está relacionada con la temperatura ambiente, la presión de vapor de agua a ésta temperatura y la presión atmosférica del lugar considerado. La cantidad máxima de vapor de agua que puede contener el aire a una temperatura dada (SATURACION), está definida por la siguiente ecuación:

$$H = \frac{P_v}{P_{atm} - P_v} \cdot \frac{18}{29} \cdot \frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de aire seco}}$$

Las variables aquí consideradas son:

- P_v : Presión de vapor de agua a la temperatura considerada
- P_{atm.}: Presión atmosférica del lugar
- 18/29: Relación de pesos moleculares del agua y aire

Si ésta ecuación se grafica para una presión atmosférica determinada y diferentes temperaturas, se obtendrá una gráfica correspondiente a la HUMEDAD DE SATURACION vs temperatura.

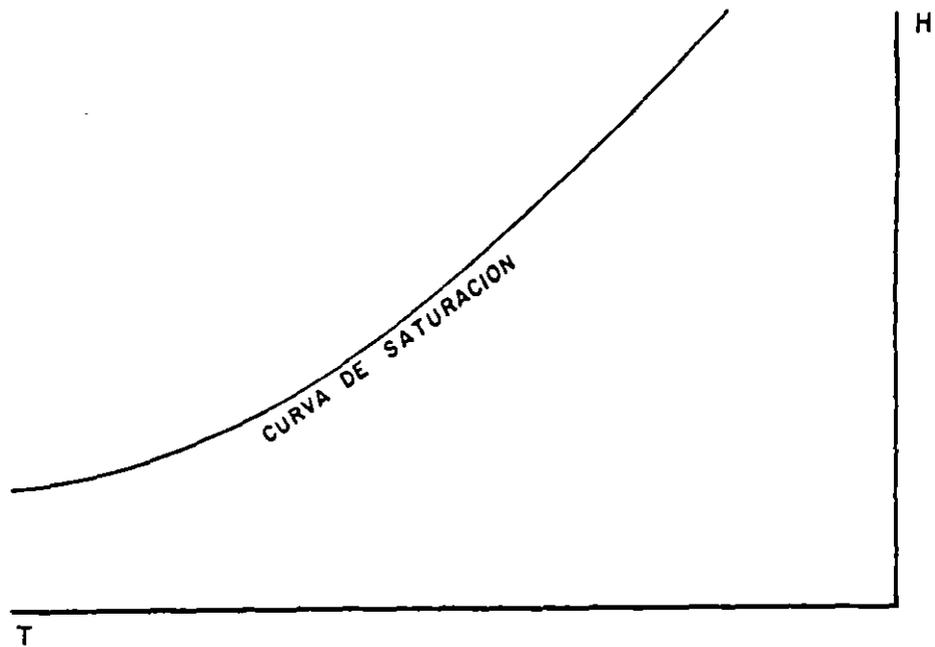


FIG. 1

El caso más general es tener aire con una humedad menor al valor correspondiente de saturación, para poder ubicar el valor de humedad en la mayoría de los casos, se hace necesario obtener fracciones decimales del valor de saturación a las diferentes temperaturas con objeto de poder ubicar el aire que se tiene dentro de la gráfica; al graficar éstos números se obtiene una familia de curvas que son fracción decimal de la línea de saturación y así es fácil ubicar cualquier punto dentro de la gráfica.

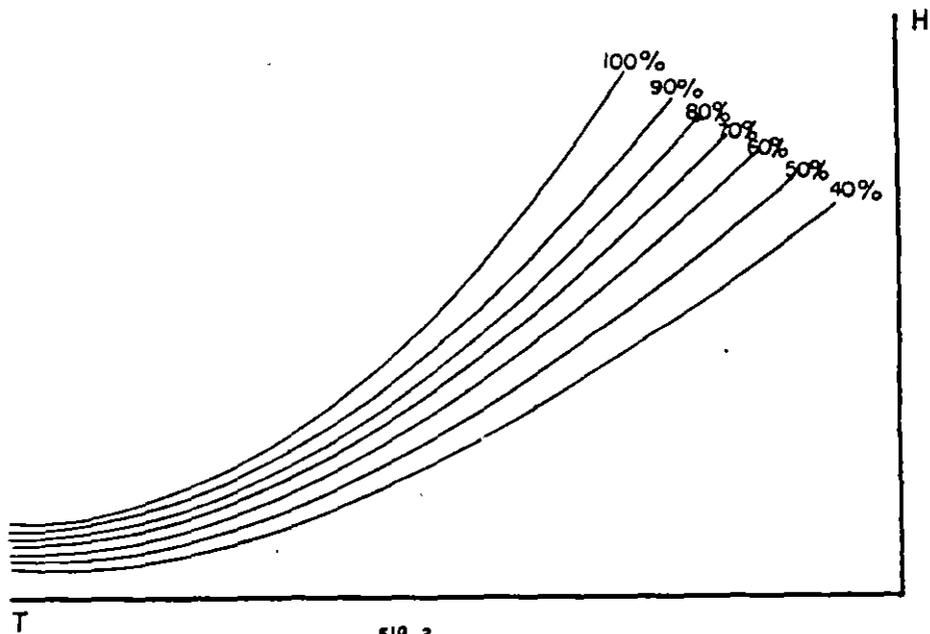


FIG. 2

TEMPERATURA DE BULBO SECO.

Es aquélla temperatura que es posible registrar por medio de un termómetro normal, y es la temperatura del ambiente.

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO.

Cuando una persona va a nadar en un día soleado, sentirá una sensación agradable, tanto en el aire como en el agua, pero normalmente al salir del agua sentirá FRÍO, pese a que la temperatura del aire no ha variado. Esta sensación se debe a que al estar rodeado por aire NO SATURADO, existirá una evaporación del agua que moja su cuerpo hacia el aire; para que el agua pase al aire deberá evaporarse. Este proceso requiere una gran cantidad de calor y éste será obtenido del agua que que humedece al sujeto, enfriándose el agua restante y tomando calor de su cuerpo.

Si a un termómetro normal se le coloca una franela húmeda sobre el bulbo y se hace circular aire ambiente, éste evaporará parte del agua que humedece al paño para tratar de saturarse: el calor requerido para ésta evaporación de agua será tomado del agua restante de la franela y al permanecer húmeda, disminuirá su temperatura hasta un cierto límite. A éste límite se le llama temperatura de "bulbo húmedo".

ENTALPIA.

Para un proceso a presión constante, volumen constante y sin trabajo, el término ENTALPIA define la cantidad de calor contenido por una unidad de masa de aire; se puede definir a la entalpia del aire como la suma de la entalpia de aire seco a partir de un punto de referencia, mas la entalpia del vapor de agua (Humedad) que contiene el punto en cuestión.

Para el aire seco la ecuación que define su entalpia es:

$$h_a = C_p (T_i - T_r)$$

Para la humedad del aire:

$$h_w = H (C_{pw}(T_w - T_r) + h_{fgw} + C_{pv} (T_i - T_r))$$

La entalpia total del aire será la suma de estas dos ecuaciones:

$$h = C_p(T_i - T_r) + H(C_{pw}(T_w - T_r) + h_{fgw} + C_{pv} (T_i - T_r))$$

Se considera que el agua añadida al aire se calentará como agua desde un cierto punto de referencia (T_r) hasta la temperatura de rocío del aire final (T_w), a ésta temperatura se convertirá en vapor y de ahí se recalentará hasta la temperatura considerada del punto (T_i).

Evidentemente la temperatura de referencia lógica es 0 C, con lo que se simplifica un poco la ecuación.

Las variables de éstas ecuaciones son las siguientes:

H: Humedad absoluta ó específica.

h_a: Entalpia del aire seco

h_w: Entalpia de la humedad contenida por kg de aire

C_p: Calor específico a presión constante del aire

C_{pw}: Calor específico del agua

C_{pv}: Calor específico del vapor de agua

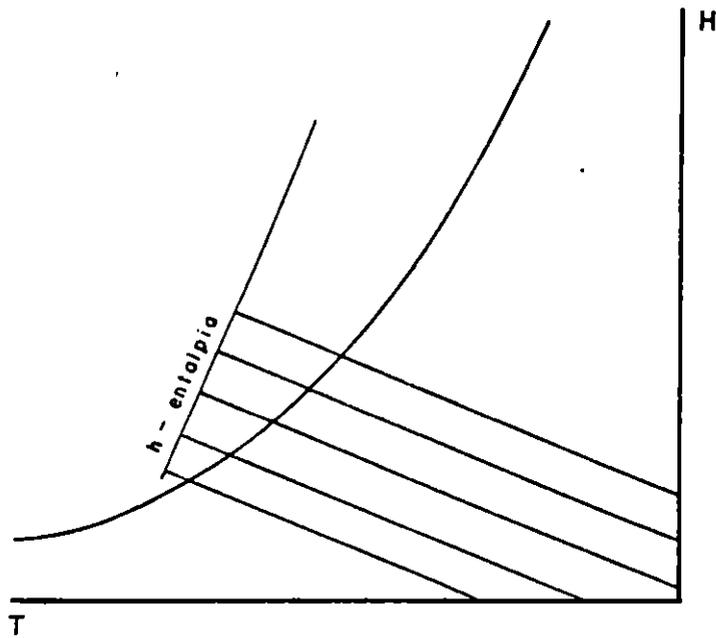
h_{fgw}: Calor de vaporización del agua a T_w

T_r: Temperatura de referencia del sistema (0 C)

T_i: Temperatura de bulbo seco del punto considerado

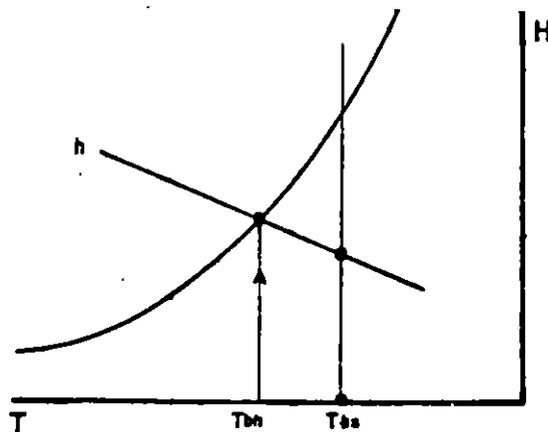
T_w: Temperatura de rocío del punto considerado.

En la ecuación que define la entalpia, hay únicamente dos variables independientes: la temperatura T_i y la humedad absoluta H , ya que T_w es una función de H . Al tenerse una ecuación de primer grado con dos variables independientes al definir una de ellas, para un cierto valor asignado de "h" se tendrán una serie de puntos que formarán una línea recta cuyo valor de entalpia será constante. Es interesante hacer notar que la línea de entalpia constante coincide al llegar a saturación con la temperatura de "bulbo húmedo", esta circunstancia que actualmente es obvia, se descubrió casualmente.



La forma más general de encontrar las condiciones del aire ambiente es la siguiente:

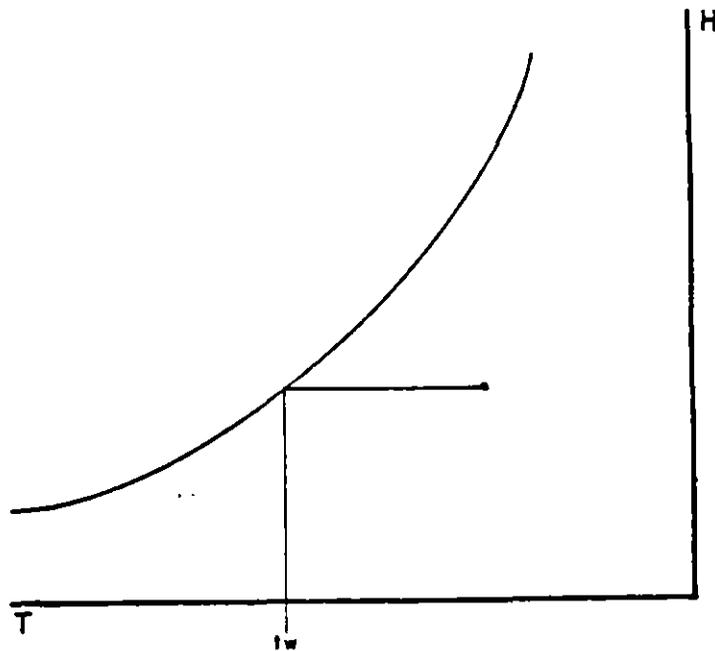
Se determina por medio de un PSICROMETRO, (Aparato que tiene un termómetro para bulbo seco y otro para bulbo húmedo), las temperaturas de bulbo seco (t_{bs}), de bulbo húmedo (t_{bh}); se marcan dos líneas verticales sobre una carta psicrométrica, una para bulbo seco y otra para bulbo húmedo, al tocar la línea de temperatura de bulbo húmedo con la curva de saturación, se corre hacia la derecha por una línea de entalpia constante, al cortar la línea de temperatura de bulbo seco, ahí se encuentra el punto ambiente buscado.



TEMPERATURA DE ROCIO.

Al enfriar aire no saturado, se conservará su humedad absoluta hasta que el aire toque con la línea de saturación, a partir de éste punto cualquier enfriamiento posterior ocasionará una disminución de la humedad del aire. A ésta temperatura, a la cual se llega a saturación sin disminuir humedad, se le llama temperatura de rocío (t_r o t_w).

Una forma simple de percibir éste concepto es la siguiente: Al servirse una bebida fría en un vaso, se empezará a enfriar el recipiente y el aire circundante también, pasados algunos minutos el vaso estará empañado exteriormente y tendrá unas gotas de rocío que se han condensado sobre su superficie. Esto demuestra que la superficie del vaso está a una temperatura inferior a la temperatura de rocío del aire.





**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

PROCESOS PSICOMETRICOS

1996

PROCESOS PSICROMETRICOS.

Las maneras por medio de las cuales es posible modificar las condiciones del aire son las siguientes:

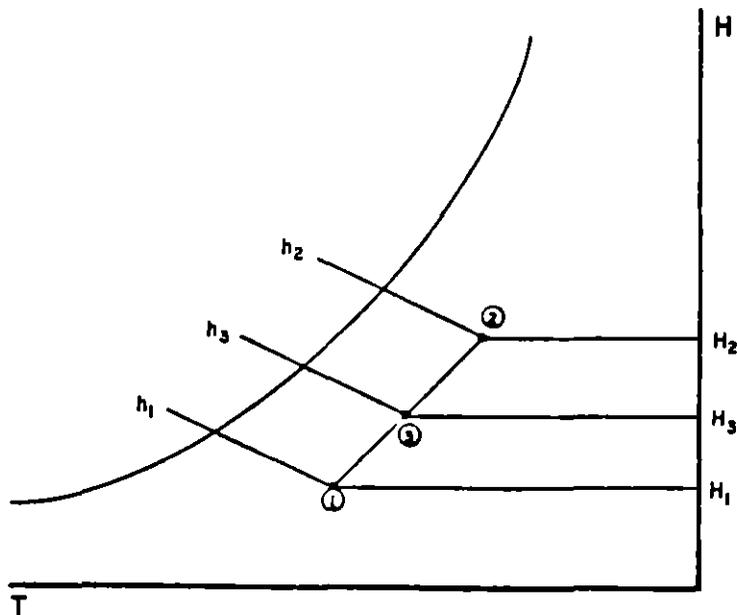
1.- MEZCLA DE DOS FLUIDOS DE AIRE

Al mezclarse dos corrientes de aire con diferentes características, el aire de mezcla se encontrará sobre una línea recta que los une, las ecuaciones que definen éste comportamiento son las siguientes:

$$M1 + M2 = M3 \quad (1)$$

$$M1 h1 + M2 h2 = M3 h3 \quad (2)$$

$$M1 H1 + M2 H2 = M3 H3 \quad (3)$$



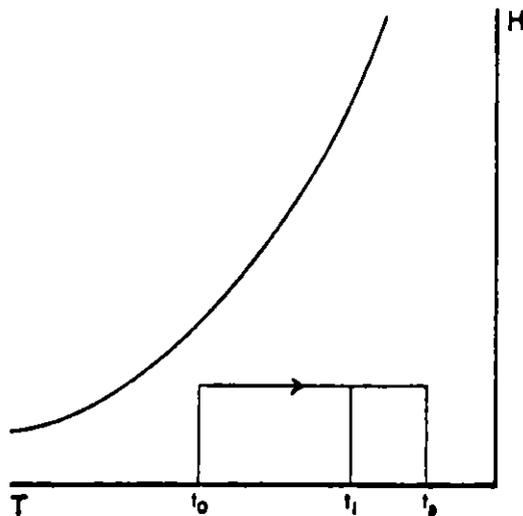
2.- FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MAS CALIENTE.

Al fluir aire sobre una superficie seca y más caliente que él, el aire se calentará por supuesto, pero normalmente no alcanzará la temperatura de ésta superficie, ya

que para que ésto sucediera, sería necesario tener o un tiempo de contacto infinito, o una superficie de contacto infinita. Aquí se emplea un concepto nuevo llamado FACTOR DE BY PASS (FB); éste factor mide la ineficiencia de un serpentín y es el complemento a 100% de la eficiencia. En términos generales se puede medir de la siguiente forma:

$$FB = \frac{\text{lo que no se hizo}}{\text{todo lo que se podía haber hecho}}$$

El factor de by pass es un número adimensional que relaciona las temperaturas del aire y la placa del serpentín y es función únicamente del diseño del serpentín y la velocidad del aire a través de éste. Permite fácilmente calcular la temperatura de un medio de calefacción ó predecir la temperatura de salida del aire a calentar.

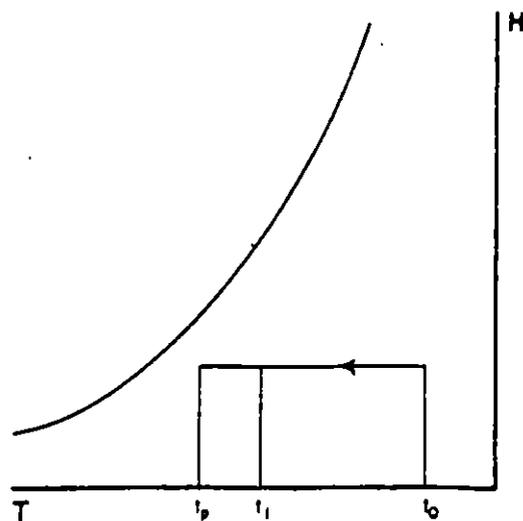


tp : Temperatura de placa
to : Temperatura del aire de entrada
ti : Temperatura del aire de salida

$$FB = \frac{tp - ti}{tp - to}$$

3.- FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE MAS FRIA Y SECA.

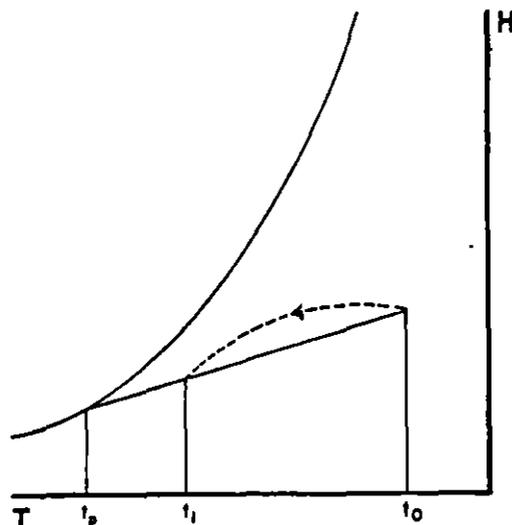
El aire se enfría al paso por el serpentín, conservándose su humedad absoluta constante (no llegará a saturación y el proceso se lleva a cabo de forma similar al anterior:



$$FB = \frac{ti - tp}{to - tp}$$

4.- ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION.

En este caso la temperatura de placa estará a un valor menor que la temperatura de rocío del aire y por lo tanto se presentará una condensación de humedad que reducirá la humedad total del aire de salida. El comportamiento real del aire se presenta aproximadamente por medio de la línea punteada, pero el "factor de by pass equivalente" nos define con bastante precisión el punto de salida del aire. En procesos donde se lleva a cabo condensación, se acostumbra llamar a la temperatura de placa "Punto de rocío del aparato" (PRA).

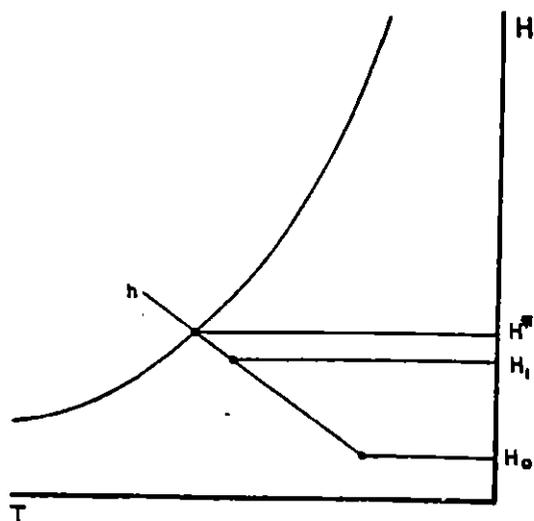


$$FB = \frac{t_1 - t_p}{t_0 - t_p}$$

5.- ENFRIAMIENTO Y HUMIDIFICACION

Al pasar aire no saturado a través de una cortina de agua, el aire tratará de saturarse, pero al no existir una fuente externa de calor que le permita conservar su temperatura, simultáneamente a la ganancia de humedad existirá una pérdida de temperatura ya que el calor necesario para la evaporación del agua, será tomado del medio a su alrededor y por lo tanto el proceso se llevará a cabo a entalpia constante (humidificación adiabática). Este proceso se emplea en acondicionamiento de aire para los "Enfriadores evaporativos" (lavadoras de aire) que son el sistema mas barato de proporcionar aire fresco y húmedo a un local.

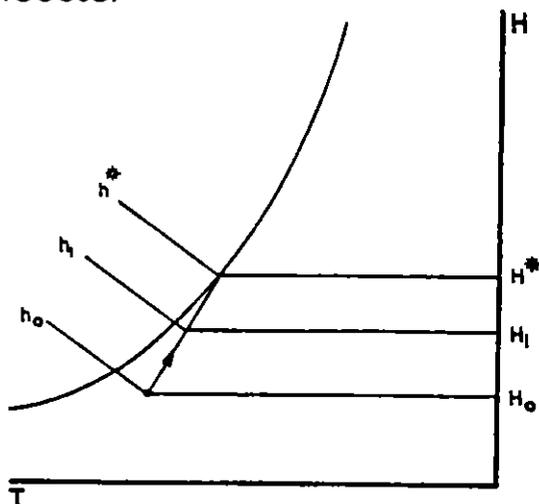
Aquí se utiliza el concepto clásico de eficiencia para evaluar la bondad del sistema; se puede establecer la eficiencia en función de las temperaturas o de los valores de humedad absoluta.



$$\eta = \frac{H_1 - H_0}{H^* - H_0}$$

6.- CALENTAMIENTO Y HUMIDIFICACION.

Si durante el proceso de humidificación se introduce calor al sistema, generalmente calentando el agua, se logrará humidificar y calentar simultáneamente; este proceso presenta una variación de entalpia entre la entrada y la salida del del aire que es la cantidad de calor requerida para poder llevar a efecto del proceso.

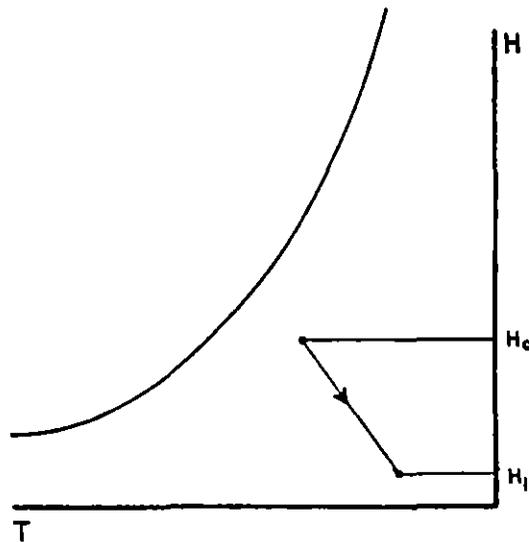


$$\eta = \frac{H_1 - H_0}{H^* - H_0}$$

7.- CALENTAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION.

Al pasar aire ambiente por un medio absorbente de humedad, como alúmina, gel de sílice, bromuro de litio, etc., una parte de la humedad del aire pasa a formar parte del material absorbente, ya sea como agua de cristalización ó agua en solución; pero al pasar de la fase vapor que tenía en el aire a fase líquida que tendrá en el absorbente, necesariamente cede su calor de vaporización,

incrementándose consecuentemente la temperatura del aire y el medio absorbente. Esta es una operación inversa a la humidificación adiabática, y presenta grandes posibilidades a un futuro muy cercano.



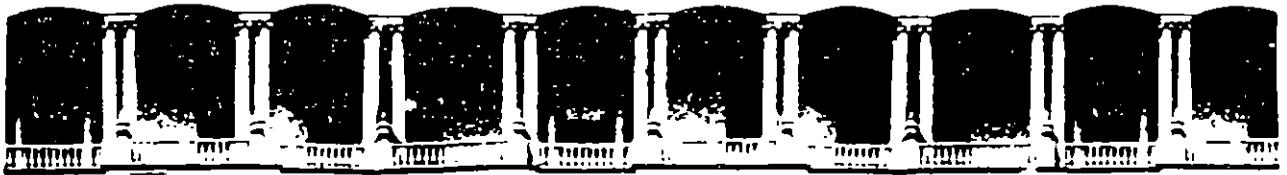
HUMIDIFICACION Y DESHUMIDIFICACION.

DESHUMIDIFICACION

Es muy frecuente en Aire Acondicionado requerir que el aire que se encuentra en una posición "A", deba ser transformado a otro con una condición "B"; normalmente se requerirá modificar tanto su temperatura como su humedad.

Esto podrá ser llevado a cabo por medio de uno o varios de los "procesos psicrométricos" empleados en secuencias o diferentes pasos.

Es importante hacer notar que para la solución de un determinado problema, habrá varias posibles soluciones; todas ellas buenas, algunas más sencillas y otras más complejas pero todas posibles, siempre y cuando se respeten los procesos psicrométricos. En algún momento se presentarán dos o más alternativas TOTALMENTE EQUIVALENTES y se escogerá una de ellas al criterio ó gusto del diseñador.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

CALCULO EN INVIERNO (CALEFACCION)

1996

Para poder hacer un análisis de la calefacción de un determinado local, contar previamente a él con las informaciones siguientes:

- 1.- Planos del local; plantas y cortes, si es posible fachadas.
- 2.- Materiales de construcción de los muros, techos, ventanería, etc.
- 3.- Datos climatológicos del lugar; altura sobre el nivel del mar, temperaturas máximas y mínimas; temperaturas de diseño.
- 4.- Condiciones de operación del lugar:
 - a) USO; oficina, hospital, casa habitación, hotel, etc.
 - b) Cantidad de personas probables en el local.
 - c) Equipo que habrá en el local.
 - d) Iluminación, cantidad y tipo.
 - e) Misceláneos.
- 5.- Recursos energéticos:
 - a) Electricidad; voltajes, fases, ciclos, capacidad.
 - b) Gas, natural o LP.
 - c) Vapor.

Una vez que se tiene la información necesaria para el desarrollo del proyecto, es conveniente realizar un pequeño anteproyecto, que permitirá hacer un análisis completo del problema. En este se analizarán los siguientes puntos:

1.- ¿ Que tipo de barreras térmicas se tienen?

- | | |
|------------------------------------|-----------|
| a) Muros al exterior | (U_1) |
| b) Muros en partición | (U_2) |
| c) Techos | (U_3) |
| d) Vidrios | (U_4) |
| e) Pisos a áreas no acondicionadas | (U_5) |

2.- ¿ Hay materiales especiales ?

- a) Piedras del lugar para fachadas.
- b) Ventanas dobles para evitar la congelación.
- c) Superficies exteriores homogéneas, que requieran análisis especial de " h " (edificios forrados de vidrio, concreto mertelinado, etc.

3.- Tipo de sistema a proponer.

- a) Manejadoras; proponer trayectorias de ductos y ubicación de manejadoras.**
- b) Fan & coils; proponer ubicación de los equipos y trayectorias de tuberías.**
- c) Convección natural; ubicación de convectores y trayectoria de tuberías.**
- d) Ubicación de casa de maquinas y áreas disponibles.**

La realización de este análisis permitirá que se aclaren algunas dudas y este pequeño anteproyecto, que representara poco tiempo y esfuerzo, permitirá la realización de una memoria de calculo ordenada y lo más lógica posible para la evaluación del problema.

MEMORIA DE CALCULO

Para la realización de la memoria de calculo que debe respaldar cualquier proyecto se deberá seguir los siguientes pasos generales:

1.- Condiciones de proyecto.

- a) Nombre de la obra.
- b) Ubicación; lugar, altura SNM.
- c) Condiciones de diseño.
 - C.1.- Exteriores tbs; t_{bh}
 - C.2.- Interiores tbs ±, φ ±

2.- cálculo de los coeficientes totales de transmisión de calor " U ".

3.- Cálculo de áreas de transmisión de calor; exteriores, colindancias, particiones, vidrios, techos, etc.

4.- Cálculo de pérdidas de calor por transmisión

$$q = UA\Delta T$$

y suma de todas las pérdidas por diferentes áreas.

5.- Cálculo de ganancias interiores:

- Iluminación.
- Personal.
- Equipo.
- Misceláneos.

6.- Carga térmica del sistema (4) - (5).

7.- Calculo del aire necesario

$$q = m (h_{iny} - h_{int})$$

8.- Cálculo de la capacidad del equipo

$$q = m (h_{masc} - h_{int})$$

9.- Selección del equipo; con la información que se ha obtenido, ya se puede seleccionar el equipo.

10.- Cálculo de redes de ductos y redes de tubería.

De esta manera se ha logrado resolver el problema y se tiene la información necesaria para la elaboración de planos, especificaciones y listas de materiales y equipos (cuantificación).



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

SELECCIÓN DE SERPENTINES

1996.

SELECCIÓN DE SERPENTINES.

Uno de los problemas que se deben solucionar en el diseño de un sistema de aire acondicionado, es la selección adecuada de los serpentines de enfriamiento o calefacción con que va a contar la unidad manejadora a emplear. Una vez que se ha calculado las cargas térmicas que habrán de retirarse, es necesario especificar los equipos que realizarán este servicio; del análisis psicrométrico del problema considerado, tenemos las siguientes variables:

A) Condiciones de inyección: tbs, t_{bh}.

B) Condiciones de mezcla del aire; aire exterior y aire de recirculación que se alimentara al equipo enfriador: tbs, t_{bh}.

C) Calor total por absorber o suministrar kcal / h.

D) Cantidad de aire requerido: kg. / h, m³ / h.

Con esta información se puede proceder a la selección de los equipos requeridos.

El primer paso consiste en hacer una selección de la unidad manejadora que será empleada; requerimos el gasto de aire y la presión que habrá de vencer en las redes de ductos y difusores.

Para la correcta selección de la manejadora, los fabricantes sugieren una velocidad máxima a través de los serpentines de enfriamiento para evitar arrastre de agua que se haya condensado en ellos; se presenta la siguiente tabla de velocidades recomendadas por un fabricante. SON VELOCIDADES MÁXIMAS.

Altura SNM (m)	Densidad aire (kg. / m ³)	Velocidad máxima (ft / min.)	Velocidad máxima (m / s)
0	1.2	615	3.12
304	1.16	630	3.20
610	1.11	640	3.25
915	1.07	650	3.30
1 220	1.04	660	3.35
1 525	1.00	670	3.40
1 830	0.96	685	3.48
2 130	0.92	700	3.55
2 440	0.89	710	3.60
2 740	0.85	725	3.68
3 050	0.82	740	3.76

En la selección que se realice de una unidad manejadora es necesario tomar en cuenta estas velocidades máximas de flujo a través de los serpentines; una vez seleccionada la manejadora, ya se cuenta con información del área de los serpentines que se habrán de seleccionar.

CARGA TÉRMICA UNITARIA (CTU)

Las capacidades de los serpentines tanto de enfriamiento como de calefacción encuentran tabuladas en capacidad térmica por unidad de área (kcal / m² , BTU / ft²), por lo que es indispensable tener una selección de la unidad manejadora para conocer el área de flujo del los serpentines y así poder calcular la CTU.

Ejemplo:

se tiene una carga térmica de : 74 300 kcal / h
gasto de aire : 12 750 m³ / h

condiciones del aire de mezcla: tbs = 24 ° C (75 ° F)
tbh = 19 ° C (66 ° F)

condiciones requeridas de inyección tbs = 11.4 ° C (52.5 ° F)
tbh = 11.0 ° C (51.8 ° F)

Para estas condiciones de inyección se selecciona una unidad manejadora modelo 140 cuya área de serpentín es de 14 ft²; la velocidad de flujo del aire es de 535 ft / min.

$$CTU = \frac{294841 BTU / h}{14 ft^2} = 21060 BTU / hft^2$$

Con la información de que se dispone se busca la capacidad en las tablas de serpentines para agua helada; encontrándose lo siguiente:

Serpentín de la serie HC con 5 hileras trabajando a una velocidad de 500 ft / min.; empleándose agua de 45 ° F, con una diferencial de 10 ° F y un gasto de 5 gpm / circuito.

Por regla general, el mejor equipo será el que sea más sencillo. Para calcular las caídas de presión tanto del agua en circulación por el serpentín, como para el aire que pasa a través de él, los fabricantes proporcionan tablas o monogramas.

FANS AND DIAMETER

COILS—W x L
Tubes
Face Area

2' - 18"
25 1/2" x 79"
14
14.0 Sq. Ft.

MODEL 140 FC

FLAT FILTER

CFM	Coil FV	Filter Val	Flat Filter Static Pressures		
			TA	LV	NV
5600	400	389	.15	.07	.08
7000	500	486		.10	.11
8400	600	583			.15
9800	700	667			.19
11200	800	763			

6 - 16" x 25" x 2"

Flat Filter Static Pressures		
TA	LV	NV
.15	.07	.08
	.10	.11
		.15
		.19

ANGLE FILTER

CFM	Coil FV	Filter Val	Angle Filter Static Pressures		
			TA	LV	NV
5600	400	271	.09	.04	.04
7000	500	338	.13	.06	.06
8400	600	406	.17	.08	.08
9800	700	453	.19	.09	.10
11200	800	530		.11	.13

9 - 16" x 25" x 2"

Angle Filter Static Pressures		
TA	LV	NV
.09	.04	.04
.13	.06	.06
.17	.08	.08
.19	.09	.10
	.11	.13

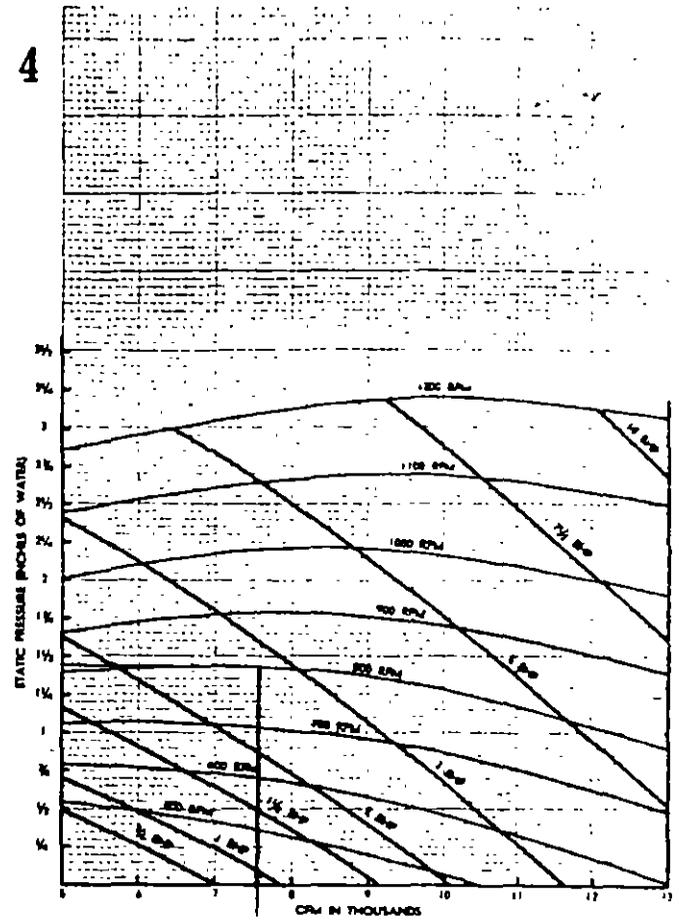
MULTIZONE

Heating Coil
W x L
Tubes
Face Area

15" x 79"
8
8.22 Sq. Ft.

CFM	Coil FV	Zone Damper Static Pressures
5600	400	.08
7000	500	.12
8400	600	.18
9800	700	.20

Max. No. of Zones — 16



FANS AND DIAMETER

COILS—W x L
Tubes
Face Area

2' - 12"
25 1/2" x 79"
14
14.0 Sq. Ft.

