

DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
CURSOS ABIERTOS
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO
del 14 al 25 de agosto de 1995

FECHA	HORARIO	TEMA	PROFESOR
Lunes 14	17 a 21 hrs.	Psicrometría	Ing. Rodrigo de Bengoechea
Martes 15	17 a 21 hrs.	Procesos psicrométricos cantidad de aire necesario	Ing. Rodrigo de Bengoechea
Miércoles 16	17 a 21 hrs.	Análisis de cargas térmicas	Ing. Jorge Ruíz de Esparza
Jueves 17	17 a 21 hrs.	Cálculo de cargas variables	Ing. Jorge Ruíz de Esparza
Viernes 18	17 a 21 hrs.	Equipo terminal	Ing. Indalecia López G.
Lunes 21	17 a 21 hrs.	Cálculo de ductos y tuberías Balanceo de sistemas	Ing. Luis Alegre S. Ing. Guillermo Velázquez Ing. Eric Hernández
Martes 22	17 a 21 hrs.	Equipo central	Ing. Indalecia López G.
Miércoles 23	17 a 21 hrs.	Ingeniería de proyecto	Ing. Jorge Ruíz de Esparza Ing. Rodrigo de Bengoechea
Jueves 24	17 a 21 hrs.	Instrumentación	Ing. Rodrigo de Bengoechea
Viernes 25	17 a 21 hrs.	Ahorro de Energía	Ing. Guillermo Velázquez Ing. Rodrigo de Bengoechea

EVALUACION DEL PERSONAL DOCENTE

CURSO: PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

FECHA: del 14 al 25 de agosto de 1995

CONFERENCISTA	DOMINIO DEL TEMA	USO DE AYUDAS AUDIOVISUALES	COMUNICACION CON EL ASISTENTE	PUNTUALIDAD
Ing. Rodrigo de Bengoechea				
Ing. Jorge Ruíz de Esparza				
Ing. Indalecia López G				
Ing. Luis Alegre S.				
Ing. Guillermo Velázquez				
Ing. Eric Hernández				

EVALUACION DE LA ENSEÑANZA

ORGANIZACION Y DESARROLLO DEL CURSO	
GRADO DE PROFUNDIDAD LOGRADO EN EL CURSO	
ACTUALIZACION DEL CURSO	
APLICACION PRACTICA DEL CURSO	

EVALUACION DEL CURSO

CONCEPTO	CALIF.
CUMPLIMIENTO DE LOS OBJETIVOS DEL CURSO	
CONTINUIDAD EN LOS TEMAS	
CALIDAD DEL MATERIAL DIDACTICO UTILIZADO	

ESCALA DE EVALUACION: 1 A 10

1.- ¿LE AGRADO SU ESTANCIA EN LA DIVISION DE EDUCACION CONTINUA?

SI	NO
----	----

SI INDICA QUE "NO" DIGA PORQUE.

2.- MEDIO A TRAVES DEL CUAL SE ENTERO DEL CURSO:

PERIODICO EXCELSIOR		FOLLETO ANUAL		GACETA UNAM		OTRO MEDIO	
PERIODICO EL UNIVERSAL		FOLLETO DEL CURSO		REVISTAS TECNICAS			

3.- ¿QUE CAMBIOS SUGERIRIA AL CURSO PARA MEJORARLO?

4.- ¿RECOMENDARIA EL CURSO A OTRA(S) PERSONA(S)?

SI		NO	
----	--	----	--

5.- ¿QUE CURSOS LE SERVIRIA QUE PROGRAMARA LA DIVISION DE EDUCACION CONTINUA.

6.- OTRAS SUGERENCIAS:



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

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO.

INTRODUCCION.

1 9 9 5.

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 psicometría.

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.

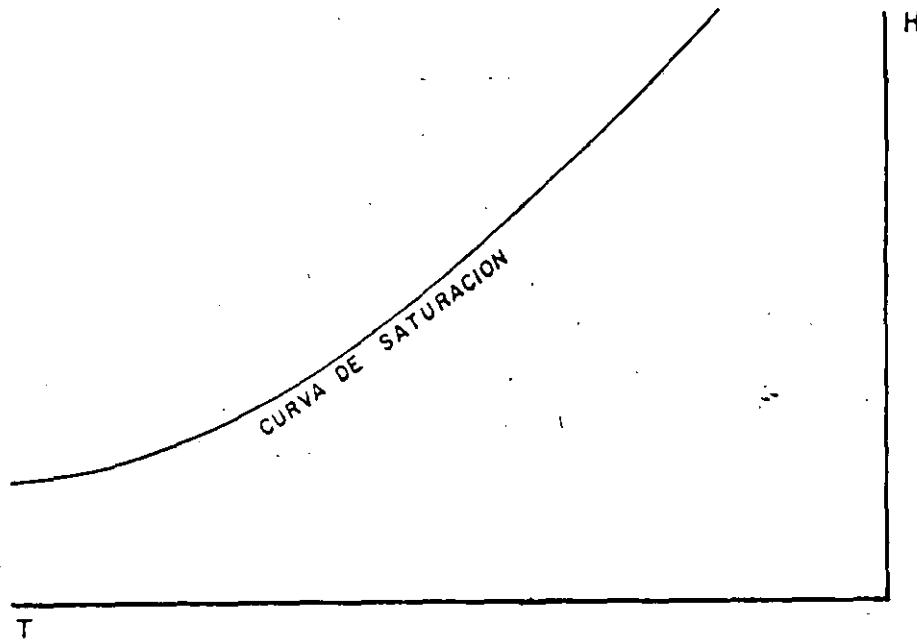


FIG. 1

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.

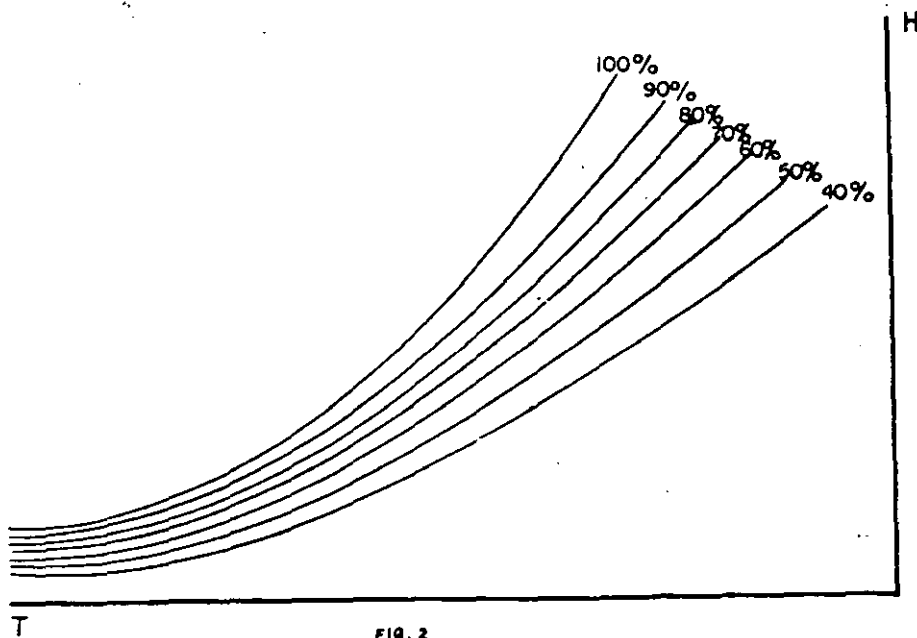


FIG. 2

TEMPERATURA DE BULBO SECO.

Es aquella 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 éstas 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

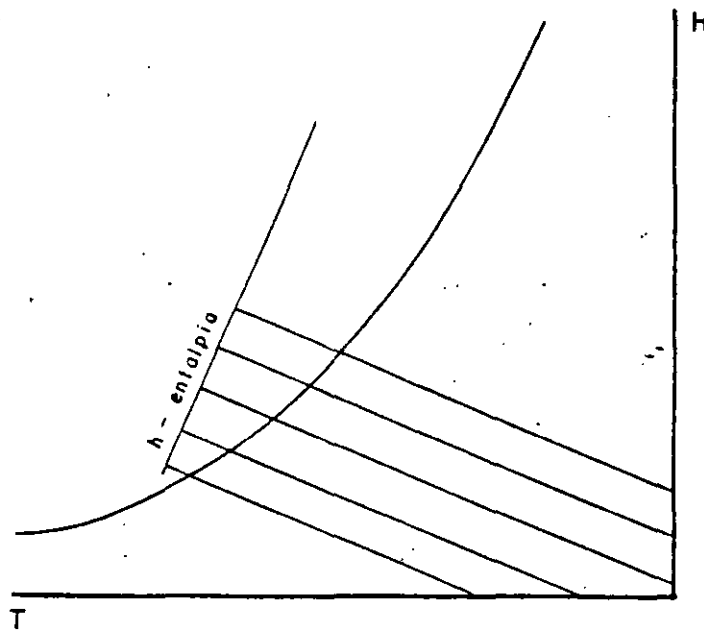
h_{fgw} : Calor de vaporización del agua a T_w

T_r : Temperatura de referencia del sistema (0 C)

T_i : Temperatura de bulbo seco del punto considerado

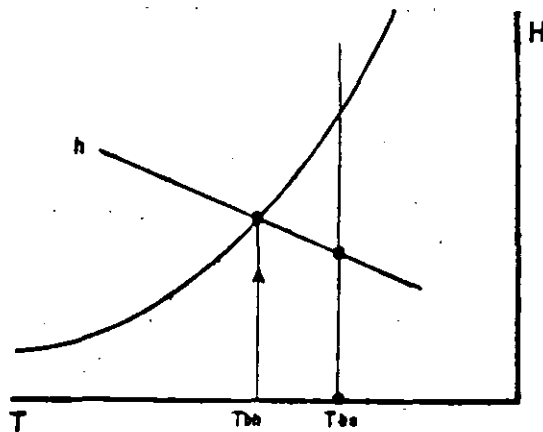
T_w : Temperatura de rocío del punto considerado.

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:

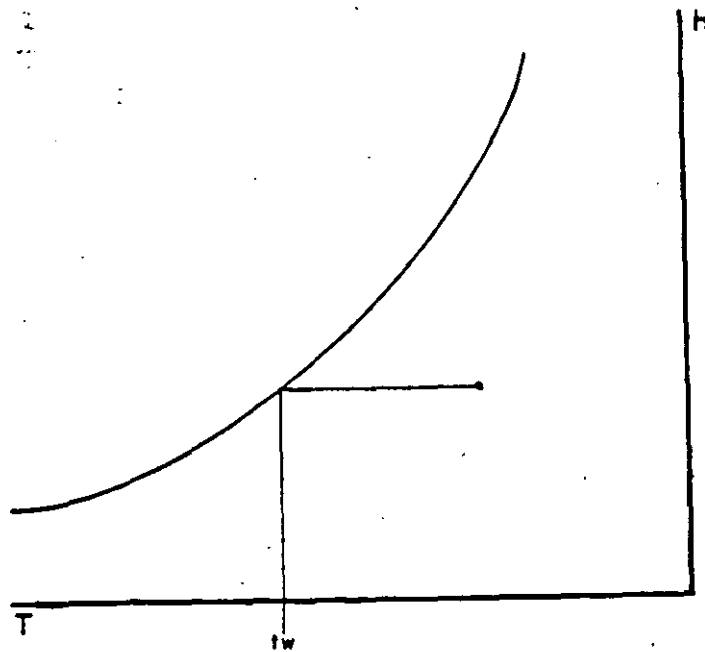
Se determina por medio de un PSICROMETRO, (Aparato que tiene un termómetro para bulbo seco y otro para bulbo húmedo), las temperaturas de bulbo seco (t_{bs}) y de bulbo húmedo (t_{bh}); se marcan dos líneas verticales sobre una carta psicrométrica, una para bulbo seco y otra para bulbo húmedo, al tocar 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

PROCESO PSICOMETRICOS.

1 9 9 5 .

PROCESOS PSICROMETRICOS.

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

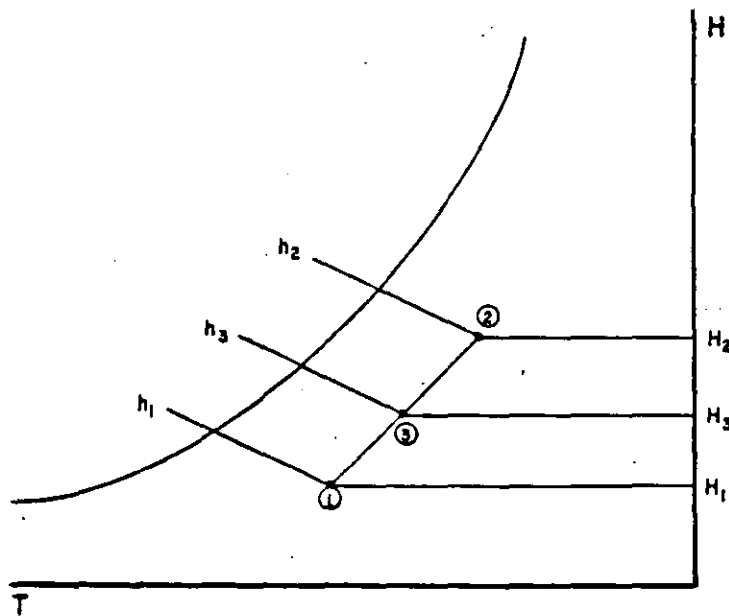
1.- MEZCLA DE DOS FLUIDOS DE AIRE

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:

$$M_1 + M_2 = M_3 \quad (1)$$

$$M_1 h_1 + M_2 h_2 = M_3 h_3 \quad (2)$$

$$M_1 H_1 + M_2 H_2 = M_3 H_3 \quad (3)$$



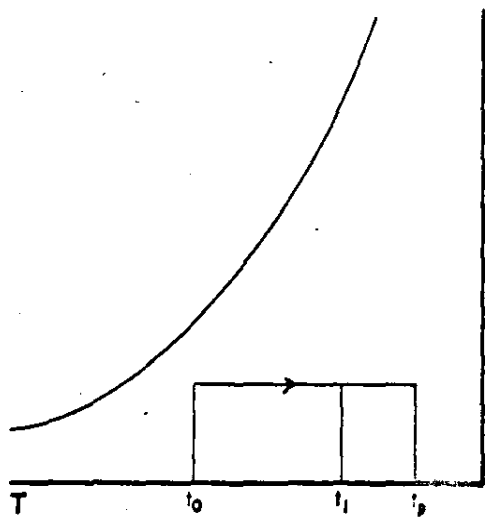
2.- FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MAS CALIENTE.

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.

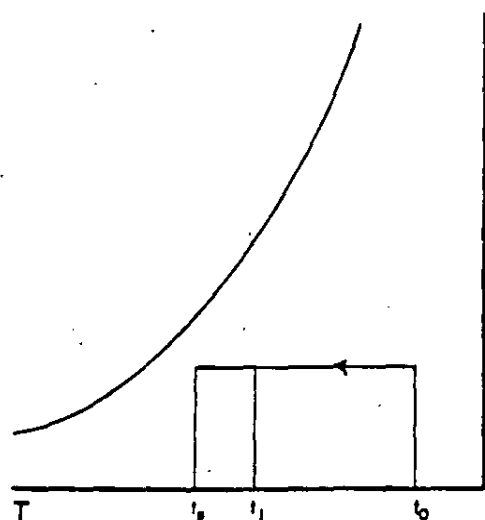


tp : Temperatura de placa
 to : Temperatura del aire de entrada
 t1 : Temperatura del aire de salida

$$FB = \frac{tp - t1}{tp - to}$$

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:

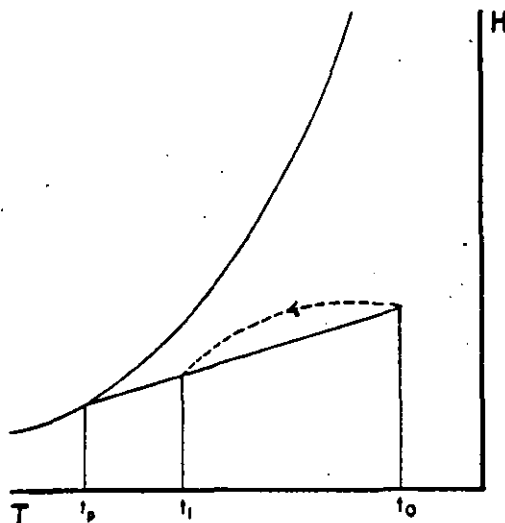


$$FB = \frac{t1 - tp}{to - tp}$$

2

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).

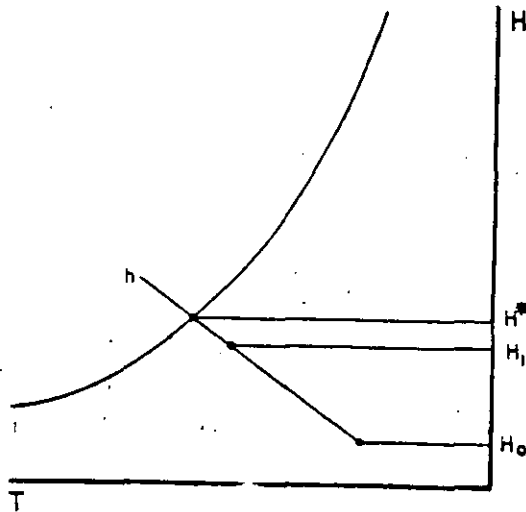


$$FB = \frac{t_1 - t_p}{t_0 - t_p}$$

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.

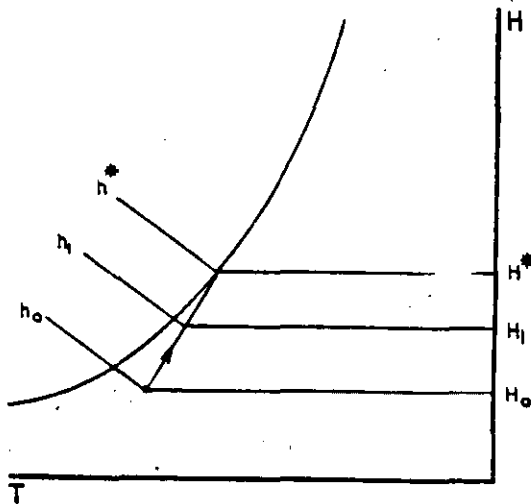
Aquí se utiliza el concepto clásico de eficiencia para evaluar la bondad del sistema; se puede establecer la eficiencia en función de las temperaturas o de los valores de humedad absoluta.



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

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.

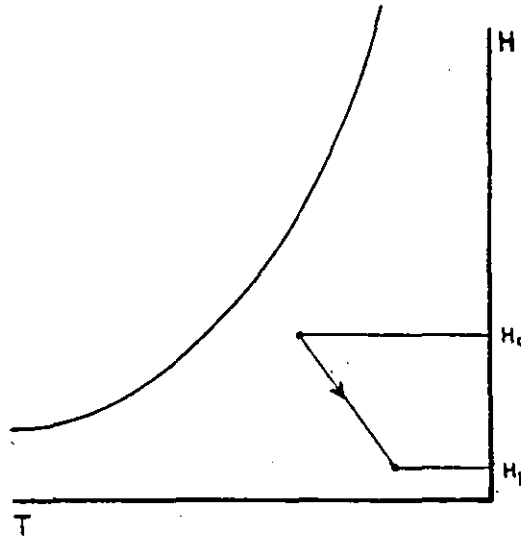


$$\eta = \frac{H_1 - H_0}{H^* - H_0}$$

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 mas sencillas y otras más 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 escojerá 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)

1 9 9 5 .

CALCULO EN INVIERNO (CALEFACCION)

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 cortés, 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) Miscelaneos
- 5.- Recursos energéticos
 - a) Electricidad; voltaje, 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 éste 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 areas no acondicionadas (U_5)

- 2.- ¿ Hay materiales especiales ?

- a) Piedra del lugar para fachadas
- b) Ventanas dobles para evitar congelación
- c) Superficies exteriores homogéneas, que requieran análisis especial de " h " (Edificios forrados de vidrio, concreto martelinado, 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 tubería.
- c) Convección natural; ubicación de convectores y trayectoria de tuberías.
- d) Ubicación de casa de máquinas y áreas disponibles.

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

MEMORIA DE CALCULO

Para la realización de la memoria de cálculo que debe respaldar cualquier proyecto se deberán 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; tbs
 - c.2.- Interiores tbs_±, Ø ±

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 perdidas por diferentes areas

5.- Cálculo de ganancias interiores

Iluminación
Personal
Equipo
Miscelaneos

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

7.- Cálculo del aire necesario

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

8.- Cálculo de la capacidad del equipo

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

- 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 equipo (Cuantificación)



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

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONCIONADO

SELECCION DE SERPENTINES

1 9 9 5 .

SELECCION 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 han 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; t_{bs} , t_{bh}
- b.- Condiciones de mezcla del aire; aire exterior y aire de recirculación que se alimentarán al equipo enfriador; t_{bs} , t_{bh}
- c.- Calor total por absorber o suministrar Kcal/h
- d.- Cantidad de aire requerido; kg/h, m^3/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 que 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 una tabla de velocidades recomendadas por un fabricante. SON VELOCIDADES MAXIMAS

Altura SNM. (m)	Densidad aire (kg/m ³)	Velocidad máxima (Pies/min)	(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 TERMICA UNITARIA (CTU)

Las capacidades de los serpentines tanto de enfriamiento como de calefacción se 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 de 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 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.

$$CTU = \frac{294\,841 \text{ BTU/h}}{14 \text{ ft}^2} = 21\,060 \text{ BTU/h ft}^2$$

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
 mas 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 dan tablas o nomogramas

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	Cell FV	Filter Vel
5600	400	389
7000	500	486
8400	600	583
9800	700	667
11200	800	763

6 - 16" x 25" x 2"

Flat Filter TA	Static Pressures	
	LV	MV
.15	.07	.08
	.10	.11
	.13	.15
	.19	.19

ANGLE FILTER

CFM	Cell FV	Filter Vel
5600	400	271
7000	500	338
8400	600	406
9800	700	453
11200	800	530

9 - 16" x 25" x 2"

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

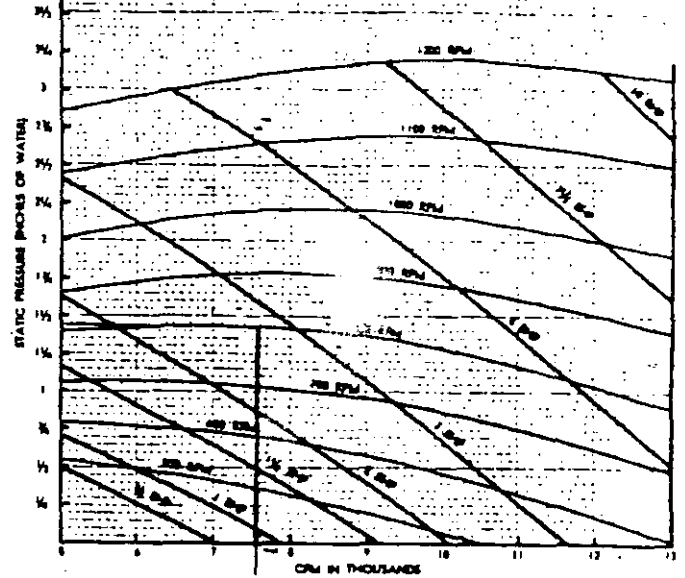
MULTIZONE

Heating Coil
W x L
Tubes
Face Area

15" x 79"
8
8.22 Sq. Ft.