MODEL 140 AIRFOIL

FLAT FILTER

CFM	Coil FV	Filter Val	Flat Filter Static Pressures		
			TA	LV	NV
5600	400	389	.15	.07	.08
7000	500	486		.10	.11
8400	600	583			.15
9800	700	667			.19
11200	800	763			

6 - 16" x 25" x 2"

Flat Filter Static Pressures		
TA	LV	NV
.15	.07	.08
	.10	.11
		.15
		.19

ANGLE FILTER

CFM	Coil FV	Filter Val	Angle Filter Static Pressures		
			TA	LV	NV
5600	400	271	.09	.04	.04
7000	500	338	.13	.06	.06
8400	600	406	.17	.08	.08
9800	700	453	.19	.09	.10
11200	800	530		.11	.13

9 - 16" x 25" x 2"

Angle Filter Static Pressures		
TA	LV	NV
.09	.04	.04
.13	.06	.06
.17	.08	.08
.19	.09	.10
	.11	.13

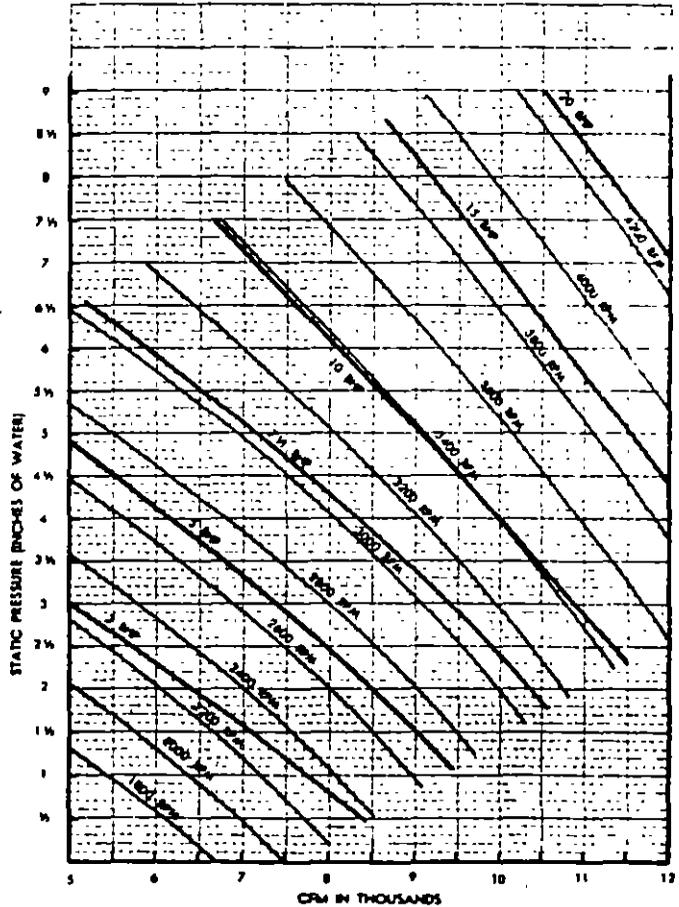
MULTIZONE

Heating Coil
W x L
Tubes
Face Area

15" x 79"
8
8.22 Sq. Ft.

CFM	Coil FV	Zone Damper Static Pressures
5600	400	.08
7000	500	.12
8400	600	.16
9800	700	.20

Max. No. of Zones — 16





**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

DUCTOS

1996

DUCTOS

Los ductos para aire son conductos por los cuales se hace circular el aire necesario para mantener las condiciones de comodidad establecida para un local determinado.

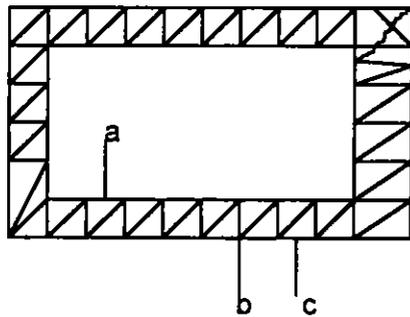
Normalmente la sección rectangular y fabricados en lámina galvanizada calibre 22, 24 o 26 dependiendo de sus dimensiones, no obstante, también pueden ser de sección circular, lo cual permite dar mayor velocidad al aire pero también requiere de mano de obra más especializada.

Estos ductos deben ser aislados por varias razones: en caso de conducir aire caliente, para evitar que este se enfríe antes de llegar al lugar donde se requiere, en caso de conducir aire frío, para evitar que éste se caliente en el trayecto y también para evitar que el aire que rodea al ducto al enfriarse, forme gotas de agua condensadas que provocarían finalmente goteras, humedades y deterioro.

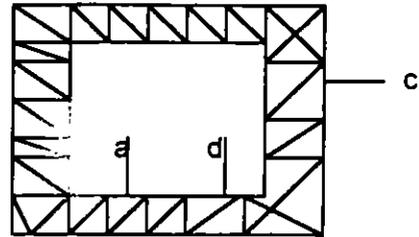
A continuación se dan tablas que indican el calibre de lámina que se debe utilizar dependiendo de las dimensiones del ducto, así mismo se muestran esquemas de como aislar un ducto de calefacción y uno de refrigeración.

DIMENSIÓN DEL LADO MAYOR DEL DUCTO		CALIBRE DE LÁMINA GALVANIZADA A USAR
------------------------------------	--	--------------------------------------

cm	pulg.	
0 - 30	0 - 12	26
31 - 76	13 - 30	24
77 - 135	31 - 54	22



DUCTO DE CALEFACCIÓN



DUCTO DE ENFRIAMIENTO

- a) Ducto de lámina galvanizada.
- b) Aislamiento de fibra de vidrio de 25 mm de espesor (1") Φ .
- c) Papel bondalum pegado con resistol 5000.
- d) Aislamiento de fibra de vidrio o espuma de poliestireno de 25 mm (1") Φ .

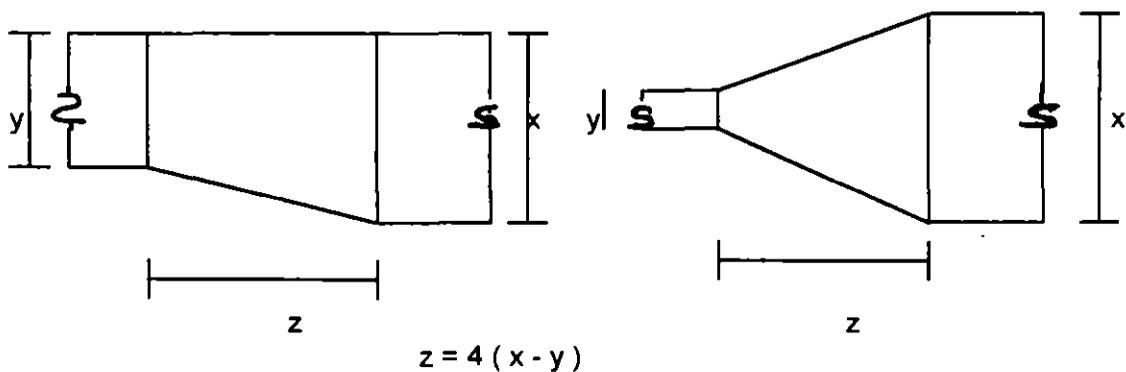
En caso de que los ductos se instalen a la intemperie. Habrá que ponerles un recubrimiento a base de cemento monolítico de 25 mm de espesor (1") puesto sobre una tela de gallinero que le ayudará a adherirse al aislamiento.

Para el diseño de ductos deben seguirse ciertas normas que a continuación se señalan:

- 1.- Su trayectoria debe ser lo mas recta posible.
- 2.- El largo y ancho del ducto no debe rebasar una relación de 3 : 1
- 3.- La caída de presión recomendable.
- 4.- Las velocidades máximas permisibles son las que aparecen en la siguiente tabla:

TOMAS DE	RESIDENCIAS		LOCALES PÚBLICOS		INSTALACIONES INDUSTRIALES	
	m / s	FPM	m / s	FPM	m / s	FPM
Aire exterior	2.50	500	2.50	500	2.50	500
	4.00	800	4.50	900	6.10	1200
Filtros	1.25	250	1.55	300	1.80	350
	1.55	300	1.80	350		
Serpentines	2.30	450	2.50	500	3.05	600
	2.50	500	3.05	600	3.50	700
Lavadoras de aire	2.50	500	2.50	500	2.50	500
Succión de ventilador	3.50	700	4.00	800	5.10	1000
	4.50	900	5.10	1000	7.10	1400
Descarga de ventilador	5.10	1000	6.60	1300	8.15	1600
	8.65	1700	11.20	2200	14.20	2800
Ductos principales	3.50	700	5.10	1000	6.10	1200
	6.10	1200	8.15	1600	11.20	2200
Ductos secundarios	3.05	600	3.05	600	4.00	800
	5.10	1000	6.60	1300	9.15	1800
Derivaciones a difusores	2.50	500	3.05	600	4.00	800
	4.00	800	6.10	1200	8.15	1000

5.- Las reducciones deben seguir las siguientes relaciones:



TUBERÍAS

Las tuberías utilizadas para la conducción de agua fría o caliente y vapor pueden ser de los siguientes materiales:

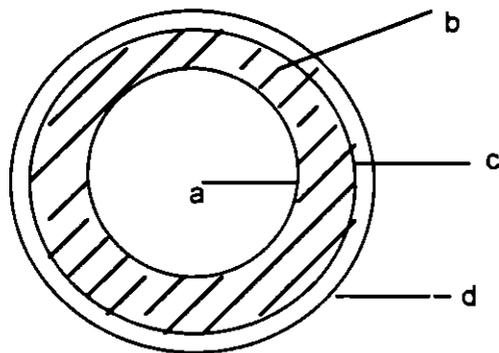
- a) Cobre tipo "M" (agua fría o caliente).
- b) Fierro galvanizado cédula 40 (agua fría o caliente).
- C) Acero negro soldable cédula 40 (agua y / o vapor).

Lo más frecuente es utilizar tubería de cobre para diámetros desde 13 mm (1/2") hasta 76 mm (3") y tubería de acero negro soldable cédula 40 para diámetros de 100 mm (4") en adelante.

Nunca deben emplearse combinaciones de tuberías de cobre y tubería de fierro galvanizado ya que la unión de estos materiales genera una diferencia de potencial eléctrico llamado PAR GALVÁNICO, el cual produce deterioro de la conexión y obviamente su falla después de algún tiempo.

En general no es recomendable el uso de tuberías de fierro galvanizado debido a su corta vida (5- 10 años) y a los graves problemas de obstrucción que presenta. Al igual que los ductos las tuberías deben ir aisladas para mantener su temperatura y para evitar condensaciones de aire que los rodea.

A continuación se da una tabla que señala el espesor recomendado de aislamientos para los diferentes diámetros de tuberías y para las diferentes temperaturas.



- a) Tubería de cobre o de fierro.
- b) Aislamiento de fibra de vidrio.
- c) Manta de cielo impregnada con impermeabilizante.
- d) Pintura y/o lámina de aluminio o galvanizada.

Para el diseño de tuberías deben de tomarse en cuenta las siguientes consideraciones:

- 1.- Las trayectorias deben ser lo más rectas que la estructura y arquitectura lo permitan.
- 2.- La caída de presión por fricción no debe exceder del 10 m col H₂O / 100m. Tubería en tuberías de agua fría o caliente.
- 3.- Las velocidades máximas permisibles son:

	m / s	FPM
Tuberías de agua (fría o caliente)	3	590
Tuberías de vapor ($P = 7 \text{ kg / cm}^2 = 100 \text{ psig}$)	50	9800
Tuberías de vapor ($P = 1.05 \text{ kg / cm}^2 = 12 \text{ psig}$)	30	6000

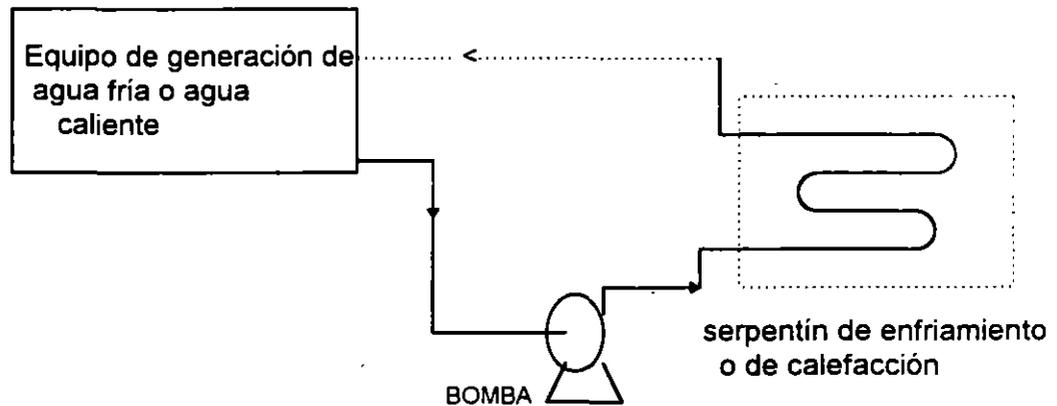
4.- Las tuberías por ser metálicas, tienen dilataciones y contracciones debido a los cambios de temperatura; estos cambios de longitud deberán ser absorbidos por accesorios especiales llamados juntas de expansión (para tuberías de vapor) y por mangueras flexibles (en tuberías de agua fría y caliente). Se deberá instalar una junta de expansión o manguera flexible (según el caso) cada tramo que pueda tener una variación en su longitud de 2.5 a 5.0 cm (1" - 2"). Si la variación es mayor de 5.0 cm (2") se deberá instalar varios accesorios de los mencionados. Si la variación es menor a 2 cm (3/4"), se puede absorber con un juego de codos.

A continuación se proporcionan gráficas para el cálculo de diámetros de tuberías de agua (fría y caliente) y para vapor en alta y baja presión, así como para el cálculo de longitud equivalente de los diferentes accesorios que pueden instalarse.

En los sistemas de agua fría y agua caliente existen fundamentalmente dos criterios a seguir:

- a) Retorno directo.
- b) Retorno inverso.

Ya sea el agua fría o el agua caliente, se producen o generan en un equipo de refrigeración (reciprocante, por absorción, centrífugo) ó en un equipo de calefacción /caldera, caldereta, calentador); a partir de éste equipo, el agua se bombea para que llegue a todos los serpentines que tiene que alimentar (manejadoras y / o fan & coil); el agua atraviesa los serpentines correspondientes y regresa nuevamente al equipo generador de agua fría o caliente.



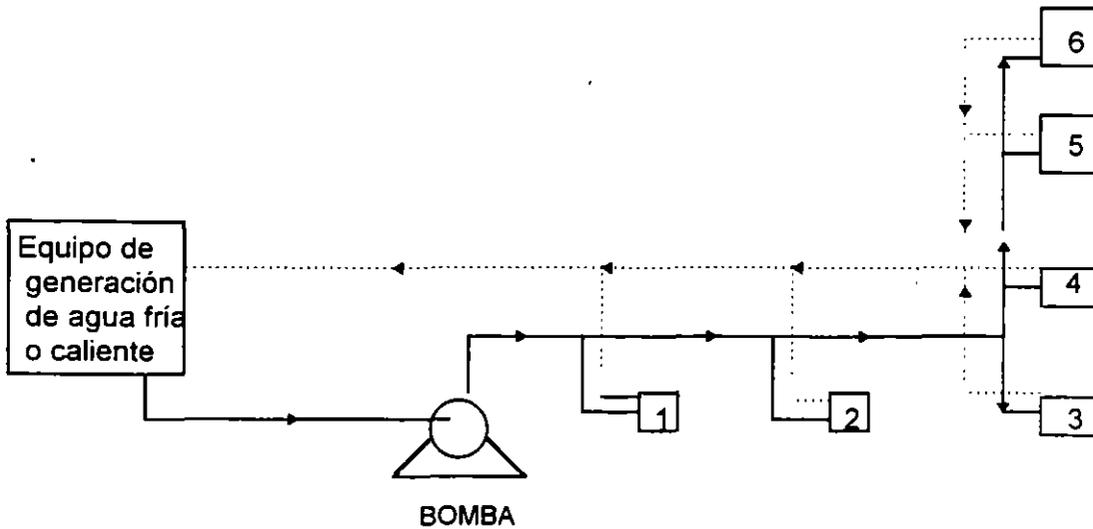
CIRCUITOS DE CIRCULACIÓN DE AGUA

Dependiendo de como se diseñe el retorno, el sistema será de retorno directo o de retorno inverso.

RETORNO DIRECTO

En este sistema, el agua que sale del equipo de bombeo alimenta a los diferentes equipos que lo requieran en forma consecutiva, o sea, primero al equipo que se localiza más cerca y al último al que se encuentre más alejado.

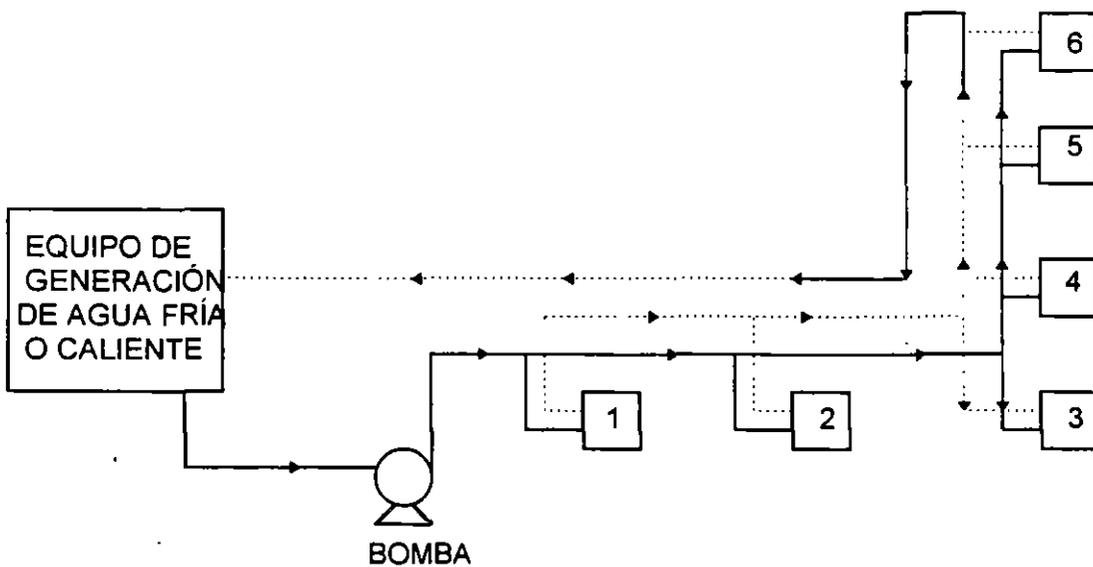
La tubería de retorno normalmente es una tubería paralela a la de alimentación pero que circula en sentido contrario, o sea que recoge primero el retorno del equipo más alejado y finalmente el del equipo más cercano, para así regresar al equipo de generación de agua fría o caliente.



ESQUEMA DE UN SISTEMA DE RETORNO DIRECTO

RETORNO INVERSO

Este sistema tiene la alimentación de agua en la misma forma que el caso anterior, en donde difiere precisamente en la tubería de retorno cuya trayectoria recoge primero al equipo más cercano, que resulta ser también el primero en ser alimentado y conecta al final con el equipo más alejado que es el último en ser alimentado, para de ahí regresar al equipo generador de agua fría o caliente.



ESQUEMA DE UN SISTEMA DE RETORNO INVERSO

Como se puede observar, en este último sistema se requiere de una tubería más que en el caso anterior, pero tiene la gran desventaja de quedar balanceado casi totalmente desde el momento de su construcción lo cual hace más eficiente su funcionamiento.

En el caso del retorno directo, el agua llega con una presión alta al primer servicio y con una baja presión al último serpentín; en el retorno, la presión de salida del último serpentín resulta ser también más baja que en el primero y esto provoca que en el último serpentín circule menos agua que en el primero.

Esto se puede corregir instalando válvulas tipo globo en la salida de cada serpentín para dar en forma manual la caída de presión necesaria para que todos los serpentines operen con el gasto de agua correcto. De cualquier forma, no es fácil dejar correctamente balanceado todo el sistema ya que cuando se abre o cierra la válvula globo de cualquiera de los serpentines se modifica el flujo en todos los demás.

Cuando se utiliza el retorno inverso, la alimentación al primer serpentín, es al igual que en el caso anterior, con presión alta y en cambio el del último serpentín es con presión baja, pero a diferencia del retorno directo; en este sistema de retorno inverso se provoca que, el retorno del primer serpentín, que tiene una presión todavía alta circule una longitud equivalente a la que provoca la caída de presión en la tubería de alimentación de forma tal que, cuando se juntan el retorno del primer serpentín con el último, sus presiones ya están prácticamente igualadas sin necesidad de válvulas adicionales.

Este sistema de retorno es más caro en su costo inicial, pero a mediano plazo resulta más económico debido a que disminuye los costos de mantenimiento.

Es aconsejable utilizar este criterio en instalaciones grandes (hoteles, edificios de oficinas, etc.) donde se aprovecharán sus ventajas constantemente.

En instalaciones de pequeñas dimensiones (casas habitación, pequeños comercios, u oficinas), no resulta práctico su empleo, además de que no siempre se tiene una amortización atractiva.

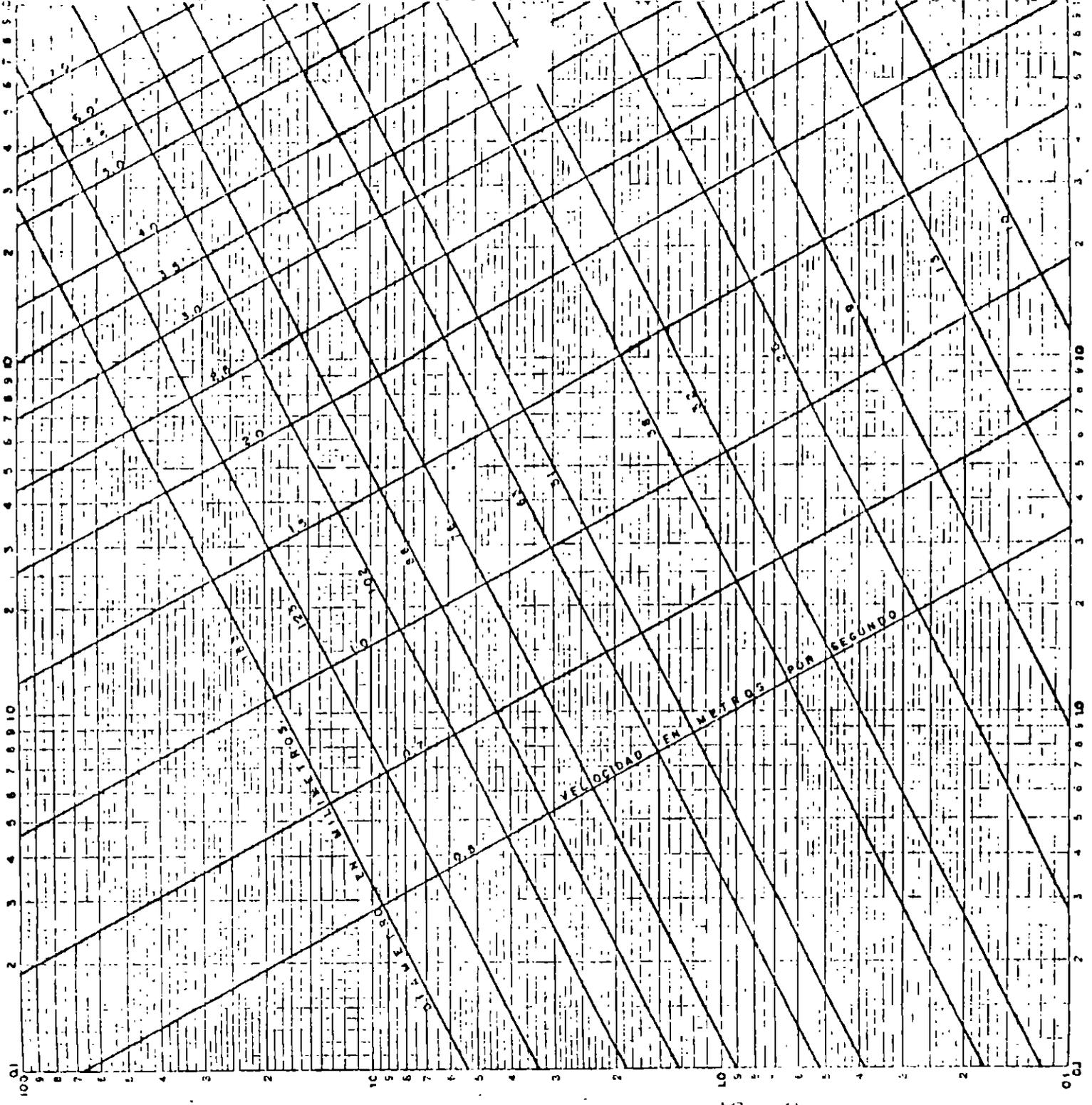
U. S. S.
OF INSTALLATIONS
Y EQUIPO

PERDIDA DE CARGA POR FRICCION
TUERIA MEDIANAMENTE RUGOSA.

HEAD
H = M/M
V = M/SEC
C = MM

$$\frac{V^2}{d^5}$$

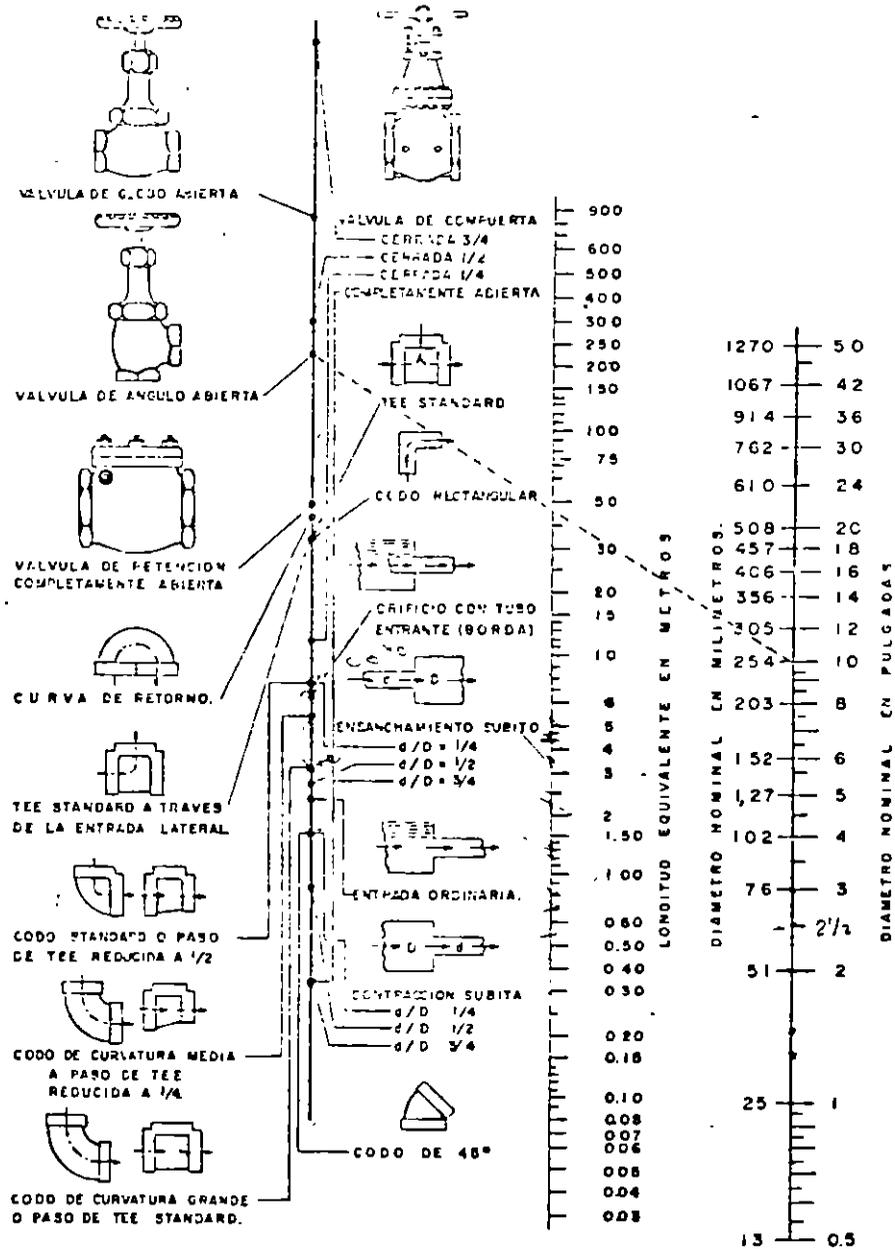
1



FACT COMPANY
359-1206

PERDIDAS DE CARGA EN METROS DE AGUA POR 100 METROS DE TUBERIA

I. M. S. S. OF DE INSTALACIONES Y EQUIPOS	PERDIDAS DE CARGA EN CONEXIONES.	INSTRUCTIVO CALCULOS
---	-------------------------------------	-------------------------



NOTA:

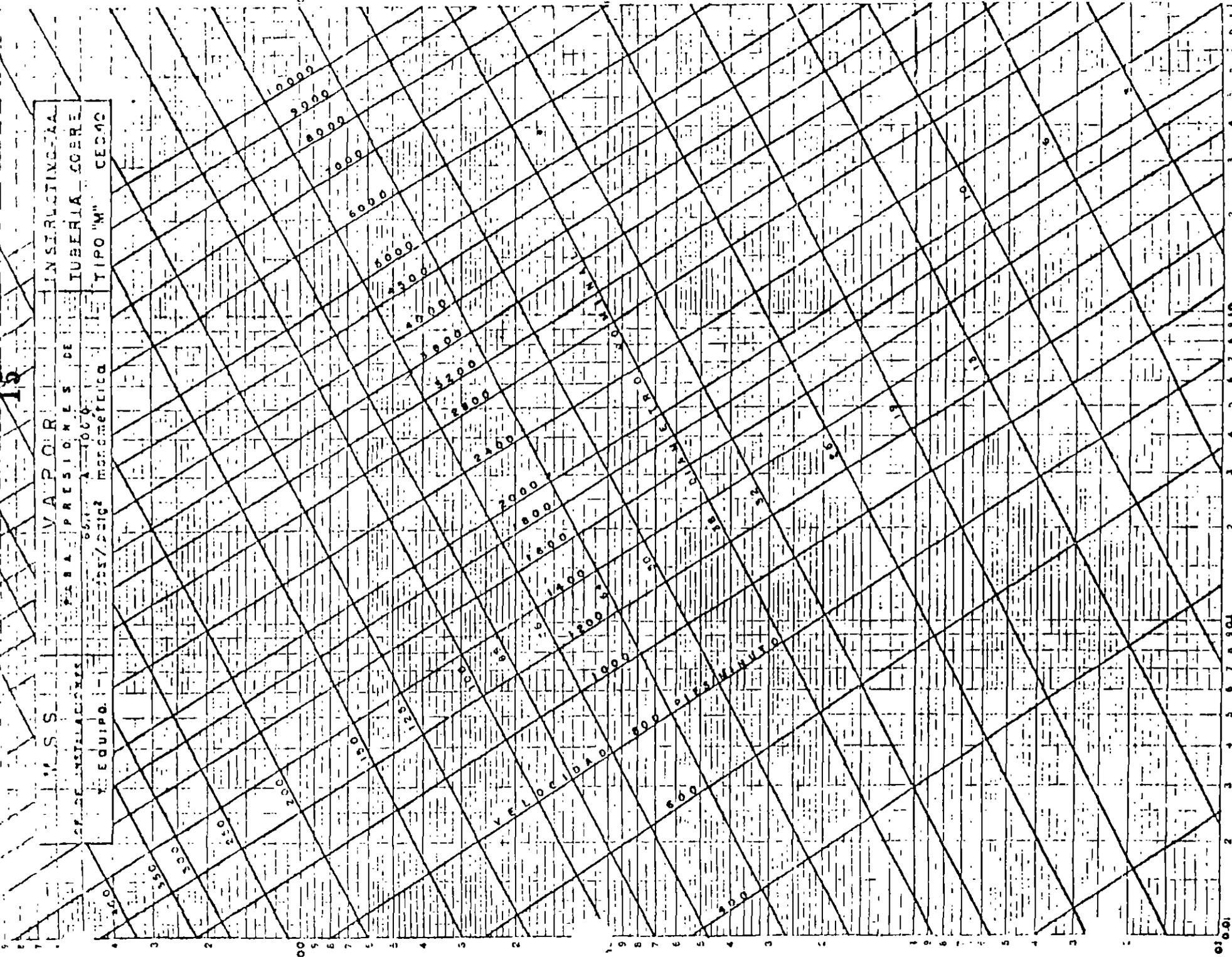
PARA CONTRACCIONES Y ENSANCHAMIENTOS BRUSCOS UTILICISE EL DIAMETRO MENOR "d"

1000

10

10

10



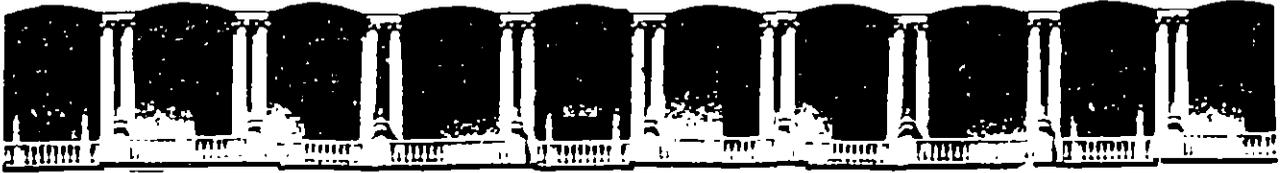
U.S.S. VAPOR INSIRUCTING-AA
 PARA PRESIONES DE TUBERIA COBRE
 Y EQUIPO. 1000 PSI. MONOMETRICO TIPO "M" CED-40

LOGARITHMIC
 KEUFFEL & ESSER CO
 NEW YORK

LOGARITHMIC
 KEUFFEL & ESSER CO
 NEW YORK

CAIDA DE PRESION EN LIBRAS POR PULGADA CUADRADA POR 100 PIES

14



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

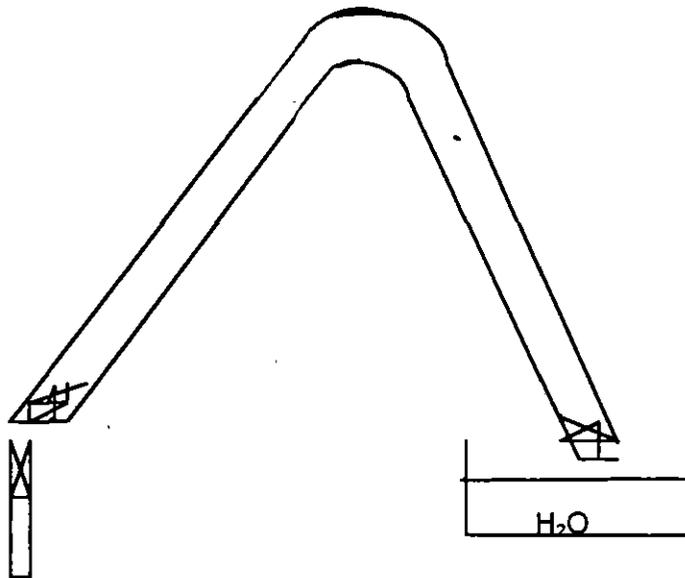
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

ENFRIADORAS POR ABSORCIÓN

1996

ENFRIADORAS POR ABSORCIÓN

En 1824 el físico Michael Faraday realizó una serie de experimentos basados en que el cloruro de plata, (un polvo blanco) es capaz de absorber grandes cantidades de gas amoníaco formando un ion complejo; este proceso puede hacerse reversible por medio de la aplicación de calor y se liberará amoníaco en forma gaseosa. Faraday introdujo en un tubo en forma de "U" invertido cloruro de plata amoniacal y al calentar uno de los extremos se genera amoníaco que condensa en el otro extremo por medio de enfriamiento con agua; al retirar la fuente de calor y enfriamiento respectivamente, se inicia una evaporización del amoníaco que consume calor para llevar a cabo el cambio de estado (líquido a vapor) produciéndose un efecto de refrigeración. Aprovechando este principio el Ing. Marcel Carré registró una patente para el empleo de una mezcla absorbente-agua para idear un sistema de refrigeración por absorción.