CFM	Cell FV	Zone Damper Static Pressures
5600	400	.08
7000	500	.12
8400	600	.16
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	Cell FV	Filter Vel
5600	400	389
7000	500	486
8400	600	583
9800	700	667
11200	800	763

6 - 16" x 25" x 2"

Flat Filter TA	Static Pressures	
	LV	MV
.15	.07	.08
	.10	.11
	.13	.15
	.19	.19

ANGLE FILTER

CFM	Cell FV	Filter Vel
5600	400	271
7000	500	338
8400	600	406
9800	700	453
11200	800	530

9 - 16" x 25" x 2"

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

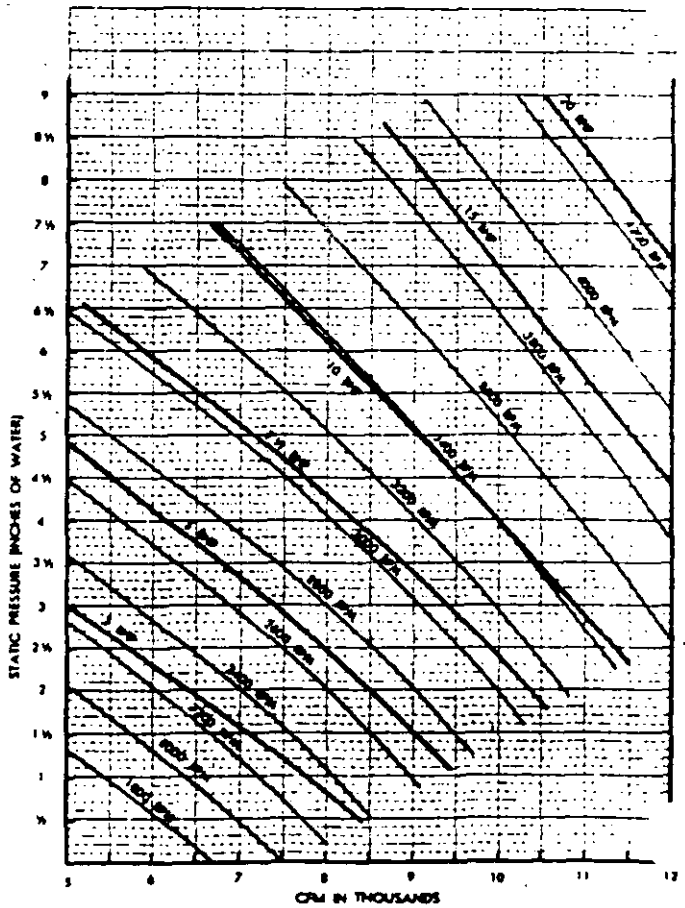
MULTIZONE

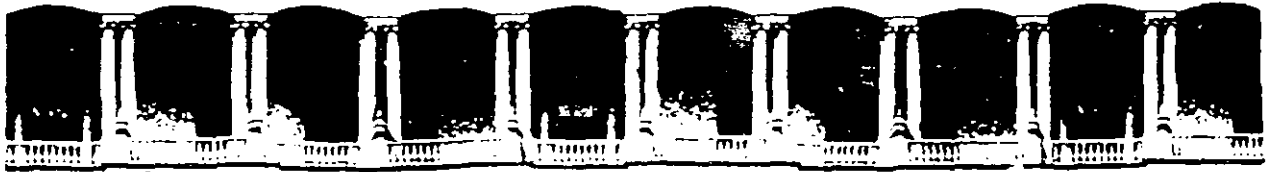
Heating Coil
W x L
Tubes
Face Area

15" x 79"
8
8.22 Sq. Ft.

CFM	Cell 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

1 9 9 5 .

DUCTOS

Los ductos para aire son conductos por los cuales se hace circular el aire necesario para mantener las condiciones de comodidad establecidas 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 ir aislados por varias razones: en caso de conducir aire caliente, para evitar que este aire 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 se debe aislar un ducto de calefacción y uno de refrigeración.

DIMENSION DEL LADO
MAYOR DEL DUCTO
cm pulg

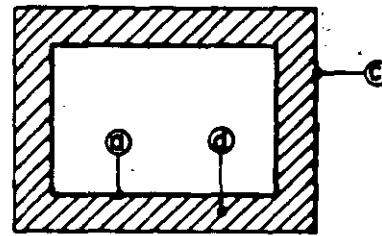
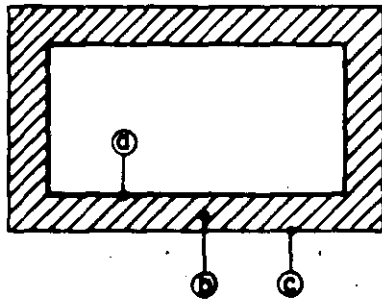
CALIBRE DE LAMINA
GALVANIZADA A USAR

0- 30 0-12
31- 76 13-30
77-135 31-54

26

24

22



DUCTO DE CALEFACCION

DUCTO DE ENFRIAMIENTO

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

03

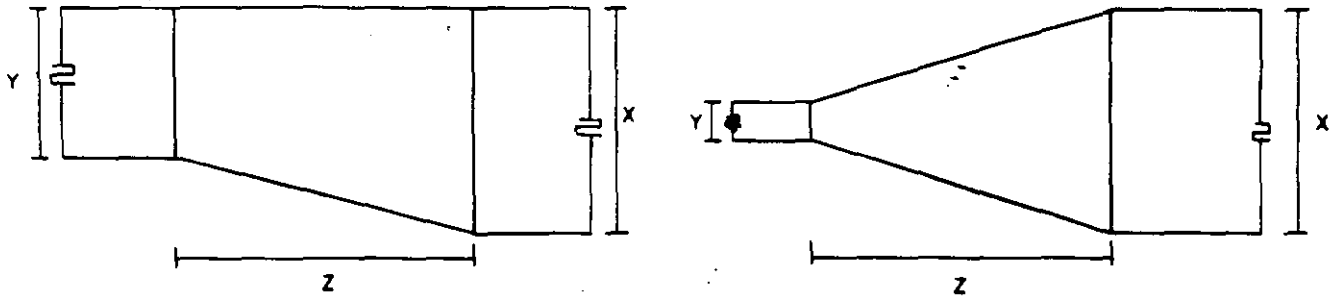
En caso de que los ductos se instalen a la intemperie, habrá que ponerles un recubrimiento a base de cemento monolítico de 25 mm de espesor (1") puesto sobre una tela de gallinero que le ayudará a adherirse al aislamiento.

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 es de 8.5 mm H₂O/100 mt. de ducto (0.1 pulg H₂O/100 pies de ducto).
- 4.- Las velocidades máximas permisibles son las que aparecen en la siguiente tabla:

TOMAS DE	RESIDENCIAS		LOCALES PUBLICOS		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	1.30	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:



$$Z = 4(X - Y)$$

TUBERIAS

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

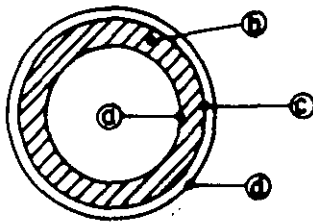
- a) Cobre tipo "M" (agua fría o caliente)
- b) Fierro galvanizado cedula 40 (agua fría o caliente),
- c) Acero negro soldable cedula 40 (agua y/o vapor).

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 cedula 40 para diámetros de 100 mm (4") en adelante.

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

En general no es recomendable el uso de tubería de hierro 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 dá 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 hierro
- b) Aislamiento de fibra de vidrio
- c) Manta de cielo impregnada con impermeabilizante
- d) Pintura y/o lámina de aluminio o galvanizada.

AISLAMIENTO DE TUBERIAS

Para el diseño de tuberías deben 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/100 m. 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 kg/cm ² = 100 psig)	50	9800
Tuberías de vapor (P=1.05 kg/cm ² =12 psig)	30	6000

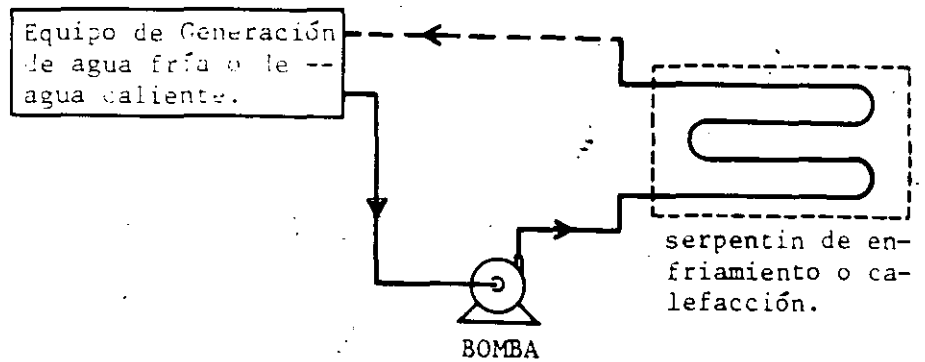
4.- Las tuberías por ser metálicas, tienen dilataciones y contracciones debido a los cambios de temperatura; estos cambios de longitud deberán ser absorbidos por accesorios especiales llamados juntas de expansión (para tuberías de vapor) y por mangueras flexibles (en tuberías de agua fría y caliente). 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 deberán 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.



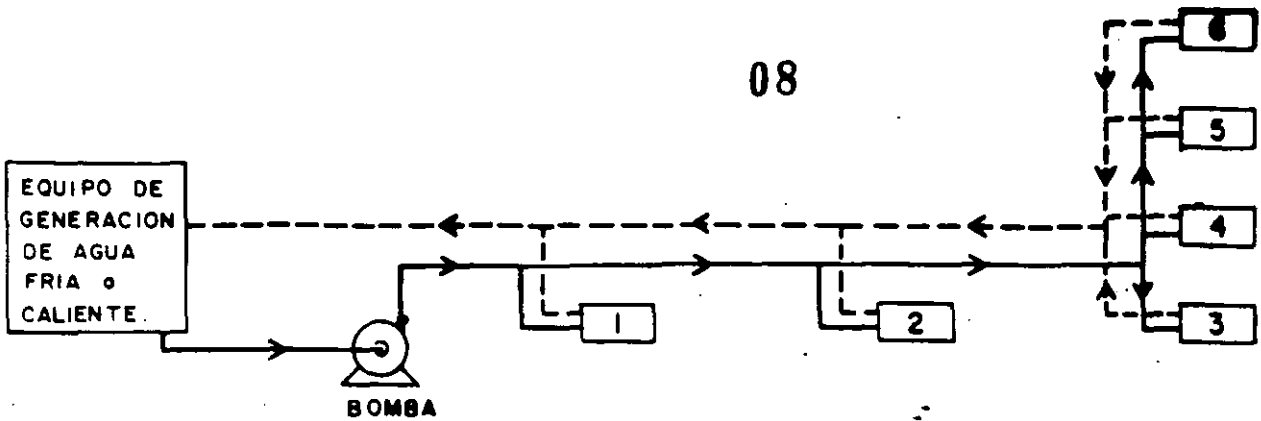
CIRCUITOS DE CIRCULACION DE AGUA

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.

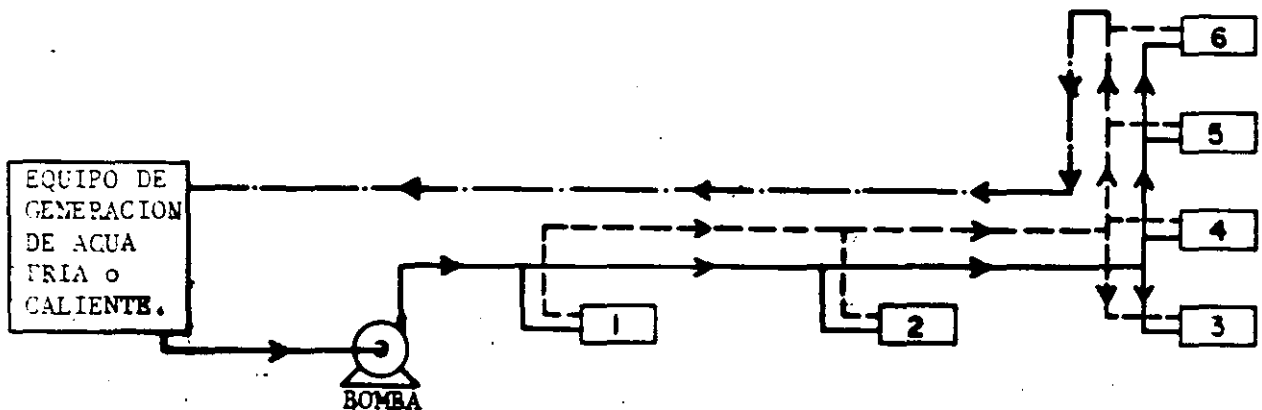
La tubería de retorno normalmente es una tubería paralela a la de alimentación pero que circula en sentido contrario, o sea que recoge primero el retorno del equipo más alejado y finalmente el del equipo más cercano, para así regresar al equipo de generación de agua fría o caliente.



ESQUEMA DE UN SISTEMA DE
RETORNO DIRECTO

RETORNO INVERSO

Este sistema tiene la alimentación de agua en la misma forma que en el caso anterior, en donde difiere es 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 ventaja 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 ser-
pentín y con una presión baja al último serpentín; en el retorno, la presión de
salida del último serpentín resulta ser también más baja que en el primero y és
to 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 ser-
pentín 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 cie
rra la válvula globo de cualquiera de los serpentines se modifica el flujo en to
dos 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 serpen-
tín 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 del último, sus presiones ya están practi-
camente igualadas sin necesidad de válvulas adicionales.

Este sistema de retorno inverso 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..

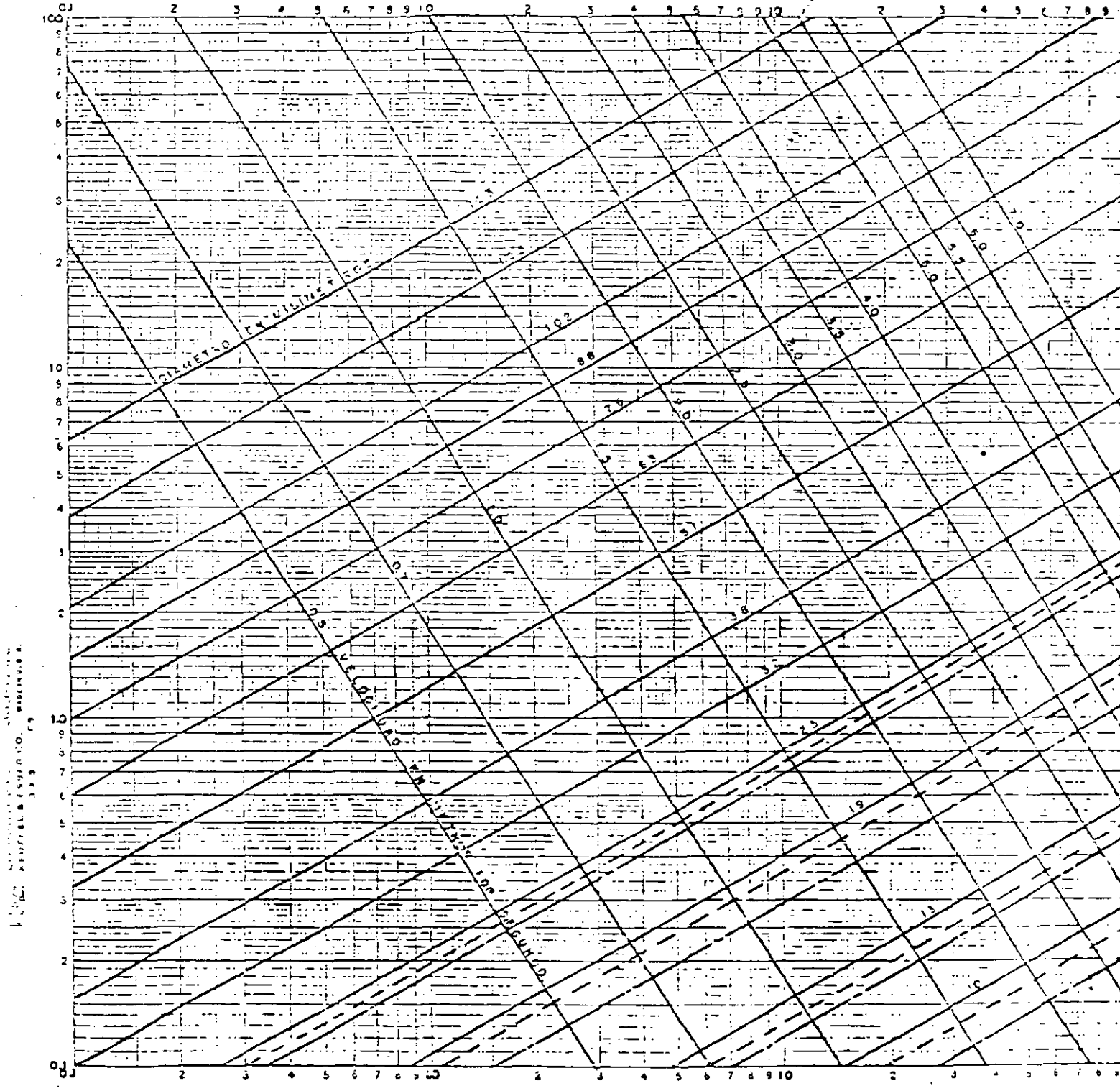
M.S.S.
 DE DE INSTALACIONES
 Y EQUIPO.

PERDIDA DE CARGA POR FRICCION.
 TUBERIA LISA COBRE TIPO "M"

h=311 $\frac{v^2 \cdot L}{g \cdot d^5}$
 h=m/m.
 v=m/seg. d=mm.

92

TIPO "M" -----
 TIPO "L" -----
 TIPO "K" -----



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

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE AERONÁUTICA
 DIV. DE INVESTIGACIONES Y DESARROLLOS
 DEPARTAMENTO DE MECÁNICA DE FLUIDOS

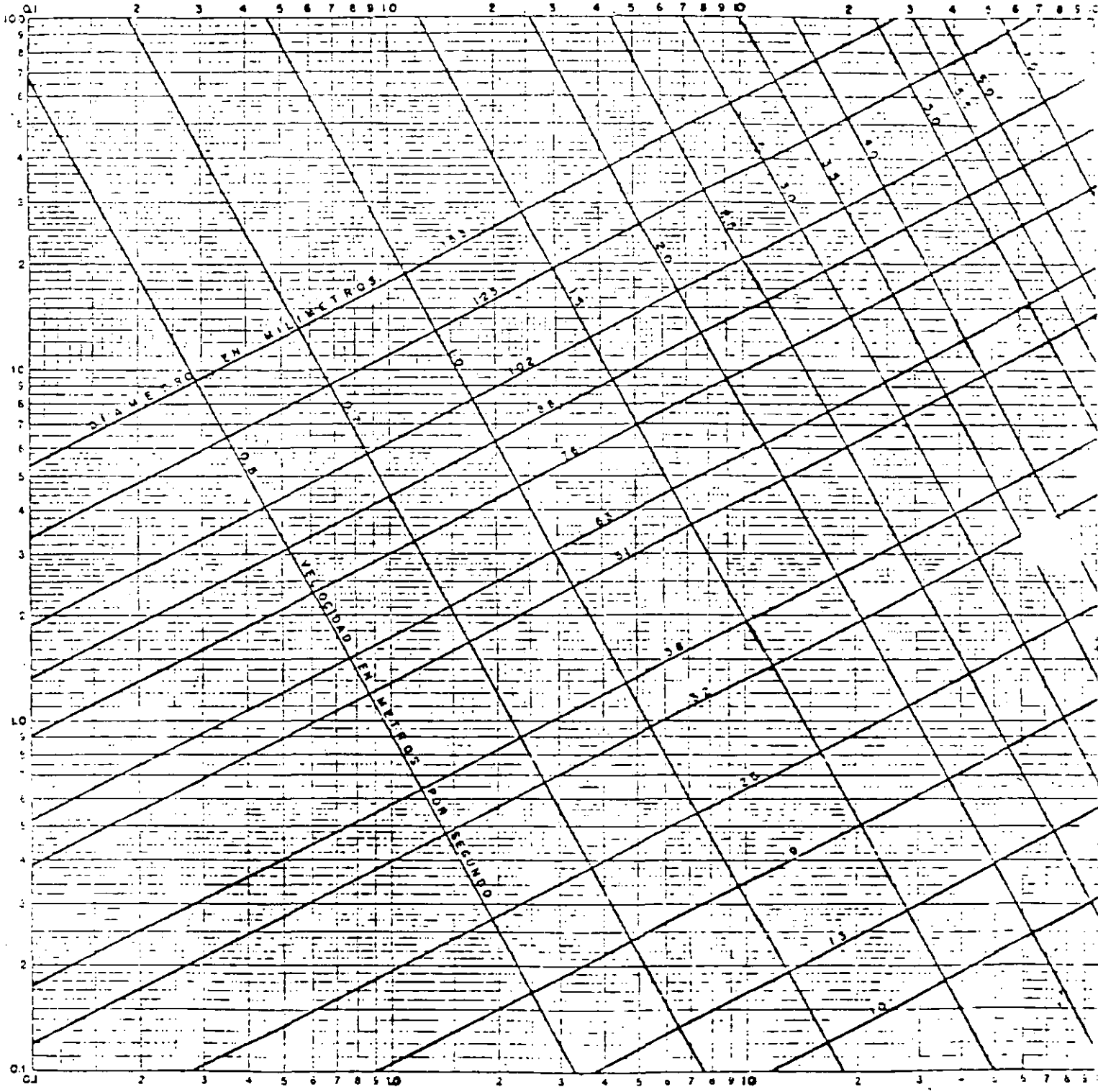
I. M. S. S.
 OF DE INSTALACIONES
 Y EQUIPO

PERDIDA DE CARGA POR FRICCION
 TUBERIA MEDIANAMENTE RUGOSA.