El sistema actualmente de uso en el mercado emplea como absorbente bromuro de litio y como refrigerante agua; el sistema funciona de la siguiente manera:

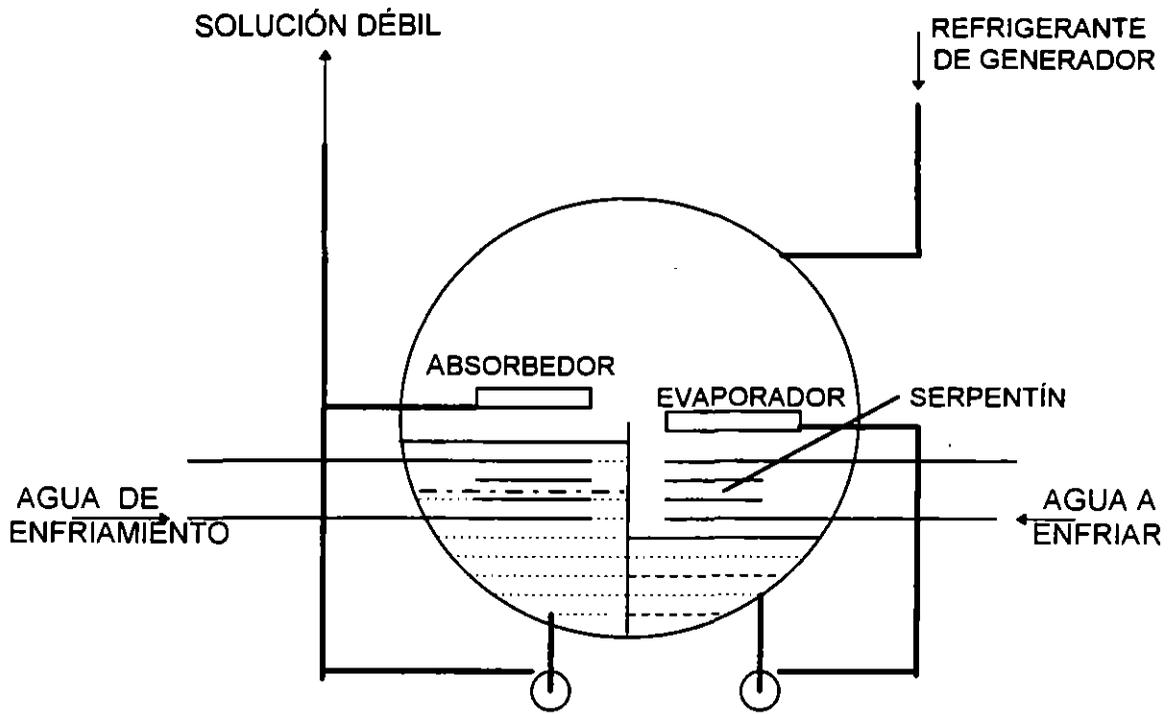


Fig 1

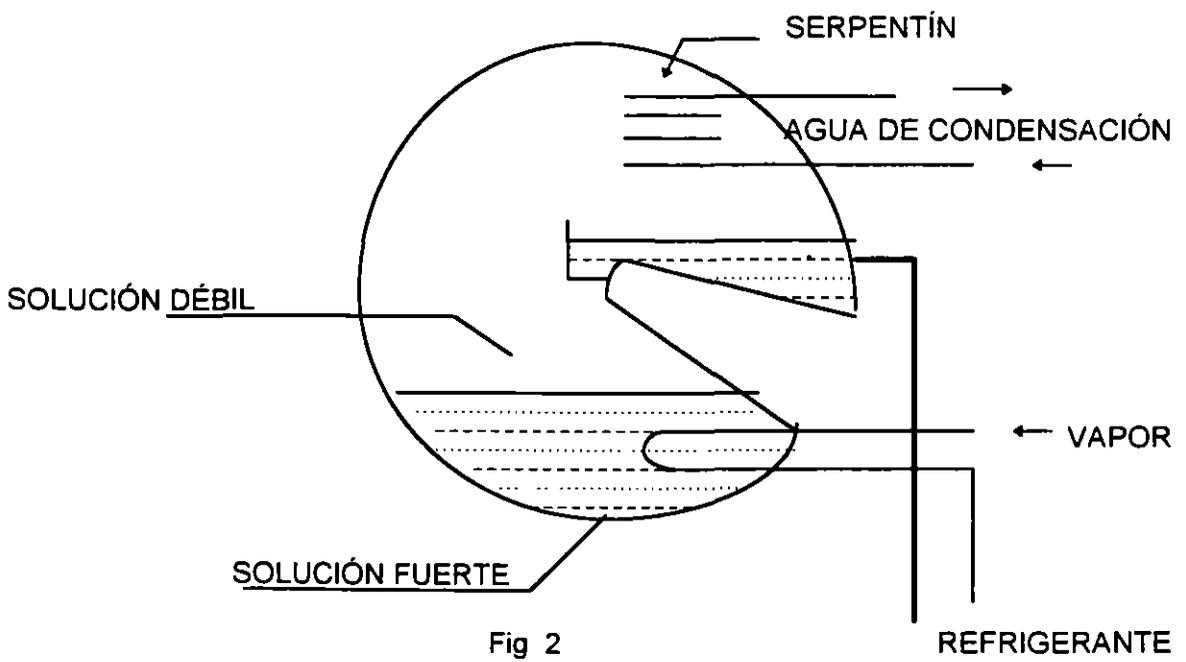


Fig 2

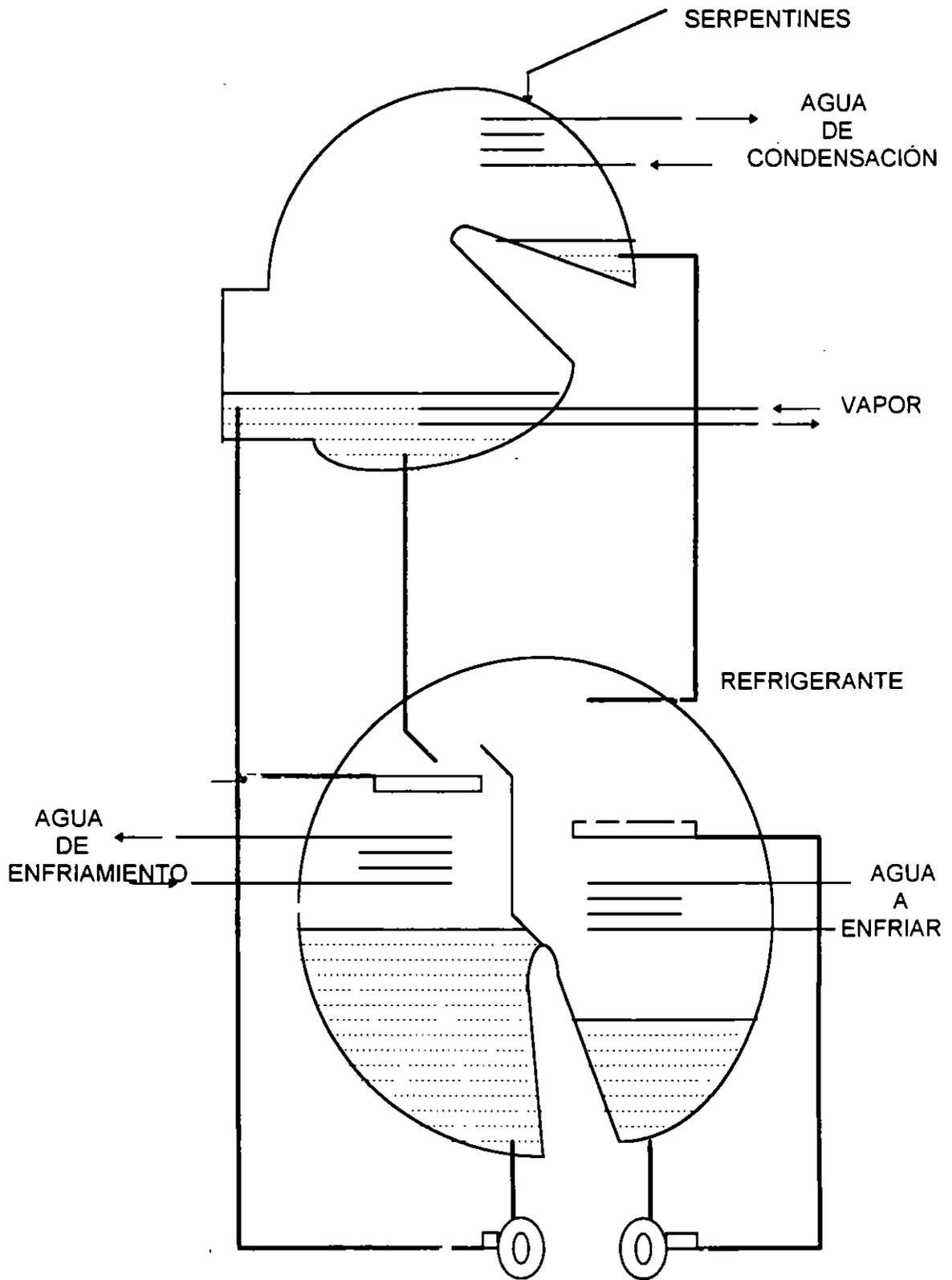


Fig 3

La figura (1) representa un recipiente hermético que contiene el ABSORBEDOR y el EVAPORADOR divididos por medio de una mampara; el absorbedor contiene una solución concentrada del absorbente que es recirculada por medio de una bomba y esparcida sobre su depósito, creando una gran superficie de contacto (el área de las pequeñas gotas) todo el recipiente se encuentra a muy baja presión y el vapor de agua que se halla presente es fácilmente absorbido por esta solución; la reacción es exotérmica por lo que es necesario enfriar al absorbedor para que se obtenga la máxima capacidad posible.

En la sección correspondiente al EVAPORADOR se recircula refrigerante (agua) por medio de una bomba para lograr que ésta presente la máxima superficie posible para favorecer su EVAPORACIÓN; al evaporarse el agua, que en forma de vapor pasará hacia la otra parte de la cámara, necesita consumir calor (CALOR DE CAMBIO DE FASE) que obtendrá del cambiador de calor que se encuentra en la zona del evaporador; este calor al ser retirado provoca la REFRIGERACIÓN y así se obtiene helada en este equipo.

En la figura (2) se presenta el sistema de recuperación de refrigerante; en otro recipiente hermético GENERADOR-CONDENSADOR, se alimenta la solución diluida de absorbente y refrigerante (SOLUCIÓN DÉBIL) y por medio de un serpentín de vapor, se hace hervir esta solución, generándose vapor de agua (refrigerante) que pasará a la parte superior del recipiente y se condensará ahí por medio de un serpentín enfriado por agua de torre de enfriamiento (CONDENSADOR). Simultáneamente se logra tener el refrigerante en forma pura por evaporación y a la solución absorbente suficientemente concentrada para poder iniciare el ciclo de absorción nuevamente.

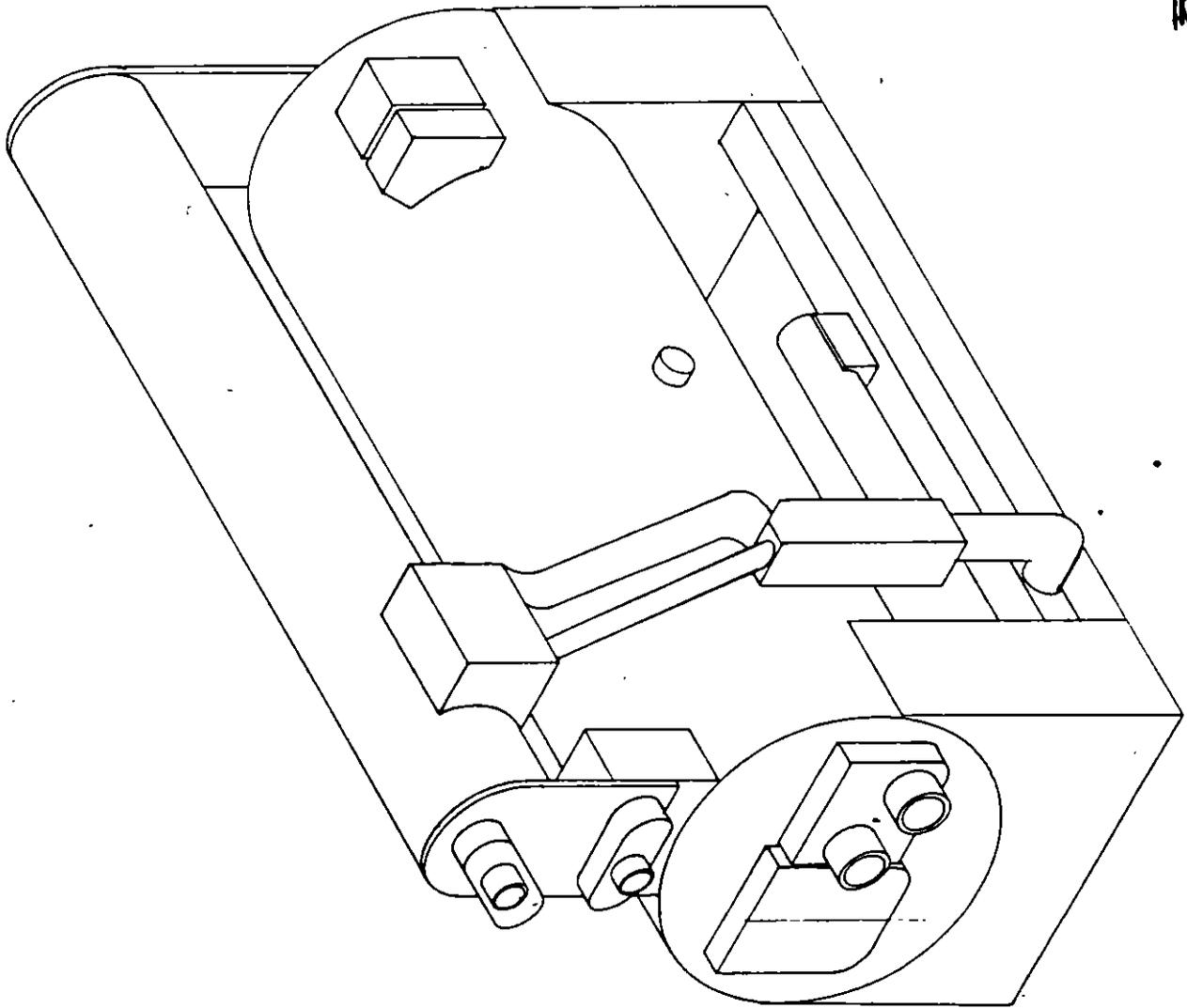
El grupo generador-condensador trabaja aproximadamente a presión 10 veces mayor que el absorbedor-evaporador 3 pulgadas absolutas de mercurio / 0.3 " abs. Por lo que para pasar del recipiente de "alta" presión al de "baja" se requieren restricciones para mantener esta diferencial de presión.

En la figura (3) se representa esquemáticamente el ciclo completo de un sistema de refrigeración por absorción y es importante hacer notar que uno de los elementos

fundamentales en la economía del sistema es un cambiador de calor que enfría la solución "fuerte" obtenida en el generador por medio de la solución "débil" que va hacia el sistema de regeneración.

Durante las diferentes condiciones de operación a las que normalmente se ve sometida una máquina de absorción, se pueden presentar súbitos cambios de "carga" que pueden originar una excesiva concentración de la solución "fuerte" o un enfriamiento súbito de ésta originando

07



Esc. 1:50

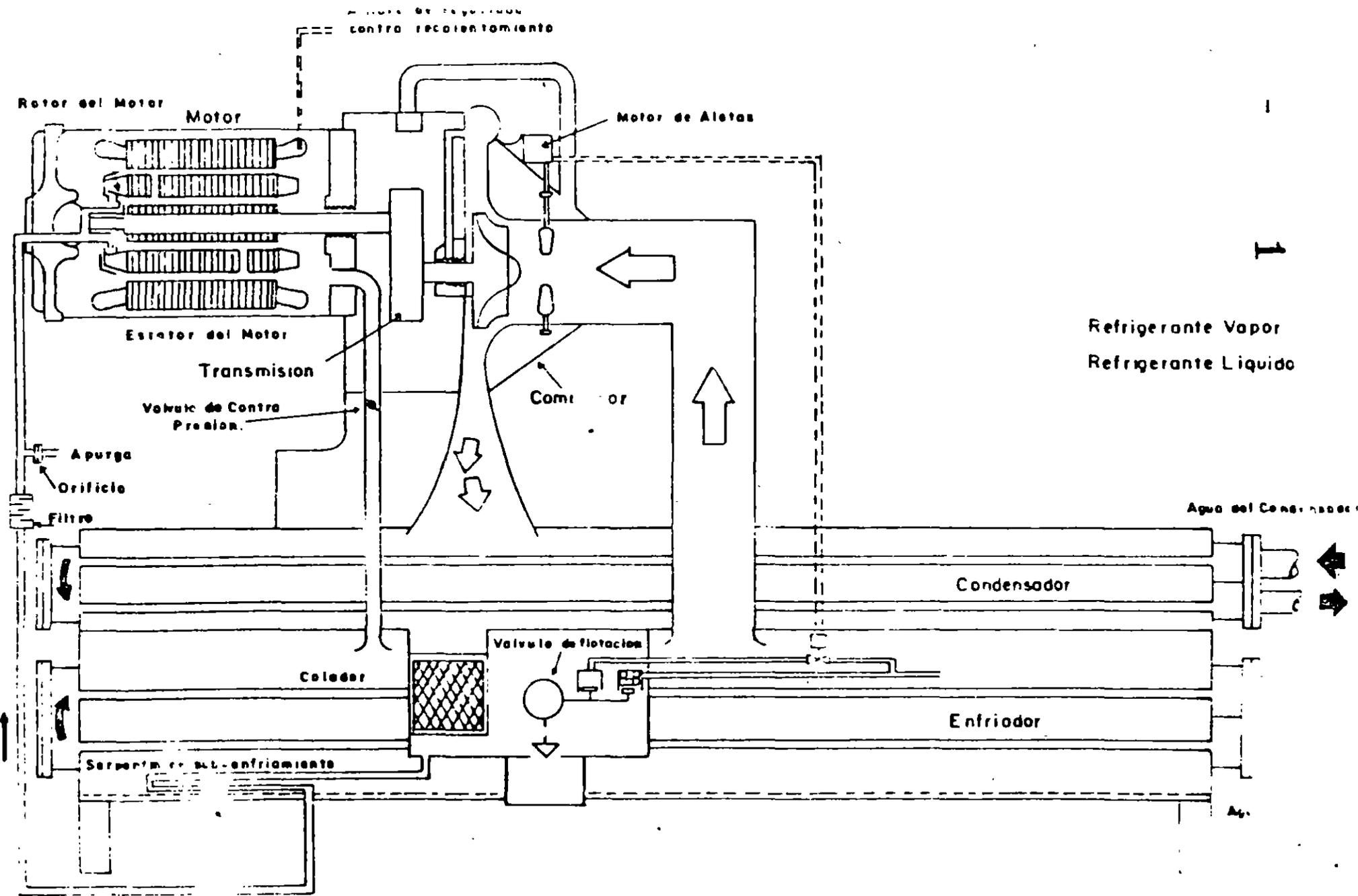


**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
CURSOS ABIERTOS**

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

MAQUINAS CENTRIFUGAS

1996



MAQUINAS CENTRÍFUGAS

El equipo centrífugo, funciona en base al principio de " Evaporador Inundado ". El equipo está constituido por un gran envolvente dividido en dos secciones; la parte alta constituye el condensador del equipo, y la parte baja el evaporador. Para lograr la evaporación del refrigerante, se crea una succión por medio de un rotor centrífugo (parecido al de una bomba) que gira aproximadamente a 12 000 rpm La descarga del rotor al pasar por la voluta del equipo convierte la velocidad de descarga en presión y es descargado el vapor refrigerante hacia el condensador. Para el rango de operación de un equipo centrífugo se requiere un refrigerante con bajas presiones de condensación y una presión de evaporación moderada también.

Las presiones de operación normales para un equipo centrífugo son del siguiente orden:

Alta presión (condensador) :	7 a 8 psi
Baja presión (evaporador) :	16 " de vacío.

El refrigerante empleado en la generalidad de los casos es R-11 por sus propiedades adecuadas al rango; sin embargo existen algunos equipos que operan con R-12.

La velocidad del rotor es constante y para regular la capacidad del equipo se modifica la caída de presión de la succión del compresor centrífugo por medio de un juego de álaves móviles que cierran el paso al flujo de gas; al disminuir el flujo de vapor disminuye la presión de succión y aumenta el punto de ebullición del refrigerante, controlándose así la capacidad del equipo.

PARTES PRINCIPALES.

1.- Motor Impulsor.

En algunas marcas de equipo, el motor de la unidad se encuentra dentro de un recipiente sellado formando parte del interior del equipo; en este caso el motor es enfriado por una corriente de refrigerante que circula por medio de diferencias de presión entre el evaporador y el condensador; el sistema de lubricación del grupo mecánico se lleva a cabo por medio de

una bomba de aceite que opera inclusive durante algún tiempo después de que el equipo ha dejado de operar. Ya que las velocidades a las que opera este equipo son muy altas, el cuidado del sistema es primordial para la vida del equipo.

2.- Flujo de Refrigerante Líquido.

El refrigerante pasa del condensador al evaporador por medio de una válvula reguladora de flujo de líquido; se pretende mantener constante el nivel del evaporador para cualquier capacidad y un nivel mínimo en el condensador; para algunos modelos se emplea una válvula de flotador y para otros una válvula de orificio variable que ha demostrado mayor versatilidad a las variaciones de carga.

3.- Sistema de Purga.

Siendo que la parte de baja presión de la maquina funciona a una presión inferior a la atmosférica, es frecuente encontrar pequeñas entradas de aire la sistema principalmente por el eje de mando de las compuertas de control de capacidad y algunas veces, en equipo en mal estado hay entrada de agua de los serpentines enfriadores. Se requiere un sistema que elimine estas impurezas que afectan en forma determinante el funcionamiento del equipo y para esto se emplea el sistema purga, que en algunos equipos es automático y en otros manual; se toma en forma permanente una pequeña cantidad de vapor del condensador y pasa a una pequeña cámara enfriada por un serpentín de refrigerante, el refrigerante en forma de vapor que esté presente se condensará, lo mismo que el vapor de agua si se encuentra presente; la parte superior de esta cámara forma un sello hidráulico con el refrigerante impidiendo que los no condensables salgan, por medio de la válvula de purga se tira al ambiente el aire que está presente, subiendo nuevamente el nivel del refrigerante. El agua presente flotará sobre el refrigerante y pondrá distinguirse por medio de una mirilla; sobre el nivel de refrigerante estará el del agua que se puede eliminar por medio de otra válvula.



FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

MANTENIMIENTO

1996

MANTENIMIENTO

El criterio de mantenimiento se ha modificado en forma sustancial durante las últimas décadas; ha pasado de ser correctivo a PREVENTIVO el criterio antiguo de personal improvisado, insuficiente y abrumado de trabajo con "soluciones para ayer" ha pasado a la historia como una PÉSIMA opción. El costo de los equipos, refacciones y horas - hombre desperdiciados por este sistema debe ser erradicado como una pésima inversión, ya que su productividad es muy escasa y siempre habrá problemas "urgentes" que no se podrá resolver.

En la instalaciones actuales se debe VIGILAR el equipo, no esperar a que falle y solucionarlo con medidas de emergencia.

Un director de mantenimiento de importante cadena hotelera comentaba: "estoy tranquilo tomando un café con usted porque SE que todo marcha bien". Esta tranquilidad se debe a una excelente programación que se lleva a cabo en su departamento de mantenimiento.

"Aquí no hay sorpresas" comentaba; los registros de los equipos se llevan a la perfección y los riesgos de fallas se MINIMIZAN, se programa una revisión general de cada equipo cada determinado periodo de tiempo y se cuenta con las refacciones probables para no tener sorpresas.

El "mantenimiento" normal como lubricación, verificación de presiones, tensión de bandas, análisis de aguas de caldera, etc.; se realizan con un programa perfectamente definido, cada miembro del departamento tiene asignados determinados equipos y un programa semanal para lubricación, verificación, etc. Se llevan registros de cada parte de equipo para saber su tiempo de operación, cambios de refacciones, fallas comunes y un programa de remplazo.

De las observaciones que se han hecho anteriormente, se pueden establecer cuatro puntos fundamentales para la correcta instrumentación del mantenimiento.

A) PROGRAMAS DE MANTENIMIENTO

B) BITÁCORAS DE OPERACIÓN

C) ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE OPERACIÓN Y REEMPLAZO

D) CAPACITACIÓN AL PERSONAL.

A.- PROGRAMAS DE MANTENIMIENTO.

Es físicamente imposible revisar, lubricar y verificar todos los equipos diariamente; se deben establecer programas para los equipos con la frecuencia que se requiera y distribuirlos como tarea diaria para el personal de mantenimiento. Por ejemplo, si no hay personal encargado directamente de los equipos de tratamiento de agua, se programara una revisión al día, o tal

vez por turno, si la instalación lo requiere; para calderas, unidades enfriadoras, etc., normalmente hay un encargado u operados por turno; él se deberá encargar del mantenimiento general de su equipo así como del equipo accesorio.

Es fundamental que cada equipo esté asignado a una persona específica y que se lleve un informe de que reparación se le hizo al equipo durante su mantenimiento; (si se encontró en perfectas condiciones el informe debe decirlo NO SE HIZO NADA).

B.- BITÁCORA DE OPERACIÓN.

Los equipos principales, enfriadoras, calderas, torres de enfriamiento, etc., deben llevar una bitácora de operación en la cual se registrarán sus condiciones de operación probablemente 3 ó 4 veces por turno; es fundamental la veracidad de la información de la bitácora, ya que el estado interno y las condiciones de operación de deben obtener de información de la bitácora. Cada fabricante presenta tipos de hojas de bitácora para sus equipos; todos ellos son buenos, sin embargo es conveniente tomándolas, como base, diseñarlas específicamente para cada caso o grupo de empresas; por ejemplo, cadenas hoteleras, en donde se requerirá una copia para el jefe de mantenimiento y otra más para la Dirección Corporativa de Mantenimiento.

C.- ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE OPERACIÓN Y REEMPLAZO.

Este análisis a base de informes periódicos de mantenimiento y bitácoras de operación se realiza para prever reparaciones mayores a equipo, paros programados y sustitución de unidades, en grandes cadenas hoteleras se centraliza este trabajo y se procesa por medio de computadora; para el caso normal el jefe de mantenimiento debe realizar estos estudios permanentemente. Es común que el jefe de mantenimiento no tenga tiempo para realizar este trabajo; esto indicara una falla de organización, el jefe de mantenimiento NO DEBE ser mecánico de operación, sino coordinador de su departamento.

D.- CAPACITACIÓN AL PERSONAL.

La capacitación del personal debe ser de 2 clases fundamentales:

1. GENERAL

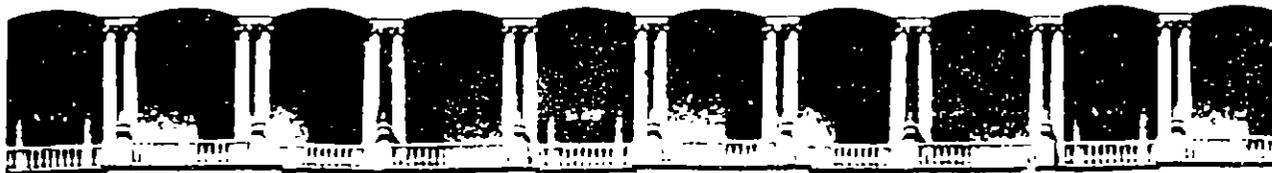
2.- ESPECÍFICA

Es común el reclutamiento de personal para mantenimiento entre el personal de intendencia o el mercado libre de trabajo donde la preparación que tiene el personal escasamente cubre la educación secundaria; es necesario darle una capacitación general sobre plomería, electricidad y mecánica básicamente para que este personal pueda ser útil en las labores que le serán asignadas; la capacitación que obtiene en el campo, adolece de fallas profundas en la teoría de las operaciones que realiza y la calidad de trabajo es muy deficiente; es

conveniente que se capaciten por medio de cursos especiales para el nivel en el que se desarrollarán ya que su rendimiento y calidad justificarán ampliamente la inversión.

Para el caso de operadores de calderas, subestaciones, equipos de enfriamiento, etc., es necesario que se tenga una preparación específica, ya que los equipos a su cargo son complicados y pueden llegar a presentar riesgos, a este respecto hay cursos magníficos que dan algunas empresas fabricantes o instituciones especializadas.

En general, cualquier capacitación que se proporcione a un ser humano tendrá dos ventajas; primera permitirá a éste una superación personal y después logrará un mejor desarrollo de su trabajo con las consecuentes ventajas para su empleador.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

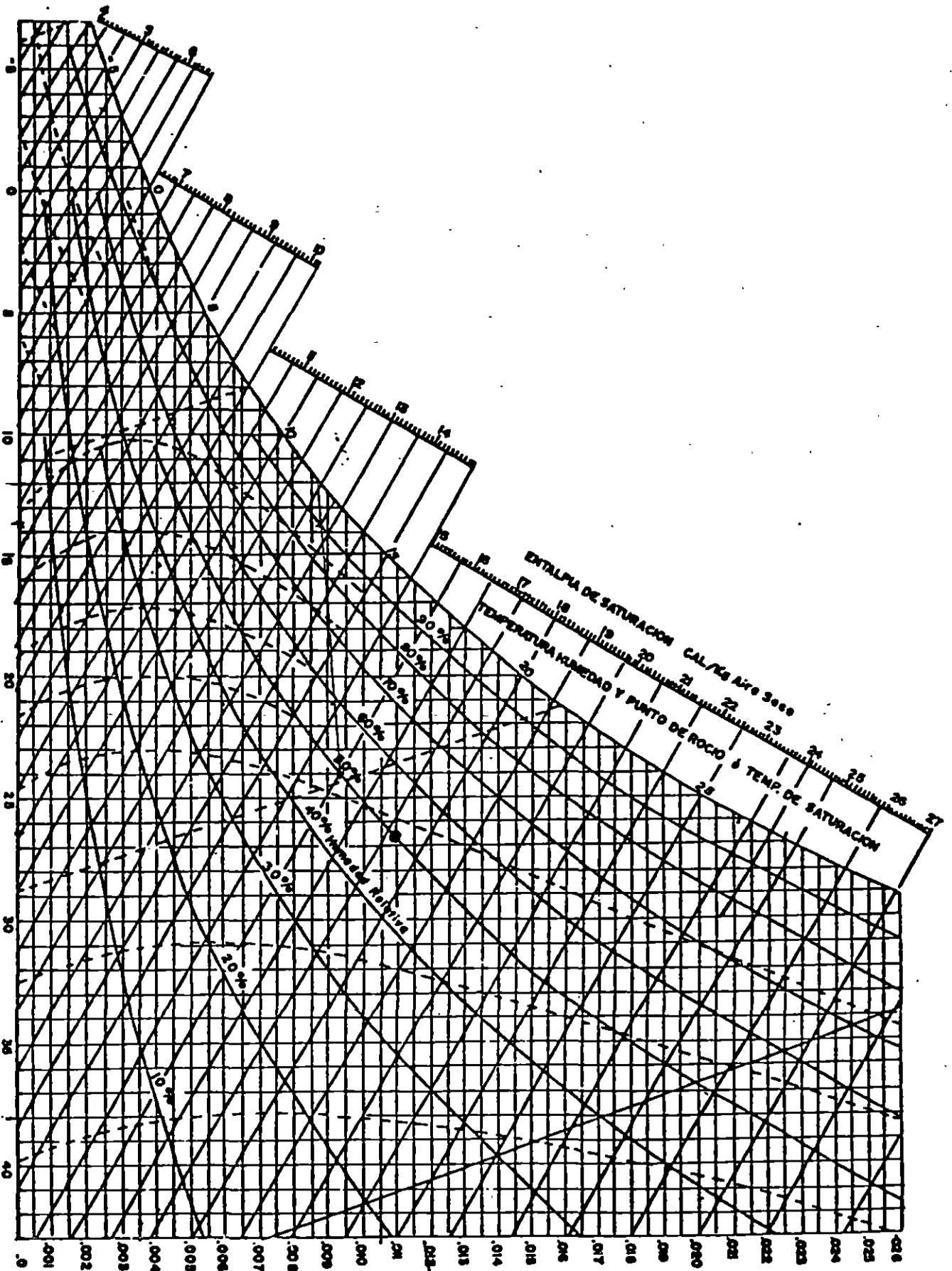
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

TABLA

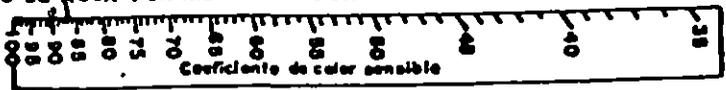
1996

LAS PROPIEDADES POR DEBAJO DE 0°C SON LAS DEL HIELO

TEMP. DE BULBO SECO °C



KILOGRAMOS DE AGUA POR KILOGRAMOS DE AIRE SECO



1



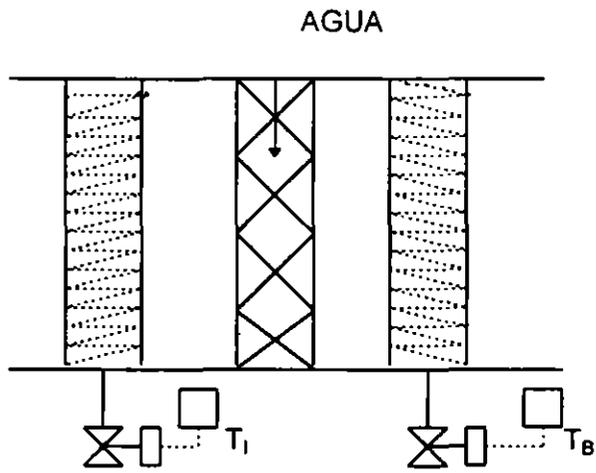
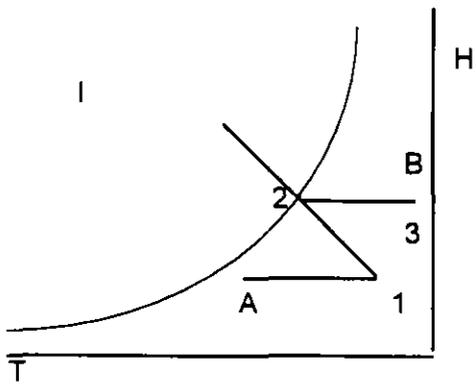
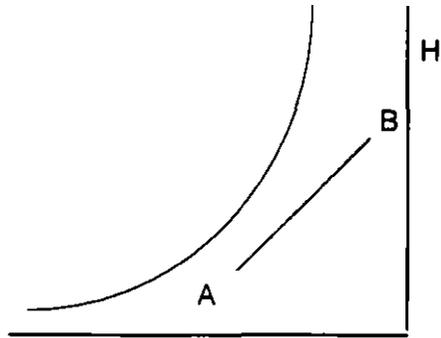
**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

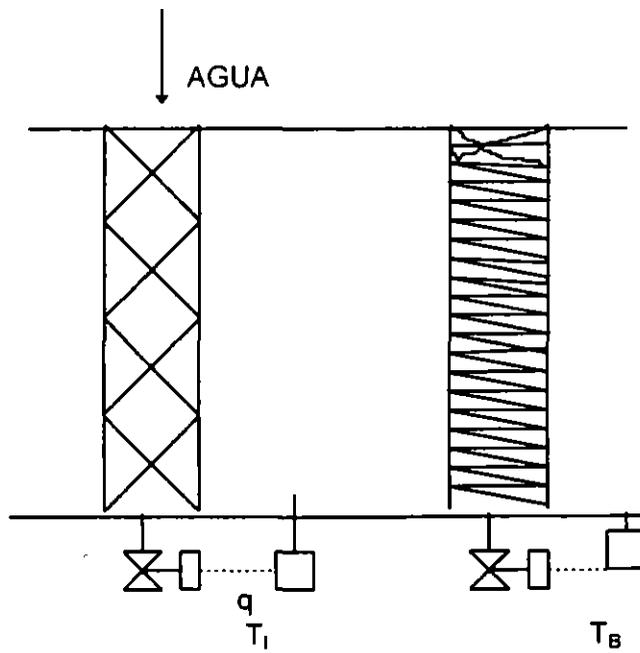
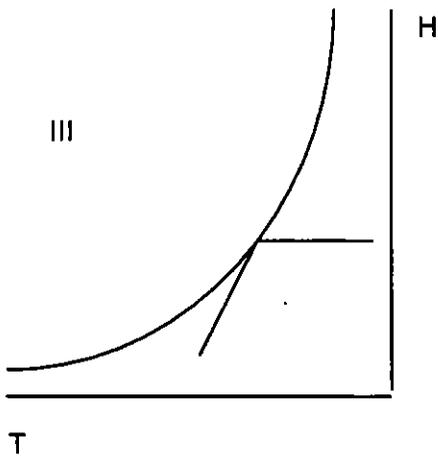
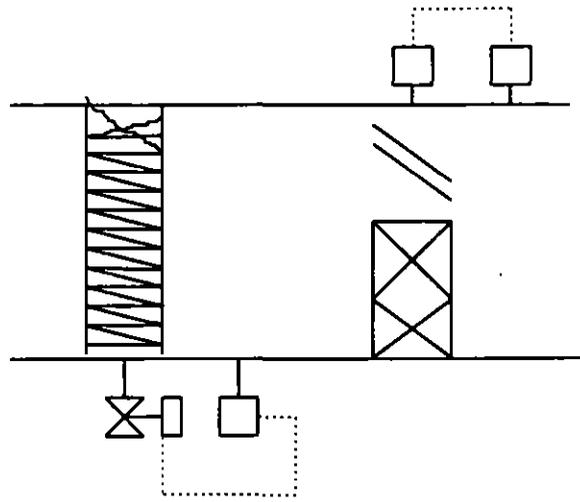
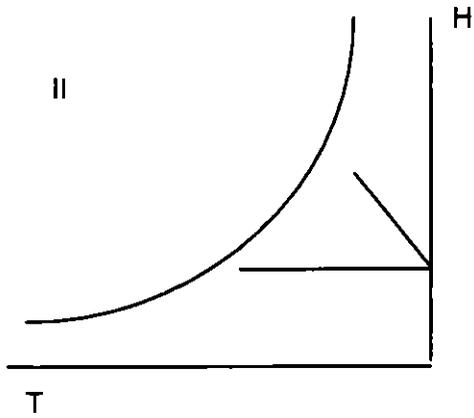
CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

HUMIDIFICACION Y DESHUMIDIFICACION

1996



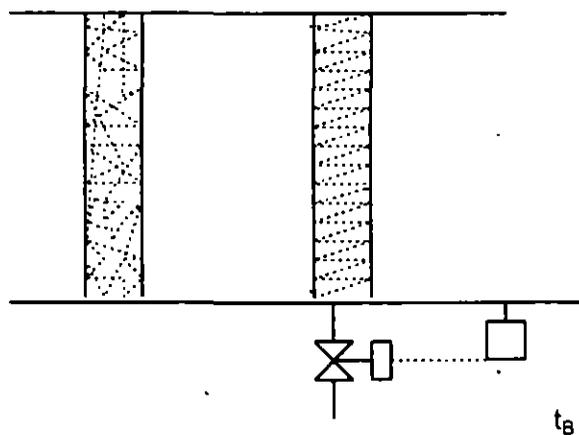
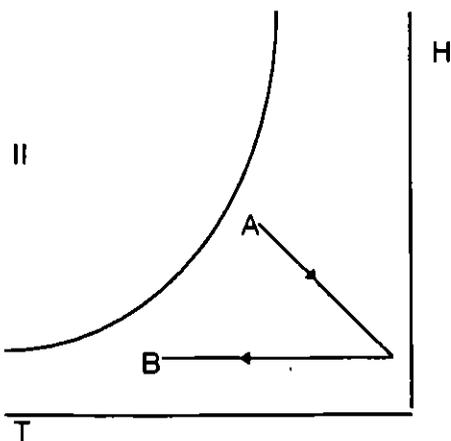
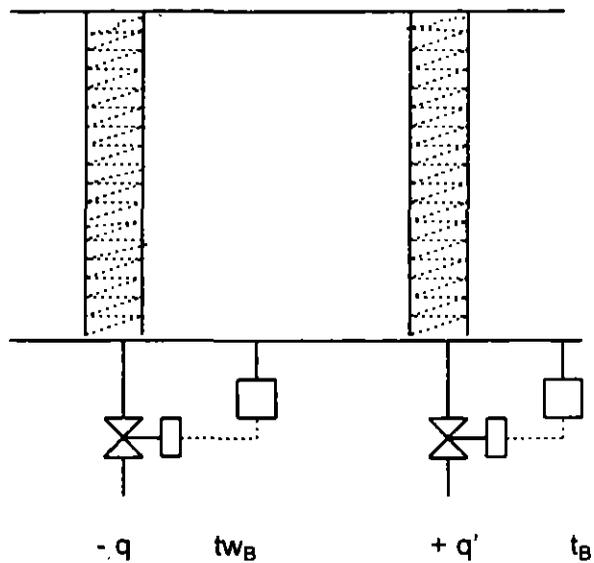
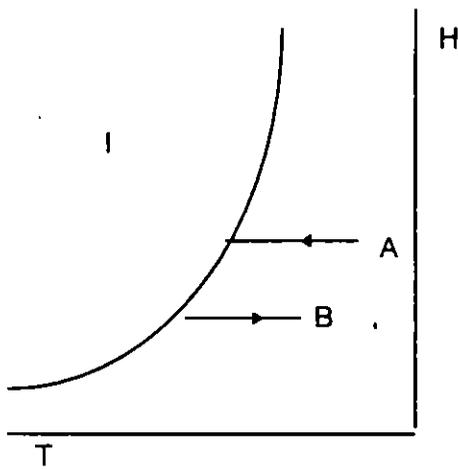


HUMIDIFICACIÓN Y DESHUMIDIFICACIÓN

DESHUMIDIFICACIÓN

Es muy frecuente en Aire Acondicionado requerir que el aire que se encuentra en una posición "A", deba ser transformado a otro con una condición "B"; normalmente se requerirá modificar tanto su temperatura como su humedad. Esto podrá ser llevado a cabo por medio de uno o varios de los "procesos psicrométricos" empleados en secuencias o deferentes pasos.

Es importante hacer notar que para la solución de un determinado problema, habrá varias posibles soluciones; todas ellas buenas, algunas mas sencillas y otra mas complejas pero todas posibles, siempre y cuando se respeten los procesos psicrométricos. En algún momento se presentarán dos o mas alternativas TOTALMENTE EQUIVALENTES y se escogerá una de ellas al criterio o gusto del diseñador.



CANTIDAD DE AIRE NECESARIO

CALOR SENSIBLE

El aire que se inyecta a una área acondicionada, tiene como finalidad "recoger" o "suministrar" calor al espacio que se pretende acondicionar; si se trata de calefacción, el aire que se introduzca al local deberá tener una temperatura mayor a la del ambiente que se pretende mantener, para que al mezclarse con el aire interior ceda calor que compense a aquel que esta perdiendo el local hacia el exterior.

Si se trata del enfriamiento requerido en verano, el aire deberá suministrarse mas frío que el ambiente para contrarrestar la ganancia de calor del local.

La cantidad de calor que puede tomar el aire de suministro se definirá por medio de la siguiente ecuación:

$$q_s = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

En donde q_s será la cantidad de calor cedida o absorbida por el aire desde su temperatura de entrada al local hasta la temperatura del interior.

Este calor se llevará a cabo siempre a humedad constante.

CALOR LATENTE

La humedad en el interior de un local es una de las variables que deben ser controladas para conservar las condiciones propuestas de diseño; normalmente existe una generación de humedad que se debe principalmente al metabolismo de los seres vivos y también a algunos equipos que generan humedad hacia el ambiente. En el caso general, el aire que se suministre a un determinado local deberá tener una humedad absoluta menor a la requerida en el interior, con objeto de absorber la que se genere ahí.

La humedad en el aire representa una forma de calor, ya que está como vapor de agua y a temperatura constante la variación de humedad implicará una variación de entalpia; se define de la siguiente forma:

$$q_l = m \cdot \Delta H \cdot \lambda$$

El "calor latente" o calor de vaporización del agua varía con la temperatura, presentando un problema adicional, sin embargo para el rango normal de aire acondicionado (o a 40 °C) su valor no varía substancialmente, y tomar un valor intermedio como "constante" es perfectamente permisible.

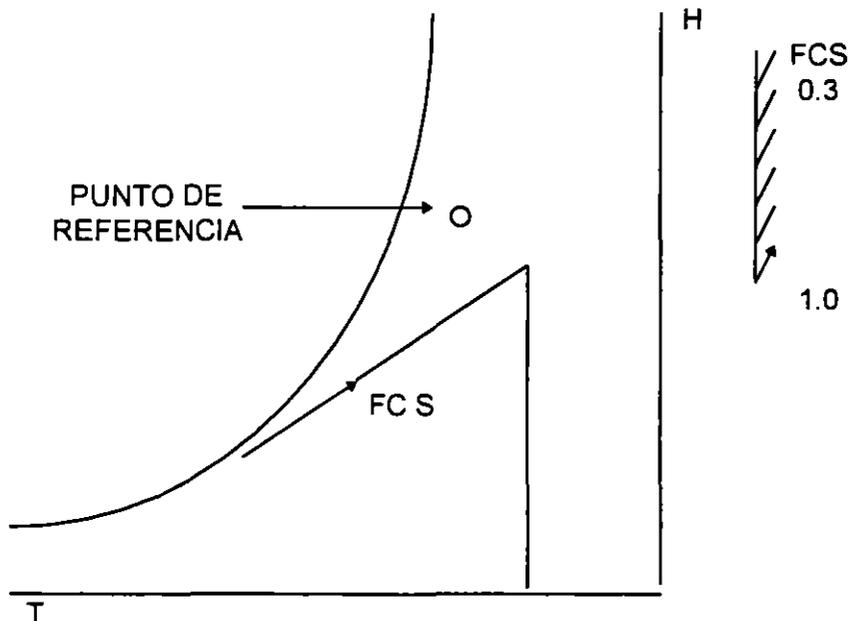
$\lambda = 585 \text{ kcal / kg de agua}$

FACTOR DE CALOR SENSIBLE

Evidentemente no es posible introducir una cantidad de aire que recoja el calor sensible (q_s) y otra que recoja el calor latente (q_l); por lo que será necesario considerar dos funciones simultáneamente. Con este objeto se define al FACTOR DE CALOR SENSIBLE (FCS) de la siguiente forma:

$$FCS = \frac{q_s}{q_s + q_l}$$

El factor de calor latente sensible, en realidad indica la pendiente de la línea de operación del aire desde que este ingresa al local que llega a las condiciones interiores; y para cada problema SOLAMENTE existirá un solo FCS, ya que indica cuanto calor latente debe ser recogido por unidad de calor sensible.



Para el caso de Verano la línea de FCS tendrá como origen la curva de saturación de la carta psicrométrica y como final el punto que define las condiciones interiores del local:

En el caso de calefacción en Invierno se presenta un problema de indefinición de las variables; si el suministro de aire es "muy grande" y viceversa. El problema estriba en definir que se considera "muy grande" o "muy pequeño"; a ere respecto se hace necesario el auxilio de criterios auxiliares para poder definir una de las dos variables involucradas:

A) VOLUMEN DE INYECCIÓN

Si el volumen de aire que se inyecta a un lugar es muy pequeño no será posible lograr una temperatura uniforme en el local y se encontraran "puntos" frios o calientes en él. Si es muy

grande se tendrá una temperatura totalmente homogénea pero habrá corrientes de aire molestas.

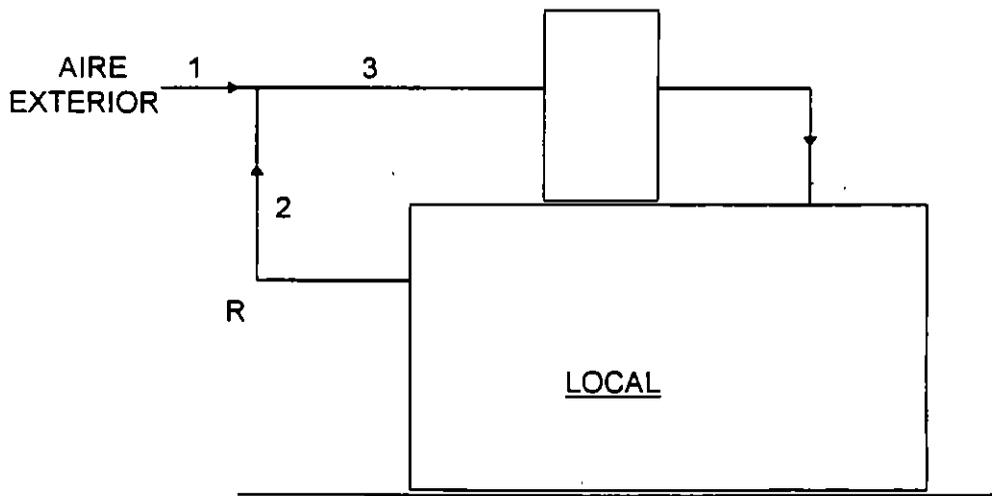
Algunos autores y la experiencia de los diseñadores han establecido un criterio al respecto; "El aire que se suministra al interior de un local deberá ser de 10 a 20 VECES su volumen en una hora". A este criterio se le llama "Cambios por hora". No es un criterio absoluto pero es una buena guía.

B) TEMPERATURA MÁXIMA DE INYECCIÓN

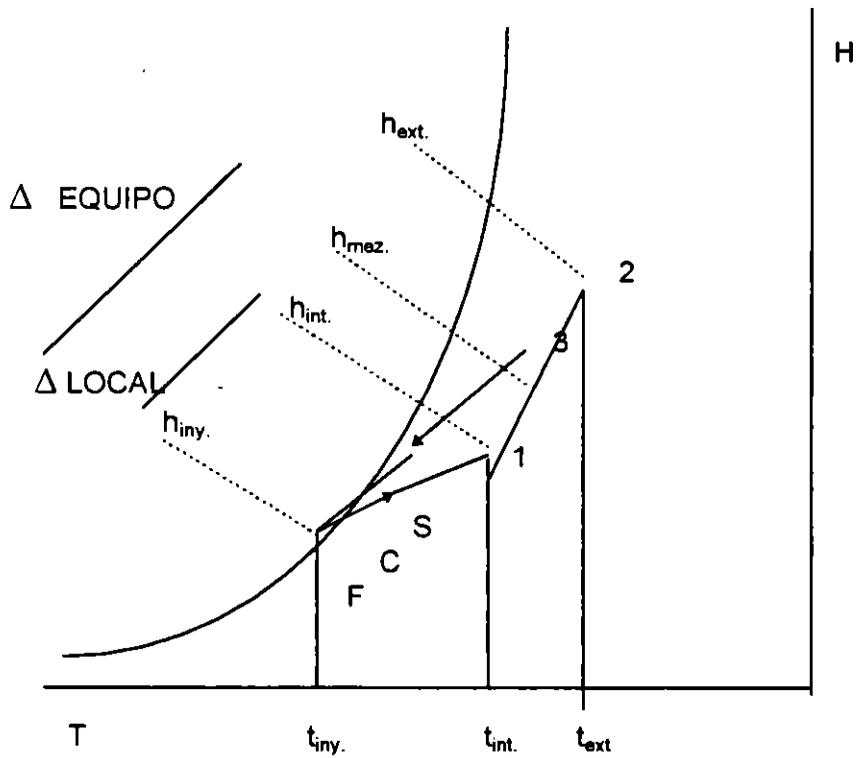
Mientras mayor sea la temperatura de inyección, se requerirá menos aire y por lo tanto el equipo será mas pequeño; sin embargo una temperatura elevada causará grandes pérdidas en los ductos y sobre todo problemas serios de RADIACIÓN en los difusores; como regla general deberá tratarse de que la temperatura de los difusores no sea mayor de 45 °C.

CICLO COMPLETO DE AIRE

Una vez que el aire ha realizado su labor en el interior del local por acondicionar, debe salir de él para ser substituido por aire proveniente del acondicionador; sin embargo en la mayoría de los casos este aire es más fácil de acondicionar que el aire exterior, obteniéndose una economía de importancia. No es posible recircular todo el aire, ya que es necesaria una cantidad de "aire nuevo" para mantener la pureza necesaria; sin embargo se recirculará todo el que sea permisible y se completará al 100 % con aire exterior (Este será función del número de personas y de la actividad que realicen)



La mezcla de aire exterior y aire recirculado será la que se suministre al equipo acondicionador.



La cantidad de calor que deberá suministrar o retirar el equipo acondicionador será la diferencia de entalpías entre el "aire de mezcla" y el "aire de inyección". Normalmente la carga térmica del equipo es DIFERENTE a la carga térmica del local.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

EQUIPO TERMINAL

1996

EQUIPO TERMINAL

Se le da el nombre de equipo terminal, a aquel que "produce" el aire que se va a emplear para el acondicionamiento de un local. Los equipos más comunes son los siguientes:

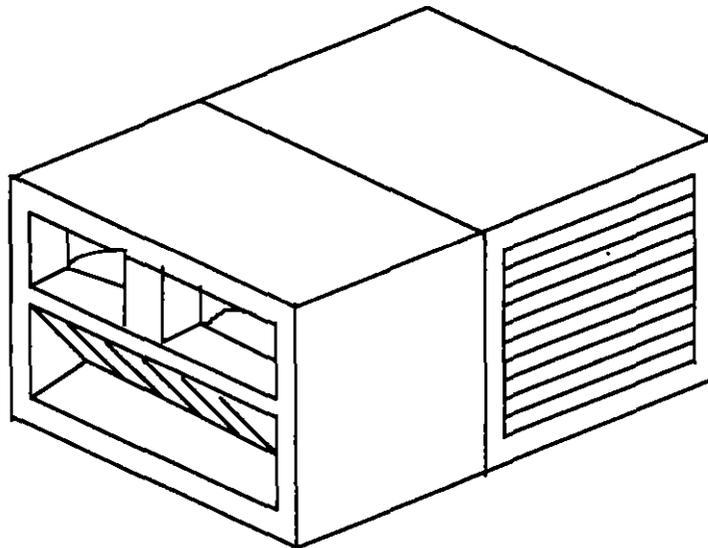
- a) Unidad paquete
- b) Manejadora de aire
- c) Fan & coil.

Hay algunos otros como son el equipo de inducción y otros, pero por ser equipos poco comunes en nuestro medio no son muy importantes.

UNIDADES PAQUETE.

Es un sistema de refrigeración completo integrado en una sola unidad; conteniendo condensador, compresor, sistemas de control y una cámara que contiene un serpentín evaporador y ventiladores centrífugos para el manejo del aire.

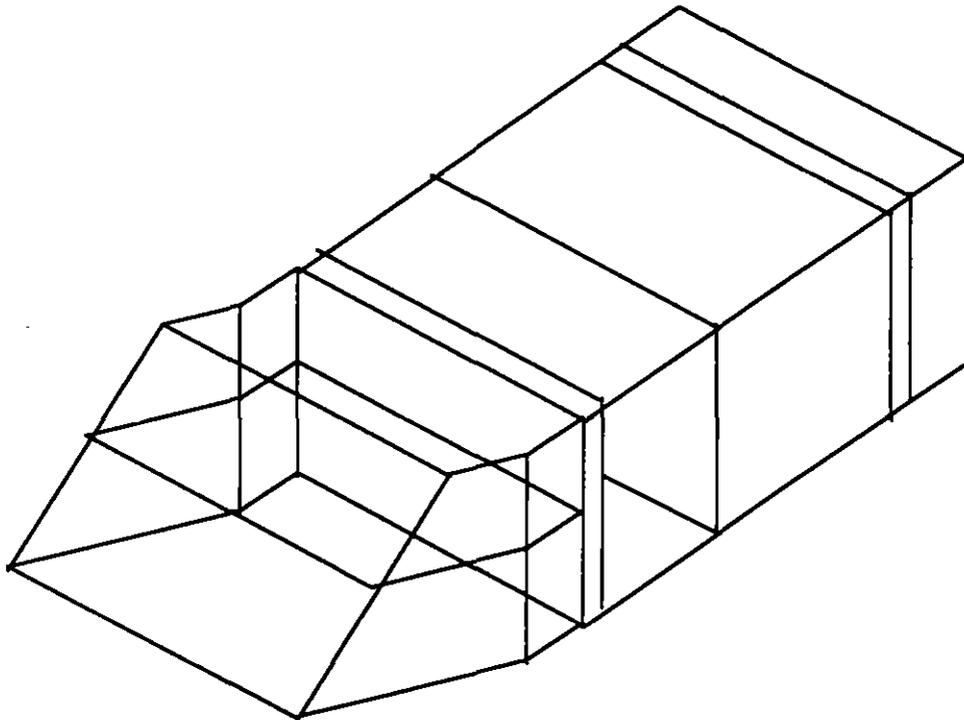
Esta unidad para instalaciones pequeñas es la más cómoda, ya que requiere una inversión moderada y su costo de instalación es relativamente bajo.

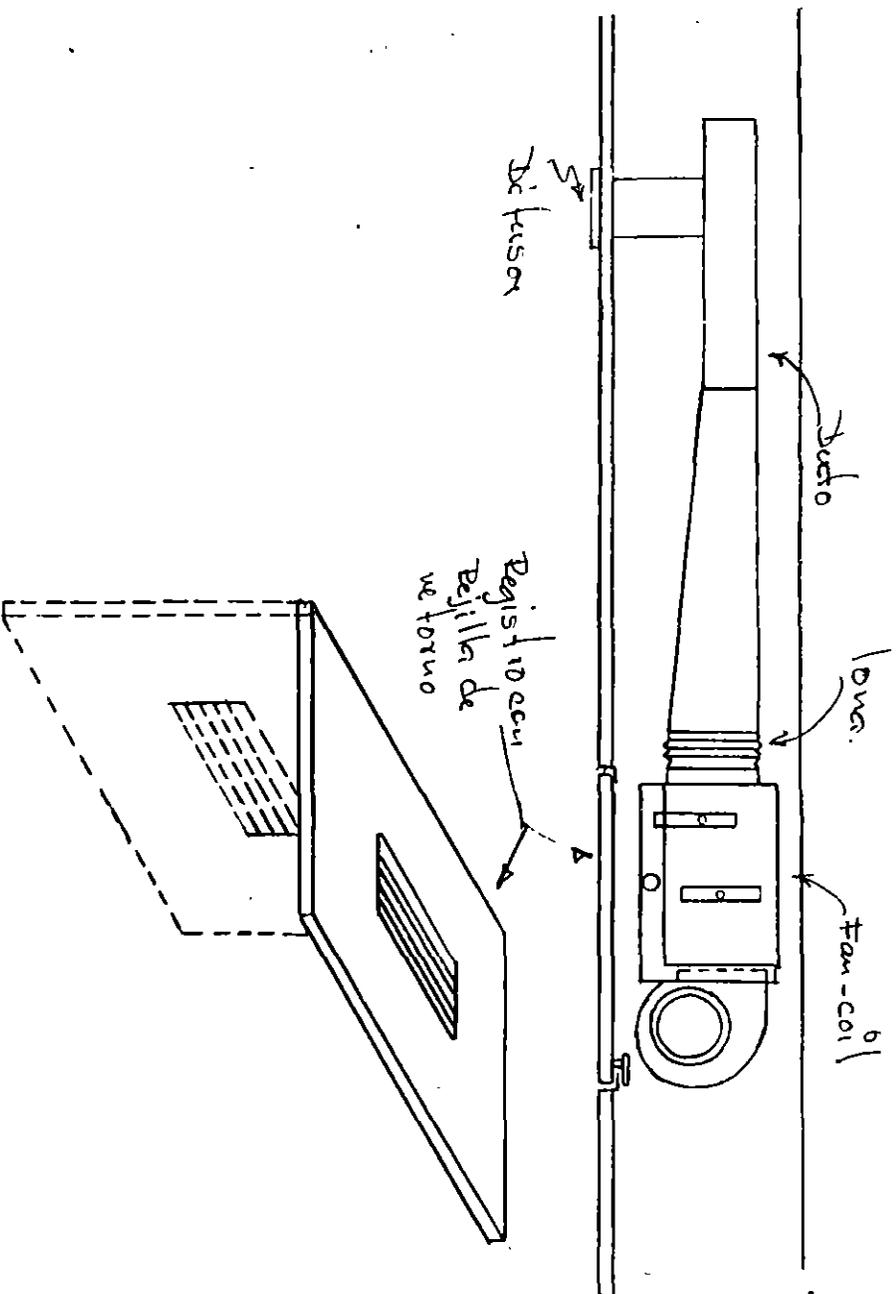
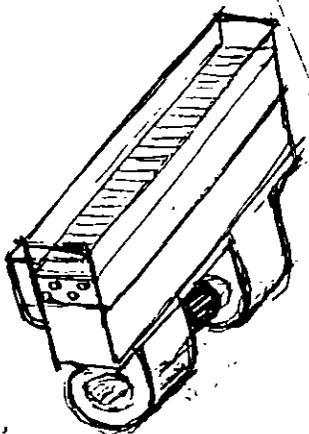


MANEJADORA DE AIRE.

Es un equipo constituido por uno o más ventiladores centrífugos, serpentines que operan con agua helada, caliente o sistema de expansión directa. Caja de filtros y compuertas para la regulación de aire.

Se emplea para el acondicionamiento de zonas relativamente extensas y puede ser para el abastecimiento de una "zona" que deberá tener una temperatura homogénea o varias zonas (multizona) en cuyo caso se regulará la temperatura del aire que será enviado a diversas zonas del local por medio de un sistema de compuertas de regulación que permitirán que el aire enviado sea más frío o más caliente; esto regulará por medio de sistemas de control de temperatura.





FAN & COIL

El fan & coil realmente es una pequeña manejadora cuya capacidad normalmente es inferior a 3 TR (toneladas de refrigeración, una TR es 3024 kcal / h). Este equipo opera normalmente por medio de circulación de agua helada; aunque los hay que operan por medio de expansión directa. Su empleo se limita a locales pequeños como cuartos de hotel, oficinas, etc., sin embargo agrupándolos pueden cubrir áreas importantes. Se instalan normalmente en el claro comprendido entre el planfondo de un local y el techo; el aire acondicionado producido se introduce al local por medio de un ducto y un difusor, el retorno se hace normalmente colocando una rejilla de retorno bajo el equipo. La gran ventaja que representan es la versatilidad que se logra en el control de temperatura, ya que se puede controlar al gusto del usuario, además cuenta con motor de 3 velocidades que permite que el flujo de aire al gusto de la persona que lo va a operar.

Como regla general, siempre que esto sea posible, será más cómodo y barato enviar agua helada a través de las instalaciones de un edificio que ductos de aire acondicionado; esto da un a mayor importancia al empleo de manejadoras y fan & coils.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

ANALISIS DE CARGAS TERMICAS

1996

ANALISIS DE CARGAS TERMICAS

En la evaluación de un problema de aire acondicionado, el análisis de las cargas térmicas que intervienen en él es de primordial importancia; estas aportaciones o pérdidas se pueden clasificar en dos grandes grupos :

- A.- CARGAS FIJAS
- B.- CARGAS VARIABLES

Las cargas fijas se pueden a su vez clasificar de la siguiente forma :

- a.1 Transmisión de calor
- a.2 Personal
- a.3 Iluminación
- a.4 Equipo y misceláneos

A.1 La transmisión de calor que ocurre a través de barreras físicas como muros, ventanas, puertas, etc., está definida por la ecuación general de la transferencia de calor:

$$q = U A \Delta T$$

En donde

- U : Coeficiente total de transferencia de calor
- A : Area a través de la cual fluye el calor
- ΔT : Diferencial de temperatura entre los lados de la barrera

Como en el caso general de transferencia de calor, el cálculo de " U " es la parte medular del problema y en ocasiones la más engorrosa; U está definida de la siguiente forma :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \dots + \frac{x_n}{k_n}}$$

en donde

- h_i : coeficiente de película interior para aire " quieto "
- h_o : coeficiente de película exterior para aire en movimiento 24 km/ hr
(115 millas / hr)
- x : espesor del material que constituye la barrera
- k : conductividad térmica del material de la barrera

Los valores de " h_i " y " h_o " se consideran constantes dentro de cierto rango de rugosidad de la pared y velocidad del aire y sus valores en el sistema métrico son los siguientes :

$$h_i = 8.03 \text{ kcal/ h } ^\circ\text{C m}^2$$

$$h_o = 29.3 \text{ " " " "}$$

La conductividad térmica " k " está definida como

$$k = \text{kcal-m / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Y la distancia o espesor " x " en metros.

COEFICIENTES DE CONVECCION

	Kcal / m 2h °C
SUPERFICIE AL AIRE EXTERIOR.	
Velocidad del viento m/seg. 12 /km/hr ó menos (3.33 m/seg. ó menos).	20
Velocidad del viento 5 m/seg. 18 km/hr ó menos (5 m/seg).	25
Velocidad del viento m/seg. 24 km/hr ó más (6.67 m/seg. ó mas).	30
SUPERFICIE VERTICAL INTERIOR	5
SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR	
Flujo hacia abajo	6
SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR	
Flujo hacia arriba	9

NOTA 1 :

Los coeficientes de conductividad k están expresados en kilocalorías por metro cuadrado, por hora y por grado centígrado de diferencia de temperatura, para un material de un metro de espesor. Dividiendo el coeficiente entre 0.124 se obtienen BTUs por pie cuadrado, hora grado Fahrenheit, para una pulgada de espesor.

NOTA 2:

Los coeficientes de transmisión U y los de convección f están dados en kilocalorías por metro cuadrado por hora y por grado centígrado de diferencia de temperaturas. Para convertirlos a BTUs por pie cuadrado, hora, y grado Fahrenheit habrá que dividirlos entre 4.88.

COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD TERMICA DE DIVERSOS MATERIALES

Materiales de construcción	kg / m³	k
Muro de ladrillo al exterior		0.75
Muro de ladrillo al exterior con recubrimiento impermeable por fuera		0.66
Muro de ladrillo interiores		0.60
Muro de ladrillo comprimido vidriado para acabado aparente, exterior		1.10
Muro de tabique ligero con recubrimiento impermeable por fuera	1, 600	0.60
	1, 400	0.50
	1, 200	0.45
	1, 500	0.35
Muro de tabique ligero al exterior	1, 600	0.70
Placas de asbesto cemento	1, 800	0.50
Siporex al exterior con recubrimiento impermeable por fuera	660	0.18
	510	0.14
	410	0.12
Siporex al interior en espacio seco	660	0.16
	510	0.13
	410	0.11
Concreto armado	2, 300	1.50
Concreto pobre al exterior	2,200	1.10
Concreto ligero al interior	1,250	0.60
Muro de tepetate o arenisca calcárea al exterior		0.90
Muro de tepetate o arenisca calcárea al interior		0.80
Muro de adobes al exterior		0.80
Muro de adobes al interior		0.50
Muro de embarro (con paja y carrizo)		0.40
Granito, basalto	2, 700	3.00
Piedra de cal, mármol	2, 600	2.10
Piedras porosas como arenisca y la caliza blanda o arenosa	2, 400	2.00

Rellenos y Aislamientos	kg / m³	K kcl / m, °C, hr
Tezontle como relleno o terrado seco		0.16
Relleno de tierra, arena o grava expuestos a la lluvia		2.0
Rellenos de terrado, secos, en azoteas		0.50
Arena, seca, limpia	1, 700	0.35
Senica de carbón, seco	700	0.20
Siporex despedazado, seco	400	0.13
Escoria, seco	150	0.08
Aserrín relleno suelto, seco	120	0.10
Aserrín relleno empacado, seco	200	0.07
Bolas de plástico celular, empacado, seco	10- 20	0.05
Virutas como relleno, seco		0.07
Masa de magnesita, seco	190	0.05
Fibra de vidrio, diámetro de la fibra 6 micras	15 - 100	0.04
Fibra de vidrio, diámetro de la fibra 20 micras	40 - 200	0.04
Lana de escoria	35 - 200	0.04
Lana mineral	35 - 200	0.04
Plástico celular de poliestireno	15 - 30	0.035
Cartón ruberoide con brea	1.200	0.20
Cartón ruberoide como aislamiento		0.14
Cartón corrugado, seco, poros horizontales	40	0.04
Piso de corcho comprimido	500	0.07
Placa de corcho expandido, seco	140	0.035
Placa de corcho expandido, seco	210	0.04
Placa de paja comprimido, seco	300	0.08
Celotex	350	0.07
Fibracel, duro, seco	1,000	0.11
Fibracel, medio duro, seco	600	0.07
Fibracel, poroso, seco	300	0.045
Varios materiales		
Vidrio	2, 600	0.70
Madera de encino, seco, 90° de la fibra	700	0.14
Madera de pino blanco, seco, 90° de la fibra	500	0.12
Madera de pino blanco, expuesto a la lluvia		0.18
Asfalto para fundir	2, 100	0.70
Asfalto bituminoso	1, 050	0.15
Linóleo, seco		0.16
Algodón, seco		0.04
Lana pura, seco		0.04
Cascarilla de semilla de algodón, suelta, seca		0.05
Aire	1.2	0.022
Agua	1, 00	0.5
Acero y fierro	7, 800	45
Cobre	8, 900	320

Acabados	kg / m ³	K
Azulejos y mosaicos		0.90
Aplanado con mortero de cal al exterior		0.75
Aplanado con mortero de cal al interior		0.60
Terrazos y pisos de mortero de cemento		1.50
Yeso		0.138

A.2 Las personas que ocupan un lugar acondicionado producen una gran cantidad de calor dependiendo de la temperatura interior y el grado de actividad que estén realizando en algunas aplicaciones como pueden ser teatros o salones de espectáculos, la carga térmica producida por personas es la mayor carga a disipar en las instalaciones; los seres vivos y algunas aplicaciones específicas producen tanto calor sensible como calor latente debido a la transpiración; la siguiente tabla A, da los valores que se emplean para el cálculo de la aportación térmica por personas.

A.3 La iluminación que normalmente es eléctrica emplea una pequeña parte de la energía consumida en producir luz y la mayor parte de la energía consumida en producir luz y la mayor parte se transforma en calor; en el caso de la iluminación incandescente este fenómeno resulta evidente por la alta temperatura que alcanza un foco al estar prendido, en el caso de la iluminación fluorescente, el tubo es " frío " pero la balastra que intensifica el potencial para permitir el efecto fluorescente disipa gran cantidad de calor al espacio acondicionado, como ilustración de la forma que actúa la energía se presenta la siguiente figura :

El calor producido por los diferentes tipos de iluminación será el siguiente :

Incandescente $q = W \times 0.86$ kcal / h

Fluorescente $q = W \times 0.86 \times 1.25$ kcal / h

El valor de corrección para la iluminación fluorescente se debe al factor de eficiencia del sistema.

TABLA Calor producido por las personas

Grado de actividad	Aplicación Típica	Relación metabólica de un hombre adulto	Grupo de personas			Relación promedio de la relación metabólica	Temperaturas del cuarto									
			% de composición del grupo				82 ° F	80 ° F		78 ° F		75 ° F		70 ° F		
			Hombre	Mujer	Niño		BTU / hr		BTU / hr		BTU / hr		BTU / hr		BTU / hr	
			Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.					
		BTU /hr				BTU /hr										
Sentado	Teatro	390	45	45	10	350	175	175	195	155	210	140	230	120	260	90
Sentado;trabajo ligero	Escuela	450	50	50	0	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Trabajo de oficina, actividad moderada	Oficinas, hoteles, departamentos	475	50	50	0	450	200	270	200	250	215	235	245	205	285	165
Parados; caminando despacio	Tienda de ropa, almacenes	550	10	70	20	450	200	270	200	250	215	280	245	205	285	165
Caminando, sentado, de pie; caminando despacio	Cafeterías	550	21	71	10											
	Bancos	550	40	60	0	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210
Trabajo sedentario	Restaurantes	500	50	50	0	550	190	360	220	330	240	310	280	270	320	230
Trabajo Ligero	Fábrica, trabajo ligero	800	60	40	0	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	285
Baile Moderado	Salas de baile	900	50	50	0	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450
Caminando, 3 mph	Fábricas, trabajo algo pesado	1000	100	0	0	1000	270	730	300	700	330	670	380	620	460	540
Jugando	Boliche	1500	75	25		1450	450	1,000	465	985	485	965	525	925	605	845

De Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating. 3era edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cheme, Walter A. Grant y William H. Roberts. Pitman Publishing Corporation

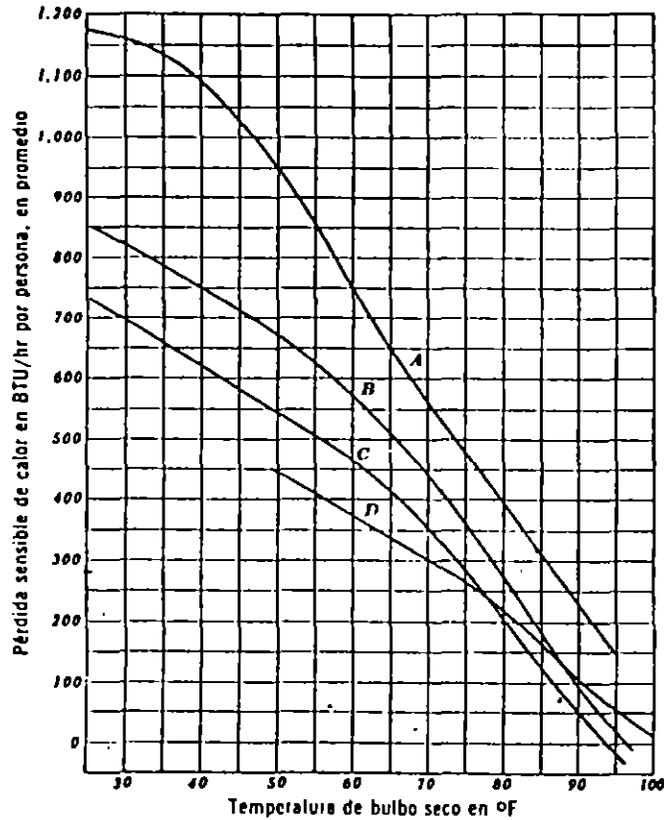


Figura IX-34. Pérdida de calor sensible de un ser humano a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

- A) hombre trabajando (66,150 lb pie/h)
- B) hombre trabajando (33,075 lb pie/h)
- C) hombre trabajando (16,538 lb pie/h)
- D) hombre sentado y descansando.