$h = 2.97 \frac{v^2}{d^5}$
 $h = \text{m/m}$
 $v = \text{m/seg}$
 $d = \text{m.m}$

95

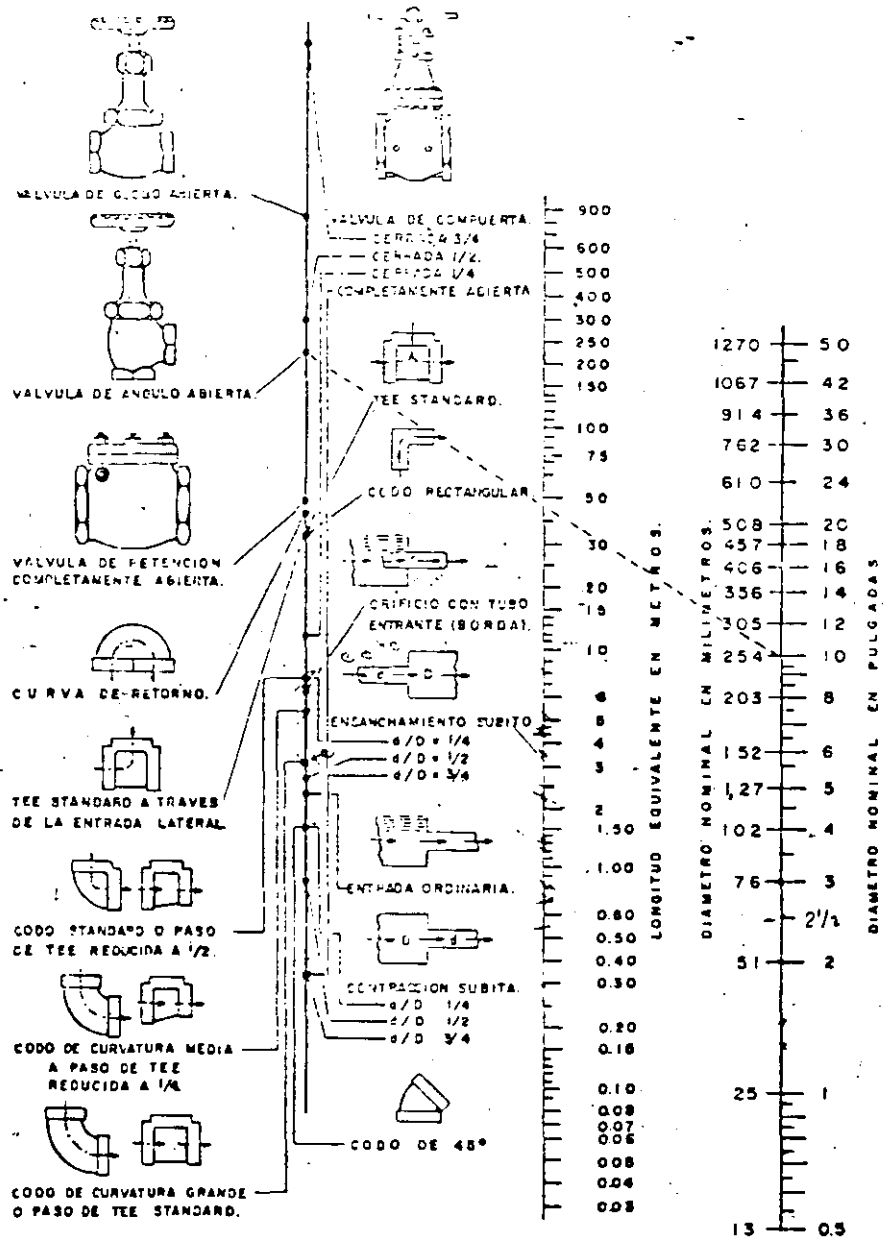
1



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

I. M. S. S. OF DE INSTALACIONES Y EQUIPO
 355-1-2003
 2003

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



NOTA:

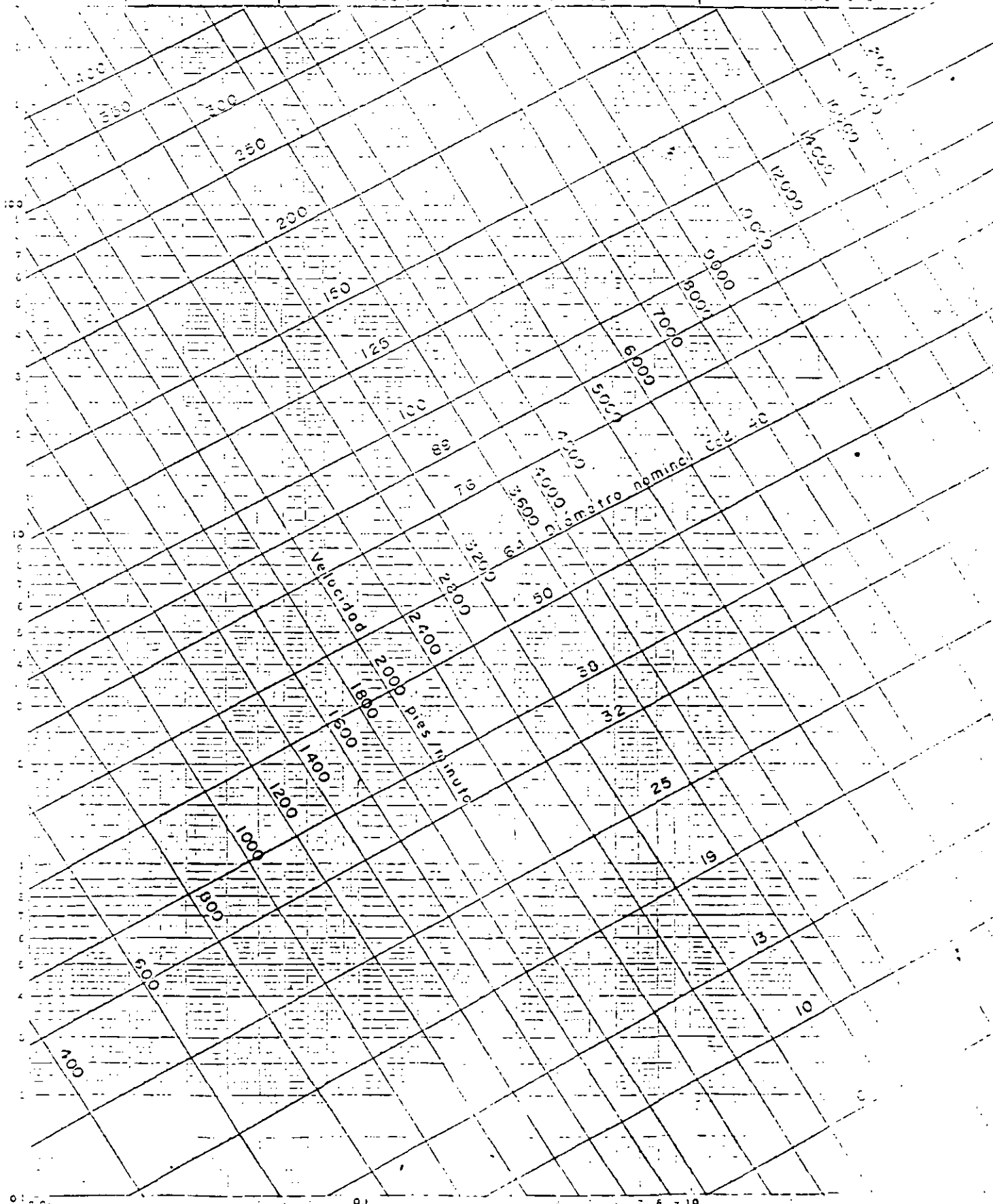
PARA CONTRACCIONES Y ENSANCHAMIENTOS BRUSCOS UTILICISE EL DIAMETRO MENOR "d"

TUBERIA
CED. 40

VALOR
PARA PRESIONES DE
12.1 a 13.0
lbs./cuin. absoluta

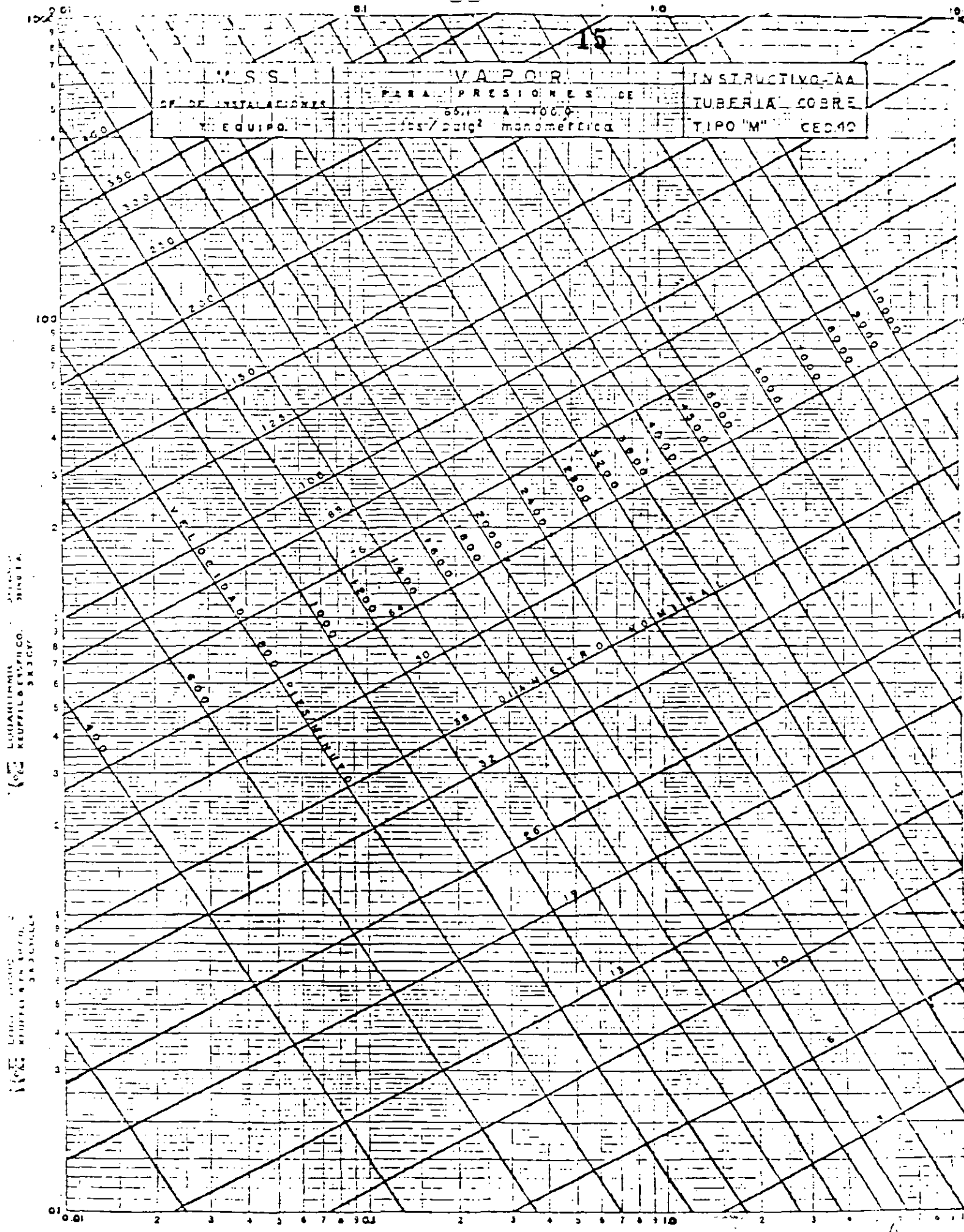
I. M. S. C.
INSTRUCTIVO
AREA
R. 11

LOGARITMO DE VELOCIDAD EN PIES POR MINUTO
LOGARITMO DE PRESION EN LBS. POR CUIN. ABSOLUTA



15

S S	V A P O R	I N S T R U C T I V O - A A
DE INSTALACIONES	PARA PRESIONES DE	TUBERIA COBRE
EQUIPO	65.11" A 100.0"	TIPO "M" CED 10
	105/2119 ² manométrica	



CAIDA DE PRESION EN LIBRAS POR PULGADA CUADRADA POR 100 PIES.

LOGARITMOS
 KEUFFEL & ESSERICH CO.
 310 N. 4th St.
 PHILADELPHIA, PA.



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

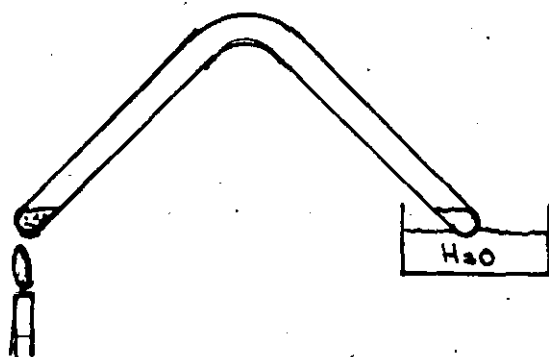
CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

ENFRIADORAS POR ABSORCION

1 9 9 5 .

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 amoniac formando un ión complejo; este proceso puede hacerse reversible por medio de la aplicación de calor y se liberará amoniaco 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 amoniaco que se condensa en el otro



extremo por medio de enfriamiento con agua; al retirar la fuente de calor y enfriamiento respectivamente, se inicia una evaporación del amoniaco 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:

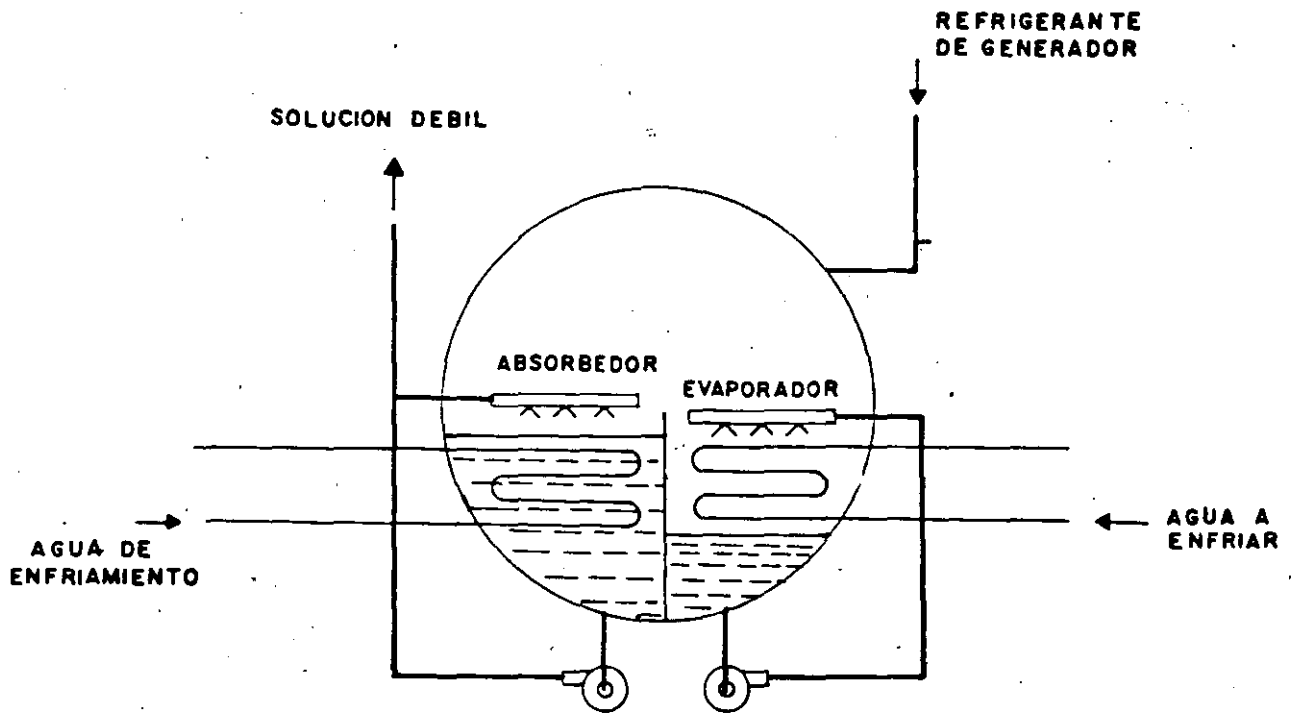


Fig 1

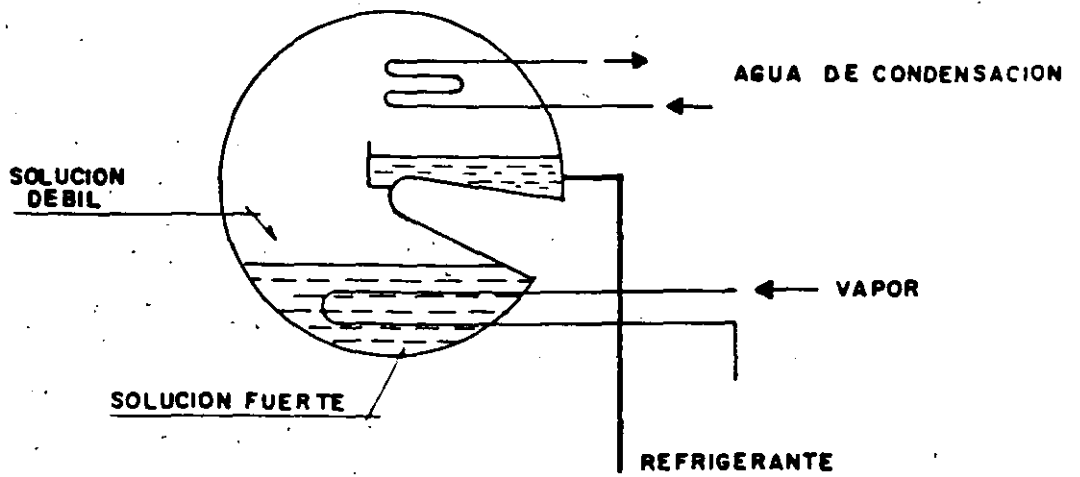


Fig 2

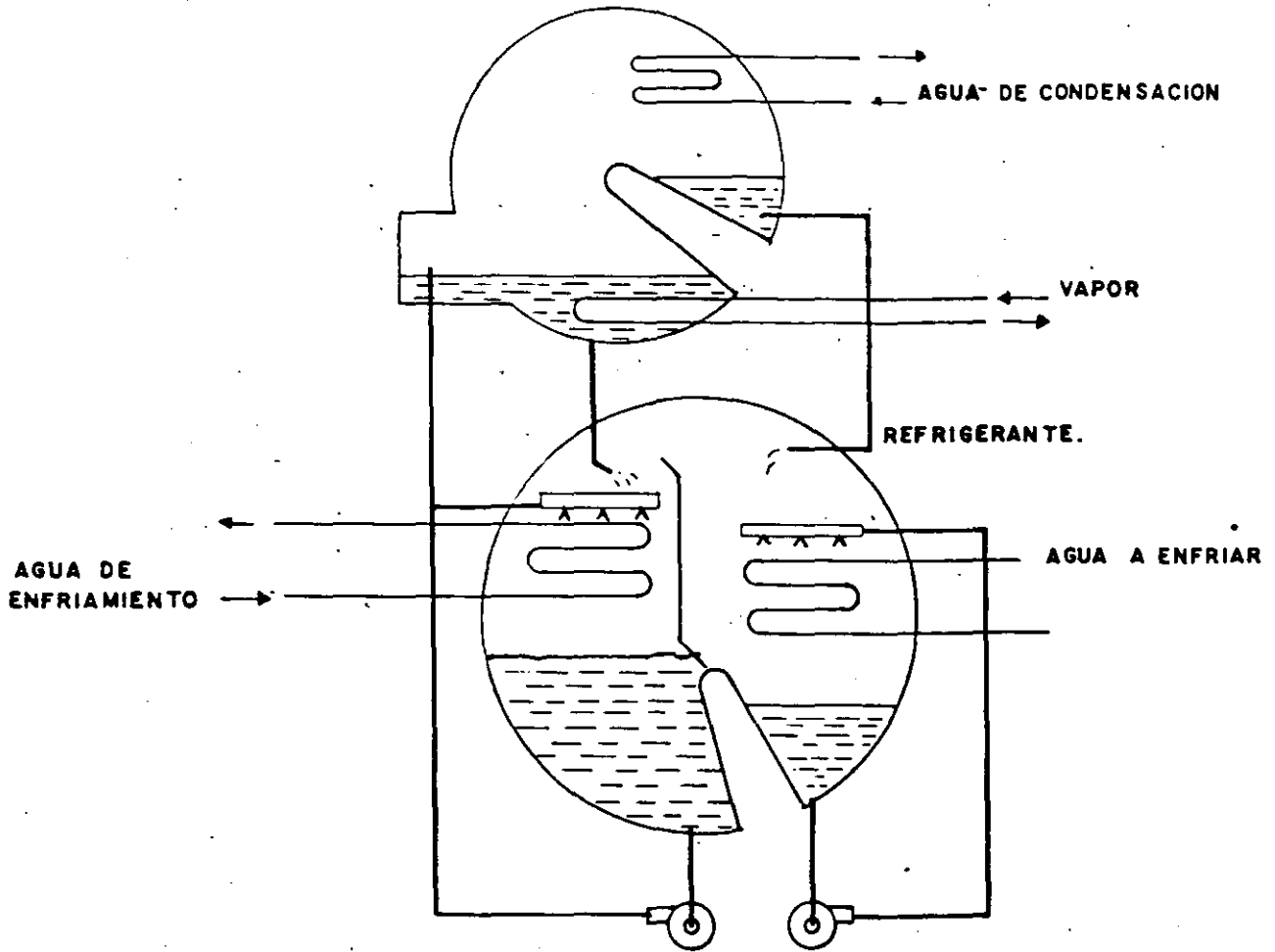


Fig 3

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 espreada sobre su depósito, creando una gran superficie de contacto (el area 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 EVAPORACION; 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 REFRIGERACION y así se obtiene agua helada de este equipo.

En la figura (2) se representa el sistema de recuperación.