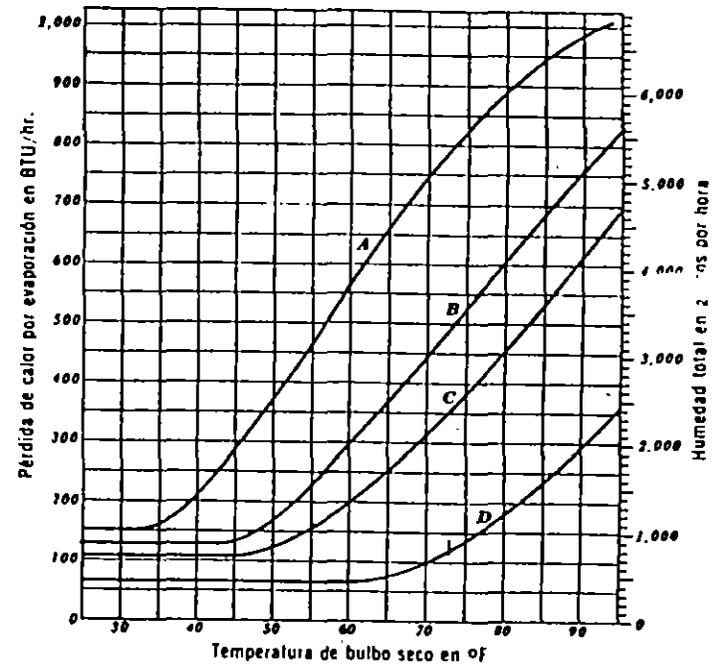
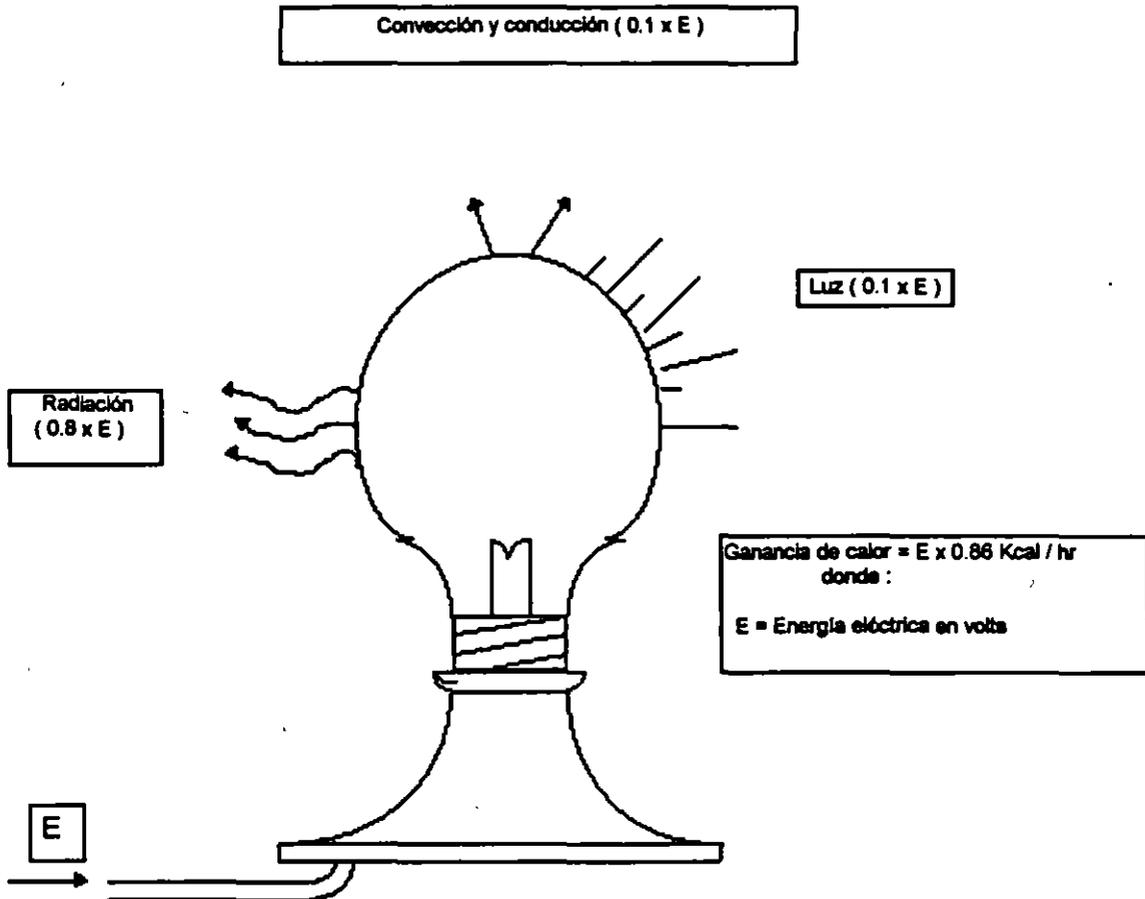


Figura IX-35. Pérdida de calor latente del ser humano por evaporación y humedad evaporada a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

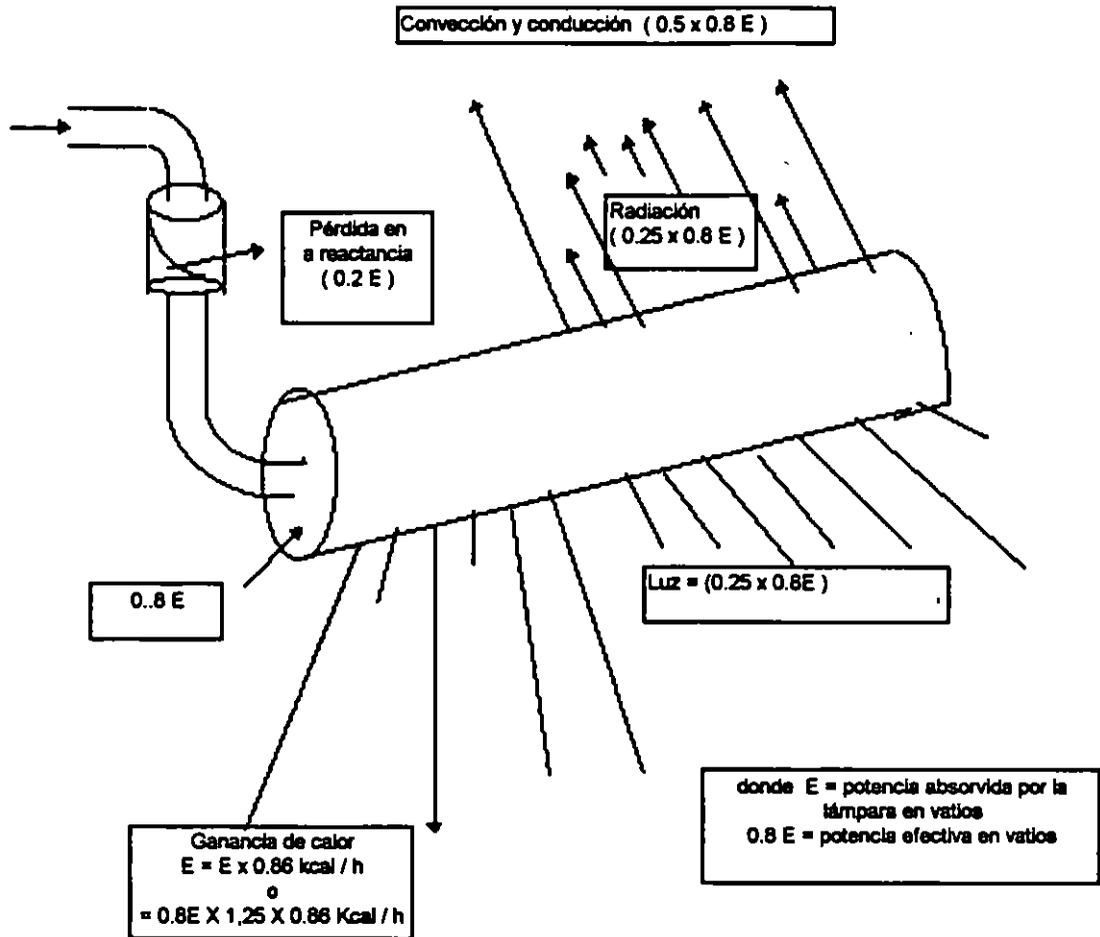
De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

- A) hombre trabajando (66,150 lb pie/h)
- B) hombre trabajando (33,075 lb pie/h)
- C) hombre trabajando (16,538 lb pie/h)
- D) hombre sentado y descansando.

Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas de incandescencia



**Conversión de la energía eléctrica en calor y luz
en las lámparas fluorescentes**



A.4 En general cualquier instalación donde hay acondicionamiento ambiental posee algún tipo de equipo como son bombas, motores, equipo de oficina o equipo y accesorios más sofisticados como pueden ser equipos de computación o equipos de restaurante.

Para el caso específico de motores el calor disipado por HP ó KW nominal variará con el tamaño del motor ya que los motores grandes son sumamente eficientes y los pequeños no lo son; de la energía absorbida, una parte se disipará como calor y la restante se transformará en trabajo; sin embargo al realizarse trabajo en un lugar acondicionado toda la energía se transformará en calor, el caso típico es un ventilador, que al remover el aire únicamente lo calienta.

La siguiente tabla nos proporciona los valores de carga térmica para varios motores en diferentes aplicaciones :

TABLA 50. GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELECTRICOS DE RESTAURANTES
Sin campana de extracción *

APARATOS	DIMENSIONES TOTALES sin ple ni esa (mm)	MANDO	DATOS DIVERSOS	POTENCIA NOMINAL (kcal/h)	POTENCIA EN MARCHA CONTINUA (kcal/h)	GANANCIAS A ADMITIR PARA USO MEDIO		
						Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Calor total (kcal/h)
Percolador 2 litros		Manual		560	77	227	55	282
Calent. de agua 2 litros		Manual		77	77	58	22	80
4 percoladores cón reserva de 17 litros	509 x 762 x 680 H	Auto	Calentador agua 2000 vatios Percolador 2860 vatios	4225		1200	300	1500
Cafetera	10 litros	Manual	Negro	3000	750	650	425	1075
	10 litros	Auto	Niquelado	3855	650	550	375	925
	20 litros	Auto	Niquelado	4280	900	650	575	1425
Máquina donut	558 x 558 x 1450 H	Auto	Extractor motor de 1/2 C. V.	4000		1250		1250
Cocedora para huevos	254 x 330 x 636 H	Manual	Media 550 vatios Lenta 275 vatios	835		300	200	500
Mesa caliente, con calentaplatos, por m ² de superficie		Auto	Aislado - Calentador separado para cada plato. Calentaplatos en la parte inferior	3600	1350	950	950	1900
Mesa caliente, sin calentaplatos, por m ² de superficie		Auto	Como arriba, pero sin calentaplatos	2750	1080	540	960	1500
Freidora 5 litros aceite	305φ x 355 H	Auto		2220	275	400	600	1000
Freidora 10 litros aceite	408 x 457 x 305 H	Auto	Superficie 300 x 360 mm	5895	5000	950	1425	2375
Placa calentadora	457 x 457 x 203 H	Auto	Superficie activa 450 x 360 mm	2000	700	775	425	1200
Parrilla para carne	355 x 355 x 254 H	Auto	Superf. útil 250 x 300 mm	2550	475	975	525	1500
Parrilla para sandwich	330 x 355 x 254 H	Auto	Superficie de parrilla 300 x 300 mm	1400	475	675	175	850
Calentador de pan	660 x 432 x 330 H	Auto	1 cajón	375	100	275	35	300
Toastador (continuo)	381 X 381 X 711 H	Auto	Para 2 cortes 360 cortes/h	1875	1250	1275	325	1600
Toastador (continuo)	508 X 381 X 711 H	Auto	Para 4 cortes 720 cortes/h	2570	1500	1525	650	2175
Toastador (automático)	152 X 279 X 228 H	Auto	2 cortes	1025	250	617	113	730
Molde de tortas	305 X 330 X 254 H	Auto	1 torta de 180 mm	620	150	275	185	460
Molde de tortas	355 X 330 X 254 H	Auto	12 tortas de 64 x 95 mm	1890	375	775	525	1300

* En el caso en que exista una campana bien proyectada, con extracción mecánica, multiplicar los valores anteriores por 0.5

TABLA GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS DE RESTAURANTES

Funcionamiento a gas o a vapor Sin campana de extracción *

APARATOS	DIMENSIONES TOTALES	MAN-DO	DATOS DIVERSOS	POTENCIA NOMINAL (kcal/h)	POTENCIA EN MARCHA CONTINUA (kcal/h)	GANANCIAS PARA Calor sensible (kcal/h)	A USO Calor latente (kcal/h)	ADMITIR MEDIO Calor total (kcal/h)
GAS								
Percolador 2 litros Calent. de agua 2 litros		Manual Manual	Combinación sin percolador y calentador agua	856 126	126 126	340 100	90 25	430 125
Percolador completo con depósito	482 x 762 x 660 H		4 percoladores con reserva de 17 litros			1815	455	2270
Cafetera	11 litros 381φ x 864 H	Auto	Negra	806	983	730	730	1460
	11 litros 30φx584 ovalx533 H	Auto	Niquelada		856	630	630	1260
	19 litros 457φ x 940 H	Auto	Niquelada		1180	980	980	1960
Calentaplatos por m ² de superficie		Manual	Tipo baño María	5430	2450	2310	1220	3530
Freidora, 6.8 kg. de grasa	304 x 506 x 457H	Auto	Superficie 250 x 250 mm.	3590	755	1060	705	1765
Freidora, 12.7 kg. de grasa	381 X 689 X 272 H	Auto	Superficie 275 x 400 mm.	6050	1135	1815	1210	3025
Parrilla Quemador superior Quemador inferior	558 X 355 X 431H (0,13 m ² de superf. de parrilla)	Manual	Aislado 5500 kcal / h 3750 kcal / h.	9320		3625	915	4540
Horno, parte sup. abierta, por m ² de superficie		Manual	Quemadores anulares 3000 - 5500 kcal / h.	3800		1140	1140	2280
Horno, parte sup. cerrada, por m ² de superficie		Manual	Quemadores anulares 2500 - 3000 kcal / h.	2980		895	895	1790
Testador continuo	381 x 381 x 711 H	Auto	2 cortes 360 cortes / h.	3000	2500	1940	830	2770
VAPOR								
Cafetera	11 litros 381φ x 864 H	Auto	Negra			730	480	1210
	11 litros 30φx584 ovalx533 H	Auto	Niquelada			600	400	1000
	19 litros 457φ x 940 H	Auto	Niquelada			855	580	1435
Cafetera	11 litros 381φ x 864 H	Manual	Negra			780	780	1560
	11 litros 30φx584 ovalx533 H	Manual	Niquelada			655	655	1310
	19 litros 457φ x 940 H	Manual	Niquelada			930	930	1860
Mesa caliente por m ² de superficie		Auto				100	125	225
Calentaplatos por m ² de superficie		Manual				110	280	390
* EN EL CASO DE QUE EXISTA UNA CAMPANA BIEN PROYECTADA, CON EXTRACCION MECANICA, MULTIPLICAR LOS VALORES ANTERIORES POR 0.50								

TABLA GANANCIAS DEBIDAS A LOS DIVERSOS APARATOS

Sin campana de extracción *

APARATOS	MANDO	DATOS DIVERSOS	POTENCIA NOMINAL MAXIMA (kcal/h)	GANANCIAS A ADMITIR		
				PARA Calor sensible (kcal/h)	USO Calor latente (kcal/h)	MEDIO Calor total (kcal/h)
ELECTRICOS						
Secapelo con ventilador 15 a 115 V.	Manual	Ventilador 165 W (bajo 915 W, fuerte 1580 W)	1353	580	100	680
Casco secapelo 6.5 a 115 V.	Manual	Ventilador 80 W (bajo 300 W, fuerte 710 W)	600	470	85	55
Calentadores de permanente	Manual	60 calentadores de 25 W normalmente 36 en marcha	1280	210	40	250
Lavador y esterilizador a presión		280 x 280 x 560 mm.		3020	5920	8940
Letrero de neón, por 30 cm. de longitud		Diámetro exterior : 12 mm		8		8
		Diámetro exterior : 10 mm		15		15
Calentador de toallas		460 x 760 x 1830 mm		300	750	1050
		460 x 620 x 1830 mm		265	605	870
Esterilizador de ropa	Auto Auto	406 x 620 mm		2420	2190	4610
		508 x 914 mm		5870	6050	11920
	Auto	620 x 620 x 914 mm		8770	5290	14060
	Auto	620 x 620 x 1220 mm		10500	6800	17300
	Auto	620 x 914 x 1524 mm		14170	9070	23240
	Auto	620 x 914 x 1524 mm		17270	11330	28600
	Auto	914 x 1067 x 2144 mm		40700	24580	65280
	Auto	1067 x 1219 x 2438 mm		46350	35280	81630
	Auto	1219 x 1382 x 2438 mm		52950	45400	98350
Esterilizador agua	Auto	40 litros		1030	4160	5190
	Auto	60 litros		1540	6200	7740
Esterilizador instrumentos	Auto	152 x 205 x 432 mm		680	600	1280
	Auto	228 x 254 x 508 mm		1280	890	2270
	Auto	254 x 305 x 914 mm		2040	1490	3530
	Auto	254 x 305 x 914 mm		2570	2370	4940
	Auto	305 x 408 x 620 mm		2300	2150	4450
Esterilizador utensilios	Auto - Auto	408 x 408 x 620 mm		2670	5140	7810
		508 x 508 x 620 mm		3100	6450	9550
Esterilizador, aire caliente	Auto Auto	Modelo 120 Amer. Sterilizer Co.		500	1060	1560
		Modelo 120 Amer. Sterilizer Co.		300	530	830
Alambique agua		20 l/h		430	680	1110
Aparato de radiografía		Para médicos y dentistas		Ninguna	Ninguna	Ninguna
Aparato de radioscopia		Las ganancias pueden ser grandes Solicitar información del constructor				
A GAS						
Pequeño mechero Bunsen	Manual	Quemador 11 mm de diám .con gas ciudad	450	240	60	300
Pequeño mechero Bunsen	Manual	Quemador 11 mm de diám .con gas natural	750	420	110	530
Quemador de flama plana	Manual	Quemador 11 mm de diám .con gas natural	880	500	120	620
Mechero Bunsen grande	Manual	Quemador 11 mm de diám .con gas natural	1380	780	190	970
Quemador de flama plana	Manual	Quemador 38 mm de diám .con gas natural	1510	840	230	1070
Encendedor de cigarras	Manual	Funcionamiento continuo	630	230	25	255
Secapelo central	Auto Auto	Constituido por un calentador y un ventilador que imputa el aire caliente hacia los cascos	8320	3780	1010	4790
5/				5280	1510	6800

* EN EL CASO DE QUE EXISTA UNA CAMPANA BIEN PROYECTADA, CON ACCION MECANICA, MULTIPLICAR LOS VALORES ANTERIORES POR 0.50

TABLA 53. GANANCIAS DEBIDAS A LOS MOTORES ELECTRICOS

*Funcionamiento continuo **

POTENCIA NOMINAL CV	RENDIMIENTO A PLENA CARGA %	POSICION DEL APARATO CON RESPECTO AL LOCAL ACONDICIONADO A LA CORRIENTE DE AIRE **		
		Motor en el interior Aparato impulsado en el interior (cv x 632)/ p	Motor en el interior Aparato impulsado en el interior (cv x 632)/ p	Motor en el interior Aparato impulsado en el interior [cv x 632 (1 - p)]/ p
		Kcal/ h		
1/20	40	80	30	47
1/12	49	105	50	55
1/8	55	145	80	65
1/6	60	180	105	70
	64	250	60	60
1/3	66	320	215	110
1/2	70	450	320	135
3/4	72	660	480	187
1	79	800	630	170
1 1/2	80	1200	950	237
2	80	1600	1260	320
3	81	2350	1990	450
5	82	3900	3160	700
7 1/2	85	5500	4800	850
10	85	7500	6400	1125
15	86	11100	9500	1575
20	87	14500	12750	1875
25	88	18100	15900	2200
30	89	21300	19100	2350
40	89	28700	25500	3250
50	89	35700	31800	4000
60	89	43000	38400	4750
75	90	53000	47800	5250
100	90	71000	63800	7250
125	90	87500	79500	9000
150	91	105000	95600	9500
200	91	140000	127500	12500
250	91	175000	159000	16000

*En el caso de un funcionamiento no continuo, aplicar un coeficiente de simultaneidad, determinado a ser posible mediante ensayos.

** Para un ventilador o una bomba que impulse al fluido hacia el exterior, utilizar los valores de la última columna.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
CURSOS ABIERTOS**

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

CONDICIONES DE COMODIDAD

1966

CONDICIONES DE COMODIDAD

El aire acondicionado tiene como objeto fundamental el provocar zonas con temperatura y humedad adecuadas para que las personas se sientan cómodas. Esto quiere decir que, en zonas donde hace mucho frío, el aire acondicionado se diseña y calcula para producir temperaturas más altas que la exterior de los locales habitados (oficinas, escuelas, teatros, casas, etc.) así mismo, en los lugares donde se registran muy altas temperaturas, el objetivo del aire acondicionado es lograr que en los locales habitados se mantengan temperaturas más bajas que las exteriores.

Para lograr lo anterior se deben tomar en cuenta principalmente cuatro factores:

- a) Temperatura del aire.
- b) Humedad del aire.
- c) Movimiento del aire.
- d) Pureza del aire.
- e) Nivel de ruido.

A continuación se explica la importancia de cada uno de estos factores:

A) TEMPERATURA DEL AIRE

El primer intento de crear zonas cómodas para el hombre fue tratando de controlar la temperatura, ya que, como de todos es sabido, trabajar o descansar en un lugar donde la temperatura sea extremadamente baja o alta, resulta incomodo y poco eficiente.

B) HUMEDAD DEL AIRE

El cuerpo humano pierde mucho calor debido a la evaporación, ésta aumenta cuando la humedad ambiente es baja, de aquí la importancia de controlar la humedad. Debe aclararse también que humedades altas producen reacciones fisiológicas molestas y además afectan a algunos materiales.

C) MOVIMIENTO DEL AIRE.

El simple movimiento del aire puede modificar la sensación de calor, puede incluso llegar a provocar la sensación de frío, ya que el movimiento del aire sobre el cuerpo humano incrementa la pérdida de calor y humedad del propio cuerpo.

D) PUREZA DEL AIRE.

Quando se está en un local acondicionado, se procura recircular constantemente el mismo aire para ahorrar energía, pero debe tenerse cuidado de purificar suficientemente este aire debido a que de no hacerlo, los olores se irán concentrando hasta ser muy molestos, el humo del cigarro provocará molestias en los ojos y la nariz, etc.

En casos especiales deberá considerarse una purificación especial, como puede ser el caso del aire inyectado a un quirófano. En general la contaminación del aire deberá evitarse ya que es un problema complejo que la humanidad tiene que resolver en esta época.

CARTA DE COMODIDAD.

Para poder establecer las condiciones adecuadas de los cuatro factores mencionados, se ha establecido la llamada " Carta de Comodidad ", la cual se obtuvo después de una serie de experimentos realizados por la ASHAE y que permite determinar diferentes conjuntos de valores en cuanto a temperaturas de bulbo seco y húmedo, humedad relativa y velocidad del aire, en función de la " Temperatura Efectiva " que se escoge.

TEMPERATURA EFECTIVA.

La temperatura efectiva es un índice empírico del grado de calor que percibe una persona cuando se expone a varias combinaciones de temperatura, humedad y movimiento del aire.

Una temperatura efectiva puede tener humedades relativas desde 0% hasta 100% y velocidades de aire desde muy bajas hasta muy altas y aunque la sensación de calor en cualquier caso es la misma, la comodidad producida en los diferentes casos no es igual.

Por ejemplo, se puede decir que muy bajas humedades producen sensación de " tostamiento " en la piel, boca y nariz; humedades altas en cambio provocan malos olores y transpiración mayor del cuerpo. Altas velocidades en el aire crean chiflones incómodos y molestos.

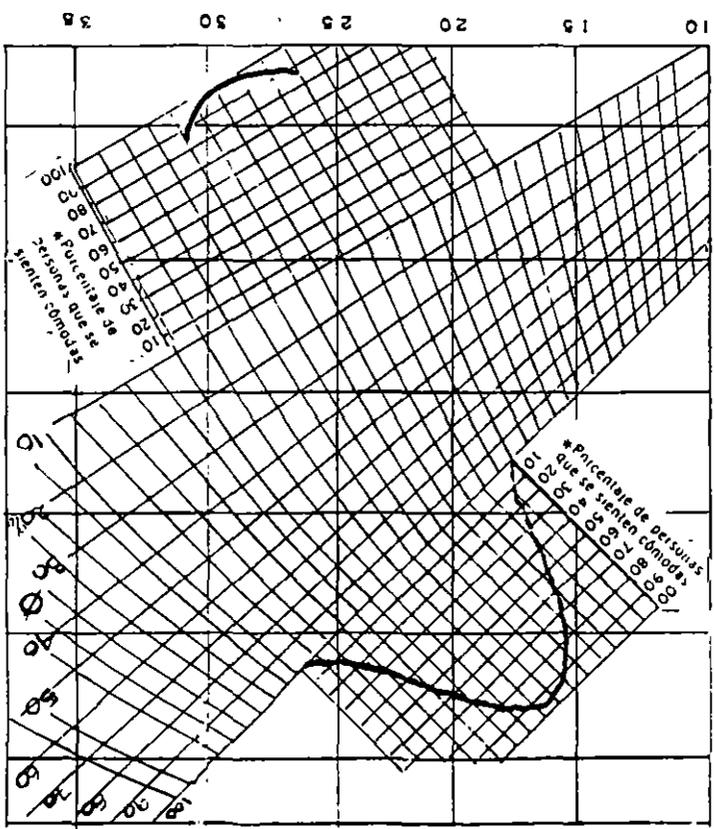
Ahora, siguiendo la trayectoria de la línea de temperatura efectiva de 70° F, se busca la intersección con la temperatura de bulbo seco de 79° F (26° C), esto da como resultado que la humedad relativa necesaria para la condición preestablecida sea de 19%.

FACTORES QUE DETERMINAN LA TEMPERATURA EFECTIVA.

Como se puede observar, en la Carta de Comodidad se indica el porcentaje de personas que se encontrarán cómodas con cada una de las temperaturas efectivas, es decir, siempre existirán personas que no se encuentren totalmente cómodas.

Temperatura de bulbo húmedo

0 10 15 20 25 30



Lo anterior sucede debido a los diferentes factores que influyen en la temperatura efectiva y que son:

A) Aclimatación diferente.

Esto se refiere a que personas que viven en zonas calidas estarán cómodas a temperaturas más altas, que aquellas acostumbradas a vivir en lugares fríos. Lo mismo sucede con las diferentes estaciones, ya que en invierno se siente uno cómodo a menores temperaturas que en verano. Algo similar sucede con la humedad.

B) Duración de la Ocupación.

Es de suma importancia este factor en lugares públicos como tiendas, bancos, oficinas, etc.

Se ha comprobado que cuando la duración de la ocupación es pequeña, resulta conveniente tener diferencias de temperaturas bajas con respecto a la exterior y viceversa, en lugares donde la estancia es prolongada, la diferencia de temperaturas deberá ser mayor.

C) Ropa.

Dependiendo de la época del año, las gentes se visten con ropa diferente, de tal manera que esto tiene una determinación directa sobre la temperatura efectiva.

Debemos mencionar que en general las mujeres usan ropa más ligera que los hombres, lo cual crea problemas para acondicionar locales que serán utilizados por hombres y mujeres.

D) Edad y sexo.

Las personas de 40 años o más , en general requieren de una temperatura efectiva mayor, así como las mujeres; esta temperatura es más alta en 0.5°C (1°F) aproximadamente. La carta de comodidad está estructurada para hombres maduros menores de 40 años.

E) Efectos de choque.

Se le llama así al efecto producido al entrar del exterior a un lugar acondicionado y provocado por el cambio de temperaturas. Este efecto se puede controlar provocando zonas de temperatura efectiva intermedia entre la exterior y la más cómoda, por ejemplo en los vestíbulos o corredores de un hotel u oficina.

Se ha demostrado que estos choques no son dañinos para las personas acostumbradas a vivir en zonas donde el acondicionamiento de aire es indispensable (regiones muy frías y/o muy cálidas).

F) Actividad.

La temperatura efectiva cómoda, varia dependiendo de la actividad que se desarrolle en el local acondicionado ya que, resulta obvio, no se estará cómodo a la misma temperatura en una fábrica o taller donde los operarios tienen una actividad más o menos constante, que en una oficina o un teatro, donde las personas se encontraran inactivas o casi inactivas.

G) Calor radiado.

Cuando se habla de aglomeraciones grandes de personas, como en un teatro o cine, el efecto del calor radiado entre las gentes obliga a disminuir la temperatura efectiva cómoda.

De igual cuando manera se está en un local, con muchas ventanas, el cuerpo radia más calor al medio ambiente y esto produce una sensación de frío por lo que la temperatura efectiva deberá ser más alta.

MÁXIMA TEMPERATURA EFECTIVA.

En general, los diferentes manuales y diseñadores de aire acondicionado señalan que la temperatura efectiva no debe exceder de 30°C (85°F).

CONDICIONES GENERALES DE DISEÑO.

Para diseñar el aire acondicionado de un local se debe partir de ciertas bases que son:

a) Condiciones de diseño exterior

b) Condiciones de diseño interior

Las condiciones de diseño exterior están dadas por las temperaturas mínimas promedio exteriores del lugar en donde se ubicará el local acondicionado, así como las temperaturas máximas promedio. En páginas posteriores aparece una tabla que proporciona las temperaturas de diseño exterior para las principales ciudades de diferentes estados de la República Mexicana.

Las condiciones de diseño interior se establecen precisamente con la carta de comodidad, pero además existen tablas que señalan la temperatura de bulbo seco y humedad relativa recomendadas dependiendo de las temperaturas exteriores.

La tabla siguiente la propone la Jefatura de Proyectos y Construcciones de IMSS, que en México es una de las instituciones que más normas han desarrollado en este campo.

CONDICIONES GENERALES DE DISEÑO

Temperaturas exteriores de diseño	Temperaturas interiores de diseño	Humedad relativa interior
35 ° C de bulbo seco o mayores.	25 ° C de bulbo seco	50%
32 ° C de bulbo seco	23 ° C de bulbo seco	50%
30 ° C de bulbo seco	22 ° C de bulbo seco	50%

La misma dependencia señala que para el invierno la temperatura de diseño interior será en general de 21 ° C (70 ° F) y humedad relativa no menor de 30-35 %.

Cuando se diseña una calefacción debe tenerse especial cuidado con la humedad relativa permisible ya que, si la humedad es muy alta en el local acondicionado, se puede producir condensación del vapor de agua en las ventanas. La tabla siguiente señala los máximos valores permisibles de humedad relativa dependiendo de la temperatura exterior y del tipo de ventana que se utilice.

De cualquier forma, se puede calcular la temperatura de rocío permisible para evitar condensaciones, según la siguiente fórmula:

$$t_w = t_i - (t_i - t_e) \frac{U}{f}$$

t_w = Temperatura de rocío

t_i = Temperatura de b.s. interior

t_e = Temperatura de b.s. exterior

U = Coeficiente de transmisión del vidrio o muro

f = coeficiente de película interior.

b.3) El movimiento del aire es otra condición interior que debe considerarse en el diseño.

La ASHRAE ha establecido que la velocidad del aire dentro de los locales deberá oscilar entre los 4.5 m/min. (15 pies/min.) y los 12 m/min. (40 pies/min.).

CONDICIONES INTERIORES ESPECIALES

Espacios acondicionados	Temperatura interior bulbo seco	Humedad relativa interior
QUIRÓFANOS:		
Salas de operaciones, salas de Expulsión y Emergencias.	21 - 24 °C	50 - 60 %
Salas de recuperación.	21 - 24 °C	50 - 60 %
PEDIATRÍA:		
Cuneros	24 °C	50%
Observación y aislamiento	24 °C	50 %
Encamados	24 °C	40 - 50 %
Prematuros	25 - 27 °C	55 - 65 %

CONDICIONES DE VENTILACIÓN.

Como ya se menciona anteriormente, cuando se diseña aire acondicionado para un local, siempre se procurará reutilizar el mismo aire, provocando su recirculación, para evitar grandes consumos de energía.

Lo anterior debe ser estudiado con calma ya que, si se recircula el 100% del aire, este se encontrará cada vez más contaminado de olores y humo así como con mayor contenido de O₂.

Para evitar esta contaminación, se debe suministrar siempre una cierta cantidad de "aire nuevo de ventilación", tirando así la misma cantidad del aire contaminado, con esto se logra que, a través del tiempo, todo el aire se haya renovado y la contaminación no alcance altas y molestas concentraciones.

A continuación se proporcionan 2 tablas que recomiendan la ventilación necesaria para diferentes tipos de locales, en función del uso del local y del número de personas y en función del volumen del mismo local.

TABLA VII-3. Ventilación recomendada para diferentes lugares

APLICACION	Humo de cigarras	ft ³ /min. por persona		ft ³ /min. mínimos de obra de obra por ft ² de techo
		Recomendado	Mínimo	
Departamentos {normales de lujo	Poco	20	15	—
	Poco	30	25	0.33
Bancos	Ocasional	10	7.5	—
Peluquerías	Considerable	15	10	—
Salones de belleza	Ocasional	10	7.5	—
Bares	Mucho	30	25	—
Corredores	—	—	—	0.25
Sala de juntas	Excesivo	50	30	—
Departamentos de tiendas	Nada	7.5	5	0.05
Garajes	—	—	—	1.0
Fábricas	Nada	10	7.5	0.10
Funerarias (salones)	Nada	10	7.5	—
Cafetería	Considerable	10	7.5	—
Hospitales {quirófanos cuartos privados salas de espera	Nada	—	—	2.0
	Nada	30	25	0.33
	Nada	20	15	—
Habitaciones de hotel	Mucho	30	25	0.33
Cocinas {restaurantes residencias	—	—	—	4.0
	—	—	—	2.0
Laboratorios	Poco	20	15	—
Salones de reunión	Mucho	50	30	1.25
Oficinas {generales privadas privadas	Poco	15	10	—
	Nada	25	15	0.25
	Considerable	30	25	0.25
Restaurantes {cafetería comedor	Considerable	12	10	—
	Considerable	15	12	—
Salones de clase	—	—	—	—
Teatros	Nada	7.5	5	—
Teatros	Poco	15	10	—
Tocadores	—	—	—	2.0

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherne, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

ESPACIOS A VENTILARSE

	Cambios por hora:	Minutos par cambio:
Almacenes	4 - 6	15 - 12
Auditorios	6	10
Casetas de Proyección.	60	1
Clubes	12	5
Cocinas	30	2
Garages	12	5
Laboratorios	10 - 20	6 - 3
Lavanderías	20 - 30	3 - 2
Oficinas	10	6
Paraderías y Reposterías	20	3
Restaurantes	12	5
Salas de Máquinas	7½	8
Salas de Recreación	10	6
Sanitarios interiores	15 - 20	4 - 3
Talleres	10	6
Vestidores	10	6

TABLA VII-3. Ventilación recomendada para diferentes lugares

APLICACION	Humo de cigarrros	ft ³ /min. por persona		ft ³ /min. mínimos de obra por ft ² de techo
		Recomendado	Mínimo	
Departamentos {normales de lujo	Poco	20	15	—
	Poco	30	25	0.33
Bancos	Ocasional	10	7.5	—
Peluquerías	Considerable	15	10	—
Salones de belleza	Ocasional	10	7.5	—
Bares	Mucho	30	25	—
Corredores	—	—	—	0.25
Sala de juntas	Excesivo	50	30	—
Departamentos de tiendas	Nada	7.5	5	0.05
Garajes	—	—	—	1.0
Fábricas	Nada	10	7.5	0.10
Funerarias (salones)	Nada	10	7.5	—
Cafetería	Considerable	10	7.5	—
Hospitales {quirófanos cuartos privados salas de espera	Nada	—	—	2.0
	Nada	30	25	0.33
	Nada	20	15	—
Habitaciones de hotel	Mucho	30	25	0.33
Cocinas {restaurantes residencias	—	—	—	4.0
	—	—	—	2.0
Laboratorios	Poco	20	15	—
Salones de reunión	Mucho	50	30	1.25
Oficinas {generales privadas privadas	Poco	15	10	—
	Nada	25	15	0.25
	Considerable	30	25	0.25
Restaurantes {cafetería comedor	Considerable	12	10	—
	Considerable	15	12	—
Salones de clase	—	—	—	—
Teatros	Nada	7.5	5	—
Teatros	Poco	15	10	—
Tocadores	—	—	—	2.0

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherne, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

ESPACIOS A VENTILARSE	Cambios por hora:	Minutos por cambio:
Almacenes	4 - 6	15 - 12
Auditorios	6	10
Casetas de Proyección.	60	1
Clubes	12	5
Cocinas	30	2
Garages	12	5
Laboratorios	10 - 20	6 - 3
Lavanderías	20 - 30	3 - 2
Oficinas	10	6
Panaderías y Reposterías	20	3
Restaurantes	12	5
Salas de Máquinas	7½	8
Salas de Recreación	10	6
Sanitarios interiores	15 - 20	4 - 3
Talleres	10	6
Vestidores	10	6

ESTADO	CIUDAD	RANGO DIARIO (°F)	DATOS SITUACION					DATOS VERANO								DATOS INVIERNO			
			POSICION GEOGRAFICA		ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR m	PRESION BAROMETRICA		TEMPERATURAS				NUMERO RELAT (%)	GRADOS DIA ANUALES (°C)	TEMPERATURAS			GRADOS DIA ANUALES (°C)		
			LATITUD N	LONGITUD W		mbar	mm Hg	DE CALCULO						MIN EXT. °C	DE CALCULO AS °C	BS °F			
					MAX EXT °C			BS °C	BH °C	BS °C	BH °C								
MICHOACAN	APATZINGAN	11.10	19° 05'	102° 18'	662	757	703	43.0	37	25	102	77	33	3,013	+115	+15	59		
	MORELIA	14.28	19° 42'	101° 07'	1,723	812	609	31.3	30	19	86	66	30	165	+16	+6	43	270	
	ZAHORA	17.70	19° 57'	102° 10'	1,633	840	630	37.5	35	20	95	68	27	320	-02	+4	39	25	
	ZACAPU	19.35	19° 43'	101° 45'	2,000	804	603	30.8	37	19	90	66	32	168	-6.0	-1	30	675	
MORELOS	CUAUTLA	25.80	18° 48'	98° 51'	1,291	814	655	47.4	42	22	108	72	20	825	+5.1	+9	45		
	CUERNAVACA	11.70	18° 33'	99° 14'	1,530	849	631	37.6	31	20	108	68	39	250	+4.9	+11	32		
NAYARIT	SAN BLAS	8.25	21° 32'	103° 19'	7	1,013	760	36.0	33	26	91	79	60	1,462	+7.3	+11	32		
	TAPIC	18.45	21° 31'	104° 53'	918	912	694	38.4	36	26	97	79	67	600	+1.9	+6	43		
NUEVO LEON	MONTENEGROS	12.44	26° 12'	99° 50'	452	985	774	47.1	37	25	102	77	35	1,856	+0.5	+5	41	99	
	MONTERREY	15.15	26° 40'	100° 18'	534	954	715	41.5	30	26	100	79	41	1,111	-5.4	0	32	173	
OAXACA	OAXACA	18.45	17° 00'	96° 42'	1,563	846	635	31.0	35	22	95	72	35	220	+2.4	+7	45		
	SALINA CRUZ	5.35	16° 12'	93° 12'	36	1,007	755	36.0	34	26	93	79	55	2,103	+16.0	+19	66		
PUEBLA	PUEBLA	15.15	19° 02'	98° 11'	2,150	790	593	30.4	27	17	84	63	33	1,111	-1.5	+3	37	419	
	Tehuacan	19.75	18° 28'	97° 23'	1,676	835	677	37.0	34	20	93	68	30	190	-5.0	0	32	80	
QUERETARO	QUERETARO	17.70	20° 36'	100° 23'	1,842	819	614	36.2	33	21	91	70	38	159	-4.9	0	32	248	
QUINTANA ROO	COZUMEL	9.30	20° 31'	86° 57'	3	1,013	760	35.8	33	27	91	81	65	1,267	+10.3	+14	57		
	PAVO OBUPEO	9.40	18° 30'	88° 20'	4	1,013	760	37.2	34	27	93	81	60	2,170	+9.5	+13	45		
SAN LUIS POTOSI	SAN LUIS POTOSI	18.75	22° 09'	100° 30'	1,887	816	612	37.3	34	18	93	64	22	86	-2.7	+2	36	145	
SINALOA	CULIACAN	12.45	24° 58'	107° 24'	53	1,005	753	40.9	37	27	97	81	47	1,639	+3.1	+7	45		
	HATZILAN	5.10	23° 11'	106° 25'	78	1,004	753	37.4	31	26	88	79	68	1,372	+11.2	+14	57		
	TOPOLORAMPO	10.80	23° 36'	109° 03'	3	1,013	760	41.1	37	27	99	81	47	1,734	+8.0	+12	53.6		
SONORA	GUAYMAS	16.45	27° 43'	110° 53'	4	1,013	760	47.0	42	22	100	72	17	1,807	+2.0	+11	32		
	HERMOSILLO	11.50	29° 05'	110° 38'	211	989	742	45.0	41	28	106	82	37	1,875	+7.0	+6	43	84	
	NOGALES	14.40	30° 21'	110° 38'	1,177	885	664	41.0	37	26	99	79	44	655	-9.0	-4	35	979	
	CIUDAD OREGON	14.15	27° 29'	109° 53'	40	1,009	757	48.0	43	28	109	82	32	2,443	-1.1	+4	39		
TABASCO	VILLANUEVA	12.50	17° 59'	97° 53'	10	1,012	759	41.0	37	26	99	79	42	2,206	+17.7	+15	59		
	MATAMOROS	10.06	25° 62'	97° 30'	12	1,012	754	39.7	36	26	97	79	46	1,915	-4.7	0	32	47	
TAMAULIPAS	NUEVO LAREDO	13.05	27° 28'	99° 30'	40	907	718	45.0	41	25	106	77	27	2,081	-7.0	-2	30	411	
	TAMPICO	11.54	22° 12'	97° 51'	18	1,011	758	39.3	36	28	97	82	54	1,635	-2.0	+2	36		
	CIUDAD VICTORIA	16.15	23° 44'	99° 08'	321	977	733	41.7	38	26	100	79	40	1,337	-2.5	+2	36	87	
TLAXCALA	TLAXCALA	16.15	19° 32'	98° 15'	2,252	781	588	29.4	20	17	112	63	39	311	-1.4	+3	37	312	
VERACRUZ	JALAPA	17.70	19° 32'	96° 55'	1,399	863	647	34.6	32	21	90	70	40	245	+2.2	+6	43	208	
	ORIZABA	14.50	18° 51'	97° 05'	1,248	878	659	37.0	34	21	93	70	35	184	+1.5	+6	43	134	
	VERACRUZ	8.55	19° 12'	96° 08'	16	1,011	758	35.0	33	27	91	81	65	1,263	+9.6	+13	55		
	MERIDA	13.00	20° 38'	89° 38'	77	1,011	758	41.0	37	27	99	81	47	2,105	+11.0	+16	39		
YUCATAN	PROGRESO	13.00	21° 17'	89° 40'	14	1,012	759	38.8	36	27	97	81	50	1,908	+1.0	+16	61		
	FRENILLO	21.45	23° 10'	102° 33'	2,250	781	586	34.0	26	19	97	66	23	255	-4.5	0	32	794	
ZACATECAS	ZACATECAS	16.95	27° 47'	102° 34'	2,610	714	561	29.0	20	17	82	68	39		-7.5	-2	25	1303	

CONDICIONES EXTERIORES DE PROYECTO
MEXICO

CALCULO
DE CARGAS

ESTADO	CIUDAD	DATOS SITUACION				DATOS VERANO						DATOS INVIERNO					
		POSICION GEOGRAFICA		ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR m	PRECISION BAROMETRICA mbar mm Hg	TEMPERATURAS			TEMPERATURAS			TEMPERATURAS		HUIED FUGA (approx) %	GRADOS DIA ANUALES		
		LATITUD N	LONGITUD W			MAX. BMT. °C	DM CALCULO °C	MIN. BMT. °C	DE CALCULO °C	DE CALCULO °C	DE CALCULO °C						
AGUASCALIENTES	189° AGUASCALIENTES	21° 53'	102° 18'	1,079	816	612	36.8	34	19	93	66	26	26.8	-4.7	0	32	330
BAJA CALIFORNIA	375 ENSENADA	31° 52'	115° 36'	15	1,012	759	36.3	34	26	93	79	55	109	+11	+5	41	492
	1515 MEXICALI	32° 29'	115° 10'	1	1,015	760	27.8	43	28	104	82	33	1,660	-37	+1	34	372
	640 LA PAZ	24° 10'	110° 07'	18	1,011	768	38.0	36	27	97	81	50	1,827	+90	+13	55	
	2090 TIJUANA	32° 29'	117° 05'	28	1,010	758	38.2	35	26	95	79	50	754	-23	+2	36	652
COPECHE	1243 CAMPICHE	19° 51'	90° 52'	25	1,010	758	38.9	36	26	97	79	46	2,087	+11.7	+16	61	
	1950 CIUDAD DEL CARMEN	18° 36'	91° 19'	3	1,013	760	41.0	37	26	99	79	42	2,102	+10.8	+14	57	
COAHUILA	1245 MONTEVISO	26° 05'	101° 26'	386	940	711	42.0	38	24	100	75	34	1,169	-7.8	-3	27	312
	1605 NUEVA ROSITA	27° 55'	101° 17'	450	966	724	43.0	41	29	106	77	30	1,537	-8.5	-3	27	481
	1470 PIEDRAS NEGRAS	28° 47'	100° 31'	220	988	741	43.9	40	26	104	79	34	1,547	-11.9	-6	21	479
	1870 SALTILLO	25° 26'	101° 00'	1,409	742	532	36.0	35	22	95	72	36	208	-9.6	-4	25	373
COLIMA	1443 COLIMA	19° 14'	103° 43'	494	958	719	39.5	36	24	97	75	38	1,683	-8.8	+12	34	
	1020 MINAZANILLO	19° 04'	102° 20'	3	1,013	760	38.6	35	27	95	81	55	2,229	+12.1	+16	59	
CHIAPAS	1070 TAPACHULA	14° 51'	92° 16'	168	794	746	37.4	34	25	93	77	49	2,081	+11.8	+16	61	
	1674 Tuxtla Gutierrez	16° 48'	93° 06'	54	923	715	38.5	35	25	95	79	46	1,401	+7.2	+11	52	
CHIHUAHUA	1945 GUANAJUATO	28° 00'	106° 04'	1,423	640	508	38.8	35	23	95	73	38	631	-11.5	-6	21	793
	1500 CIUDAD JUAREZ	31° 04'	103° 34'	1,137	849	667	41.2	37	24	99	75	35	695	-12.7	-10	14	1,249
DISTRITO FEDERAL	1811 AMERICO ESPULTEPEC	19° 26'	99° 10'	2,302	780	585	33.8	32	17	90	63	26	78	-8.8	0	32	847
	1024 BURGOS	19° 01'	102° 43'	1,970	810	610	35.6	33	17	91	65	23	100	-5.0	0	32	350
DUARQUE	1215 CIUDAD LERDO	25° 30'	103° 32'	1,140	704	607	39.0	36	21	97	70	27	1,082	-4.2	+1	34	321
	1849 CELAYA	20° 32'	100° 48'	1,754	118	610	41.6	38	20	100	68	22	637	-6.5	0	32	136
GUANAJUATO	1041 GUANAJUATO	21° 01'	101° 19'	2,037	801	601	33.8	32	18	90	64	28	49	+10	+5	41	245
	1655 LEON	21° 08'	101° 41'	1,809	872	617	36.5	34	20	93	68	30	192	-7.5	+2	36	172
GUERRERO	1740 GALVIERNA	20° 13'	100° 51'	1,761	917	620	38.0	35	19	95	66	25	367	-7.0	+3	37	40
	630 ACAPULCO (TAPAJ)	16° 30'	99° 26'	3	1,013	760	35.8	33	27	91	81	55	2,613	+15.8	+19	64	
HIDALGO	1600 CMO. NAYARIT	17° 33'	99° 30'	1,260	873	654	36.2	34	23	91	73	45	434	+6.0	+9	48	
	1376 TALEO	18° 33'	99° 56'	1,255	623	621	36.5	34	20	93	68	30	518	+6.0	+12	54	
JALISCO	1845 TOLUCA	20° 08'	99° 46'	2,445	704	573	31.4	29	18	84	64	38	30	-5.8	-1	30	1,007
	3180 TULSINGO	20° 06'	99° 22'	2,101	787	570	34.7	32	19	90	66	32	12	-5.8	-1	30	849
MEXICO	1524 GUADALAJARA	20° 41'	103° 10'	1,519	844	633	36.0	33	20	91	68	34	206	-3.7	+1	34	164
	2100 LAGOS	21° 22'	101° 56'	1,880	816	612	43.0	39	20	102	68	20	374	-3.2	+2	36	162
MEXICO	1170 PUERTO VALLARTA	20° 57'	105° 15'	2	1,013	760	39.0	36	26	97	79	46	2,090	+11.0	+14	57	
	1135 TERCERO	19° 51'	98° 32'	2,216	784	588	38.0	32	19	90	66	32	175	+6.0	-1	30	300
1645 TOLUCA	19° 17'	99° 39'	2,273	743	557	26.8	26	17	79	63	47	47	-3.0	+2	36	1,570	



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

TORRES DE ENFRIAMIENTO

1996

TORRES DE ENFRIAMIENTO.

El proceso que se lleva a cabo en una torre de enfriamiento es el típico de humidificación y calentamiento, este proceso también se lleva a cabo en los condensadores evaporativos y en una infinidad de problemas de aire acondicionado.

La torre de enfriamiento es un dispositivo auxiliar en un sistema de refrigeración que tiene por objeto enfriar cierta cantidad de agua, aprovechando el proceso de humidificación del aire.

Las torres de enfriamiento se clasifican de acuerdo a la forma de mover el aire a través de la torre. Existen tres formas que son las más comúnmente usadas:

1. TIRO NATURAL.
2. TIRO INDUCIDO.
3. TIRO FORZADO.

Tiro Natural. Se emplea el " efecto chimenea " aprovechando las diferencias de densidad del aire dentro de la torre, contra la columna de aire exterior con densidad constante.

Se construye una estructura hiperbólica, normalmente de concreto con grandes arcos de acceso en su parte baja para la entrada del aire ambiente, en la garganta de la parte superior de la torre se colocan una serie de espreas o rociadores que dejarán caer el agua caliente en el interior; al descender el agua provocando una lluvia, estará en contacto con el aire cada vez menos saturado humedeciéndolo y calentándolo hasta llegar el agua a la parte inferior donde es colectada a una cisterna subterránea. El aire cada vez más húmedo y caliente formará una corriente ascendente y saldrá por la parte superior.

Este equipo maneja gastos de agua superiores a los $500\text{m}^3 / \text{h}$ y su gran ventaja es que no consume energía en ventiladores; se emplea fundamentalmente en acerías y termoeléctricas.

Tiro Inducido. La torre de tiro inducido, produce un flujo de aire a través del empaque por medio de un ventilador colocado en la parte superior del equipo y se distribuye agua caliente sobre el relleno enfriador (empaque) por medio de un sistema de espreas; al descender el agua cada vez, entra en contacto con aire más frío y menos saturado, produciéndose un efecto de contracorriente que incrementa considerablemente la eficiencia del equipo.

Tiro Forzado. En un época se emplearon las torres de enfriamiento de tiro forzado, se forza el aire por medio de ventiladores desde la parte baja de la torre hacia arriba y el agua cae en contracorriente; han perdido popularidad debido a que la violencia con que penetra el aire provoca que parte del empaque no opere correctamente y se requiere incrementar las dimensiones del equipo.

EMPAQUES HUMIDIFICADORES.

Para el enfriamiento del agua en una torre, se requiere crear un espacio físico en el cual se establezca un contacto íntimo entre el agua por enfriar y el aire que será el medio de enfriamiento; este espacio debe reunir las siguientes condiciones:

1. Gran superficie de contacto en poco volumen.
2. Poca caída de presión al flujo de aire.
3. No descomponerse o pudrirse con el agua.

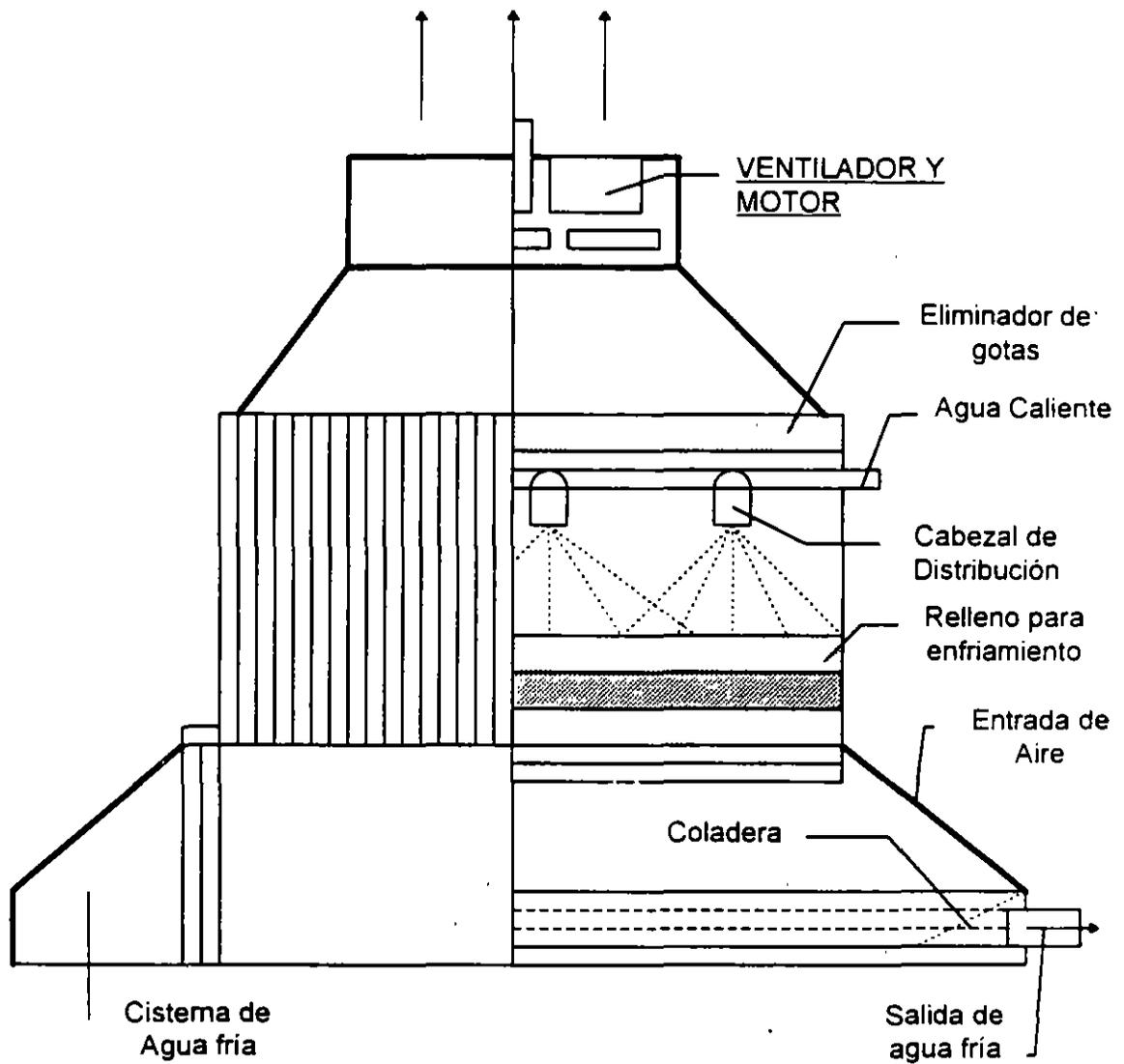
Los empaques se clasifican en dos tipos principales Película y Salpiqueo .

Empaque de Película.

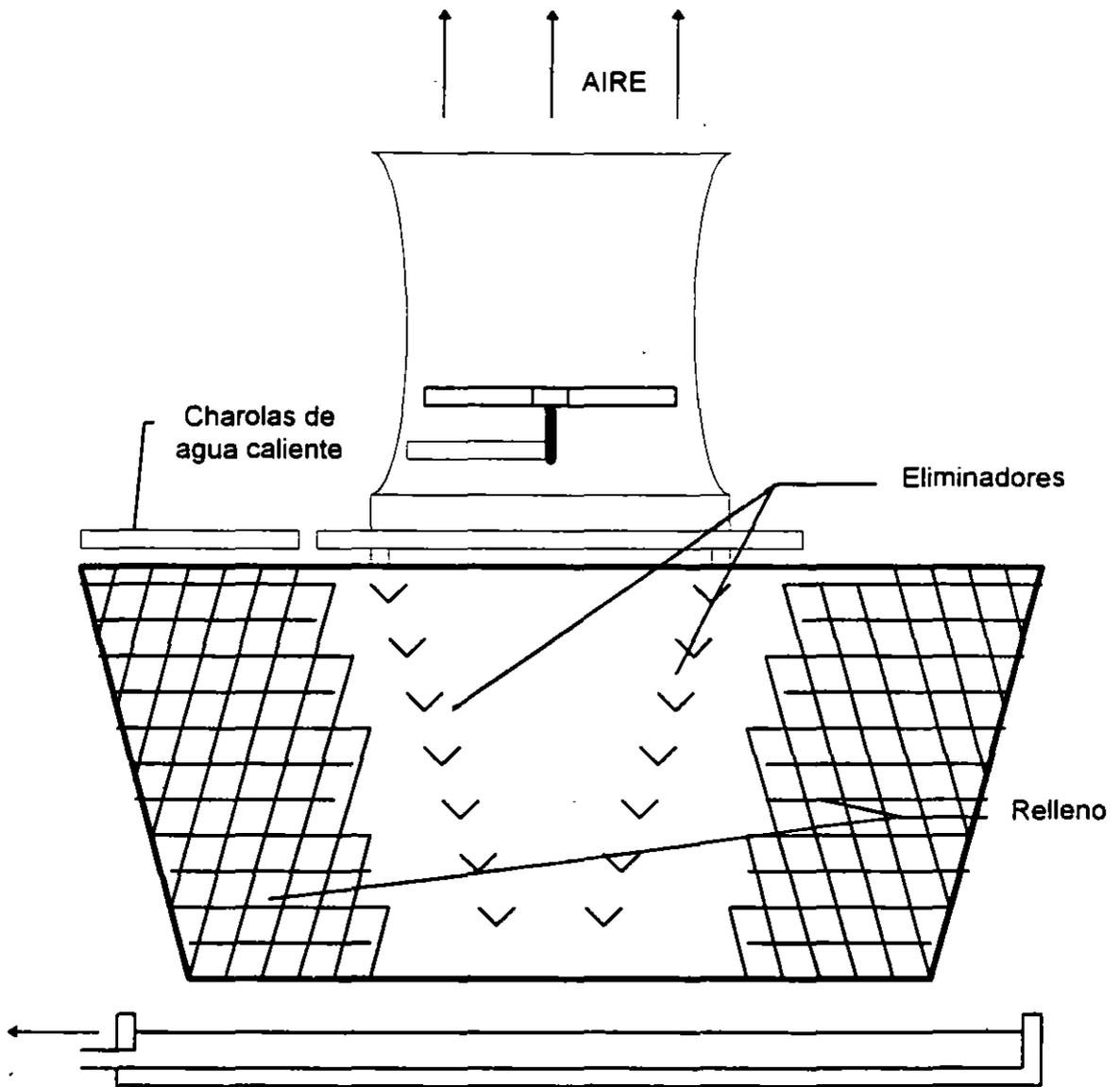
Se pretende formar una película de líquido de muy pequeño espesor sobre la superficie del empaque para que el aire, al tener contacto con ella, pueda efectuar la transferencia de masa y calor.

Empaque de Salpiqueo.

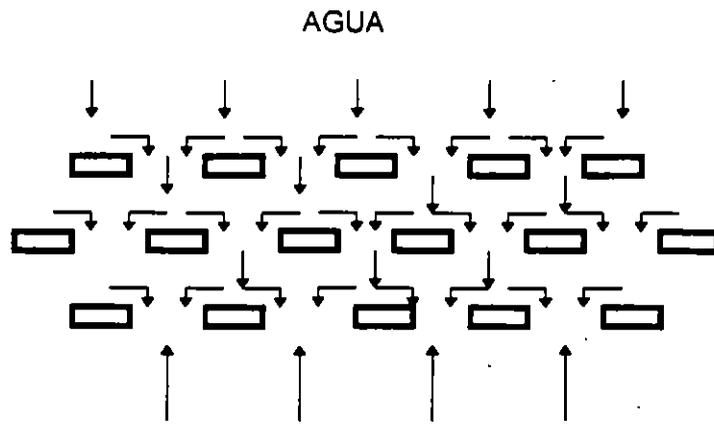
Se pretende formar una serie de pequeñas cascadas en el interior de la torre para que el aire circule a través de ellas , humidificándose y realizando la transferencia.



TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO INDUCIDO
 (Empaque Tipo Película)

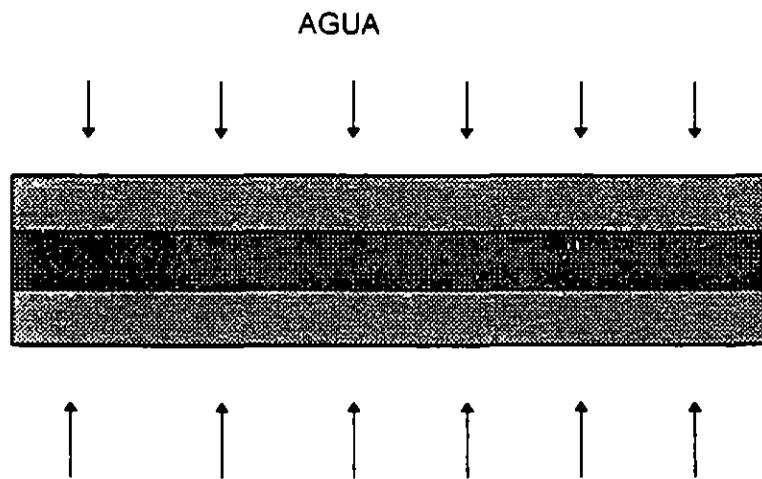


**TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO INDUCIDO
DE FLUJO CRUZADO (Empaque Película o Salpiqueo)**



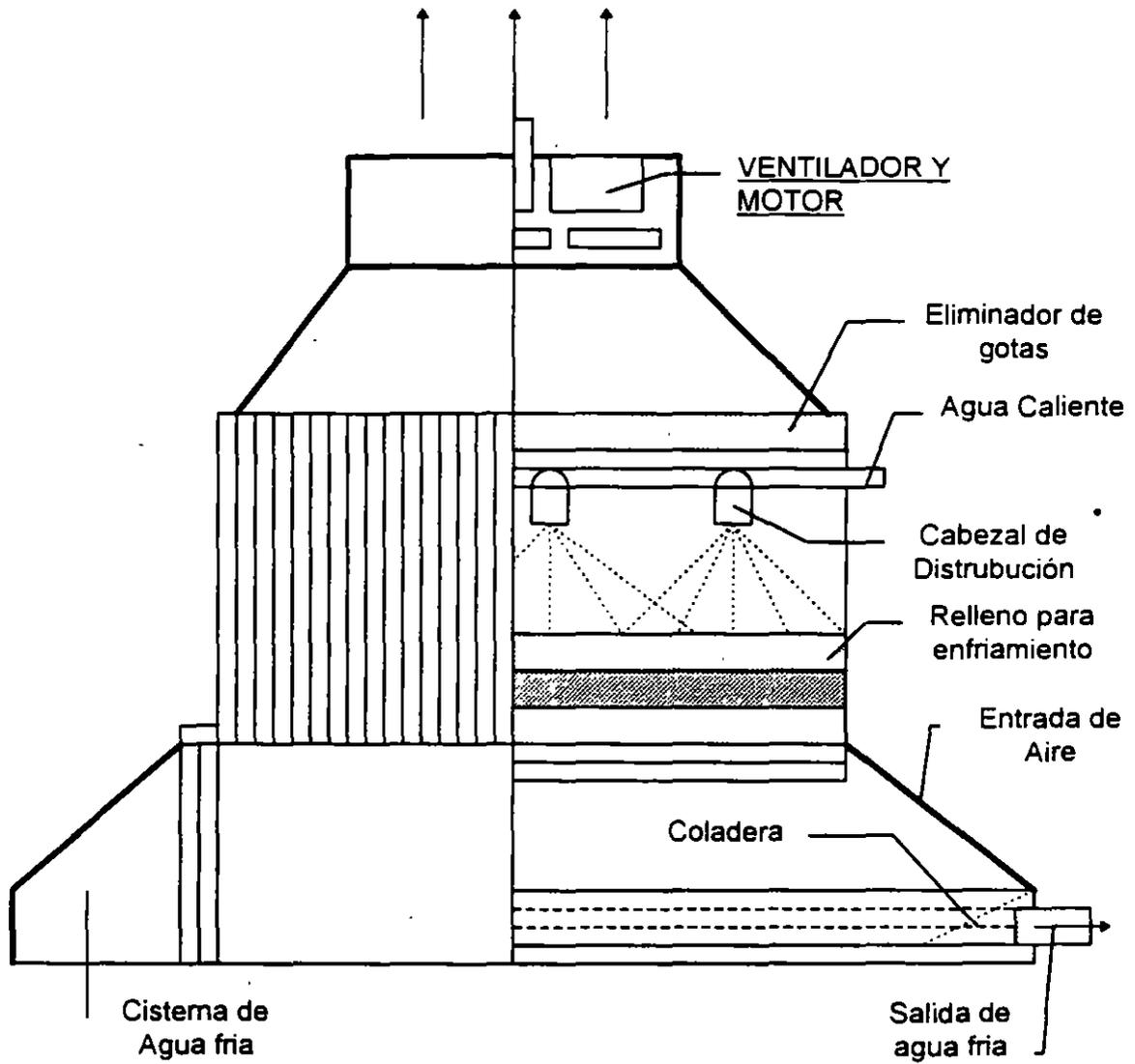
AIRE

EMPAQUE DE SALPIQUEO



AIRE

EMPAQUE DE PELICULA



TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO INDUCIDO
 (Empaque Tipo Pelicula)



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

CALCULO DE CARGAS VARIABLES EN VERANO

1996

CALCULO DE CARGAS VARIABLES EN VERANO

En la época de verano, la carga térmica se debe fundamentalmente a la energía que entra del exterior del local, aunque también influye la generada dentro del local por personas, equipos, iluminación, etc.

Respecto a las cargas térmicas generadas en el interior, se calculan según se analizó anteriormente en la sección de cargas térmicas en invierno (personas, equipo, iluminación, etc.).

En referencia a las cargas térmicas generadas por las condiciones exteriores para el caso de verano, vale la pena hacer varias aclaraciones:

1.- Parte de la carga térmica exterior se da debido a la transmisión por muros, pisos, techos, ventanas, puertas, etc., y la cual es provocada por la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior.

2.- Otra parte de la carga térmica exterior se produce debido a la "Radiación Solar" que llega a los mismos elementos antes mencionados (muros, ventanas, etc).

A continuación se analiza la forma de calcular las cargas térmicas correspondientes a las diferentes barreras exteriores, para lo cual dividiremos el problema en dos secciones:

a) VENTANAS

b) MUROS Y TECHOS

Ganancia solar a través de ventanas.

La cantidad de energía que puede entrar a un local por una ventana depende de varias variables:

1. Latitud del lugar en estudio.
2. Orientación de la ventana.
3. Mes y hora del estudio.
4. Nubosidad del cielo.
5. Tipo de cristal empleado.
6. Elementos de sombra existentes.

7. Diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior.

En las páginas siguientes se dan varios tipos de tablas que nos permitirán calcular numéricamente la cantidad de energía que por radiación entra a un local a través de sus ventanas.

Las primeras seis tablas sirven para calcular la cantidad de energía solar que puede entrar por una ventana, dependiendo de la latitud del lugar, del mes, de la hora y de la orientación de la ventana.

El cálculo de esta ganancia de energía se logra mediante la aplicación de la siguiente fórmula:

$$Q = A (FGS) F$$

donde :

- Q = Energía que entra al local (kcal / h).
- A = Área de la ventana en estudio (m²).
- FGS = Factor de ganancia solar (kcal / h m²).
- F = Factor de forma.