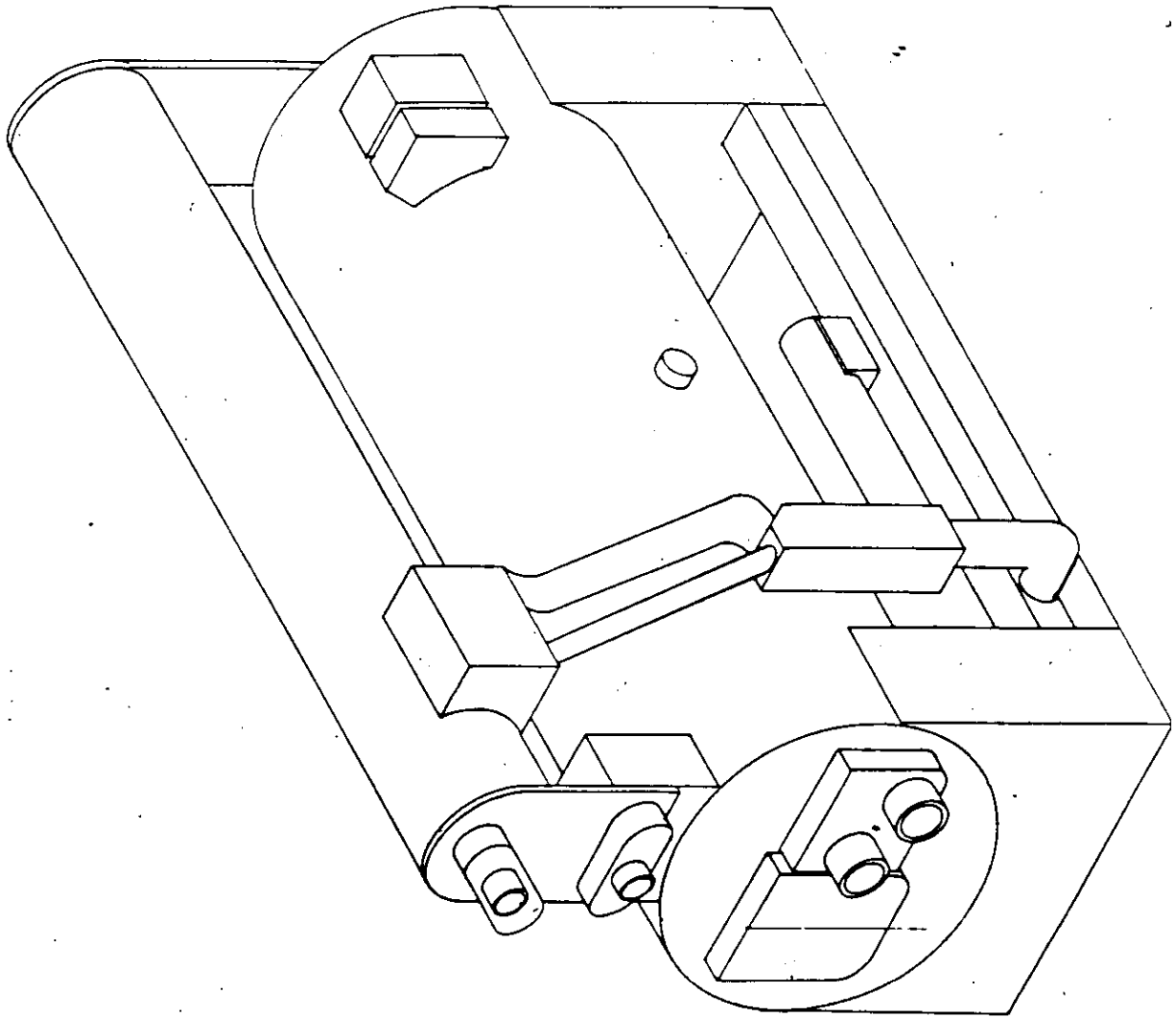
de refrigerante; en otro recipiente hermético GENERADOR-CONDENSADOR, se alimenta la solución diluida de absorbente y refrigerante (SOLUCION DEBIL) y por medio de un serpentín de vapor, se hace hervir esta solución, generándose vapor de agua (refrigerante) que pasará a la parte superior del recipiente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

El grupo generador-condensador trabajan aproximadamente a presión 10 veces mayor que la del 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 "debil" 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 una CRISTALIZACION de la solución; en la gran mayoría de las máquinas modernas está prevista esta eventualidad y antes de que ocurra un sistema automático de dilución entra en operación. Sin embargo el problema de la cristalización se llega a presentar y es uno de los riesgos mas importantes en la operación de estas unidades.

07





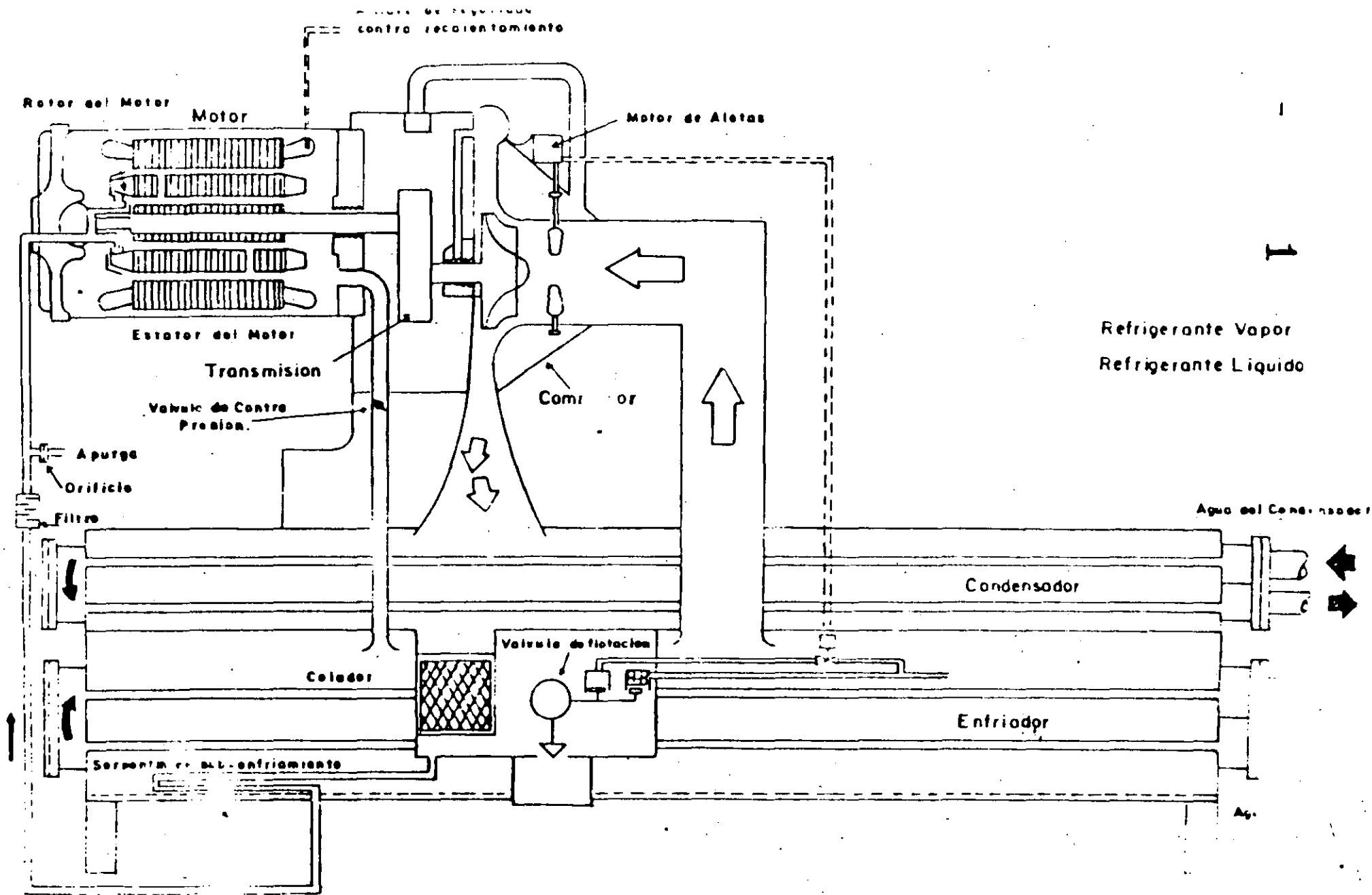
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

MAQUINAS CENTRIFUGAS

1 9 9 5 .



MAQUINAS CENTRIFUGAS

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 psig
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 movibles 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, controlandose 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 de lubricación es primordial para la vida del equipo.

2.- FLUJO DE REFRIGERANTE LIQUIDO

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 capa-

1

cidad 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 máquina funciona a una presión inferior a la atmosférica, es frecuente encontrar pequeñas entradas de aire al 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 de purga, que en algunos equipos es automático y en otros manual; se toma en forma permanente una pequeña cantidad de vapor del condensador y se pasa a una pequeña cámara enfriada por un serpentín de refrigerante, el refrigerante en forma de vapor que esté presente se condensará, lo mismo vapor de agua si se encuentra presente; la parte superior de ésta 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 podrá distinguirse por medio de una mirilla; sobre el nivel de refrigerante estará el de 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

TORRES DE ENFRIAMIENTO

1995.

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:

- a) TIRO NATURAL
- b) TIRO INDUCIDO
- c) TIRO FORZADO

Tiro Natural; se emplea el "efecto chimenea" aprovechando -- las diferencias de densidad del aire dentro de la torre contra una 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 columna

2

corriente ascendente y saldrá por la parte superior.

Este equipo maneja gastos de agua superiores a los 500 m³/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, induce 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 espesas; 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 una época se emplearon las torres de enfriamiento de tiro forzado, se fuerza 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 la 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 de agua en una torre se requiere crear un espacio físico en el cuál 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 cond:

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

Los empaques se clasifican en dos tipos principales

PELICULA y SALPIQUEO

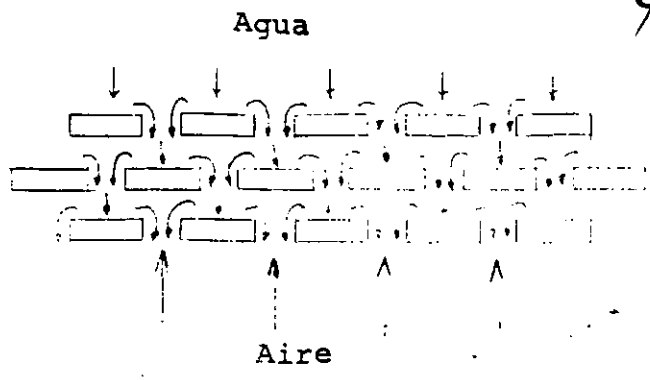
EMPAQUE DE PELICULA

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.

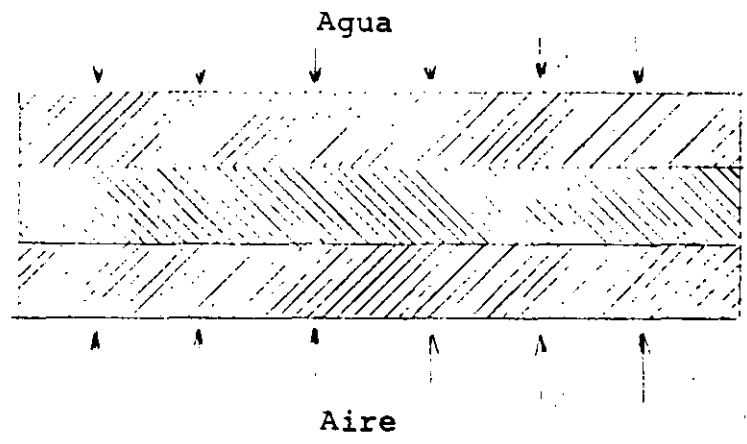
EMPAQUE DE SALPIQUEO

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

4

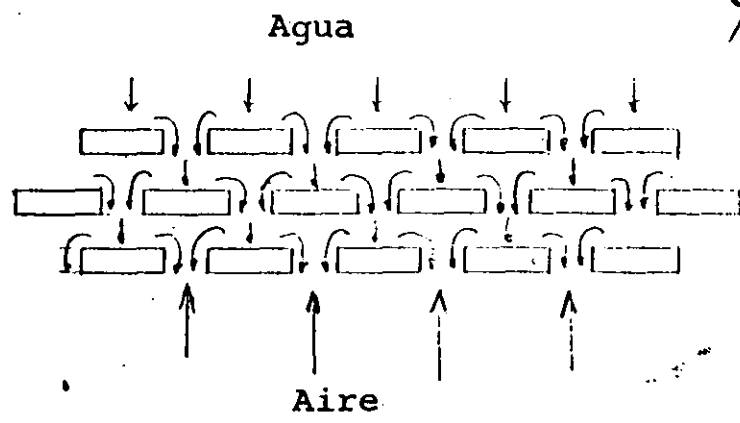


EMPAQUE DE CALPEQUEO.

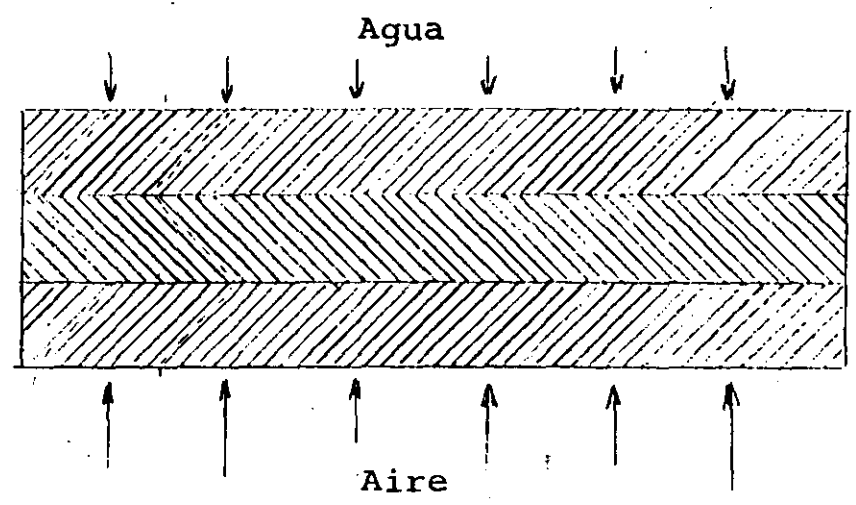


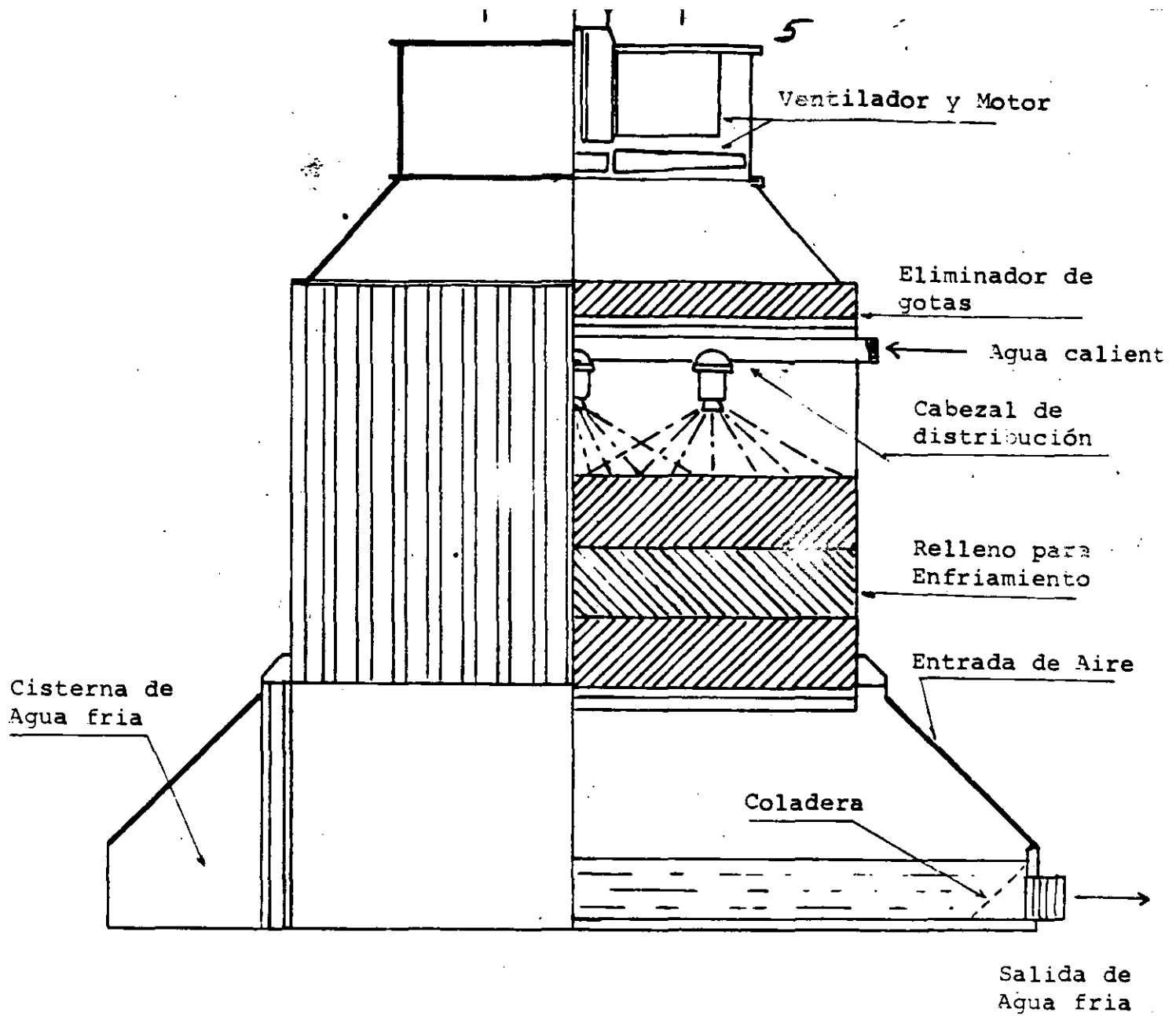
EMPAQUE DE PELICULA

4



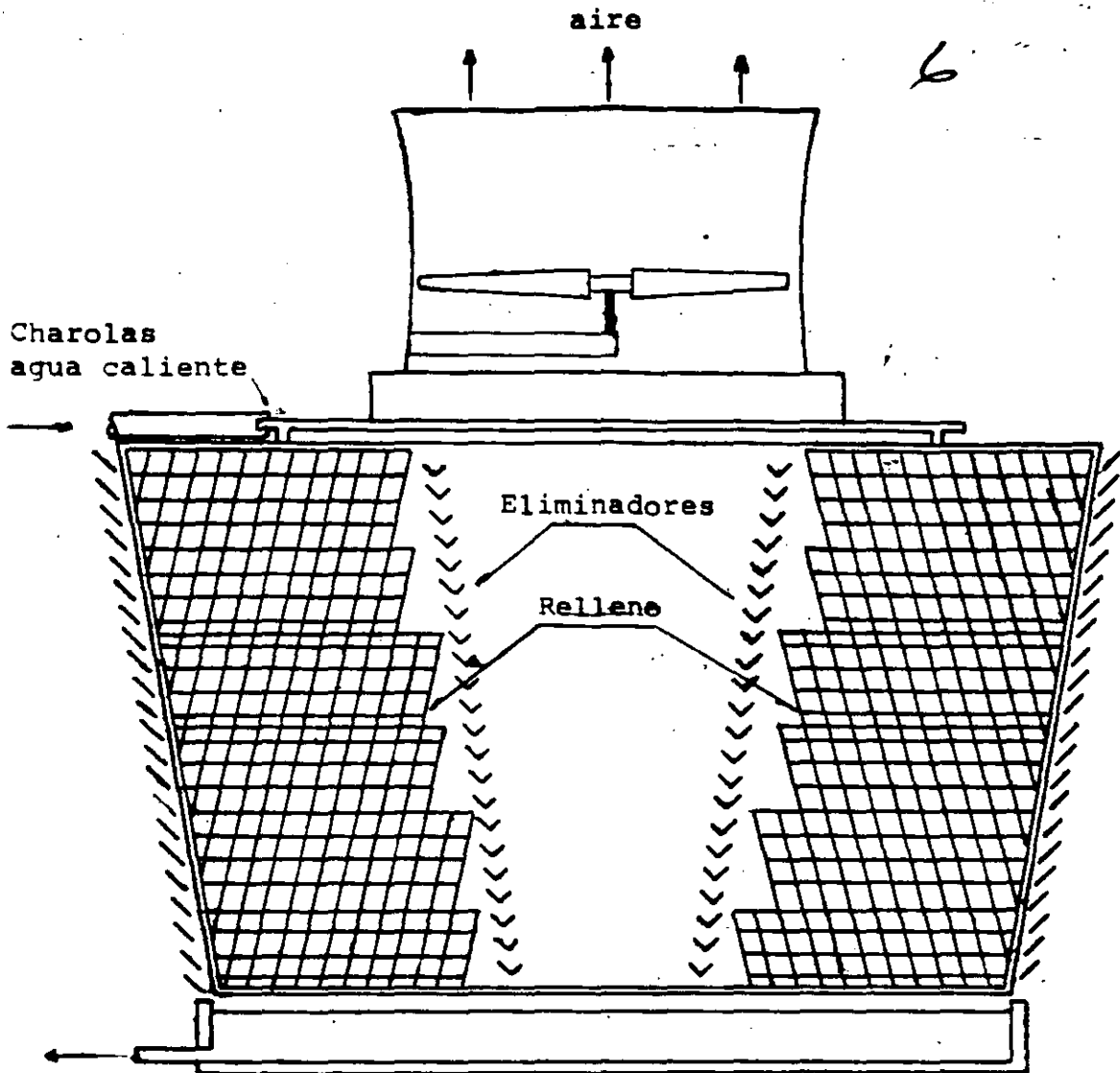
EMPAQUE DE SALPIQUEO.





TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO INDUCIDO

(Empaque tipo película)



TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO INDUCIDO
 DE FLUJO CRUZADO (Empaque película o salpiqueo)



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

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

MANTENIMIENTO

1 9 9 5 .

MANTENIMIENTO

El criterio de mantenimiento se ha modificado en forma substancial 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 PESIMA 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 podrán resolver.

En las 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 por que 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 falla se MINIMIZAN , se programa una revisión general de cada equipo cada determinado período 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

con un programa perfectamente definido, cada miembro del depto 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 refacciones, fallas comunes y un programa de reemplazo

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) BITACORAS DE OPERACION
- C) ANALISIS ESTADISTICO DE OPERACION Y REEMPLAZO
- D) CAPACITACION 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 programará una revisión al día, o tal vez por turno, si la instalación lo requiere; para calderas, unidades enfriadoras, etc. normalmente hay un encargado u operador 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 se le hizo al equipo durante su mantenimiento; (Si se encontró en perfectas condiciones el informe debe decirlo NO SE HIZO NADA)

B) BITACORA DE OPERACION

Los equipos principales, enfriadoras, calderas, torres de enfriamiento, etc. deben llevar una bitácora de operación, en la cuál 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 se 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) ANALISIS ESTADISTICO DE OPERACION Y REPLAZO

Este análisis a base de informes periódicos de mantenimiento y bitácoras de operación se realiza para prever reparaciones mayores a equipo, paros programados y substitución 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 indicará una falla de organización, el jefe de mantenimiento NO DEBE ser mecanico de operación sino coordinador de su departamento.