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)
kcal h x (m² de abertura)

10°

10°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época	
21 Junio	N	51	119	135	122	119	116	111	116	119	122	135	119	5	22 Diciembre	S	
	NE	149	355	414	379	287	176	75	38	38	35	29	21	5		SE	
	E	146	363	420	377	265	111	38	38	38	35	29	21	5		E	
	SE	48	132	149	116	67	38	38	38	38	35	29	21	5		NE	
S	5	21	29	35	38	38	38	38	38	38	35	29	21	5	N		
SO	5	21	21	35	38	38	38	38	67	116	149	132	48	NO			
O	5	21	21	35	38	38	38	111	265	377	420	363	146	O			
NO	5	21	21	35	38	38	48	75	176	287	379	414	355	149	SO		
Horizontal	10	119	290	450	556	631	659	631	556	450	290	119	10	Horizontal			
22 Julio y 21 Mayo	N	113	92	105	94	89	84	81	84	89	94	105	92	13	21 Enero y 21 Noviembre	S	
	NE	113	344	401	360	295	151	59	38	38	35	29	19	2		SE	
	E	135	366	428	385	265	116	38	38	38	35	29	19	2		E	
	SE	70	154	179	151	86	38	38	38	38	35	29	19	2		NE	
S	2	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2	N			
SO	2	19	29	35	38	38	38	86	151	179	154	70	NO				
O	2	19	29	35	38	38	38	116	265	385	428	364	135	O			
NO	2	19	29	35	38	38	59	151	295	360	401	344	113	SO			
Horizontal	8	113	290	450	569	640	669	640	569	450	290	113	8	Horizontal			
24 Agosto y 20 Abril	N	2	40	43	40	40	38	38	38	40	40	43	40	2	20 Febrero y 23 Octubre	S	
	NE	46	306	352	301	217	92	38	38	38	35	29	19	2		SE	
	E	67	374	442	404	282	124	38	38	38	35	29	19	2		E	
	SE	48	214	254	230	162	73	38	38	38	35	29	19	2		NE	
S	2	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2	N			
SO	2	19	29	35	38	38	38	73	162	230	254	214	48	NO			
O	2	19	29	35	38	38	38	124	282	404	442	374	67	O			
NO	2	19	29	35	38	38	38	92	217	301	352	306	46	SO			
Horizontal	5	103	284	452	577	656	678	656	577	452	284	103	5	Horizontal			
22 Septiembre y 22 Marzo	N	2	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	2	22 Marzo y 22 Septiembre	S	
	NE	2	241	279	217	172	46	38	38	38	35	29	16	2		SE	
	E	2	352	444	409	287	127	38	38	38	35	29	16	2		E	
	SE	2	263	344	330	254	151	57	38	38	35	29	16	2		NE	
S	2	16	35	51	65	73	73	73	65	51	35	16	2	N			
SO	2	16	29	35	38	38	57	151	254	330	344	263	2	NO			
O	2	16	29	35	38	38	38	127	287	409	444	352	2	O			
NO	2	16	29	35	38	38	38	46	122	217	279	241	2	SO			
Horizontal	2	84	263	433	561	637	669	637	561	433	263	84	2	Horizontal			
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	13	27	35	38	38	38	38	35	27	13	0	20 Abril y 24 Agosto	S		
	NE	0	157	179	119	75	38	38	38	38	35	27	13		0	SE	
	E	0	320	420	393	271	108	38	38	38	35	27	13		0	E	
	SE	0	279	398	404	333	219	124	48	38	35	27	13		0	NE	
S	0	48	108	149	176	192	192	176	149	108	48	0	N				
SO	0	13	27	35	38	48	124	219	333	404	398	279	0	NO			
O	0	13	27	35	38	38	38	108	271	393	420	320	0	O			
NO	0	13	27	35	38	38	38	75	119	179	157	48	0	SO			
Horizontal	0	59	230	377	523	596	623	596	523	377	230	59	0	Horizontal			
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	21 Mayo y 23 Julio	S	
	NE	0	73	100	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0		SE	
	E	0	268	387	358	252	105	38	38	35	32	24	10	0		E	
	SE	0	268	414	436	396	295	189	84	46	32	24	10	0		NE	
S	0	94	176	246	260	282	282	260	246	176	94	0	N				
SO	0	10	24	32	46	84	189	295	396	436	414	298	0	NO			
O	0	10	24	32	35	38	38	105	252	358	387	268	0	O			
NO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	46	100	73	0	SO			
Horizontal	0	46	168	355	474	547	569	547	474	355	168	46	0	Horizontal			
21 Junio	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	21 Junio	S	
	NE	0	40	75	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0		SE	
	E	0	233	371	352	246	113	38	38	35	32	24	10	0		E	
	SE	0	268	417	442	404	328	214	97	62	32	24	10	0		NE	
S	0	135	200	254	295	314	325	314	295	254	200	135	0	N			
SO	0	10	24	32	62	97	214	328	404	442	417	268	0	NO			
O	0	10	24	32	35	38	38	113	246	352	371	233	0	O			
NO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	46	75	40	0	SO			
Horizontal	0	38	179	375	452	573	547	573	452	375	179	38	0	Horizontal			

Correcciones	Marco metálico o ningún marco x 1/0,85 ó 1,17	Defecto de limpieza 15 % máx	Altitud + 0,7 % por 300 m	Punto de rocío superior a 19,5 °C - 14 % por 10° C	Punto de rocío superior a 19,5 °C + 14 % por 10° C	Latitud sur Dic. o enero + 7 %
--------------	---	------------------------------	---------------------------	--	--	--------------------------------

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)
kcal/h × (m² de abertura)

20°

20°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR													0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18 ¹	Orientación	Época
21 Junio	N	76	111	90	68	51	46	40	46	51	67	90	111	75	S	22 Diciembre
	NE	219	417	390	330	225	103	40	38	38	38	32	24	8	SE	
	E	219	401	434	387	260	111	38	38	38	38	32	24	8	E	
	SE	75	168	198	179	119	57	38	38	38	38	32	24	8	NE	
	S	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8	N	
	SO	8	24	32	38	38	38	38	57	119	179	198	168	75	NO	
22 Julio y 21 Mayo	O	8	24	32	38	38	38	38	111	260	387	434	401	220	O	21 Enero y 21 Noviembre
	NO	8	24	32	38	38	38	40	103	225	330	390	417	220	SO	
	Horizontal	30	162	328	477	585	629	678	629	585	477	328	162	30	Horizontal	
	N	54	75	62	46	40	38	38	38	40	46	62	75	54	S	
	NE	192	358	374	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8	SE	
	E	203	401	442	393	268	124	38	38	38	35	32	21	8	E	
24 Agosto y 20 Abril	SE	84	189	230	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8	NE	20 Febrero y 23 Octubre
	S	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8	N	
	SO	8	21	32	35	38	38	38	38	154	214	230	189	84	NO	
	O	8	21	32	35	38	38	38	124	268	393	442	401	203	O	
	NO	8	21	32	35	38	38	38	84	198	301	374	358	192	SO	
	Horizontal	8	149	320	474	585	650	680	650	585	474	320	149	8	Horizontal	
22 Septiembre y 22 Marzo	N	16	27	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	S	22 Marzo y 22 Septiembre
	NE	122	301	320	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5	SE	
	E	143	385	447	404	287	138	38	38	38	35	29	19	5	E	
	SE	78	241	306	292	265	149	54	38	38	35	29	19	5	NE	
	S	5	19	29	38	54	65	70	65	54	38	29	19	5	N	
	SO	5	19	29	35	38	38	38	54	149	265	292	306	241	78	
23 Octubre y 20 Febrero	O	5	19	29	35	38	38	38	138	287	404	447	385	143	O	20 Abril y 24 Agosto
	NO	5	19	29	35	38	38	38	48	135	241	320	301	122	SO	
	Horizontal	13	130	290	452	569	637	669	637	569	452	290	130	13	Horizontal	
	N	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	S	
	NE	0	225	235	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0	SE	
	E	0	352	442	404	282	122	38	38	38	35	29	16	0	E	
21 Noviembre y 21 Enero	SE	0	268	368	379	325	227	111	40	38	35	29	16	0	NE	21 Mayo y 23 Julio
	S	0	21	59	103	141	170	178	172	141	103	59	21	0	N	
	SO	0	16	29	35	38	40	111	227	375	379	368	268	0	NO	
	O	0	16	29	35	38	38	38	122	282	404	442	352	0	O	
	NO	0	16	29	35	38	38	38	116	246	344	379	268	0	SO	
	Horizontal	0	81	252	414	537	610	631	610	537	414	252	81	0	Horizontal	
22 Diciembre	N	0	8	21	29	35	35	35	35	35	29	21	8	0	S	21 Junio
	NE	0	65	70	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0	SE	
	E	0	192	347	344	246	116	35	35	35	29	21	8	0	E	
	SE	0	198	390	444	428	366	246	124	43	29	21	8	0	NE	
	S	0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0	N	
	SO	0	8	21	29	43	124	246	366	428	444	390	198	0	NO	
Correcciones	Marco metálico o ningún marco × 1,0,85 ó 1,17	Defecto de limpieza 15 % máx.			Altitud + 0,7 % por 300 m			Punto de rocío superior a 19,5 °C - 14 % por 10° C			Punto de rocío superior a 19,5 °C + 14 % por 10° C			Latitud sur Dic o enero + 7 %		

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont).
kcal/h × (m² de abertura)

30°

30°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR																0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época			
21 Junio	N	<u>89</u>	<u>78</u>	<u>48</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>48</u>	<u>78</u>	<u>89</u>	S	22 Diciembre			
	NE	<u>284</u>	<u>377</u>	<u>352</u>	<u>263</u>	<u>149</u>	<u>51</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>32</u>	<u>27</u>	<u>13</u>	SE				
	E	<u>292</u>	<u>423</u>	<u>436</u>	<u>387</u>	<u>265</u>	<u>119</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>32</u>	<u>27</u>	<u>13</u>	E				
	SE	<u>113</u>	<u>203</u>	<u>244</u>	<u>244</u>	<u>198</u>	<u>119</u>	<u>46</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>32</u>	<u>27</u>	<u>13</u>	NE				
	S	<u>13</u>	<u>27</u>	<u>32</u>	<u>38</u>	<u>40</u>	<u>51</u>	<u>57</u>	<u>51</u>	<u>40</u>	<u>38</u>	<u>32</u>	<u>27</u>	<u>13</u>	N				
	SO	<u>13</u>	<u>27</u>	<u>32</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>46</u>	<u>119</u>	<u>198</u>	<u>244</u>	<u>244</u>	<u>203</u>	<u>113</u>	NO				
22 Julio y 21 Mayo	O	<u>13</u>	<u>27</u>	<u>32</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>119</u>	<u>265</u>	<u>387</u>	<u>436</u>	<u>423</u>	<u>292</u>	O	21 Enero y 21 Noviembre			
	NO	<u>13</u>	<u>27</u>	<u>32</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>51</u>	<u>149</u>	<u>263</u>	<u>352</u>	<u>377</u>	<u>284</u>	SO				
	Horizontal	<u>51</u>	<u>165</u>	<u>353</u>	<u>488</u>	<u>588</u>	<u>650</u>	<u>678</u>	<u>650</u>	<u>588</u>	<u>488</u>	<u>353</u>	<u>165</u>	<u>51</u>	Horizontal				
	N	<u>99</u>	<u>54</u>	<u>38</u>	<u>35</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>35</u>	<u>38</u>	<u>54</u>	<u>99</u>	S				
	NE	<u>252</u>	<u>355</u>	<u>333</u>	<u>261</u>	<u>124</u>	<u>43</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>35</u>	<u>32</u>	<u>24</u>	<u>10</u>	SE				
	E	<u>270</u>	<u>420</u>	<u>444</u>	<u>393</u>	<u>268</u>	<u>119</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>35</u>	<u>32</u>	<u>24</u>	<u>10</u>	E				
24 Agosto y 20 Abril	SE	<u>113</u>	<u>222</u>	<u>271</u>	<u>271</u>	<u>223</u>	<u>143</u>	<u>59</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>35</u>	<u>32</u>	<u>24</u>	<u>10</u>	NE	20 Febrero y 23 Octubre			
	S	<u>10</u>	<u>24</u>	<u>32</u>	<u>38</u>	<u>54</u>	<u>73</u>	<u>81</u>	<u>73</u>	<u>54</u>	<u>38</u>	<u>32</u>	<u>24</u>	<u>10</u>	N				
	SO	<u>10</u>	<u>24</u>	<u>32</u>	<u>35</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>143</u>	<u>223</u>	<u>271</u>	<u>271</u>	<u>222</u>	<u>113</u>	NO				
	O	<u>10</u>	<u>24</u>	<u>32</u>	<u>35</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>119</u>	<u>268</u>	<u>393</u>	<u>444</u>	<u>420</u>	<u>271</u>	O				
	NO	<u>10</u>	<u>24</u>	<u>32</u>	<u>35</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>43</u>	<u>124</u>	<u>241</u>	<u>333</u>	<u>355</u>	<u>252</u>	SO				
	Horizontal	<u>40</u>	<u>179</u>	<u>333</u>	<u>477</u>	<u>580</u>	<u>640</u>	<u>667</u>	<u>640</u>	<u>580</u>	<u>477</u>	<u>333</u>	<u>179</u>	<u>40</u>	Horizontal				
22 Septiembre y 22 Marzo	N	<u>16</u>	<u>21</u>	<u>29</u>	<u>35</u>	<u>35</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>35</u>	<u>35</u>	<u>29</u>	<u>21</u>	<u>16</u>	S	22 y 22 Septiembre			
	NE	<u>149</u>	<u>292</u>	<u>271</u>	<u>179</u>	<u>73</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>35</u>	<u>35</u>	<u>29</u>	<u>21</u>	<u>5</u>	SE				
	E	<u>179</u>	<u>398</u>	<u>447</u>	<u>401</u>	<u>276</u>	<u>124</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>35</u>	<u>35</u>	<u>29</u>	<u>21</u>	E				
	SE	<u>100</u>	<u>265</u>	<u>344</u>	<u>344</u>	<u>149</u>	<u>303</u>	<u>222</u>	<u>105</u>	<u>40</u>	<u>33</u>	<u>35</u>	<u>29</u>	<u>21</u>	NE				
	S	<u>5</u>	<u>21</u>	<u>35</u>	<u>73</u>	<u>127</u>	<u>157</u>	<u>170</u>	<u>157</u>	<u>127</u>	<u>73</u>	<u>35</u>	<u>21</u>	<u>5</u>	N				
	SO	<u>5</u>	<u>21</u>	<u>29</u>	<u>35</u>	<u>35</u>	<u>40</u>	<u>105</u>	<u>222</u>	<u>303</u>	<u>344</u>	<u>344</u>	<u>265</u>	<u>100</u>	NO				
23 Octubre y 20 Febrero	O	<u>5</u>	<u>21</u>	<u>29</u>	<u>35</u>	<u>35</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>124</u>	<u>276</u>	<u>401</u>	<u>447</u>	<u>398</u>	<u>179</u>	O	20 Abril y 24 Agosto			
	NO	<u>5</u>	<u>21</u>	<u>29</u>	<u>35</u>	<u>35</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>73</u>	<u>179</u>	<u>271</u>	<u>292</u>	<u>149</u>	SO					
	Horizontal	<u>16</u>	<u>127</u>	<u>290</u>	<u>436</u>	<u>542</u>	<u>610</u>	<u>637</u>	<u>610</u>	<u>542</u>	<u>436</u>	<u>290</u>	<u>127</u>	<u>16</u>	Horizontal				
	N	<u>0</u>	<u>13</u>	<u>27</u>	<u>32</u>	<u>35</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>35</u>	<u>32</u>	<u>27</u>	<u>13</u>	<u>0</u>	S				
	NE	<u>0</u>	<u>200</u>	<u>244</u>	<u>108</u>	<u>40</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>35</u>	<u>32</u>	<u>27</u>	<u>13</u>	<u>0</u>	SE				
	E	<u>0</u>	<u>336</u>	<u>428</u>	<u>390</u>	<u>279</u>	<u>130</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>35</u>	<u>32</u>	<u>27</u>	<u>13</u>	E				
21 Noviembre y 21 Enero	SE	<u>0</u>	<u>265</u>	<u>355</u>	<u>412</u>	<u>382</u>	<u>306</u>	<u>181</u>	<u>67</u>	<u>35</u>	<u>32</u>	<u>27</u>	<u>13</u>	<u>0</u>	NE	21 Mayo y 23 Julio			
	S	<u>0</u>	<u>24</u>	<u>48</u>	<u>162</u>	<u>222</u>	<u>265</u>	<u>284</u>	<u>265</u>	<u>222</u>	<u>162</u>	<u>48</u>	<u>24</u>	<u>0</u>	N				
	SO	<u>0</u>	<u>13</u>	<u>27</u>	<u>32</u>	<u>35</u>	<u>67</u>	<u>191</u>	<u>306</u>	<u>412</u>	<u>355</u>	<u>265</u>	<u>0</u>	<u>0</u>	NO				
	O	<u>0</u>	<u>13</u>	<u>27</u>	<u>32</u>	<u>35</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>130</u>	<u>279</u>	<u>390</u>	<u>428</u>	<u>336</u>	<u>0</u>	O				
	NO	<u>0</u>	<u>13</u>	<u>27</u>	<u>32</u>	<u>35</u>	<u>38</u>	<u>38</u>	<u>40</u>	<u>108</u>	<u>244</u>	<u>200</u>	<u>0</u>	<u>0</u>	SO				
	Horizontal	<u>0</u>	<u>67</u>	<u>219</u>	<u>366</u>	<u>485</u>	<u>547</u>	<u>574</u>	<u>547</u>	<u>485</u>	<u>366</u>	<u>219</u>	<u>67</u>	<u>0</u>	Horizontal				
22 Diciembre	N	<u>0</u>	<u>8</u>	<u>21</u>	<u>29</u>	<u>32</u>	<u>35</u>	<u>38</u>	<u>35</u>	<u>32</u>	<u>29</u>	<u>21</u>	<u>8</u>	<u>0</u>	S	21 Junio			
	NE	<u>0</u>	<u>89</u>	<u>103</u>	<u>48</u>	<u>32</u>	<u>35</u>	<u>38</u>	<u>35</u>	<u>32</u>	<u>29</u>	<u>21</u>	<u>8</u>	<u>0</u>	SE				
	E	<u>0</u>	<u>214</u>	<u>266</u>	<u>358</u>	<u>254</u>	<u>116</u>	<u>38</u>	<u>35</u>	<u>32</u>	<u>29</u>	<u>21</u>	<u>8</u>	<u>0</u>	E				
	SE	<u>0</u>	<u>198</u>	<u>385</u>	<u>442</u>	<u>431</u>	<u>368</u>	<u>249</u>	<u>127</u>	<u>40</u>	<u>29</u>	<u>21</u>	<u>8</u>	<u>0</u>	NE				
	S	<u>0</u>	<u>48</u>	<u>154</u>	<u>249</u>	<u>328</u>	<u>377</u>	<u>393</u>	<u>377</u>	<u>328</u>	<u>249</u>	<u>154</u>	<u>48</u>	<u>0</u>	N				
	SO	<u>0</u>	<u>8</u>	<u>21</u>	<u>29</u>	<u>40</u>	<u>127</u>	<u>249</u>	<u>368</u>	<u>431</u>	<u>442</u>	<u>385</u>	<u>198</u>	<u>0</u>	NO				
Correcciones	Marco metálico o ningún marco × 1/0.85 ó 1.17	Defecto de limpieza 15 % máx		Altitud + 0.7 % por 300 m				Punto de rocío superior a 19.5° C - 14 % por 10° C				Punto de rocío superior a 19.5° C + 14 % por 10° C							

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)
kcal/h × (m² de abertura)

40°

40°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR																0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época			
21 Junio	N	87	54	32	35	38	38	38	38	38	35	32	54	86	22 Diciembre	SE			
	NE	320	360	303	198	81	38	38	38	38	35	32	27	16		SE			
	E	341	436	439	385	257	119	28	28	38	35	32	27	16		E			
	SE	138	238	295	301	268	192	92	38	38	35	32	27	16		NE			
	S	16	27	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	16		N			
	SO	16	27	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	16		NO			
22 Julio y 21 Mayo	O	16	27	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	16	21 Enero y 21 Noviembre	O			
	NO	16	27	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	16		SO			
	Horizontal	84	222	363	485	569	629	642	629	569	485	363	222	84		Horizontal			
	N	65	38	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	13		S			
	NE	287	344	284	179	70	38	38	38	38	35	32	27	13		SE			
	E	320	436	444	390	265	116	38	38	38	35	32	27	13		E			
24 Agosto y 20 Abril	SE	146	260	322	329	298	222	113	40	38	35	32	27	13	20 Febrero y 23 Octubre	NE			
	S	13	27	35	38	38	38	38	38	38	35	32	27	13		N			
	SO	13	27	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	13		NO			
	O	13	27	32	35	38	38	38	116	265	390	444	436	320		O			
	NO	13	27	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	13		SO			
	Horizontal	65	198	341	463	550	610	631	610	550	463	341	198	65		Horizontal			
22 Septiembre y 22 Marzo	N	19	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	19	22 Marzo y 22 Septiembre	S			
	NE	184	276	222	124	43	38	38	38	38	35	29	21	8		SE			
	E	227	398	439	393	273	122	38	38	38	35	29	21	8		E			
	SE	130	284	374	396	377	290	179	67	38	35	29	21	8		NE			
	S	8	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	8		N			
	SO	8	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	8		NO			
23 Octubre y 20 Febrero	O	8	21	29	35	38	38	38	122	273	393	439	398	227	20 Abril y 24 Agosto	O			
	NO	8	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	8		SO			
	Horizontal	24	127	271	406	501	556	580	556	501	406	271	127	24		Horizontal			
	N	0	13	24	32	35	35	38	35	35	32	24	13	0		S			
	NE	0	138	157	70	35	35	38	35	35	32	24	13	0		SE			
	E	0	314	404	377	268	122	38	35	35	32	24	13	0		E			
21 Noviembre y 21 Enero	SE	0	257	390	439	425	360	244	111	38	32	24	13	0	21 Mayo y 23 Julio	NE			
	S	0	32	119	219	298	330	329	330	298	219	119	32	0		N			
	SO	0	13	24	32	38	111	244	360	425	439	390	257	0		NO			
	O	0	13	24	32	35	35	38	122	268	377	404	314	0		O			
	NO	0	13	24	32	35	35	38	35	35	32	24	13	0		SO			
	Horizontal	0	57	181	336	414	477	496	477	414	336	181	57	0		Horizontal			
22 Diciembre	N	0	0	5	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0	21 Junio	S			
	NE	0	0	32	19	24	27	27	27	24	16	5	0	0		SE			
	E	0	0	195	233	184	84	27	27	24	16	5	0	0		E			
	SE	0	0	238	363	401	385	311	198	81	19	5	0	0		NE			
	S	0	0	138	268	363	428	447	428	363	268	138	0	0		N			
	SO	0	0	5	19	81	198	311	385	401	363	238	0	0		NO			
Correcciones	Marco metálico o ningún marco × 1/0.85 ó 1,17	Defecto de limpieza 15 % máx.				Altitud + 0.7 % por 300 m				Punto de rocío superior a 19.5° C - 14 % por 10° C				Punto de rocío superior a 19.5° C + 14 % por 10° C		Latitud sur Dic o Enero + 7 %			

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)
kcal/h x (m² de abertura)

50°

50°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	4	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época	
21 Junio	N	78	32	32	35	38	38	38	38	38	35	32	32	78	22 Diciembre	S	
	NE	241	339	254	135	43	38	38	38	38	35	32	27	21		SE	
	E	377	444	439	368	254	111	38	38	38	35	32	27	21		E	
	SE	173	276	341	366	376	265	165	62	38	35	32	27	21		NE	
	S	21	27	43	105	184	235	252	235	184	105	43	27	21		N	
	SO	21	27	32	35	38	62	165	265	336	366	341	276	173		NO	
O	21	27	32	35	38	38	38	111	254	368	439	444	377	O			
NO	21	27	32	35	38	38	38	38	43	135	254	339	341	SO			
Horizontal	119	233	360	469	534	580	596	580	534	469	360	233	119	Horizontal			
22 Julio y 21 Mayo	N	57	29	32	35	38	38	38	38	38	35	32	29	57	21 Enero y 21 Noviembre	S	
	NE	309	317	235	119	40	38	38	38	38	35	32	27	16		SE	
	E	355	436	442	382	260	116	38	38	38	35	32	27	16		E	
	SE	176	290	363	387	368	293	189	70	38	35	32	27	16		NE	
	S	16	27	57	135	217	265	282	265	217	135	57	27	16		N	
	SO	16	27	32	35	38	70	189	295	368	387	363	290	176		NO	
O	16	27	32	35	38	38	38	116	260	382	442	436	355	O			
NO	16	27	32	35	38	38	38	38	40	119	233	317	309	SO			
Horizontal	89	203	322	431	509	556	572	556	509	431	322	203	89	Horizontal			
24 Agosto y 20 Abril	N	21	21	27	32	35	38	38	38	35	32	27	21	21	20 Febrero y 23 Octubre	S	
	NE	206	254	189	84	35	38	38	38	35	32	27	21	10		SE	
	E	254	393	428	382	265	122	38	38	35	32	27	21	10		E	
	SE	143	301	390	423	414	358	241	108	35	32	27	21	10		NE	
	S	10	24	97	198	284	352	374	352	284	198	97	24	10		N	
	SO	10	21	27	32	35	108	241	358	414	423	390	301	143		NO	
O	10	21	27	32	35	38	38	122	265	382	428	393	254	O			
NO	10	21	27	32	35	38	38	38	35	32	27	21	10	SO			
Horizontal	35	124	241	355	433	485	501	485	433	355	241	124	35	Horizontal			
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	10	21	27	32	32	32	32	32	27	21	10	0	22 Marzo y 22 Septiembre	S	
	NE	0	157	124	43	32	32	32	32	32	27	21	10	0		SE	
	E	0	276	374	352	252	116	32	32	32	27	21	10	0		E	
	SE	0	233	377	439	442	393	284	151	46	27	21	10	0		NE	
	S	0	29	138	252	355	406	428	406	355	252	138	29	0		N	
	SO	0	10	21	27	32	32	32	32	32	27	21	10	0		NO	
O	0	10	21	27	32	32	32	116	252	352	374	276	0	O			
NO	0	10	21	27	32	32	32	32	32	27	21	10	0	SO			
Horizontal	0	40	132	238	320	379	401	379	320	238	132	40	0	Horizontal			
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	0	10	19	24	27	29	27	24	19	10	0	0	20 Abril y 24 Agosto	S	
	NE	0	78	54	19	24	27	29	27	24	19	10	0	0		SE	
	E	0	198	268	284	214	94	29	27	24	19	10	0	0		E	
	SE	0	187	301	393	423	390	311	187	65	19	10	0	0		NE	
	S	0	46	143	268	371	425	452	425	371	268	143	46	0		N	
	SO	0	0	10	19	24	27	29	27	24	19	10	0	0		NO	
O	0	0	10	19	24	27	29	94	214	284	268	198	0	O			
NO	0	0	10	19	24	27	29	27	24	19	10	0	0	SO			
Horizontal	0	5	51	122	195	233	254	233	195	122	51	5	0	Horizontal			
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	0	2	10	16	21	24	21	16	10	2	0	0	21 Mayo y 23 Julio	S	
	NE	0	0	13	10	16	21	24	21	16	10	2	0	0		SE	
	E	0	0	138	173	154	75	24	21	16	10	2	0	0		E	
	SE	0	0	168	237	344	344	290	181	57	10	2	0	0		NE	
	S	0	0	92	189	314	387	414	387	314	189	92	0	0		N	
	SO	0	0	2	10	16	21	24	21	16	10	2	0	0		NO	
O	0	0	2	10	16	21	24	24	75	154	173	138	0	0	O		
NO	0	0	2	10	16	21	24	21	16	10	2	0	0	SO			
Horizontal	0	0	10	35	81	127	143	127	81	35	10	0	0	Horizontal			
22 Diciembre	N	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0	21 Junio	S	
	NE	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0		SE	
	E	0	0	0	73	127	62	19	16	13	8	0	0	0		E	
	SE	0	0	0	111	290	314	271	168	67	8	0	0	0		NE	
	S	0	0	0	84	268	355	382	355	268	84	0	0	0		N	
	SO	0	0	0	8	67	168	271	314	290	111	0	0	0		NO	
O	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0	O			
NO	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0	SO			
Horizontal	0	0	0	13	51	89	108	89	51	13	0	0	0	Horizontal			

Correcciones

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

TABLA 16. FACTORES TOTALES DE GANANCIA SOLAR A TRAVÉS DEL VIDRIO
(coeficientes globales de insulación con o sin dispositivo de sombra o pantalla)*

Aplicar estos coeficientes a los valores de las tablas 6 y 15
Velocidad del viento 8 km/h. Angulo de incidencia 30°. Con máxima sombra de persiana

TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENECIANAS INTERIORES* Listones horizontales o verticales inclinados 45° O CORTINAS DE TELA			PERSIANAS VENECIANAS EXTERIORES Listones horizontales inclinados 45°		PERSIANA EXTERIOR Listones inclinados 17° (horizontales)**		CORTINA EXTERIOR DE TELA Circulación de aire arriba y lateralmente	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Exterior claro Interior oscuro	Color medio***	Color oscuro***	Color claro	Color medio u oscuro
VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1,00	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15	0,20	0,25
VIDRIO SENCILLO 6 mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,21	0,14	0,19	0,24
VIDRIO ABSORBENTE****										
Coefficiente de absorción 0,40 a 0,48	0,80	0,56	0,62	0,72	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Coefficiente de absorción 0,48 a 0,56	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,10	0,16	0,11	0,15	0,18
Coefficiente de absorción 0,56 a 0,70	0,62	0,51	0,54	0,56	0,10	0,10	0,14	0,10	0,12	0,16
VIDRIO DOBLE										
Vidrios ordinarios	0,90	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,20	0,14	0,18	0,22
Vidrios de 6 mm	0,80	0,52	0,59	0,65	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio interior ordinario										
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,52	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,13
Vidrio interior de 6 mm										
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,50	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,12
VIDRIO TRIPLE										
Vidrio ordinario	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio de 6 mm	0,69	0,47	0,52	0,57	0,10	0,10	0,15	0,10	0,14	0,17
VIDRIO PINTADO										
Color claro	0,28									
Color medio	0,39									
Color oscuro	0,50									
VIDRIO DE COLOR*****										
Amber	0,70									
Rojo oscuro	0,56									
Azul	0,60									
Gris	0,32									
Gris-verde	0,46									
Opalescente claro	0,43									
Opalescente oscuro	0,37									

TIPOS DE VIDRIO O DISPOSITIVOS DE SOMBRA*	COEFICIENTES			Factor solar**
	Absorción (a)	Reflexión (r)	Transmisión (t)	
Vidrio ordinario	0,08	0,08	0,88	1,00
Placa regular 0,65 mm	0,15	0,08	0,77	0,94
Vidrio absorbente térmico	según fabricante	0,05	(1-0,5-a)	-
Persiana veneciana, color claro	0,37	0,51	0,12	0,56***
color medio	0,58	0,39	0,03	0,65***
color obscuro	0,72	0,27	0,01	0,78***
Tela de fibra de vidrio blanquecina (5,72-81/58)	0,05	0,80	0,35	0,48***
Tela de algodón, beige (8,18-81/38)	0,26	0,51	0,23	0,56***
Tela de fibra de vidrio, gris claro	0,30	0,47	0,23	0,59***
Tela de fibra de vidrio, color canela (7,55-57/29)	0,44	0,42	0,14	0,64***
Tela de vidrio blanca con franjas doradas	0,05	0,41	0,54	0,65***
Tela de fibra de vidrio, gris obscura	0,60	0,29	0,11	0,75***
Tela «Dacron» blanca (1 8-86 81)	0,02	0,28	0,70	0,76***
Tela de algodón, gris obscura con revestimiento de vinilo (análogo al estor)	0,85	0,16	0,00	0,88***
Tela de algodón, gris obscura (6 06-91/36)	0,02	0,28	0,70	0,76***

* Los factores correspondientes a las diversas cortinas serán sólo a título de guía, ya que el material realmente empleado en las cortinas puede ser de diferentes colores y texturas. Las cifras entre paréntesis son onzas por yarda cuadrada, y números de hebras de la urdimbre.
** Comparado con el vidrio ordinario.
*** Para dispositivo de sombra combinado con vidrio ordinario.

Las dos últimas tablas presentadas en la página anterior enlistan varios factores de corrección que modifican la ganancia solar dependiendo del tipo de vidrio que se emplee y de los dispositivos de sombra instalados como cortinas o persianas.

Además de emplear las tablas anteriores para el cálculo de la energía que entra al local por sus ventanas, debemos de recordar que por el hecho de existir una temperatura mayor en el exterior, habrá una cantidad de energía que entrará por transmisión por las ventanas. Esta cantidad de energía se calcula en forma idéntica a como se señaló en el capítulo anterior de cargas térmicas en invierno, o sea mediante la aplicación de la siguiente ecuación:

$$Q = U A \Delta T$$

Haciendo uso de todo lo anterior, se habrán calculado todas las ganancias de energía que recibe un local a través de sus ventanas. Resulta conveniente aclarar que cuando en un local existen varias ventanas y/o muros al exterior, con diversas orientaciones, es necesario hacer un análisis detallado para encontrar el mes y la hora críticos y con ello poder seleccionar el equipo adecuado que cubra las necesidades del local en cualquier época del año.

Ganancias de Energía en Verano a Través de Muros y Techos.

Como ya se mencionó, la ganancia de energía que entra en un local por sus muro y azoteas se debe tanto a la transmisión, como a la radiación.

Para hacer sencilla la solución de este problema, fue diseñado un método llamado de "Diferencia de Temperaturas Equivalente"; este método consiste en el cálculo experimental de la diferencia de temperaturas que debiera de haber entre el exterior y el interior para provocar, por pura transmisión, el efecto total logrado en la realidad por transmisión y radiación a través de muros y techos. En las paginas siguientes se proporcionan tablas que dan los resultados experimentales obtenidos y que dependen de: orientación del muro, densidad del muro y hora del día; y para azoteas depende también de si está o no sombreada o rociada con agua.

Para el cálculo de la energía que se gana en un local a través de sus muros y azoteas, lo único que se requiere es la aplicación de la siguiente ecuación:

$$Q = U A \Delta T_e$$

donde:

Q = Energía recibida dentro del local (kcal / h).

U = Coeficiente de transmisión total del muro o techo (kcal / hr m² °C).

A = Área del techo o muro (m²).

T_e = Diferencia de temperaturas equivalentes entre el exterior y el interior (de tablas).

TABLA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA MUROS EN G. CENTIGRADOS

Lat. Norte	TIEMPO SOLAR																Lat. Sur
	A.M.						P.M.										
	8	10	12	2	4	6	8	10	12								
Pared hacia el:	COLOR EXTERIOR DE LA PARED (O = OSCURA, C = CLARA)																Pared hacia el:
	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	

Partición

NE	12	6	13	7	8	6	7	6	8	8	8	8	6	6	3	2	1	1	SE
E	17	8	20	10	18	9	7	7	8	8	8	8	6	6	3	3	1	1	E
SE	7	3	14	9	16	10	13	9	9	8	8	8	6	6	3	2	1	1	NE
S	-2	-2	2	0	12	7	17	11	14	11	9	8	6	6	3	3	1	1	N
SO	-2	-2	0	-1	3	2	14	12	22	16	23	16	13	11	3	2	1	1	NO
O	-2	-2	0	0	3	3	11	7	22	16	27	19	12	12	4	4	1	1	O
NO	-2	-2	0	-1	3	2	7	6	13	11	22	14	19	13	3	2	1	1	SO
N	-2	-2	-1	-1	2	2	6	6	8	8	7	7	4	4	2	2	0	0	S

Tabique de 4 plg. o piedra.

NE	-1	-2	13	7	11	6	6	3	7	6	8	8	7	7	6	6	3	2	SE
E	1	0	17	8	17	9	8	8	7	7	8	8	7	7	6	4	3	3	E
SE	1	-1	11	6	16	9	14	9	10	8	8	8	7	7	6	4	3	3	NE
S	-2	-2	-1	-1	7	3	13	9	14	10	11	9	7	7	4	4	2	2	N
SO	0	-1	0	-1	1	1	7	4	18	12	20	14	19	13	6	4	3	3	NO
O	0	-1	0	0	2	1	6	4	14	10	22	16	23	16	9	8	3	3	O
NO	-2	-2	-1	-1	1	1	4	3	7	7	17	12	19	13	7	6	3	3	SO
N	-2	-2	-1	-1	0	0	3	3	6	6	7	7	7	7	4	4	2	2	S

Ladrillo hueco de 8 plg.

NE	0	0	0	0	11	6	9	6	6	3	7	6	8	7	7	6	4	4	SE
E	2	1	7	2	13	7	14	8	11	7	7	6	8	7	8	6	6	4	E
SE	1	0	1	0	9	4	11	7	11	8	8	7	8	7	7	6	4	3	NE
S	0	0	0	0	1	0	7	3	13	8	14	9	11	8	7	6	4	3	N
SO	1	0	1	0	1	0	3	2	7	6	14	10	17	11	14	10	4	3	NO
O	2	1	2	1	2	1	3	2	6	4	10	8	17	12	18	12	10	8	O
NO	0	0	0	0	1	0	2	1	4	3	7	6	12	10	17	12	6	4	SO
N	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	3	3	6	6	6	6	6	6	3	3	S

Tabique de 8 plg. - Ladrillo hueco de 12 plg.

NE	1	1	1	1	6	1	9	4	8	4	6	3	6	4	6	6	6	4	SE
E	4	3	4	3	8	4	10	6	10	6	8	4	8	6	8	6	7	6	E
SE	4	2	3	2	3	2	8	6	10	7	9	7	7	6	7	6	7	6	NE
S	2	1	2	1	2	1	2	1	6	3	9	6	9	7	7	6	6	4	N
SO	4	2	3	2	3	2	4	2	6	3	7	4	11	7	13	9	11	8	NO
O	4	2	3	2	3	3	4	3	6	3	8	4	11	6	13	9	13	9	O
NO	1	1	1	1	1	1	2	1	3	2	4	3	6	4	9	8	10	8	SO
N	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	3	3	4	4	4	4	3	3	S

TABLA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA MUROS EN G. CENTIGRADOS

lat. Norte	TIEMPO SOLAR																lat.		
	A.M.						P.M.						Pared hacia el:						
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	COLOR EXTERIOR DE LA PARED (O = OSCURA, C = CLARA)									
Pared hacia el:	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	Pared hacia el:

Tabique de 12 plg.

NE	4	3	4	3	4	2	4	2	6	2	7	3	7	3	6	3	6	4	SE
E	7	4	7	4	7	4	6	3	7	4	8	6	8	6	8	4	8	4	E
SE	6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	7	4	8	6	8	6	7	4	NE
S	4	3	4	3	3	2	3	2	3	2	4	2	6	3	7	4	7	4	N
SO	6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	6	4	6	4	7	4	8	6	NO
O	7	4	7	4	7	4	6	3	6	3	6	3	6	3	7	4	9	6	O
NO	4	3	4	3	4	2	4	2	4	2	4	2	4	3	6	3	6	3	SO
N	2	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	3	3	S

Concreto o piedra de 8 plg. o bien, bloque de concreto de 6 u 8 plg.

NE	2	1	2	0	9	4	8	4	6	3	7	4	7	6	6	4	4	3	SE
E	3	2	8	4	13	7	13	7	10	6	8	6	8	6	7	6	6	4	E
SE	3	1	3	2	9	6	10	7	10	7	8	7	7	8	7	6	6	4	NE
S	1	1	1	1	2	1	7	3	9	7	10	7	8	7	6	4	4	3	N
SO	3	1	2	1	3	1	4	2	8	6	12	9	13	9	12	9	6	4	NO
O	3	2	3	2	3	2	4	3	7	4	11	8	16	10	14	10	8	6	O
NO	2	1	2	0	2	1	2	2	3	3	7	6	11	8	12	9	4	3	SO
N	0	0	0	0	0	0	1	1	2	2	3	3	4	4	3	3	2	2	S

Concreto o piedra de 12 plg.

NE	3	2	3	1	3	1	8	4	8	4	6	4	6	4	7	6	6	4	SE
E	6	3	4	3	6	3	10	6	10	7	9	6	7	6	8	6	8	6	E
SE	4	2	4	2	3	2	8	4	9	6	9	6	8	6	7	6	7	6	NE
S	3	2	2	1	2	1	2	1	6	3	8	6	9	7	8	6	6	4	N
SO	4	2	4	2	3	2	3	2	4	3	6	4	10	8	11	8	10	7	NO
O	6	3	4	3	4	3	6	3	6	3	7	4	9	6	13	8	12	8	O
NO	3	2	3	1	3	1	3	2	3	2	4	3	6	4	10	7	11	8	SO
N	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	2	2	3	3	4	4	3	3	S

TABLA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA TECHOS

Tiempo solar.

DESCRIPCION DE LOS MATERIALES DEL TECHO

A.M.					P.M.				
8	10	12	2	4	6	8	10	12	

Techos expuestos al sol. Construcción ligera.