D) CAPACITACION AL PERSONAL

La capacitación del personal debe ser de 2 clases fundamentales:

- 1.- GENERAL
- 2.- ESPECIFICA

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 del 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 grandes ventajas; primero 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

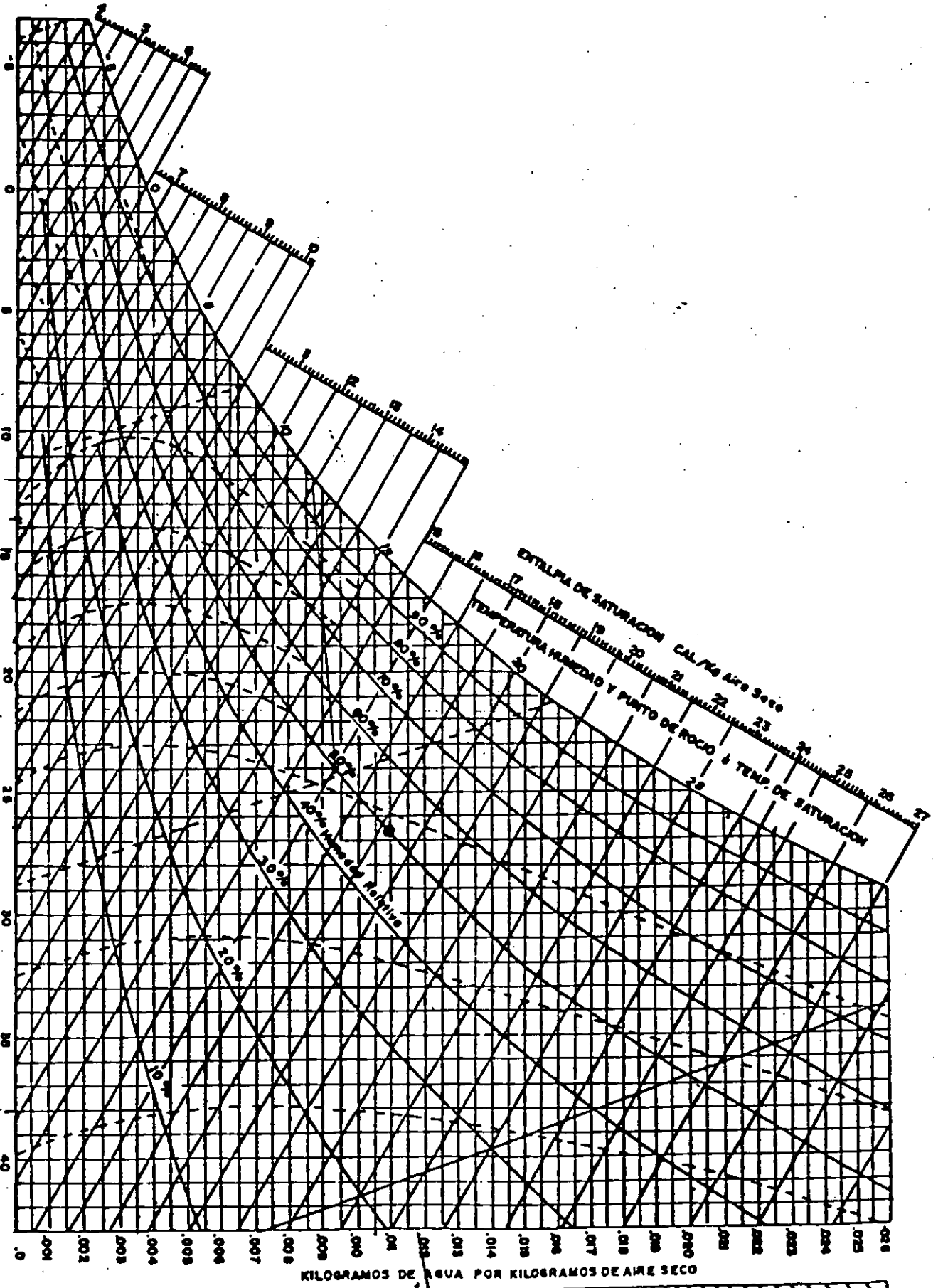
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

T A B L A S .

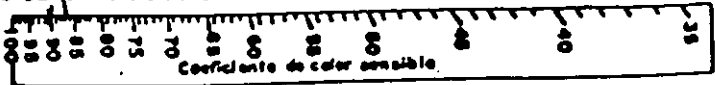
1 9 9 5 .

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

TEMP. DE BULBO SECO °C



1





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

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE CONDICIONADO

ANALISIS DE CARGAS TERMICAS

1 9 9 5

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 miscelaneos

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 cuál 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 mas 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/h (15 millas/h)

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 sistema métrico son los siguientes:

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

$$h_o = 29.3 \quad " \quad "$$

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

2a

COEFICIENTES DE CONVECCION

f

Kcal/m²h°C

SUPERFICIE AL AIRE EXTERIOR.

Velocidad del viento m/seg. 12/Km/h ó menos
(3.33m/seg. ó menos).

20

Velocidad del viento 5m/seg. 18Km/h ó menos
(5m/s)

25

Velocidad del viento m /seg. 24km/h ó más
(6.67m/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 K entre 0.124 se obtienen BTUs por pié 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 pié cuadrado, hora, y grado Fahrenheit habrá que dividir los entre 4.88

COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD TERMICA DE DIVERSOS MATERIALES

<u>Materiales de construcción</u>	<u>Kg/m³</u>	<u>K</u>
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 exterior	1,250	0.60
Concreto ligero al interior	1,250	0.50
Concreto ligero al exterior	800	0.40
Concreto ligero al interior	800	0.30
Muro de tepetate o arenisca calcarea al exterior		0.90
Muro de tepetate o arenisca calcarea al interior		0.80
Muro de adobes al exterior		0.80
Muro de adobes al interior		0.50
Muro de barro (con paja y carrizo)		0.40
Granito, basalto	2,700	3.00
Piedra de cal, marmol	2,600	2.10
Piedras porosas como arenisca y la caliza blanda o arenosa	2,400	2.00

<u>Rellenos y aislamientos</u>	kg/m ³	$\frac{k}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{hr}}$
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
Aserrin relleno suelto, seco	120	0.10
Aserrin relleno empacado, seco	200	0.07
Bolas de plástico celular, empacado, seco	10-20	0.05
Virutas como relleno, seco		0.07
Masa de magnesia, seco	190	0.05
Fibra de vidrio diam. de la fibra 6 micras	15-100	0.04
Fibra de vidrio diam. 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	350	0.07
Fibracel, medio duro, seco	1,000	0.11
Fibracel, poroso, seco	600	0.07
	300	0.045
<u>Varios materiales</u>		
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
Linoleo, seco		0.16
Algodón, seco		0.04
Lana pura, seco		0.04
Cascara de semillas de algodón, suelta, seca		0.05
Aire	1.2	0.022

5

K

	kg/m ³	kcal/m, °C, hi
agua	1,000	0.5
acero y fierro	7,800	45
cobre	8,900	320

Acabados

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 da los valores que se emplean para el cálculo de la aportación térmica por personas.

TABLA IX-7. Calor producido por las personas

Grado de actividad	Aplicación típica	Relación metabólica de un hombre adulto Btu/h	Grupo de personas			Promedio de la relación metabólica Btu/h	Temperaturas del cuarto (°F, BS)											
			% de composición del grupo				27.7					25.6		25.5		23.8		21
			Hombre	Mujer	Niño		32°F		80°F		78°F		75°F		70°F			
							Sens.	Lat.	Sens.	Lat.	Sens.	Lat.	Sens.	Lat.	Sens.	Lat.		
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	135	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, Bancos	550	20	70	10	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	255		
Trabajo moderado	Salas de baile	900	50	50	0	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450		
Trabajo pesado	Fábricas, trabajo algo pesado	1,000	100	0	0	1,000	270	730	300	700	330	670	360	620	460	540		
Trabajo muy pesado	Boleche	1,500	75	25	0	1,350	350	1,000	465	985	435	645	525	625	605	645		

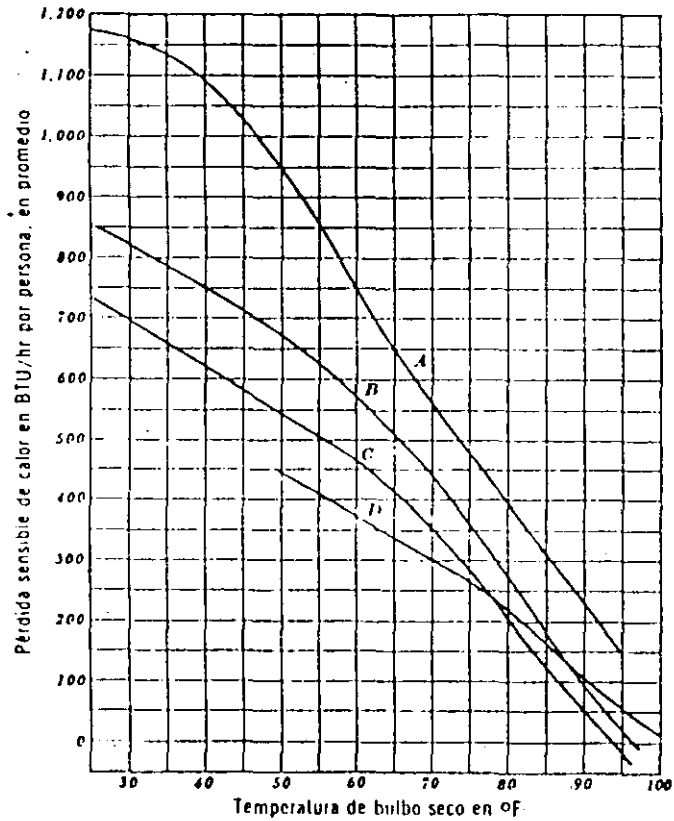


Figura IX-34. Pérdida de calor sensible de un ser humano a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

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.

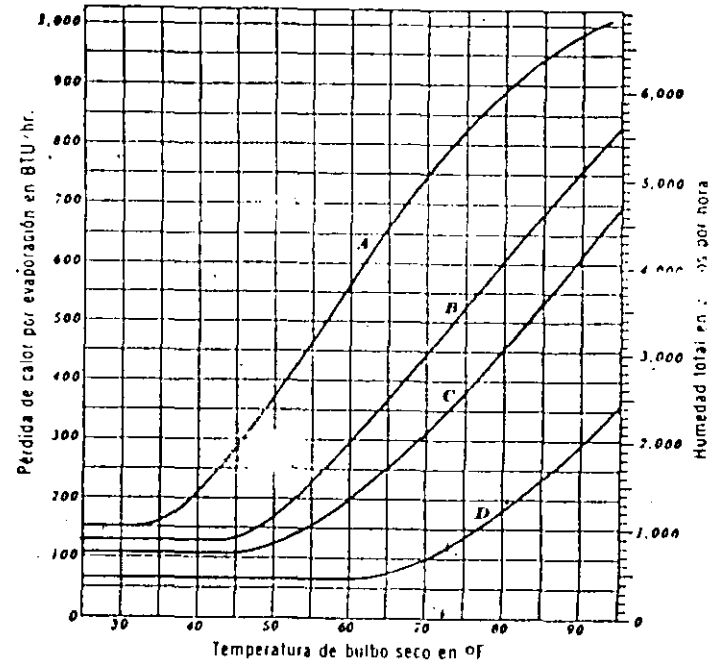


Figura IX-35. Pérdida de calor latente del ser humano por evaporación y humedad evaporada a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

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.

A.3 La iluminación que normalmente es eléctrica emplea una pequeña 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 balastro 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:

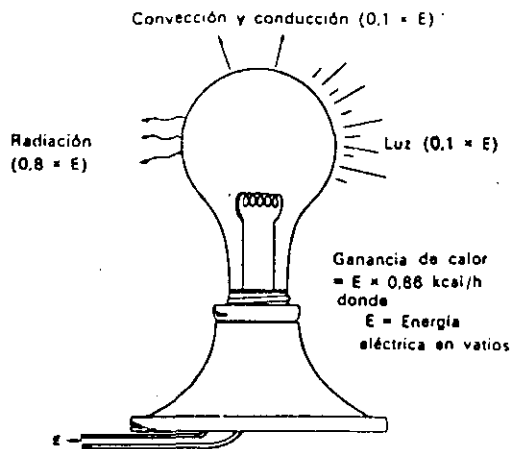


FIG. 30. Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas de incandescencia

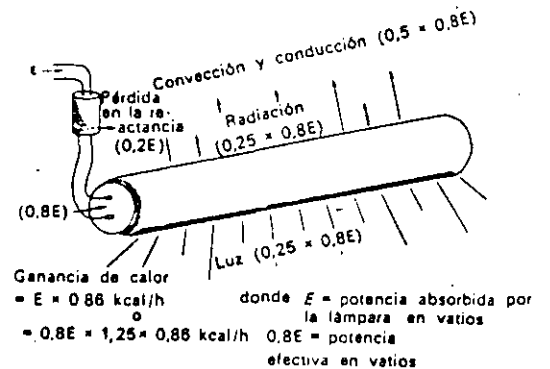


FIG. 31. Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas fluorescentes

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

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

Fluorescente $q = W \times 0.86 \times 1.25$ "

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

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 mas sofisticados como pueden ser equipos de computación o equipos de restaurant

Para el caso específico de motores el calor disipado por HP óKW 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 ELÉCTRICOS DE RESTAURANTES
Sin campana de extracción *

APARATOS	DIMENSIONES TOTALES sin pie ni asa (mm)	MANDO	DATOS DIVERSOS	Potencia nominal (kcal/h)	Potencia en marcha continua (kcal/h)	GANANCIAS A ADICIONAR PARA USO MECÁNICO		
						Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Calor total (kcal/h)
Percolador 2 litros Calent. de agua 2 litros		Manual Manual		560 77	77 77	227 58	55 22	282 80
4 percoladores con reserva de 17 litros	508 x 762 x 660 H	Auto.	Calentador agua 2000 vatios Percolador 2960 vatios	4225		1700	300	1500
Cafetera 10 litros 10 litros 20 litros	381 φ x 864 H 305 x 584 φ x 533 H 457 φ x 940 H	Manual Auto Auto.	Negro Niquelado Niquelado	3000 3855 4280	750 650 900	650 550 850	425 375 575	1075 925 1425
Máquina donut	558 x 558 x 1450 H	Auto.	Extractor motor de 1,2 CV	4000		1250		1250
Cocedora para huevos	254 x 330 x 635 H	Manual	Media 550 vatios Lenta 275 vatios	535		300	200	500
Mesa caliente, con ca- lientaplatos, por m ² de superficie		Auto.	Aislado - Calentador separado para cada plato. Calientaplatos en la parte inferior	3600	1350	950	950	1900
Mesa caliente, sin ca- lientaplatos, por m ² de superficie		Auto.	Como arriba, pero sin calientaplatos	2750	1080	540	960	1500
Freidora 5 litros aceite	305 φ x 355 H	Auto.		2720	275	400	600	1000
Freidora 10 litros aceite	406 x 457 x 305 H	Auto.	Superficie 300 x 360 mm	5995	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	75	300
Tostador (continuo)	381 x 381 x 711 H	Auto.	Para dos cortes 360 cortes/h	1875	1250	1275	325	1600
Tostador (continuo)	508 x 381 x 711 H	Auto.	Para 4 cortes 720 cortes/h	2570	1500	1525	650	2175
Tostador (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 51. GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS DE RESTAURANTE

Funcionamiento a gas o a vapor — Sin campana de extracción*

APARATO	DIMENSIONES TOTALES, sin pie ni asa (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)
GAS								
Percolador 2 litros Calentador 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 × 762 × 660 H		4 percoladores con reserva de 17 litros			1615	455	2270
Cafetera 11 litros » 11 litros » 19 litros	381 φ × 864 H 304 × 584 oval × 533 H 457 φ × 940 H	Auto. Auto. Auto.	Negra Niquelada Niquelada	806	983 856 1180	730 630 980	730 630 980	1460 1260 1960
Calentaplatos, por m ² de superficie		Manual	Tipo baño maría	5430	2430	2310	1220	3530
Freidora, 6,8 kg de grasa	304 × 508 × 457 H	Auto.	Superficie 250 × 250 mm	3590	755	1060	705	1765
Freidora, 12,7 kg de grasa	381 × 889 × 278 H	Auto.	Superficie 275 × 400 mm	6050	1135	1815	210	3025
Parrilla Quemador superior Quemador inferior	558 × 355 × 431 H (0,13 m ² de super- ficie 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
Tostador continuo	381 × 381 × 711 H	Auto.	2 cortes 360 cortes/h	3000	2500	1940	830	2770
VAPOR								
Cafetera 11 litros » 11 litros » 19 litros	381 φ × 864 H 304 × 584 oval × 533 H 457 φ × 940 H	Auto. Auto. Auto.	Negra Niquelada Niquelada			730 600 855	480 400 580	1210 1000 1435
» 11 litros » 11 litros » 19 litros	381 φ × 864 H 304 × 584 oval × 533 H 457 φ × 940 H	Manual Manual Manual	Negra Niquelada Niquelada			780 655 930	780 655 930	1560 1310 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 en que exista una campana bien proyectada, con extracción mecánica, multiplicar los valores anteriores por 0,50.

TABLA 52. GANANCIAS DEBIDAS A LOS DIVERSOS APARATOS
sin campana de extracción *

APARATO	MANDO	DATOS DIVERSOS	POTENCIA NOMINAL MÁXIMA (kcal/h)	GANANCIAS A ADMITIR PARA USO MEDIO		
				Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Calor total (kcal/h)
ELÉCTRICOS						
Secapelo con ventilador 15 a 115 V	Manual	Ventilador 165 W (bajo 915 W. fuente 1580 W)	1353	580	100	580
Casco secapelo 6,5 a 115 V	Manual	Ventilador 80 W (bajo 300 W. fuente 710 W)	600	420	85	555
Calentadores de permanente	Manual	60 calentadores de 25 W normalmente 36 en marcha	1200	210	40	250
Lavador y esterilizador a presión		200 x 200 x 500 mm		3020	5920	8940
Letrero de neón, por 30 cm de longitud		Diámetro exterior: 12 mm Diámetro exterior: 10 mm		8 15		8 15
Calentador de toallas		440 x 760 x 1830 mm 440 x 420 x 1830 mm		300 265	750 605	1050 870
Esterilizador de ropa	Auto. Auto.	40 x 420 mm 508 x 914 mm		2420 5870	2120 4050	4540 11920
Esterilizador para sepiópédico	Auto. Auto. Auto. Auto. Auto. Auto. Auto.	420 x 420 x 914 mm 420 x 420 x 1220 mm 420 x 914 x 1220 mm 420 x 914 x 1524 mm 914 x 1067 x 2144 mm 1067 x 1219 x 2438 mm 1219 x 1382 x 2438 mm		8770 10500 14170 17275 40700 46700 52950	5290 6800 9070 11300 24500 35700 45400	14060 17300 23240 28600 65200 81600 98350
Esterilizador agua	Auto. Auto.	40 litros - 60 litros		1030 1540	4100 6200	5190 7740
Esterilizador, instrumentos	Auto. Auto. Auto. Auto. Auto.	152 x 205 x 432 mm 228 x 254 x 508 mm 254 x 305 x 540 mm 254 x 305 x 714 mm 305 x 406 x 620 mm		680 1280 2040 2570 2300	500 990 1490 2270 2150	1280 2270 3530 4840 4450
Esterilizador, utensilios	Auto. Auto.	40 x 405 x 420 mm 508 x 508 x 420 mm		2670 3100	5140 6430	7810 9530
Esterilizador, aire caliente	Auto. Auto.	Modelo 120 Amer. Sterilizer Co. Modelo 100 Amer. Sterilizer Co.		500 300	1060 530	1560 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	Quegador 11 mm diám. con gas ciudad	430	240	40	300
Pequeño mechero Bunsen Quegador de llama plana	Manual Manual	Quegador 11 mm diám. con gas natural Quegador 11 mm diám. con gas natural	750 880	420 500	110 120	530 620
Quegador de llama plana Mechero Bunsen grande	Manual Manual	Quegador 11 mm diám. con gas natural Quegador 38 mm diám. con gas natural	1380 1510	780 840	190 230	970 1070
Encendedor de cigarrillos	Manual	Funcionamiento continuo	430	230	25	255
Secapelo central 5 cascos 10 cascos	Auto. Auto.	Constituirlo por un calentador y un ventilador que impulsa el aire caliente hacia los cascos	8320	3780 5290	1010 1510	4790 6800

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

TABLA 53. GANANCIAS DEBIDAS A LOS MOTORES ELÉCTRICOS
Funcionamiento continuo *

POTENCIA NOMINAL CV	RENDIMIENTO A PLENA CARGA %	POSICIÓN DEL APARATO CON RESPECTO AL LOCAL ACONDICIONADO O A LA CORRIENTE DE AIRE **		
		Motor en el interior Aparato impulsado en el interior $\frac{CV \times 432}{P}$	Motor en el exterior Aparato impulsado en el interior CV = 432	Motor en el interior Aparato impulsado en el exterior $\frac{CV \times 432 (1-p)}{P}$
		Kcal/h		
1/20	40	80	70	47
1/12	49	105	50	55
1/8	55	145	80	65
1/6	60	180	105	70
1/4	64	250	160	90
1/3	66	320	215	110
1/2	70	450	320	135
3/4	72	660	480	167
1	79	800	630	170
1 1/2	80	1 200	950	237
2	80	1 600	1 260	320
3	81	2 350	1 990	450
5	82	3 900	3 160	700
7 1/2	85	5 500	4 800	850
10	85	7 500	6 400	1 125
15	86	11 100	9 500	1 575
20	87	14 500	12 750	1 875
25	88	18 100	15 900	2 200
30	89	21 300	19 100	2 250
40	89	28 700	25 500	3 250
50	89	35 700	31 800	4 000
60	89	43 000	38 400	4 750
75	90	53 000	47 800	5 250
100	90	71 000	63 800	7 250
125	90	87 500	79 500	9 000
150	91	105 000	95 600	9 500
200	91	140 000	127 500	12 500
250	91	175 000	159 000	16 000

* 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

1 9 9 5 .