Madera de 1 plg	7	21	30	34	28	14	6	2	0
Madera de 1 plg y aislante									

Techos expuestos al sol. Construcción media.

Concreto de 2 plg.									
Concreto de 2 plg. y aislante	3	17	27	32	28	18	8	3	1
Madera de 2 plg.									

Concreto 4 plg.									
Concreto de 4 plg. y aislante	0	11	21	28	29	22	12	7	3

Techos expuestos al sol. Construcción pesada.

Concreto de 6 plg.	2	3	13	21	26	24	18	10	7
Concreto de 6 plg. y aislante	3	3	11	19	23	24	19	11	8

Techos en la sombra.

Construcción ligera	-2	0	3	7	8	7	4	1	0
Construcción media	-2	-1	1	4	7	7	6	3	1
Construcción pesada.	-1	-1	0	2	4	6	6	4	2

NOTAS: 1 TECHO CLARO = TECHO A LA SOMBRA + 55% DE LA DIFERENCIA DE TECHO A LA SOMBRA Y TECHO AL SOL
2 COLOR MEDIO = TECHO A LA SOMBRA + 80% DE LA DIFERENCIA DE TECHO A LA SOMBRA Y TECHO AL SOL



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
CURSOS ABIERTOS**

PROYECTO AIRE ACONDICIONADO

EJEMPLO DE CALEFACCION

ING. RODRIGO DE BENGOCHEA

CALEFACCIÓN

Se proyecta acondicionar el centro de computo de una compañía para que opere las 24 horas del día y se requiere el diseño de la calefacción:

INFORMACIÓN GENERAL

Ubicación Ciudad de México
Altura 2200 m S:N:M

CONDICIONES INTERIORES

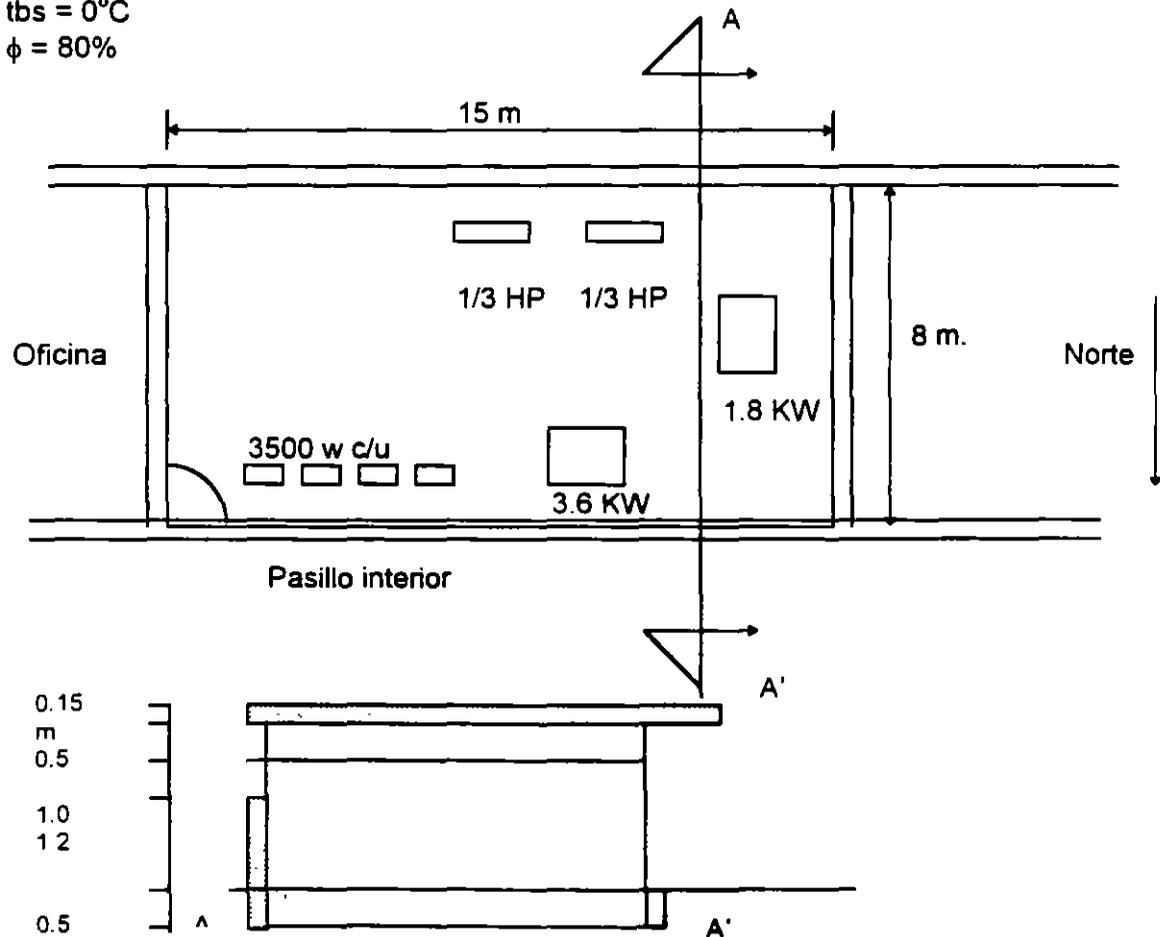
$t_{bs} = 21^{\circ} \text{C} \pm 2^{\circ} \text{C}$

$\phi = 40 \% \pm 5\%$

CONDICIONES EXTERIORES

$t_{bs} = 0^{\circ} \text{C}$

$\phi = 80\%$



CARGAS INTERNAS

4 terminales, 350 W c/u.
2 impresoras, 1/3 HP c/u.
1 computador tipo "A", 1.8 KW.
1 computador tipo "B", 3.6 KW.

Iluminación : 20 W / m². fluorescente.
Personal : 7 personas.

MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN

Techo: losa de concreto armado	13 cm.
Pretil, muro de concreto	15 cm.
Plafond yeso	13 mm.
Vidrios; vidrio normal	6 mm.

CALCULO DE "U"

Techo: la iluminación va colocada dentro del plafond, por lo que el calor generado se perderá hacia el espacio que hay entre la losa y el plafond. No es conveniente considerar el plafond como resistencia, ya que el calor calculado será menor que el real.

$$U_{\text{Techo}} = \frac{1}{\frac{1}{8.05} + \frac{1}{29.3} + \frac{0.15}{15}} = 3.87 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Muros: los muros que dan al exterior deberán llevar hi y ho, sin embargo, los que dan a la oficina y al pasillo deberán llevar 2hi.

$$\text{Exterior } U = \frac{1}{\frac{1}{8.05} + \frac{1}{29.3} + \frac{0.15}{15}} = 3.87 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Interior } U = \frac{1}{\frac{2}{8.05} + \frac{0.15}{15}} = 2.87 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Vidrios: los vidrios deberán tener la misma consideración anterior.

$$\text{Exterior } U = \frac{1}{\frac{1}{8.05} + \frac{1}{29.3} + \frac{0.006}{0.7}} = 5.99 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Interior } U = \frac{1}{\frac{2}{8.05} + \frac{0.006}{0.7}} = 3.89 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

CALCULO DE PERDIDAS

El calor que pierda una barrera está definido como:

$$q = U A \Delta T$$

Sin embargo es necesario un análisis para ΔT , en el caso de muros o vidrios al exterior, la diferencia será la natural; para el caso de áreas no acondicionadas contiguas, se deberá analizar el tipo de construcción y la hermeticidad de estos locales. Algunos autores sugieren que se considere como temperatura de estos locales al valor medio entre el área acondicionada y el exterior. Sin embargo si el área no acondicionada es muy grande este valor deberá disminuirse y se es pequeña podrá incrementarse sin cometer riesgos de consideración en el cálculo.

PERDIDAS

techo $q_1 = 3.87 (15 * 8)(21 - 0) = 9752 \text{ kcal/h}$

muros al exterior (pretilas) $q_2 = 3.87 (15 * 1.2 + 8 * 1.2)(21 - 0) = 2243 \text{ kcal / h}$

vidrios (exterior) $q_3 = 5.99 (15 * 1.5 + 8 * 1.5)(21 - 0) = 4339.3 \text{ kcal / h}$

muros al interior.

Se considerara la temperatura de los locales no acondicionados como la media del exterior e interior

$$t = \frac{21 - 0}{2} = 10.5^\circ\text{C}$$

muro interior:

$$q_4 = 2.87 (8 \times 1.2)(21 - 10.5) = 289 \text{ kcal / h}$$

vidrios interiores

$$q_s = 3.89 (8 \times 1 + 15 \times 2.2)(21 - 10.5) = 1674.6 \text{ kcal / h}$$

perdidas totales:

$$\sum_1^5 q_i = 18,299.1 \text{ kcal / h}$$

ANÁLISIS DE GANANCIAS TÉRMICAS

Iluminación: por ser fluorescentes deberá llevar un factor de corrección de 1.17

$$q = \text{kw} \times 860 \text{ kcal / kw}$$

$$q = 20 \text{ watts / m}^2 (120 \text{ m}^2)(1.17)(0.86 \text{ kcal / watt.}) = 2415 \text{ kcal / h}$$

PERSONAL

Tipo de actividad: trabajo de oficina actividad moderada.

$$q_s = 285 \text{ BTU / h persona} \qquad 72 \text{ kcal / h persona}$$

$$q_L = 165 \text{ "} \qquad 41 \text{ "}$$

7 personas.

$$q_s = 7 (72) = 504 \text{ kcal / h}$$

$$q_L = 7 (41) = 287 \text{ kcal / h}$$

EQUIPO

Computador " A "

$$q = 1.8 \text{ kw} (860 \text{ cal / kw}) = 1548 \text{ kcal / h}$$

Computador " B "

$$q = 3.6 \text{ kw} (860) = 3096 \text{ kcal / h}$$

Terminales 1 a 4

$$q = 4 (350)(0.86) = 1204 \text{ cal / h}$$

Impresoras 1 y 2 , 1/3 HP c/u

Motores de 0.5 a 3 HP, 1071 kcal / HP

$$q = 2 (1071)^{1/3} = 714 \text{ kcal / h } \pm$$

MISCELANEOS

En un centro de cómputo no se permite cafeteras enfriadores de agua u otro tipo de equipo misceláneo, por lo tanto no existirá esta carga.

GANANCIAS TOTALES

$$q_s = 9481 \text{ kcal / h}$$

$$q_L = 287 \text{ kcal / h}$$

CARGA TOTAL DEL LOCAL = Ganancias - pérdidas

$$q_s = 9481 - 18093 = - 8612 \text{ kcal / h}$$

$$q_L = 287 - 0 = 287 \text{ kcal / h}$$

El signo negativo en la contabilidad térmica indica que se requerirá calefacción en q_s .

El q_L generalmente es positivo, salvo en casos rarísimos de productos higroscópicos (madera, papel).

AIRE NECESARIO Y CONDICIONES DE INYECCION.

$$q_s = m C_p \Delta T$$

$$q_L = m \Delta H \lambda$$

Como parámetro guía tenemos el criterio de movimiento de aire:

10 a 20 cambios / h (valores recomendables)

$$\text{Volumen del local} = 8 \times 15 \times 2.20 = 264 \text{ m}^3$$

probando el gasto el gasto mínimo recomendable (10 camb / h)

$$\text{gasto propuesto} = 2640 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$\text{densidad del aire} \quad \rho = 1.2 \text{ kg. / m}^3 @ 1 \text{ atm y } 20^\circ \text{ C}$$

$$\rho_1 = \rho_0 \frac{P_1}{P_0} = 1.2 \frac{585}{760} = 0.92 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$m = Q\rho = 2640 \text{ m}^3 / \text{h} (0.92 \text{ kg} / \text{m}^3) = 2429 \text{ kg} / \text{h}$$

$$q_s = mC_p\Delta T$$

$$\Delta T = \frac{q_s}{mC_p} = \frac{8612}{2429(0.24)} = 14^\circ \text{C}$$

$$\text{Temperatura de inyección : } T_{\text{int}} + \Delta T = 21 + 14 = 35^\circ \text{C}$$

humedad de inyección:

$$q_L = m \Delta H \lambda \quad \lambda = 585 \text{ kcal} / \text{kg.}$$

$$\Delta H = \frac{q_L}{m\lambda} = \frac{287}{2429(585)} = 2 * 10^{-4} \text{ kgagua} / \text{kgaire}$$

ΔH es despreciable por lo que se puede considerar:

$$H_{\text{iny}} = H_{\text{interior}}$$

las condiciones de inyección serán:

$$t_{\text{bs}} = 35^\circ \text{C}$$

$$t_{\text{bh}} = 18.3^\circ \text{C}$$

$$H = 0.0625 \text{ kg. H}_2\text{O} / \text{kg. aire}$$

$$h = 16.75 \text{ cal} / \text{kg.}$$

Aire exterior: sirve para ventilación a las personas, podemos considerar la aplicación como oficinas privadas sin humo de cigarros.

El aire recomendado es de 20 ft³ / min persona

$$m_{\text{ext}} = 34 \text{ m}^3 / \text{h} (0.92 \text{ kg} / \text{m}^3) = 31 \text{ kg} / \text{h pers.}$$

$$\text{Por 7 personas} = 217 \text{ kg} / \text{h}$$

Aire de mezcla

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3$$

$$h_3 = \frac{217(5.9) + 2212(13)}{2429} = 12.36 \text{ kcal / kg}$$

CAPACIDAD DEL EQUIPO

$$q_E = m (h_{iny} - h_{mesc}) = 2429 (16.75 - 12.36) = 10,663 \text{ cal / h}$$

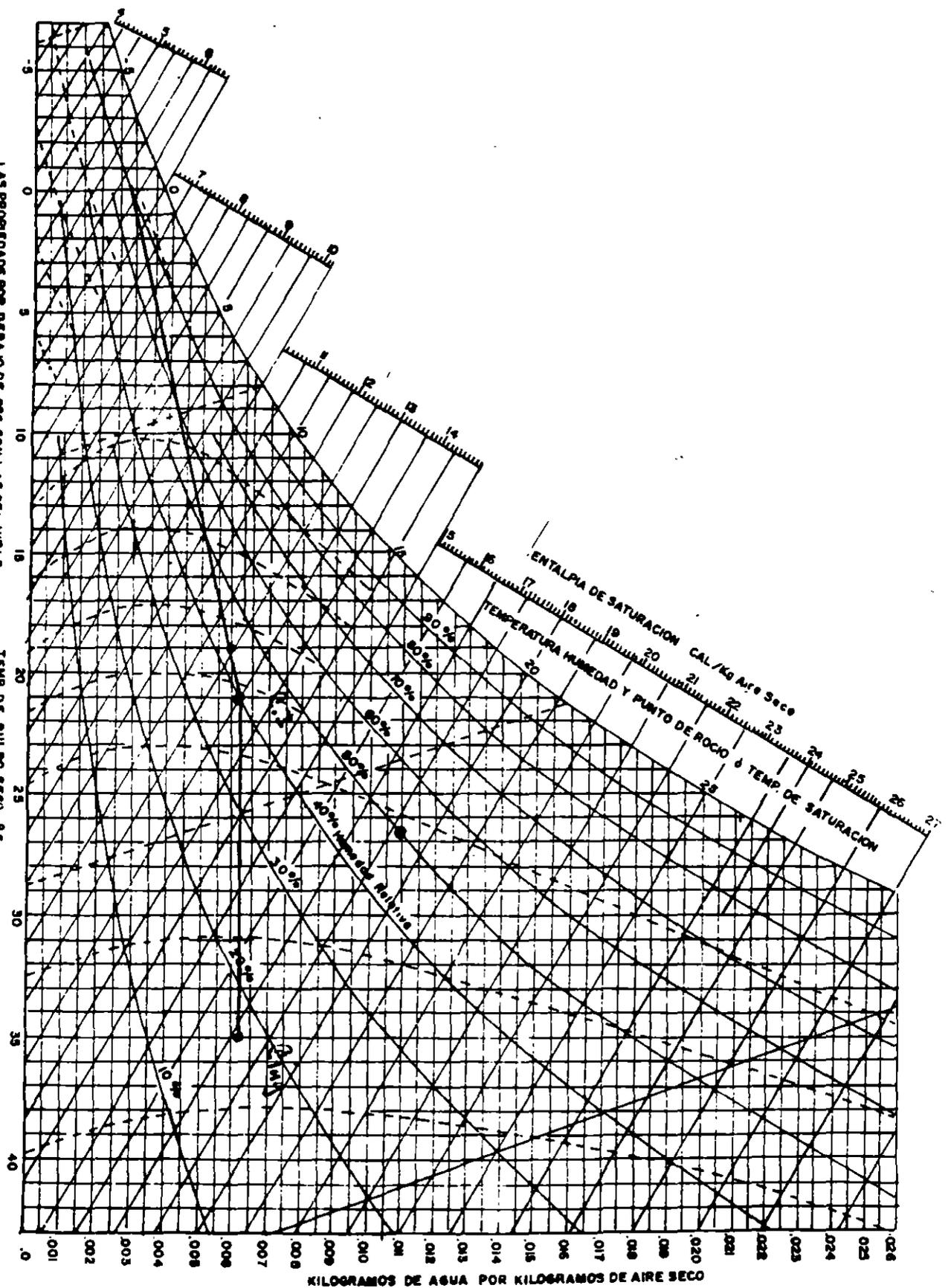
La humedad absoluta del aire de mezcla es de 0.0059 kg. H₂O / kg. aire como se ha considerado despreciable el valor calculado de ΔH en q_L se compensará con esta pequeña diferencia.

HORA	MES	Q _{en} [KCAL / H]	Q _{mur} kcal/h	Q _{sum} kcal/h
6	JUNIO	26	819	793
7	NOVIEMBRE	277	407	684
8	NOVIEMBRE	713	540	1253
9	DICIEMBRE	1452	1189	4392
10	DICIEMBRE	2499	1893	4392
11	DICIEMBRE	3862	2894	6555
12	DICIEMBRE	4838	3919	8557
13	DICIEMBRE	6144	5030	10174
14	DICIEMBRE	5400	5979	11379
15	DICIEMBRE	5083	6831	11914
16	ENERO	4457	7278	11735
17	FEBRERO	2968	7091	10039
18	JULIO	924	6060	6984

Carga máxima en diciembre a las 15 hrs. Con un valor de 11914 kcal / h.

LAS PROPIEDADES POR DEBAJO DE 0°C SON LAS DEL HIELO

TEMP DE BULBO SECO °C



KCAL / H

HORA	N	NE	E	SE	S	O	HOR
6	0	0	0	0	-717	-85	-637
7	0	0	0	0	215	267	-75
8	0	0	0	0	191	230	119
9	0	0	0	0	262	289	638
10	0	0	0	0	286	312	1295
11	0	0	0	0	381	420	2093
12	0	0	0	0	476	540	2903
13	0	0	0	0	618	708	3704
14	0	0	0	0	737	864	4378
15	0	0	0	0	855	1058	4918
16	0	0	0	0	879	1183	5216
17	0	0	0	0	760	1178	5153
18	0	0	0	0	547	1028	4485

PARAMETROS DE ORIENTACION. ÁREA DE INCLINACION DE VENTANAS.

ORIENTACION	AREA (m)	INCLINACION (°)
NORTE	0.00	90
NORESTE	0.00	90
ESTE	0.00	90
SURESTE	0.00	90
SUR	22.5	90
SUROESTE	0.00	90
OESTE	12.0	90
NOROESTE	0.00	90
TRAGALUZ	0.00	0

Desea cambiar algún parámetro (S/N)

PARAMETROS DE ORIENTACION Y ÁREA DE MUROS Y TECHOS

ORIENTACION	AREA (m)
NORTE	0.00
NORESTE	0.00
ESTE	0.00
SURESTE	0.00
SUR	18.0
SUROESTE	0.00
OESTE	9.6
NOROESTE	0.00
TRAGALUZ	120.0

HORA	MES	Q _{ven} [KCAL / H]	Q _{mur} kcal/h	Q _{sum} kcal/h
6	JUNIO	26	282	308
7	NOVIEMBRE	277	838	1115
8	NOVIEMBRE	713	737	1450
9	DICIEMBRE	1452	745	2197
10	DICIEMBRE	2499	734	3233
11	DICIEMBRE	3662	724	4386
12	DICIEMBRE	4638	763	5401
13	DICIEMBRE	5144	803	5947
14	DICIEMBRE	5400	933	6333
15	DICIEMBRE	5083	1063	6146
16	ENERO	4457	1134	5591
17	FEBRERO	2968	9781	3946
18	JULIO	924	760	1684

Carga máxima en diciembre a las 14 hrs. Con un valor de 6333 kcal / h.

DIVI. E EDUCACION CONTINUA F I

OBRA CENTRO DE COMPUTO
D F
LOCAL CENTRO DE COMPUTO

LATITUD NORTE 19° 25' grados

DATOS DE DISEÑO

VERANO	EXTERIOR		INTERIOR		DIFERENCIA		INYECCION		MEZCLA	
	øC	øF	øC	øF	øC	øF	øC	øF	øC	øF
TEMP BULBO SECO	32 00	89 6	24 00	75 2	8 00	14 4	14 25	57 7	24 18	75 5
TEMP BULBO HUMEDO	17 00	62 6	17 40	63 3	-0 40	-0 7	13 50	56 3	17 39	63 3
PUNTO DE ROCIO	6 00	42 8	13 25	55 9	-7 25	-13 1	12 75	55 0	13 08	55 6
HUMEDAD RELATIVA	19 00	%	50 00	%	-31 00	%	0 90	%	49 29	%
ENTALPIA	47 00	kJ/kg	48 50	kJ/kg	-1 50	kJ/kg	38 00	kJ/kg	48 47	kJ/kg
HUMEDAD ESPECIFICA	0 0056	kg/kg	0 0095	kg/kg	-0 0039	kg/kg	0 0092	kg/kg	0 0094	kg/kg
INVIERNO	0 0	32 0	21 0	69 8	-21 0	-37 8		32 0		

FACTORES DE CONDUCTIVIDAD

kJ/hm²øC

ORIENTACION

VIDRIOS
m²

AREAS

MUROS
m²

AREA DE PISO O TECHO

120 0 m²

MUROS EXTERIORES
16 20

NORTE

ALTURA PROMEDIO

2 2 m

INTERIORES
12 01

N-E

VOLUMEN DEL LOCAL

264 0 m³

ENTREPISOS

S-E

AZOTEAS

16 20

SUR

22 50

18 00

VIDRIOS

S-W

12 00

9 60

EXTERIORES

16 20

NW

12 00

120 00

INTERIORES

12 01

HORIZONTAL

41 00

9 60

FACTOR DE VIDRIO

0 67

INTERIORES

16 28

PISO

TECHO

PERSONAS

EQUIPOS

CONCEPTO

(W)₀(CP)

TOTAL

7

EN REPOSO

100%

7

EN MOVIM

0%

0

ILUM (W)

2 808

MOT <= 2CP

0 67

MOT >= 3CP

6 800

EQPO EL(W)

6 800

EQPO GAS

DUCTOS

VARIOS

FACTOR DE VENTILACION

34 3/(h²pers) =

20 cm/persona

CARGA DE CALEFACCION

	FAC COND kJ/hm ² øC	AREA m ²	DIF TEM øC	CARGA kJ/h
VIDRIOS EXTERIORES	0 00	34 5	21	0
MUROS EXTERIORES	16 20	27 6	21	9389
AZOTEAS	16 20	120 0	21	40824
VIDRIOS INTERIORES	16 28	41 0	11	7010
MUROS INTERIORES	12 01	9 6	11	1211
PISOS		0 0	11	0
TECHOS		0 0	11	0

CARGA DE CALEFACCION DEL LOCAL
CARGA POR VENTILACION

58434 kJ/h= 13959 kcal/h= 55388 BTU/h= 1 65 C C

CARGA TOTAL DE CALEFACCION

DIVISION DE EDUCACION CONTINUA F I

OBRA CENTRO DE COMPUTO
DF
LOCAL CENTRO DE COMPUTO

RESUMEN DE RESULTADOS REFRIGERACION

CALOR SENSIBLE	128,574	kJ/h	121,871	BTU/h		
CALOR LATENTE	1,201	kJ/h	1,139	BTU/h		
GANANCIA TOTAL DE CALOR	129,775	kJ/h	123,009	BTU/h	10 251	T R
FACTOR DE CALOR SENSIBLE =	128,574	/	129,775	=	0 991	
EMP BULBO SECO AIRE DE INYECCION =		14	°C			
T bs cuarto - T bs ai =	24	-	14	=	10	°C

AIRE SUMINISTRADO (A S)

a CALOR SENSIBLE/(1 21*(T bs cuarto - T bs are))

128574 / (1 21 x 9 75) =

b AL/(1 186 x (h aire - h iny))

129775 / (1 186 x (48 50 - 38 00)) =

GASTO AL NIVEL DEL MAR			
10 898	m3/h =	6,411	pcm = 3 0273 m3/s
GASTO EN LA CD DE MEXICO			
13 795	m3/h =	8,115	pcm = 3 8321 m3/s
GASTO AL NIVEL DEL MAR			
10 421	m3/h =	6,130	pcm = 2 8948 m3/s
GASTO EN LA CD DE MEXICO			
13,191	m3/h =	7,760	pcm = 3 6643 m3/s

CAMBIOS / HORA
GASTO / VOLUMEN DEL LOCAL

a	10898	/	264	=	41 3	cambios / hora
b	10421	/	264	=	39 5	cambios / hora

MUCHOS CAMBIOS
MUCHOS CAMBIOS

CARGA POR VENTILACION

GASTO DE VENTILACION (G V)

No PERSONAS * FACTOR DE VENTILACION

7 * 34 =

CALOR SENSIBLE POR VENTILACION

G V * 1 21 * (Tbs exterior - Tbs interior)

VERANO	238	*1 21*(32	=	24) =
INVIERNO	238	*1 21*(0	=	21) =

CALOR TOTAL POR VENTILACION

G V * 1 186 * (h exterior - h interior)

VERANO	238	*1 186(47	=	49) =
INVIERNO	238	*1 186(0	=	0) =

GASTO DE RETORNO (G R)

AIRE SUMINISTRADO - GASTO DE VENTILACION

140	pcm	10421	238	=	NIV MAR	CD MEX
177	pcm				10,183	12 890
					2,8287	3 5806
					5,994	7 587

CARGA TOTAL DE REFRIGERACION

CARGA DEL LOCAL	128574	SENSIBLE	1201	LATENTE	129775	TOTAL
CARGA POR VENTILACION	2302		-2726		423	
SUMAS	130876	kJ/h	1524	kJ/h	129352	kJ/h
	1,402,3	BTU/h	1445	BTU/h	122608	BTU/h
	10 338	T R	0 120	T R	10 217	T R

OBRA CENTRO DE COMPUTO
 D F
 LOCAL CENTRO DE COMPUTO

-----GANANCIA DE CALOR SENSIBLE POR TRANSMISION Y EFECTO SOLAR (kJ/h)-----

FECHA / HORA	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	MAXIMO MENSUAL
JUNIO														
SUBTOTAL 1	799	2397	3197	3729	3729	3729	3729	6231	11327	15682	16910	15277	8026	
SUBTOTAL 8	2160	3326	4493	5573	6653	16535	26417	34873	43329	48794	54259	53600	52941	
SUBTOTAL 13	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	
TOTAL JUNIO	53445	56209	58175	59788	60868	70749	80631	91589	105142	114961	121654	119362	111453	121,654
JULIO & MAYO														
SUBTOTAL 2	799	2131	3197	3463	3729	3729	3729	6694	11605	15694	17188	15103	7470	
SUBTOTAL 8	2160	3326	4493	5573	6653	16535	26417	34873	43329	48794	54259	53600	52941	
SUBTOTAL 13	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	
TOTAL JUL & MAY	53445	55943	58175	59521	60868	70749	80631	92053	105420	114973	121932	119188	110897	121,932
AGOSTO & ABRIL														
SUBTOTAL 3	533	1865	2930	3637	4772	5467	5814	8895	13296	16238	17199	14373	5258	
SUBTOTAL 8	2160	3326	4493	5573	6653	16535	26417	34873	43329	48794	54259	53600	52941	
SUBTOTAL 13	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	
TOTAL AGO & ABRIL	53178	55677	57908	59695	61910	72487	82716	94253	107111	115517	121943	118455	108685	121,943
SEPT & MARZO														
SUBTOTAL 4	0	1946	4841	7806	10331	12242	12590	15115	18670	20408	18925	13435	0	
SUBTOTAL 8	2160	3326	4493	5573	6653	16535	26417	34873	43329	48794	54259	53600	52941	
SUBTOTAL 13	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	
TOTAL SEP & MARZO	52645	55758	59819	63865	67469	79262	89492	100473	112485	119687	123669	117520	103426	123,669
OCT & FEB														
SUBTOTAL 5	0	4019	9520	14315	17362	19713	20581	22956	25423	26268	22307	12821	0	
SUBTOTAL 8	2160	3326	4493	5573	6653	16535	26417	34873	43329	48794	54259	53600	52941	
SUBTOTAL 13	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	
TOTAL OCT & FEB	52645	57831	64499	70374	74500	86733	97483	108314	119237	125547	127051	116907	103426	127,051
NOV & ENERO														
SUBTOTAL 6	0	5142	12729	18392	22481	24832	25701	27612	29801	29141	23848	11443	0	
SUBTOTAL 8	2160	3326	4493	5573	6653	16535	26417	34873	43329	48794	54259	53600	52941	
SUBTOTAL 13	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	
TOTAL NOV & ENERO	52645	58954	67707	74451	79619	91852	102603	112970	123615	128420	128592	115528	103426	128,592
DIC														
SUBTOTAL 7	0	4529	13505	20303	24044	26569	27091	28515	30808	30496	23790	9532	0	
SUBTOTAL 8	2160	3326	4493	5573	6653	16535	26417	34873	43329	48794	54259	53600	52941	
SUBTOTAL 13	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	50485	
TOTAL DICIEMBRE	52645	58340	68483	76362	81183	93589	103992	113873	124623	129775	128534	113617	103426	129,775
TOTAL MAXIMO (kJ/h)														129,775
TON REF														10,25
(BTU/h)														123,024

DIVISION DE EDUCACION CONTINUA F I

OBRA CENTRO DE COMPUTO
D F
LOCAL CENTRO DE COMPUTO

-----GANANCIA DE CALOR SENSIBLE POR TRANSMISION Y EFECTO SOLAR (kJ/h)-----

OS EXTERIORES

FECHA	ORIENTACION	FACTOR VIDRIO	AREA m2	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	MAXIMO MENSUAL	
JUNIO 21	NORTE	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	N-E	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	ESTE	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	S-E	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	SUR	0.68	23	521	1564	2085	2432	2432	2432	2432	2432	2432	2432	2085	1564	521	521	
	S-W	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	OESTE	0.68	12	278	834	1112	1297	1297	1297	1297	1297	3799	8895	13250	14825	13713	7505	
	N-W	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	HORIZONTAL	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOT 1				799	2397	3197	3729	3729	3729	3729	6231	11327	15682	16910	15277	8026	16910
JULIO 23 & MAYO 21	NORTE	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	N-E	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	ESTE	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	S-E	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	SUR	0.68	23	521	1390	2085	2259	2432	2432	2432	2432	2432	2259	2085	1390	521	521	
	S-W	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	OESTE	0.68	12	278	741	1112	1205	1297	1297	1297	1297	4262	9173	13435	15103	13713	6949	
	N-W	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	HORIZONTAL	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOT 2				799	2131	3197	3463	3729	3729	3729	6694	11605	15694	17188	15103	7470	17188
AGOSTO 7 & ABRIL 20	NORTE	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	N-E	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	ESTE	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	S-E	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	SUR	0.68	23	347	1216	1911	2432	3475	4170	4517	4170	3475	2432	1911	1216	347	347	
	S-W	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	OESTE	0.68	12	185	649	1019	1205	1297	1297	1297	1297	4725	9822	13806	15288	13157	4911	
	N-W	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	HORIZONTAL	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOT 3				533	1865	2930	3637	4772	5467	5814	8895	13296	16238	17199	14373	5258	17199
SEPT 22 & MARZO 22	NORTE	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	N-E	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	ESTE	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	S-E	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	SUR	0.68	23	0	1390	3822	6602	9034	10945	11293	10945	9034	6602	3822	1390	0	0	
	S-W	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	OESTE	0.68	12	0	556	1019	1205	1297	1297	1297	1297	4170	9636	13806	15103	12045	0	
	N-W	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	HORIZONTAL	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOT 4				0	1946	4841	7806	10331	12242	12590	15115	18670	20408	18925	13435	0	20408

OBRA CENTRO DE COMPUTO
 DF
 LOCAL CENTRO DE COMPUTO

-----GANANCIA DE CALOR SENSIBLE POR TRANSMISION Y EFECTO SOLAR (kJ/h)-----

OS EXTERIORES

FECHA	ORIENTACION	FACTOR VIDRIO	AREA m2	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	MAXIMO MENSUAL
OCT 23	NORTE	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
&	N-E	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
FEB 20	ESTE	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	S-E	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.68	23	0	3648	8687	13204	16157	18416	19284	18416	16157	13204	8687	3648	0	0
	S-W	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.68	12	0	371	834	1112	1205	1297	1297	4540	9266	13065	13621	9173	0	0
	N-W	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	HORIZONTAL	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOT 5			0	4019	9520	14315	17362	19713	20581	22956	25423	26268	22307	12821	0	26268
NOV 21	NORTE	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
&	N-E	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
ENERO 21	ESTE	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	S-E	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.68	23	0	4864	11987	17373	21369	23627	24496	23627	21369	17373	11987	4864	0	0
	S-W	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.68	12	0	278	741	1019	1112	1205	1205	3984	8432	11767	11860	6579	0	0
	N-W	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	HORIZONTAL	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOT 6			0	5142	12729	18392	22481	24832	25701	27612	29801	29141	23848	11443	0	29801
DIC 22	NORTE	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	N-E	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	S-E	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.68	23	0	4343	12856	19284	22933	25365	25886	25365	22933	19284	12856	4343	0	0
	S-W	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.68	12	0	185	649	1019	1112	1205	1205	3150	7876	11211	10934	5189	0	0
	N-W	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	HORIZONTAL	0.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOT 7			0	4529	13505	20303	24044	26569	27091	28515	30808	30496	23790	9532	0	30808

DIVISION DE EDUCACION CONTINUA F I

OBRA CENTRO DE COMPUTO
 D.F.
 LOCAL CENTRO DE COMPUTO

PAREDES EXTERIORES

ORIENTACION	"U" kJ/m ² oC	AREA m ²	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
NORTE	16 20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
N-E	16 20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
ESTE	16 20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
S-E	16 20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
SUR	16 20	18	0	0	0	0	0	162	324	1134	1944	2916	3888	4050	4212
S-W	16 20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
OESTE	16 20	10	0	86	173	173	173	173	173	259	346	518	691	950	1210
N-W	16 20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
AZOTEA	16 20	120	2160	3240	4320	5400	6480	16200	25920	33480	41040	45359	49679	48599	47519
AZ (SOMBRA)	16 20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
SUBTOT 8			2160	3326	4493	5573	6653	16535	26417	34873	43329	48794	54259	53600	52941

OBRA CENTRO DE COMPUTO
 DF
 LOCAL CENTRO DE COMPUTO

-----GANANCIAS DE CALOR SENSIBLE POR TRANSMISION-----

CONCEPTO	AREA m2	"U" kJ/hm2oC	Te-Ti oC	GANANCIA kJ/h
PISO	0 00	0 00	4 0	0
TECHO (i)	0 00	0 00	4 0	0
MURO (i)	9 60	12 01	4 0	461
VIDRIO(i)	41 00	16 28	4 0	2671
VIDRIO(e)	34 50	25 07	8 0	6920
PUERTAS				0

SUBTOT 9 10052

-----GANANCIAS DE CALOR POR PERSONAS-----

CALOR	CANT PERSONAS	FACTOR kJ/h pers	SENSIBLE kJ/h	LATENTE kJ/h
SENSIBLE	7 00	301	2110	
LAT (rep)	7 00	172		1201
LAT (mov)	0 00	0		0

SUBTOT 10 2110 1201

-----GANANCIAS POR EQUIPOS-----

CONCEPTO	CANTIDAD (W)o(CP)	FACTOR kJ/h(W CP)	SENSIBLE kJ/h	LATENTE kJ/h
ILUM (W)	2808	3 6	10109	
MOT <=2CP	0 67	3800	2533	
MOT >=3CP	0 00	3170	0	
EQPO EL(W)	6800 00	4	24480	
EQPO GAS	0 00	0	0	
DUCTOS	0 00	0	0	
VARIOS	0 00	0		

SUBTOT 11 37122 0

-----GANANCIAS POR INFILTRACION-----

CALOR	AIRE(inf) M3/H	FACTOR	Te-Ti(oC) We-W(kg)	SENSIBLE kJ/h	LATENTE kJ/h	TOTAL kJ/h
SENSIBLE	0 00	1	11	0		
LATENTE	0 00	2972	0		0	

SUBTOT 12 0 0

SUBTOTAL 13 (9 al 12) 49284 1201 50485