10

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 en el interior de los locales habitados (oficinas, escuelas, teatros, casas, etc.) así mismo, en 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 cuatro factores principalmente:

- 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 fué tratando de controlar la temperatura, ya que, como de todos es sabido, trabajar ó descansar en un lugar donde la temperatura sea extremadamente baja ó alta, resulta incomodo y poco eficiente.

b) HUMEDAD DEL AIRE

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

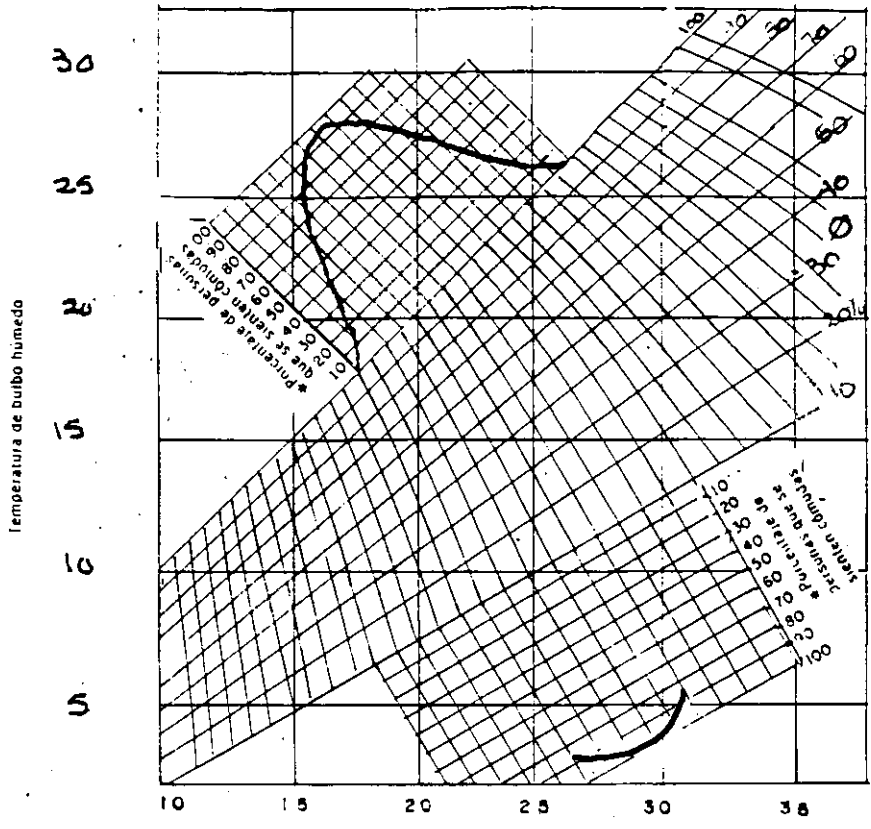
Para poder establecer las condiciones adecuadas de los cuatro factores mencionados, se ha establecido la llamada "Carta de Comodidad", la cual se obtuvo después de una serie de experimentos realizados por la ASHAE y que permite determinar diferentes conjuntos de valores en cuanto a temperaturas de bulbo seco y humedad, 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 lentas 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°C (26°C), ésto dá como resultado que la humedad relativa necesaria para la condición preestablecida sea de 19%.

FACTORES QUE DETERMINAN LA TEMPERATURA EFECTIVA

Cómo 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.

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 cálidas 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 ó 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 ó corredores de un hotel u oficina.

Se ha demostrado que estos choques no son dañinos para 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 varía 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 ó taller donde los operarios tienen -- una actividad más o menos constante, que en una oficina o en un teatro, donde las personas se encontrarán intactas 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 manera, cuando se está en un local con muchas ventanas, el cuerpo radía más calor al medio ambiente y ésto produce sensación de frío por lo -- que la temperatura efectiva deberá ser más alta.

MAXIMA 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
-
- a) Las condiciones de diseño exterior están dadas por las temperaturas mínimas promedio exteriores del lugar en donde se ubicará el local acondicionado, - así como por 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.
 - b) 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 del I. M. S. S., 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 grados C. de bulbo - seco, o mayores.	25 grados C. de bulbo - seco.	50%
32 grados C. de bulbo - seco.	23 grados C. de bulbo - seco.	50%
30 grados C. de bulbo - seco.	22 grados C. de bulbo - seco.	50%

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

b.2) cuando se diseña 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:

$$t_w = t_i - (t_i - t_e) U/f$$

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 ó 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 pie/min) y los 12 m/min (40 pie/min).

CONDICIONES INTERIORES ESPECIALES.

Espacios acondicionados.	Temperatura interior Bulbo seco.	Humedad Relativa Interior
QUIROFANOS:		
Salas de Operaciones, Salas de Expulsión y Emergencias.	21 - 24° C.	50 - 60%
Salas de Recuperación.	21 - 24° C.	50 - 60%
FEDIATRIA:		
Cuneros.	24° C.	50%
Observación y aislamiento.	24° C.	50%
Encamados.	24° C.	40 - 50%
Prematuros.	25 - 27° C.	55 - 65%

CONDICIONES DE VENTILACION

Como ya se mencionó 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, éste se encontrará cada vez más contaminado de olores y humo así como -- con mayor contenido de CO₂.

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 ésto 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 volúmen del mismo local.

TABLA VII-3. Ventilación recomendada para diferentes lugares

APLICACION	Humo de cigarrillos	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	Nada	—	—	2.0
	cuartos privados	Nada	30	25
Habitaciones de hotel {salas de espera	Nada	20	15	—
	Mucho	30	25	0.33
Cocinas {restaurantes	—	—	—	4.0
	residencias	—	—	2.0
Laboratorios	Poco	20	15	—
Salones de reunión	Mucho	50	30	1.25
	Poco	15	10	—
Oficinas {generales	Nada	25	15	0.25
	privadas	Considerable	30	25
Restaurantes {cafetería	Considerable	12	10	—
	comedor	Considerable	15	12
Salones de clase	—	—	—	—
Teatros	Nada	7.5	5	—
Teatros	Poco	15	10	—
Tocadores	—	—	—	2.0

13

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:

14

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

13

17

TABLA VH-3. Ventilación recomendada para diferentes lugares

APLICACION	Humo de cigarros	ft ³ /min. por persona		ft ³ /min. mínimos de obra por ft ² de techo	
		Recomendado	Minimo		
Departamentos	{ normales	Poco	20	15	—
	{ de lujo	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	Nada	—	—	2.0
	{ cuartos privados	Nada	30	25	0.33
	{ salas de espera	Nada	20	15	—
Habitaciones de hotel		Mucho	30	25	0.33
Cocinas	{ restaurantes	—	—	—	4.0
	{ residencias	—	—	—	2.0
Laboratorios		Poco	20	15	—
Salones de reunión		Mucho	50	30	1.25
Oficinas	{ generales	Poco	15	10	—
	{ privadas	Nada	25	15	0.25
	{ privadas	Considerable	30	25	0.25
Restaurantes	{ cafetería	Considerable	12	10	—
	{ comedor	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 BOQUE EL NIVEL DEL MAR m	PRESION BAROMETRICA		TEMPERATURAS				HUMED. RELAT. (%)	GRADOS DIA ANUALES (°C)	TEMPERATURAS			GRADOS DIA ANUALES (°C)	
			LATITUD N	LONGITUD W		m bar	mm Hg	MAX. DAT. °C	DE CALCULO					MIN °C	DE BS °C	DE BS °F		
					BS				BH	BS	BH							
MICHOACAN	APATZINGAN	11.10	19° 05'	102° 16'	682	937	703	43.0	39	25	102	77	35	3,013	+11.5	+15	59	
	MORELIA	14.18	19° 42'	101° 07'	1,923	812	609	31.3	30	19	86	66	38	168	+1.6	+6	43	270
	ZAMORA	17.70	19° 59'	102° 18'	1,633	840	630	37.5	35	20	95	68	27	520	-0.2	+4	39	25
	TACAPU	19.38	19° 43'	101° 45'	2,000	804	603	34.8	32	19	90	66	32	168	-6.0	-1	30	675
MORELOS	CUAUTLA	25.80	18° 40'	98° 37'	1,791	874	655	47.4	42	22	108	72	20	825	+5.1	+9	45	
	CUERNAVACA	11.70	18° 53'	99° 14'	1,538	849	632	37.6	31	20	118	68	39	250	+6.9	+11	52	
NAYARIT	SAN BLAS	8.25	21° 32'	105° 19'	7	1015	760	36.0	33	26	91	79	60	1,462	+7.3	+11	52	
	TEPIC	18.45	21° 31'	104° 53'	918	912	684	38.1	36	26	97	79	47	600	+1.9	+6	43	
NUEVO LEON	MONTENEGROS	12.44	26° 12'	99° 30'	452	985	724	41.8	37	25	102	77	35	1,856	+0.5	+5	41	99
	MONTERREY	15.15	25° 40'	100° 18'	534	954	715	41.5	31	(26)	100	79	41	1,111	-5.4	0	32	173
OAXACA	OAXACA	18.05	17° 00'	96° 42'	1,563	846	635	34.0	35	22	95	72	35	240	+2.4	+7	45	
	SALINA CRUZ	6.55	16° 12'	95° 17'	56	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	30.9	29	17	84	63	35	161	-1.8	+3	37	419
	TEHUACAN	19.25	18° 29'	97° 23'	1,676	835	627	37.0	34	20	93	68	30	196	-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	QUZUMEL	9.30	20° 31'	86° 57'	3	1,013	760	35.8	33	27	91	81	65	1,769	+10.3	+14	57	
	PAVO OBISPO	9.40	18° 30'	88° 20'	4	1,013	760	37.2	34	27	93	81	60	2,120	+9.8	+13	45	
SAN LUIS POTOSI	SAN LUIS POTOSI	18.78	22° 09'	100° 38'	1,887	816	612	37.3	34	18	93	64	22	86	-2.7	+2	36	195
SINALOA	CULIACAN	12.45	24° 48'	107° 24'	53	1,005	755	40.9	37	27	99	81	47	1,659	+3.1	+7	45	
	HATZILAN	5.10	23° 11'	106° 25'	78	1,004	753	33.4	31	26	88	79	68	1,373	+11.2	+14	57	
	TOPOLORAMPO	20.80	23° 36'	109° 03'	3	1,013	760	41.1	37	27	99	81	47	1,784	+8.0	+12	53.6	
SONORA	GUAYMAS	16.95	27° 55'	110° 53'	4	1,013	760	47.0	42	22	108	72	17	1,807	+2.0	-11	52	
	HERMOSILLO	13.50	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	25	979
	CIUDAD OREGON	17.15	27° 29'	109° 55'	40	1,009	757	48.0	43	28	109	82	32	2,443	-1.1	+4	39	
TABASCO	VILLA HERMOSA	12.70	17° 31'	91° 53'	10	1,012	759	41.0	37	26	99	79	42	2,206	+12.2	+15	59	
TAMAULIPAS	MATAMOROS	16.04	26° 52'	97° 30'	12	1,012	754	34.2	36	26	97	79	46	1,815	-4.7	0	32	47
	NUEVO LAREDO	13.05	27° 38'	90° 30'	440	967	718	45.0	41	25	106	77	27	2,041	-7.0	-2	20	412
	TAMPICO	11.50	22° 12'	97° 51'	18	1,011	758	39.3	36	28	97	82	54	1,635	-2.5	+2	36	
	CIUDAD VICTORIA	15.15	23° 44'	99° 08'	321	977	733	44.7	38	26	100	79	40	1,337	-2.5	+2	36	87
TLAXCALA	TLAXCALA	16.16	19° 32'	98° 15'	2,752	781	588	29.4	28(21)	17	112	63	39	311	-1.4	+3	37	512
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	19.50	18° 51'	97° 06'	1,248	878	659	37.0	34	21	93	70	35	184	+1.5	+6	43	130
	VERACRUZ	8.25	19° 12'	96° 08'	16	1,011	758	35.6	33	27	91	81	65	1,763	+9.6	+13	55	
YUCATAN	MERIDA	13.00	20° 38'	89° 38'	22	1,011	758	41.0	37	27	99	81	47	2,145	+11.6	+16	59	
	PROGRESO	13.00	21° 17'	89° 40'	14	1,012	759	38.8	36	27	97	81	50	1,900	+13.0	+16	61	
ZACATECAS	FREGUILLO	21.45	23° 10'	102° 53'	2,750	781	586	34.0	36	19	97	66	23	255	-4.5	0	32	794
	ZACATECAS	16.95	22° 47'	105° 34	2,612	784	561	29.0	28	17	82	68	29		-7.5	-2	25	1,303

ESTADO	RANGO DIARIO (°F)	CIUDAD	DATOS SITUACION					DATOS VERANO							DATOS INVIERNO			
			POSICION GEOGRAFICA		ALTURA Sobre el nivel del mar m	PRESION BAROMETRICA		TEMPERATURAS				HUMED. RELAT. (%)	GRADOS DIA ANUALES (°C)	TEMPERATURAS			GRADOS DIA ANUALES (°C)	
			LATITUD N	LONGITUD W		mbar	mm Hg	MAX. EXT. °C	DE CALCULO					MIN. EXT. °C	DE CALCULO			
					°C				B8	BH	B5	BH	°C		B6	B5	°F	
AGUASCALIENTES	18 ⁰⁰	AGUASCALIENTES	21° 53'	102° 18'	1,879	816	612	36.8	34	19	93	66	26	268	-4.7	0	32	330
BAJA CALIFORNIA	3 ¹⁵	ENSENADA	31° 52'	115° 38'	13	1,012	759	36.5	34	26	93	79	55	109	+1.1	+5	41	492
	16 ¹⁵	MEXICALI	32° 29'	116° 30'	1	1,013	760	47.8	43	28	109	82	33	1,660	-37	+1	34	372
	6 ⁰⁰	LA PAZ	24° 10'	110° 07'	18	1,011	758	38.0	36	27	97	81	50	1,827	+9.0	+13	55	
	20 ⁰⁰	TIJUANÁ	32° 29'	117° 02'	28	1,010	758	38.7	35	26	93	79	50	754	-3.5	+2	36	552
CAMPECHE	12 ⁴⁵	CAMPUCHE	19° 31'	90° 32'	25	1,010	758	38.9	36	26	97	79	46	2,087	+12.7	+16	51	
	13 ⁵⁰	CIUDAD DEL CARMEN	18° 38'	91° 49'	3	1,013	760	41.0	37	26	99	79	42	2,122	+10.8	+14	57	
COAHUILA	12 ⁴⁵	MONCLOVA	26° 05'	101° 26'	386	940	711	42.0	38	24	100	75	34	1,169	-7.8	-5	27	326
	16 ⁰⁵	NUEVA ROSITA	27° 55'	101° 17'	430	965	724	45.0	41	25	106	77	30	1,539	-8.5	-3	27	481
	14 ⁷⁰	PIEDRAS NEGRAS	28° 42'	100° 31'	210	988	741	43.9	40	26	104	79	34	1,547	-11.9	-6	21	479
	18 ⁰⁰	SALTILLO	25° 26'	101° 00'	1,609	942	682	38.0	35	22	93	72	36	208	-7.0	-4	26	523
COLIMA	14 ⁴⁵	COLIMA	19° 14'	103° 45'	494	958	719	37.5	36	24	97	75	38	1,683	+8.8	+12	34	
	10 ⁰⁰	MANZANILLO	19° 04'	106° 20'	1	1,013	760	38.6	35	27	95	81	55	2,229	+12.1	+16	59	
CHIAPAS	10 ⁰⁰	TAPACHULA	14° 04'	92° 16'	168	994	746	37.4	34	25	93	77	49	2,081	+12.8	+16	61	
	11 ⁷⁰	TUXTLA GUTIERREZ	16° 48'	93° 06'	536	953	715	38.5	35	25	93	77	46	1,601	+7.2	+11	52	
CHIHUAHUA	12 ⁴⁵	CHIHUAHUA	28° 30'	106° 04'	1,423	820	646	38.8	35	23	93	73	38	631	+11.5	-6	21	793
	15 ⁰⁰	CIUDAD JUAREZ	31° 44'	102° 29'	1,137	839	667	41.2	37	24	99	75	35	695	+16.0	-10	14	1,249
DISTRITO FEDERAL	18 ¹⁵	MEXICO, CHAPULTEPEC	19° 25'	99° 10'	2,240	780	583	33.8	32	17	90	63	26	78	-4.8	0	32	847
DURANGO	10 ⁰⁰	DURANGO	24° 01'	104° 40'	1,898	854	610	35.4	33	17	91	63	23	100	-5.0	0	32	550
	12 ¹⁵	CIUDAD LERDO	25° 30'	103° 32'	1,140	839	667	39.0	36	21	97	70	27	1,087	-4.2	+1	34	321
GUANAJUATO	18 ⁴⁵	CELAYA	20° 32'	100° 49'	1,754	828	610	41.5	38	20	100	68	22	637	-4.5	0	32	136
	10 ⁴⁶	GUANAJUATO	21° 01'	101° 15'	2,037	801	601	33.8	32	18	90	64	28	49	+1.0	+5	41	245
	16 ⁰⁵	LEON	21° 08'	101° 41'	1,809	822	617	36.5	34	20	93	68	30	192	-2.3	+2	36	176
	17 ⁴⁰	GALVATIERRA	20° 15'	100° 51'	1,761	827	620	38.0	35	19	95	66	25	367	-2.0	+3	37	40
GUERRERO	6 ⁰⁰	ACAPULCO (IATAPA)	16° 30'	99° 56'	3	1,013	760	35.8	33	27	91	81	65	2,613	+15.8	+19	66	
	18 ⁰⁰	Ciudad de los Reyes Chilpancingo	17° 53'	99° 30'	1,260	873	654	38.2	33	23	91	73	45	434	+6.0	+9	48	
	13 ⁰⁰	TAXCO	18° 33'	99° 36'	1,753	820	621	36.5	34	20	93	68	30	518	+8.0	+12	54	
HIDALGO	18 ⁴⁵	PACHUCA	20° 08'	98° 46'	2,445	764	573	31.4	29	18	84	64	38		-5.8	-1	30	1,007
	21 ⁰⁰	TULANCINGO	20° 05'	98° 22'	2,181	787	570	34.7	32	19	90	66	32	12	-5.8	-1	30	849
JALISCO	15 ⁰⁰	GUADALAJARA	20° 41'	103° 20'	1,519	844	633	36.0	33	20	91	68	34	204	-3.7	+1	34	164
	21 ⁰⁰	LAGOS	21° 22'	101° 26'	1,880	816	612	43.0	39	20	102	68	20	574	+3.2	+2	36	162
	11 ⁷⁰	Puerto Vallarta	20° 57'	103° 15'	2	1,013	760	39.0	36	26	97	79	46	2,090	+11.0	+14	57	
MEXICO	18 ¹⁵	TEXCOCO	19° 31'	98° 32'	2,216	784	588	34.0	32	19	90	66	32	175	+6.0	-1	30	500
	16 ⁴⁵	TOLUCA	19° 17'	99° 34'	2,473	743	557	26.8	26	17	79	63	47		-3.0	+2	36	1,570

CONDICIONES EXTERIORES DE PROYECTO MEXICO DE CALCULO DE CARGAS



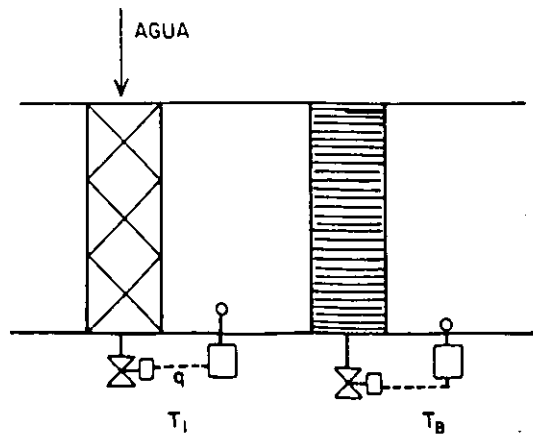
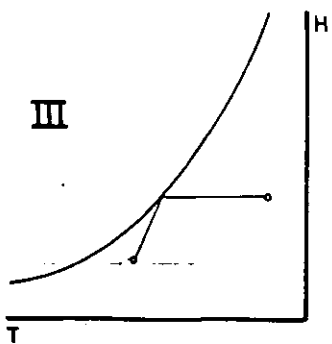
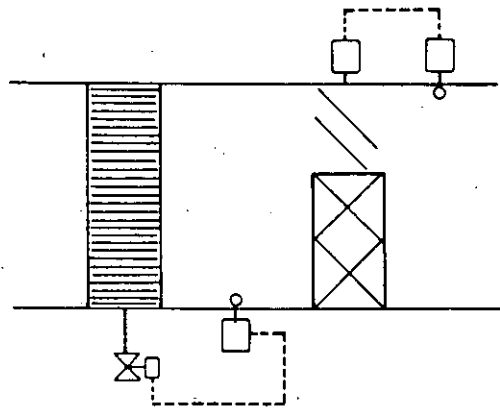
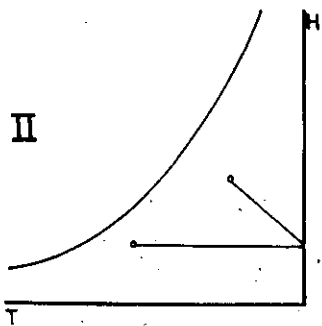
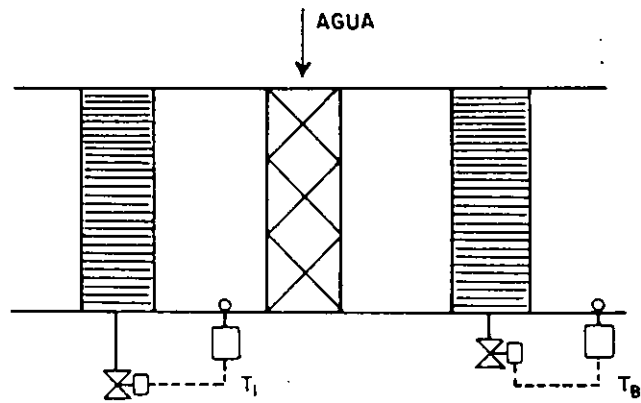
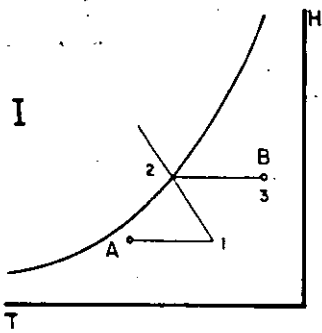
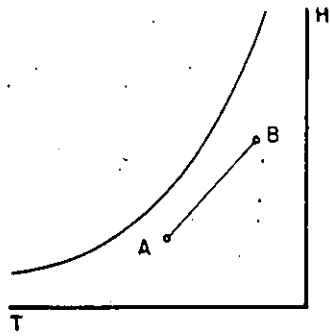
**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

HUMIDIFICACION Y DESHUMIDIFICACION

1 9 9 5 .

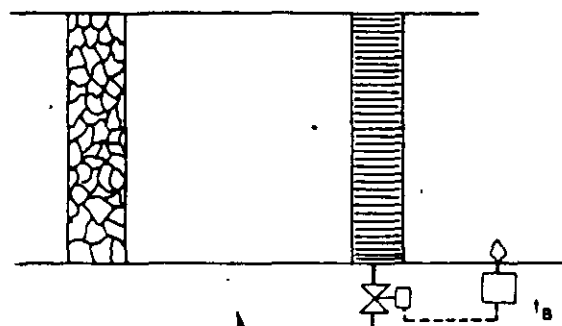
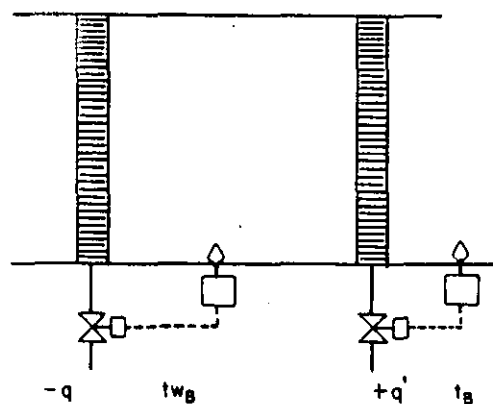
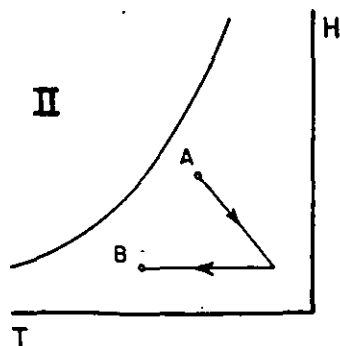
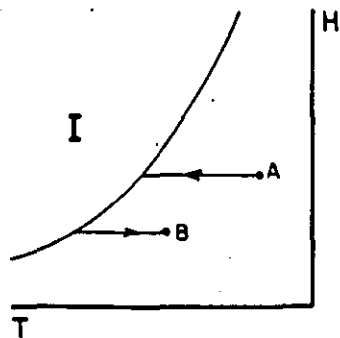


HUMIDIFICACION Y DESHUMIDIFICACION

DESHUMIDIFICACION

Es muy frecuente en Aire Acondicionado requerir que el aire que se encuentra en una posicion "A", deba ser transformado a otro con una condicion "B"; normalmente se requerira modificar tanto su temperatura como su humedad. Esto podra ser llevado a cabo por medio de uno o varios de los "procesos psicrometricos" 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 mas sencillas y otras mas complejas pero todas posibles, siempre y cuando se respeten los procesos psicrométricos. En algun momento se presentarán dos o mas alternativas TOTALMETE 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 area acondicionada, tiene como finalidad "recoger" o "suministrar" calor al espacio que se pretende acondicionar; si se trata de calefaccion, el aire que se introduzca al local debera 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 debera suministrarse mas frio que el ambiente para contrarrestar la ganancia de calor del local.

La cantidad de calor que puede tomar a ceder el aire de suministro se definira por medio de la siguiente ecuacion:

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

En donde Q_s sera 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 llevara 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:

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

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 (0 a 40 °C) su valor no varía substancialmente, y tomar un valor intermedio como "constante" es perfectamente permisible

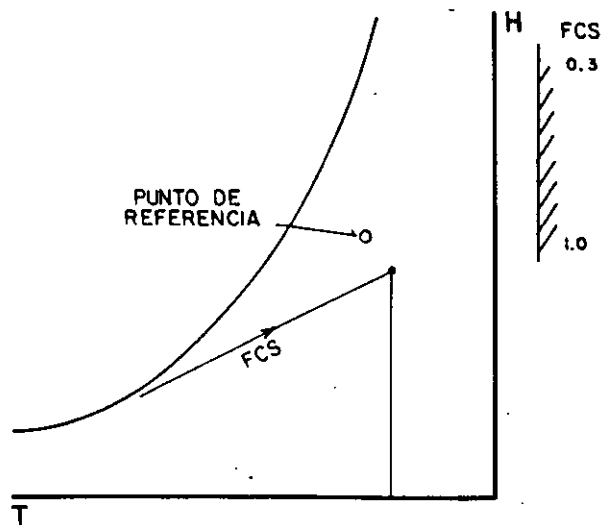
$$\lambda = 585 \text{ kcal/kg de agua}$$

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 una cantidad de aire que sea capaz de realizar las 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 sensible, en realidad indica la pendiente de la línea de operación del aire desde que este ingresa al local hasta que llega a las condiciones interiores; y para cada problema SOLAMENTE existirá un solo FCS, ya que indica cuanto calor latente debe ser recojido 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", la diferencial de temperatura requerida será "muy pequeña" y viceversa. El problema estriba en definir que se considera "muy grande" o "muy pequeño"; a este respecto se hace necesario el auxilio de criterios auxiliares para poder definir una de las dos variables involucradas:

A) VOLUMEN DE INYECCION

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 encontrarán "puntos" fríos o calientes en él. Si es muy grande se tendrá una temperatura totalmente homogénea pero habrá corrientes de aire molestas.

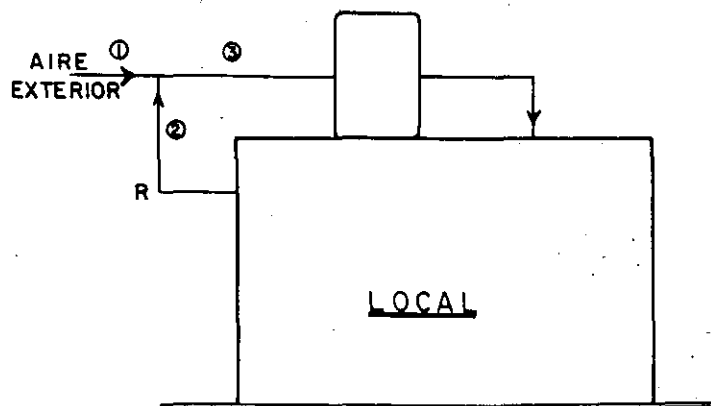
Algunos autores y la experiencia de los diseñadores han establecido un criterio al respecto; "El aire que se suministra al interior de un local deberá ser de 10 a 20 VECES su volumen en una hora" A este criterio se le llama "Cambios por hora". No es un criterio absoluto pero es una buena guía.

B) TEMPERATURA MAXIMA DE INYECCION

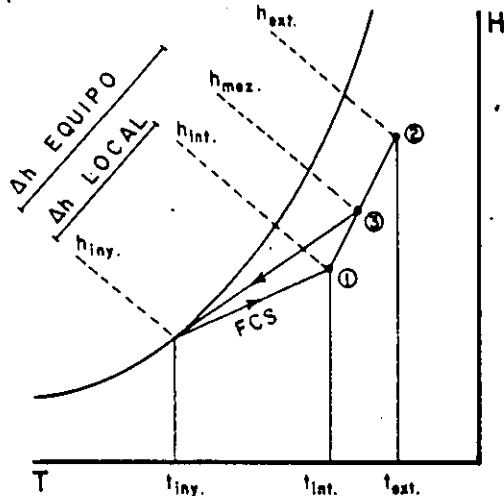
Mientras mayor sea la temperatura de inyección, se requerirá menos aire y por lo tanto el equipo será mas pequeño; sin embargo una temperatura elevada causará grandes pérdidas en los ductos y sobre todo problemas serios de RADIACION en los difusores; como regla general deberá tratarse de que la temperatura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

CICLO COMPLETO DEL 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 mas facil de acondicionar que el aire exterior, obteniendose 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 sera 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 al "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

CALCULO DE CARGAS VARIABLES EN VERANO

1 9 9 5 .

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 dá 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 TRAVES 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 de 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:

$$Q=A \times (FGS) \times F$$

donde:

Q= Energía que entra al local (kcal/hr)

A= Area de la ventana en estudio (m^2)

(FGS)= Factor de ganancia solar (kcal/hr. m^2) (de tablas)

F = Factor de forma

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO

kcal/h × (m² de abertura)

3

0°

0°

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	0	122	176	200	211	217	222	217	211	200	176	122	0	22 Diciembre	S	
	NE	0	322	423	417	360	267	143	54	38	35	29	16	0		SE	
	E	0	314	398	366	252	116	38	38	38	35	29	16	0		E	
	SE	0	100	113	73	40	38	38	38	38	35	29	16	0		NE	
	S	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0		N	
	SO	0	16	29	35	38	38	38	38	40	73	113	100	0		NO	
O	0	16	29	35	38	38	38	116	252	366	398	314	0	O			
NO	0	16	29	35	38	38	54	143	267	360	417	423	322	0	SO		
Horizontal	0	75	235	398	518	588	612	588	518	398	235	75	0	Horizontal			
22 Julio y 21 Mayo	N	0	100	146	165	176	179	181	179	176	165	146	100	0	21 Enero y 21 Noviembre	S	
	NE	0	320	414	406	336	233	116	43	38	35	29	16	0		SE	
	E	0	328	410	377	260	116	38	38	38	35	29	16	0		E	
	SE	0	124	141	97	48	38	38	38	38	35	29	16	0		NE	
	S	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0		N	
	SO	0	16	29	35	38	38	38	38	48	97	141	124	0		NO	
O	0	16	29	35	38	38	38	116	260	377	410	328	0	O			
NO	0	16	29	35	38	38	44	116	233	336	406	414	320	0	SO		
Horizontal	0	78	246	409	528	605	631	604	528	409	246	78	0	Horizontal			
24 Agosto y 20 Abril	N	0	46	75	84	89	92	92	92	89	84	75	46	0	20 Febrero y 23 Octubre	S	
	NE	0	298	382	360	276	165	65	38	38	35	32	16	0		SE	
	E	0	349	442	401	279	125	38	38	38	35	32	16	0		E	
	SE	0	181	214	176	94	41	38	38	38	35	32	16	0		NE	
	S	0	16	32	35	38	38	38	38	38	35	32	16	0		N	
	SO	0	16	32	35	38	38	38	40	94	176	214	181	0		NO	
O	0	16	32	35	38	38	38	124	279	401	442	349	0	O			
NO	0	16	32	35	38	38	65	165	276	360	382	298	0	SO			
Horizontal	0	84	263	406	558	634	664	634	558	406	263	84	0	Horizontal			
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	16	32	35	38	38	38	38	35	32	16	0	22 Marzo y 22 Septiembre	S		
	NE	0	257	320	273	184	84	38	38	38	35	32	16		0	SE	
	E	0	363	452	409	290	127	38	38	38	35	32	16		0	E	
	SE	0	257	320	273	184	84	38	38	38	35	32	16		0	NE	
	S	0	16	32	35	38	38	38	38	38	35	32	16		0	N	
	SO	0	16	32	35	38	38	38	84	184	273	320	257		0	NO	
O	0	16	32	35	38	38	38	127	290	409	452	363	0	O			
NO	0	16	32	35	38	38	38	84	184	273	320	257	0	SO			
Horizontal	0	86	263	442	569	650	678	650	569	442	263	86	0	Horizontal			
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	16	32	35	38	38	38	38	35	32	16	0	20 Abril y 24 Agosto	S		
	NE	0	181	214	176	94	40	38	38	38	35	32	16		0	SE	
	E	0	349	442	401	279	124	38	38	38	35	32	16		0	E	
	SE	0	298	382	360	276	165	65	38	38	35	32	16		0	NE	
	S	0	46	75	84	89	92	92	92	89	84	75	46		0	N	
	SO	0	16	32	35	38	38	65	165	276	360	382	298		0	NO	
O	0	16	32	35	38	38	38	124	279	401	442	349	0	O			
NO	0	16	32	35	38	38	38	40	94	176	214	181	0	SO			
Horizontal	0	84	263	406	558	634	664	634	558	406	263	84	0	Horizontal			
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	16	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0	21 Mayo y 23 Julio	S		
	NE	0	124	141	97	48	38	38	38	38	35	29	16		0	SE	
	E	0	328	412	377	260	116	38	38	38	35	29	16		0	E	
	SE	0	320	414	406	336	233	116	43	38	35	29	16		0	NE	
	S	0	100	113	73	40	38	38	116	252	366	398	314		0	N	
	SO	0	16	29	35	38	38	43	116	233	336	414	320		0	NO	
O	0	16	29	35	38	38	38	116	260	377	412	328	0	O			
NO	0	16	29	35	38	38	38	48	97	141	141	124	0	SO			
Horizontal	0	78	246	409	528	604	631	604	528	409	246	78	0	Horizontal			
22 Diciembre	N	0	16	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0	21 Junio	S		
	NE	0	100	113	73	40	38	38	38	38	35	29	16		0	SE	
	E	0	314	398	366	252	116	38	38	38	35	29	16		0	E	
	SE	0	322	423	417	360	257	143	54	38	35	29	16		0	NE	
	S	0	122	176	200	211	217	222	217	211	200	176	122		0	N	
	SO	0	16	29	35	38	38	54	143	257	360	417	423		322	0	NO
O	0	16	29	35	38	38	38	116	252	366	398	314	0	O			
NO	0	16	29	35	38	38	38	38	40	73	113	100	0	SO			
Horizontal	0	75	235	398	518	588	612	588	518	398	235	75	0	Horizontal			

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)

4

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	5
	NE	149	355	414	379	287	176	75	38	38	35	29	21	5		SE	5
	E	146	363	420	377	265	111	38	38	38	35	29	21	5		E	5
	SE	48	132	149	116	67	38	38	38	38	35	29	21	5		NE	5
S	5	21	29	35	38	38	38	38	38	38	35	29	21	5	N	5	
SO	5	21	21	35	38	38	38	38	67	116	149	132	48	NO	5		
O	5	21	21	35	38	38	38	111	265	377	420	363	146	O	5		
Horizontal	10	119	290	450	556	631	659	631	556	450	290	119	10	Horizontal	10		
22 Julio y 21 Mayo	N	13	92	105	94	89	84	81	84	89	94	105	92	13	21 Enero y 21 Noviembre	S	13
	NE	113	344	401	360	295	151	59	38	38	35	29	19	2		SE	13
	E	135	366	428	385	265	116	38	38	38	35	29	19	2		E	2
	SE	70	154	179	151	66	38	38	38	38	35	29	19	2		NE	2
S	2	19	29	35	38	38	38	38	38	38	35	29	19	2	N	2	
SO	2	19	29	35	38	38	38	38	86	151	179	154	70	NO	2		
O	2	19	29	35	38	38	38	116	265	385	428	366	135	O	2		
Horizontal	8	113	290	450	569	640	669	640	569	450	290	113	8	Horizontal	8		
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	2
	NE	46	306	352	301	217	92	38	38	38	35	29	19	2		SE	2
	E	67	374	442	404	282	124	38	38	38	35	29	19	2		E	2
	SE	48	214	254	230	162	73	38	38	38	35	29	19	2		NE	2
S	2	19	29	35	38	38	38	38	38	38	35	29	19	2	N	2	
SO	2	19	29	35	38	38	38	38	73	162	230	254	214	48	NO	2	
O	2	19	29	35	38	38	38	124	282	404	442	374	67	O	2		
Horizontal	5	103	284	452	577	656	678	656	577	452	284	103	5	Horizontal	5		
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	2
	NE	2	241	279	217	122	46	38	38	38	35	29	16	2		SE	2
	E	2	352	444	409	287	127	38	38	38	35	29	16	2		E	2
	SE	2	263	344	330	254	151	57	38	38	35	29	16	2		NE	2
S	2	16	35	51	65	73	75	73	65	51	35	16	2	N	2		
SO	2	16	29	35	38	38	38	57	151	254	330	344	263	2	NO	2	
O	2	16	29	35	38	38	38	127	287	409	444	352	2	O	2		
Horizontal	2	84	263	433	561	637	669	637	561	433	263	84	2	Horizontal	2		
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	13	27	35	38	38	38	38	38	35	27	13	0	20 Abril y 24 Agosto	S	0
	NE	0	157	179	119	75	38	38	38	38	35	27	13	0		SE	0
	E	0	320	420	393	271	108	38	38	38	35	27	13	0		E	0
	SE	0	279	398	404	333	219	124	48	38	35	27	13	0		NE	0
S	0	48	108	149	176	192	198	192	176	149	108	48	0	N	0		
SO	0	13	27	35	38	38	38	124	219	333	404	398	279	0	NO	0	
O	0	13	27	35	38	38	38	108	271	393	420	320	0	O	0		
Horizontal	0	59	230	377	523	596	623	596	523	377	230	59	0	Horizontal	0		
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	0
	NE	0	73	100	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0		SE	0
	E	0	268	387	358	252	105	38	38	35	32	24	10	0		E	0
	SE	0	268	414	436	396	295	189	84	46	32	24	10	0		NE	0
S	0	94	176	246	260	282	287	282	260	246	176	94	0	N	0		
SO	0	10	24	32	35	38	38	189	295	396	436	414	268	0	NO	0	
O	0	10	24	32	35	38	38	105	252	358	387	268	0	O	0		
Horizontal	0	46	168	355	474	547	569	547	474	355	168	46	0	Horizontal	0		
21 Septiembre	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	21 junio	S	0
	NE	0	40	75	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0		SE	0
	E	0	233	371	352	246	113	38	38	35	32	24	10	0		E	0
	SE	0	268	417	442	404	328	214	97	62	32	24	10	0		NE	0
S	0	135	200	254	295	314	325	314	295	254	200	135	0	N	0		
SO	0	10	24	32	35	38	38	214	328	404	442	417	268	0	NO	0	
O	0	10	24	32	35	38	38	113	246	352	371	233	0	O	0		
Horizontal	0	38	179	325	452	523	547	523	452	325	179	38	0	Horizontal	0		

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)

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	Orientación	Época	
21 Junio	N	76	111	90	68	51	46	40	46	51	67	90	111	75	22 Diciembre	S	
	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	158	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	
O	8	24	32	38	38	38	38	111	260	387	434	401	220	21 Enero y 21 Noviembre	O		
NO	8	24	32	38	38	38	40	103	225	330	390	417	220		SO		
Horizontal	30	162	328	477	585	629	678	629	477	328	162	30	Horizontal				
22 Julio y 21 Mayo	N	54	75	62	46	40	38	38	38	40	46	62	75		54	20 Febrero y 23 Octubre	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
	SE	84	189	230	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8	NE		
	S	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8	N		
	SO	8	21	32	35	38	38	38	78	154	214	230	189	84	NO		
O	8	21	32	35	38	38	38	124	268	393	442	401	203	22 Septiembre y 22 Marzo	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	474	320	149	8	Horizontal				
24 Agosto y 20 Abril	N	16	27	29	35	38	38	38	38	38	35	29	27		16	21 Noviembre y 21 Enero	S
	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	NO		
O	5	19	29	35	38	38	38	138	287	404	447	385	143	23 Octubre y 20 Febrero	O		
NO	5	19	29	35	38	38	38	84	198	301	374	358	192		SO		
Horizontal	13	130	290	452	569	637	669	637	452	290	130	13	Horizontal				
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16		0	21 Mayo y 23 Julio	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
	SE	0	268	368	379	325	227	111	40	38	35	29	16	0	NE		
	S	0	21	59	103	141	170	176	172	141	103	59	21	0	N		
	SO	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	368	268	0	NO		
O	0	16	29	35	38	38	38	122	282	404	442	352	0	22 Diciembre	O		
NO	0	16	29	35	38	38	38	84	198	301	374	358	0		SO		
Horizontal	0	81	252	414	537	610	631	610	414	252	81	0	Horizontal				
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10		0	21 Junio	S
	NE	0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10		0		SE
	E	0	268	398	382	271	132	38	38	35	32	24	10		0		E
	SE	0	246	396	433	404	322	200	73	35	32	24	10	0	NE		
	S	0	57	135	206	252	287	301	287	252	206	135	57	0	N		
	SO	0	10	24	32	35	38	38	200	322	404	433	396	246	NO		
O	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	398	268	0	22 Septiembre y 22 Marzo	O		
NO	0	10	24	32	35	38	38	84	198	301	374	358	0		SO		
Horizontal	0	48	184	344	463	531	564	531	344	184	48	0	Horizontal				
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	8	21	29	35	35	35	35	35	29	21	8		0	21 Junio	S
	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		
O	0	8	21	29	32	35	35	116	246	344	347	192	0	22 Septiembre y 22 Marzo	O		
NO	0	8	21	29	32	35	35	84	198	301	374	358	0		SO		
Horizontal	0	13	130	273	396	466	488	466	273	130	13	0	Horizontal				
22 Diciembre	N	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5		0	21 Junio	S
	NE	0	38	48	32	32	35	35	35	32	29	19	5		0		SE
	E	0	151	320	328	230	92	35	35	32	29	19	5		0		E
	SE	0	160	377	452	431	363	263	162	54	29	19	5	0	NE		
	S	0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0	N		
	SO	0	5	19	29	54	162	263	363	431	452	377	160	0	NO		
O	0	5	19	29	32	35	35	92	230	328	320	151	0	22 Septiembre y 22 Marzo	O		
NO	0	5	19	29	32	35	35	84	198	301	374	358	0		SO		
Horizontal	0	10	97	249	366	436	461	436	249	97	10	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)

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	89	78	48	38	38	38	38	38	38	38	48	78	89	22 Diciembre	S	
	NE	284	377	352	263	149	51	38	38	38	38	32	27	13		SE	
	E	292	423	436	387	265	119	38	38	38	38	32	27	13		E	
	SE	113	203	244	244	198	119	46	38	38	38	38	27	13		NE	
	S	13	27	32	38	40	51	57	51	40	38	32	27	13		N	
	SO	13	27	32	38	38	38	46	119	198	244	244	203	113		NO	
O	13	27	32	38	38	38	38	119	265	387	436	423	292	O			
NO	13	27	32	38	38	38	38	51	149	263	352	377	284	SO			
Horizontal	51	165	355	488	588	650	678	650	588	488	355	165	51	Horizontal			
22 Julio y 21 Mayo	N	59	54	38	35	38	38	38	38	38	35	38	54	59	21 Enero y 21 Noviembre	S	
	NE	252	355	333	241	124	43	38	38	38	35	32	24	10		SE	
	E	270	420	444	393	268	119	38	38	38	35	32	24	10		E	
	SE	113	222	271	271	225	143	59	38	38	35	32	24	10		NE	
	S	10	24	32	38	54	73	81	73	54	38	32	24	10		N	
	SO	10	24	32	35	38	38	38	143	225	271	271	222	113		NO	
O	10	24	32	35	38	38	38	119	268	393	444	420	271	O			
NO	10	24	32	35	38	38	38	43	124	241	333	355	252	SO			
Horizontal	40	179	333	477	580	640	667	640	580	477	333	179	40	Horizontal			
24 Agosto y 20 Abril	N	16	21	29	35	35	38	38	38	35	35	29	21	16	20 Febrero y 23 Octubre	S	
	NE	149	292	271	179	73	38	38	38	35	35	29	21	5		SE	
	E	179	398	447	401	276	124	38	38	35	35	29	21	5		E	
	SE	100	265	344	349	303	222	105	40	35	35	29	21	5		NE	
	S	5	21	35	73	127	157	170	157	127	73	35	21	5		N	
	SO	5	21	29	35	35	40	105	222	303	349	344	265	100		NO	
O	5	21	29	35	35	38	38	124	276	401	447	398	179	O			
NO	5	21	29	35	35	38	38	38	73	179	271	292	149	SO			
Horizontal	16	127	290	436	542	610	637	610	542	436	290	127	16	Horizontal			
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	13	27	32	35	38	38	38	35	32	27	13	0	22 Marzo y 22 Septiembre	S	
	NE	0	200	244	108	40	38	38	38	35	32	27	13	0		SE	
	E	0	336	428	390	279	130	38	38	35	32	27	13	0		E	
	SE	0	265	355	412	382	306	181	67	35	32	27	13	0		NE	
	S	0	24	48	162	222	265	284	265	222	162	48	24	0		N	
	SO	0	13	27	32	35	38	38	130	279	390	428	336	0		NO	
O	0	13	27	32	35	38	38	130	279	390	428	336	0	O			
NO	0	13	27	32	35	38	38	40	108	244	200	0	0	SO			
Horizontal	0	67	219	366	485	547	574	547	485	366	219	67	0	Horizontal			
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	8	21	29	32	35	38	35	32	29	21	8	0	20 Abril y 24 Agosto	S	
	NE	0	89	105	48	32	35	38	35	32	29	21	8	0		SE	
	E	0	214	366	358	254	116	38	35	32	29	21	8	0		E	
	SE	0	198	385	442	431	368	249	127	40	29	21	8	0		NE	
	S	0	48	154	249	328	377	393	377	328	249	154	48	0		N	
	SO	0	8	21	29	40	127	249	368	431	442	385	198	0		NO	
O	0	8	21	29	32	35	38	116	254	358	366	214	0	O			
NO	0	8	21	29	32	35	38	35	32	29	21	8	0	SO			
Horizontal	0	16	132	271	387	463	485	463	387	271	132	16	0	Horizontal			
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	21 Mayo y 23 Julio	S	
	NE	0	21	43	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0		SE	
	E	0	73	295	314	225	94	32	32	29	24	16	2	0		E	
	SE	0	75	344	436	439	387	282	173	62	24	16	2	0		NE	
	S	0	27	184	295	371	417	431	417	371	295	184	27	0		N	
	SO	0	2	16	24	62	173	282	387	439	436	344	75	0		NO	
O	0	2	16	24	29	32	32	94	225	314	295	75	0	O			
NO	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	SO			
Horizontal	0	5	73	192	295	368	393	368	295	192	73	5	0	Horizontal			
22 Diciembre	N	0	0	10	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0	21 Junio	S	
	NE	0	0	27	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0		SE	
	E	0	0	249	284	217	86	32	32	29	24	10	0	0		E	
	SE	0	0	309	425	412	387	292	195	75	24	10	0	0		NE	
	S	0	0	173	306	335	431	442	431	385	306	173	0	0		N	
	SO	0	0	10	24	75	195	292	387	439	425	309	0	0		NO	
O	0	0	10	24	29	32	32	86	217	284	249	0	0	O			
NO	0	0	10	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0	SO			
Horizontal	0	0	51	172	263	330	353	330	263	172	51	0	0	Horizontal			
Correcciones	Marco metálico o ningún marco × 1/0,85 ó 1,17	Defecto de limpieza 15 % máx.			Altitud + 0.7 % por 300 m ²			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 TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)
kcal/h x (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	S	
	NE	270	360	303	198	81	38	38	38	38	35	32	27	16		SE	
	E	341	436	439	385	257	119	38	38	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	51	94	119	146	119	94	51	32	27	16		N	
	SO	16	27	32	35	38	38	92	192	253	301	295	238	138		NO	
O	16	27	32	35	38	38	38	119	253	385	439	436	341	O			
NO	16	27	32	35	38	38	38	81	198	303	360	320					
Horizontal	84	222	363	485	569	629	642	629	569	485	363	222	84	Horizontal			
22 Julio y 21 Mayo	N	65	38	32	35	38	38	38	38	38	35	32	38	65	21 Enero y 21 Noviembre	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	
	SE	146	260	322	329	298	222	113	40	38	35	32	27	13		NE	
	S	13	27	35	70	119	170	187	170	119	70	35	27	13		N	
	SO	13	27	32	35	38	40	113	222	298	339	322	260	146		NO	
O	13	27	32	35	38	38	38	116	265	390	444	436	320	O			
NO	13	27	32	35	38	38	38	70	179	284	344	287					
Horizontal	65	198	341	463	550	610	631	610	550	463	341	198	65	Horizontal			
24 Agosto y 20 Abril	N	19	21	29	35	38	38	38	38	35	29	21	19	20 Febrero y 23 Octubre	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	65	138	241	263	276	263	241	138	65	21		8	N	
	SO	8	21	29	35	38	67	179	290	377	396	374	284		130	NO	
O	8	21	29	35	38	38	38	122	273	393	439	398	227	O			
NO	8	21	29	35	38	38	38	43	124	222	276	184					
Horizontal	24	127	271	406	501	556	580	556	501	406	271	127	24	Horizontal			
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	13	24	32	35	35	38	35	35	32	24	13	0	22 Marzo y 22 Septiembre	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	
	SE	0	257	390	439	425	360	244	111	38	32	24	13	0		NE	
	S	0	32	119	219	298	330	379	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				
Horizontal	0	57	181	336	414	477	496	477	414	336	181	57	0	Horizontal			
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	5	16	27	29	32	32	32	29	27	16	5	0	20 Abril y 24 Agosto	S	
	NE	0	94	89	32	29	32	32	32	29	27	16	5	0		SE	
	E	0	230	317	330	238	105	32	32	29	27	16	5	0		E	
	SE	0	219	358	336	442	390	290	170	54	27	16	5	0		NE	
	S	0	57	160	282	371	417	439	417	371	282	160	57	0		N	
	SO	0	5	16	27	34	170	290	390	442	336	358	219	0		NO	
O	0	5	16	27	29	32	32	105	238	330	317	230	0	O			
NO	0	5	16	27	29	32	32	29	32	89	94	0	0				
Horizontal	0	21	78	173	273	333	349	333	273	173	78	21	0	Horizontal			
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	0	8	19	24	27	27	27	24	19	8	0	0	21 Mayo y 23 Julio	S	
	NE	0	0	32	19	24	27	29	27	24	19	8	0	0		SE	
	E	0	0	246	271	200	89	29	27	24	19	8	0	0		E	
	SE	0	0	295	390	423	390	314	189	73	19	8	0	0		NE	
	S	0	0	160	282	377	428	450	428	377	282	160	0	0		N	
	SO	0	0	8	19	73	189	314	390	423	390	295	0	0		NO	
O	0	0	8	19	24	27	29	89	200	271	246	0	0	O			
NO	0	0	8	19	24	27	29	27	24	19	32	0	0				
Horizontal	0	0	43	116	198	249	279	249	198	116	43	0	0	Horizontal			
22 Diciembre	N	0	0	5	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0	21 Junio	S	
	NE	0	0	19	16	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	335	401	363	238	0	0		NO	
O	0	0	5	16	24	27	27	84	184	233	195	0	0	O			
NO	0	0	5	16	24	27	27	24	16	19	5	0	0				
Horizontal	0	0	21	86	149	206	230	206	149	86	21	0	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)

50°

50°

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	78	32	32	35	38	38	38	38	38	35	32	32	78	S	22 Diciembre	
	NE	341	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	336	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	S	21 Enero y 21 Noviembre	
	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	295	189	70	38	35	32	27	16	NE		
	S	16	27	57	135	217	265	287	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	40	119	235	317	309	16	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	S	20 Febrero y 23 Octubre	
	NE	206	254	189	84	35	38	38	38	35	32	27	21	10	SE		
	E	254	393	428	382	265	122	38	38	38	35	32	27	21	10		E
	SE	143	301	390	425	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	425	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	84	189	254	206	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	S	22 Marzo y 22 Septiembre	
	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	46	151	284	393	442	439	377	233	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	43	174	157	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	S	20 Abril y 24 Agosto	
	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	425	390	311	187	65	19	10	0	0	NE		
	S	0	46	143	268	371	425	425	371	268	143	46	0	0	N		
	SO	0	0	10	19	65	187	311	390	425	393	301	187	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	24	19	54	78	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	S	21 Mayo y 23 Julio	
	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	257	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	57	181	290	344	344	257	168	0	0	NO		
O	0	0	2	10	16	21	24	75	154	173	138	0	0	O			
NO	0	0	2	10	16	21	24	21	16	10	13	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	S	21 Junio	
	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	62	127	73	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	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 16. FACTORES TOTALES DE GANANCIA SOLAR A TRAVÉS DEL VIDRIO
(coeficientes globales de insci. con o sin dispositivo de sombra o pantalla)*

Aplicar estos coeficientes a los valores de las tablas 14 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*****										
Ambar	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	0,06	0,08	0,86	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 oscuro	0,72	0,27	0,01	0,75***
Tela de fibra de vidrio blanquecina (5,72-61/58)	0,05	0,60	0,35	0,48***
Tela de algodón, beige (6,18-91/36)	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 oscura	0,60	0,29	0,11	0,75***
Tela «Dacron» blanca (1,6-86 81)	0,02	0,28	0,70	0,76***
Tela de algodón, gris oscura con revestimiento de vinilo (análoga al estor)	0,85	0,15	0,00	0,28***
Tela de algodón, gris oscura (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:

$$Q=UxAx\Delta T$$

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 éllo poder seleccionar el equipo adecuado que cubra las necesidades del local en cualquier época del año.

GANANCIAS DE ENERGIA EN VERANO A TRAVES DE MUROS Y TECHOS.

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

Para hacer sencilla la solución de este problema, fué 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 páginas 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:

$$Q=UxAx\Delta Te$$

donde:

Q= Energía recibida dentro del local (kcal/hr)

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

A= Area del muro o techo (m²)

Te= Diferencia de temperaturas equivalente entre el exterior
y el interior. (de tablas)

TABLA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA MUROS EN G. CENTIGRADOS

12

Lat. Norte	TIEMPO SOLAR																Lat. Sur		
	A.M.						P.M.												
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	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	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

13

lat. Norte	TIEMPO SOLAR																lat. Su.		
	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	O	C	

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	6	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

14

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 medja.

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 DE AIRE ACONDICIONADO

EQUIPO TERMINAL

1 9 9 5 .

EQUIPO TERMINAL

Se 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 mas comunes son los siguientes:

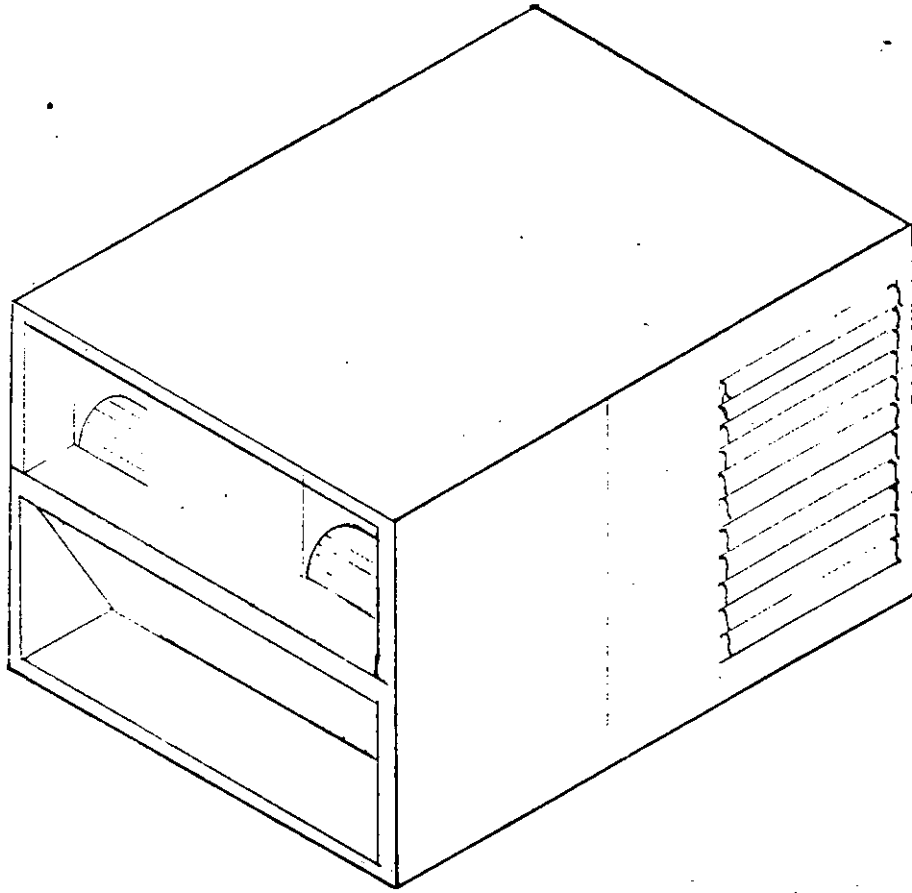
- a) Unidad paquete
- b) Manejadora de aire
- c) Fan & coil

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

A.- 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.

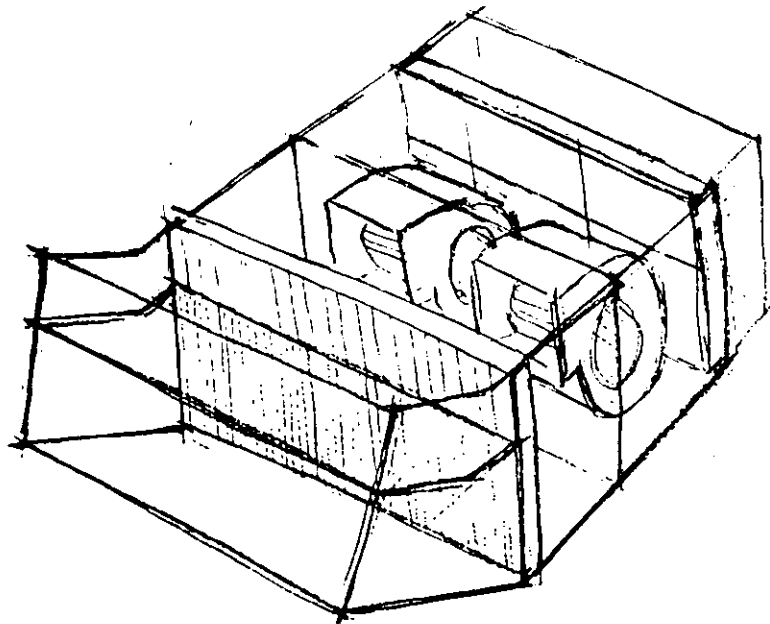
Esta unidad para instalaciones pequeñas es la mas cómoda, ya que requiere una inversión moderada y su costo de instalación es relativamente bajo



B.- MANEJADORA DE AIRE

Es un equipo constituido por uno o mas ventiladores centrífugos, serpentines que operan con agua helada, caliente o sistema de expansión directa. Caja de filtros y compuertas para 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 mas frío o mas caliente; esto se regulará por medio de sistemas de control de temperatura.

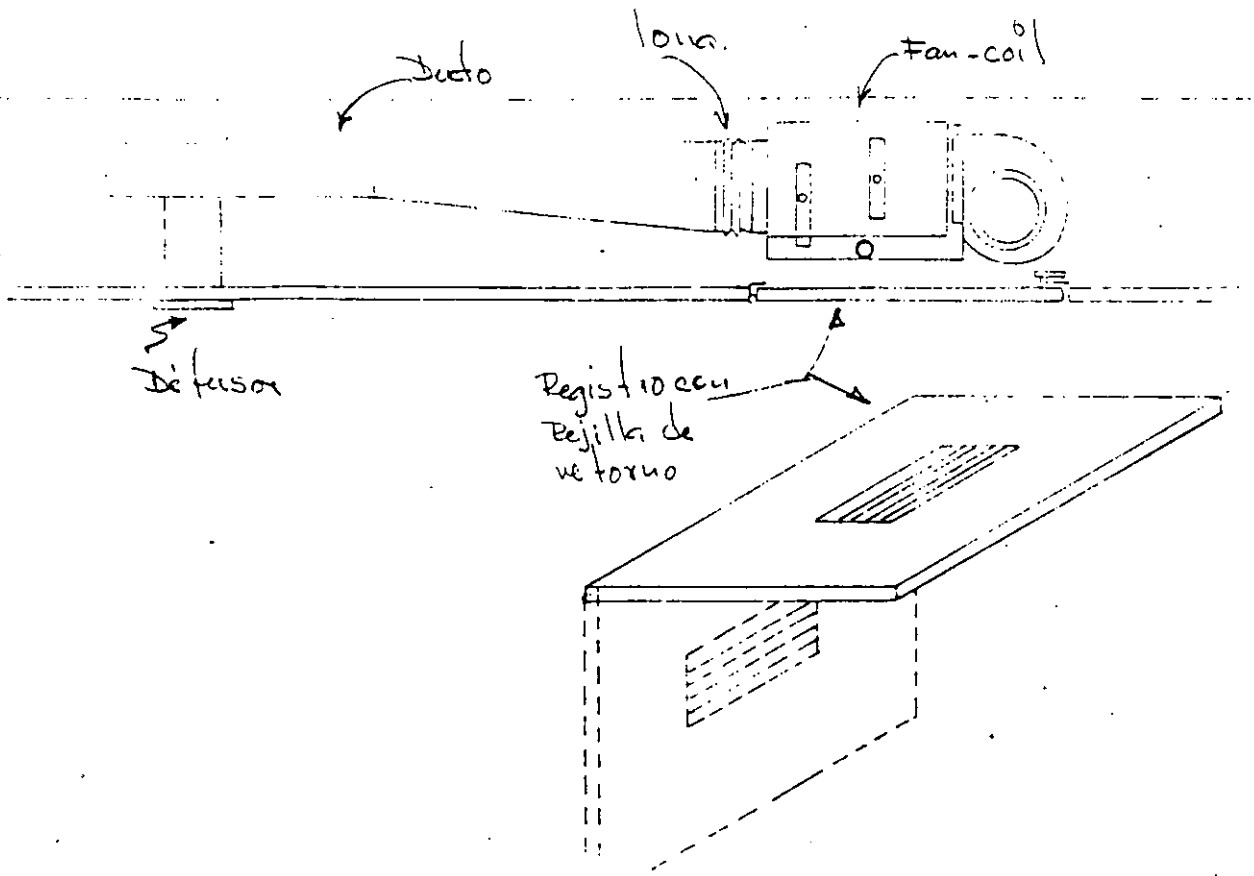
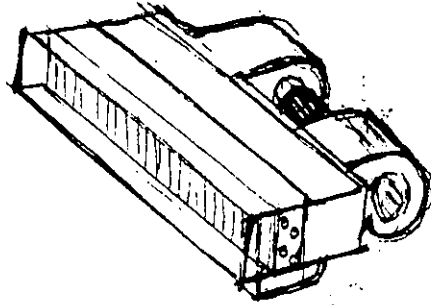


C.- FAN & COIL

El fan & coil realmente es un tipo de sistema de refrigeración, cuya capacidad normalmente es inferior a la de una TR es 3 024. Opera normalmente por medio de la circulación de agua helada; aunque los hay que operan directamente. Su empleo se limita a locales como hoteles, oficinas, etc; sin embargo pueden cubrir áreas importantes. El sistema funciona en el claro, comprendido en el espacio entre el techo; el aire acondicionado es distribuido local por medio de un ducto y un difusor, se hace normalmente colocando una rejilla sobre el equipo. La gran ventaja que ofrece es que se logra en el control de temperatura puede controlar al gusto del usuario mediante un motor de 3 velocidades que puede ser controlado al gusto del que lo va a operar.

Como regla general, siempre será más cómodo y más barato que las instalaciones de un edificio acondicionado; esto da una mayor

de manejadoras y fan & coils





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

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

EJEMPLO DE CALEFACCION

ING. RODRIGO DE BENGOCHEA

Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 Primer piso Deleg. Cuauhtémoc 06000 México, D.F. APDO. Postal M-2285
Teléfonos: 512-8955 512-5121 521-7335 521-1987 Fax 510-0573 521-4020 AL 26

Calificación

1

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

Información general.

Ubicación — Co. de México

Altura — 2200 m S.N.M.

Condiciones interiores

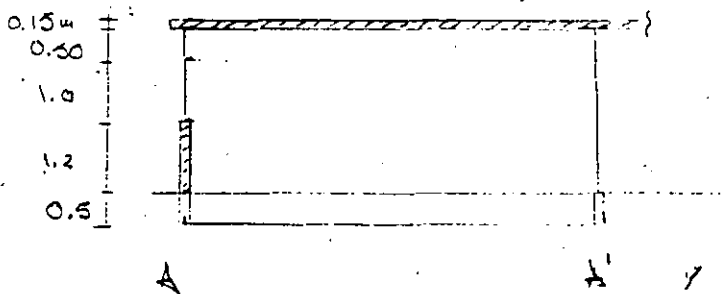
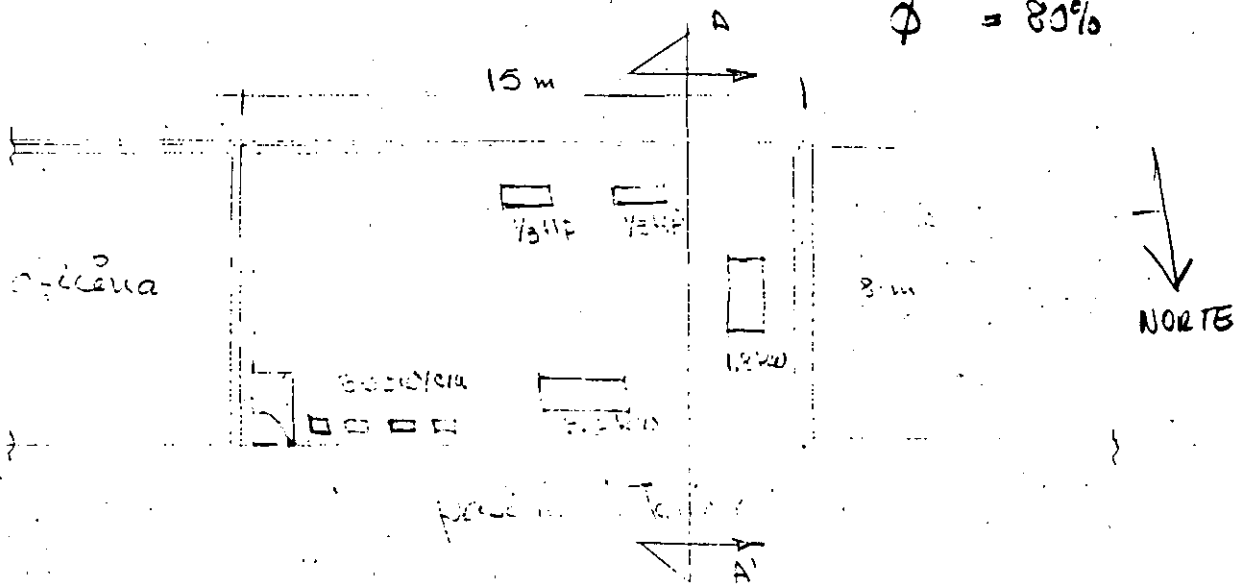
$$t_{bs} = 21^{\circ} \pm 2^{\circ}$$

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

Condiciones exteriores

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

$$\phi = 80\%$$



Cargas Internas

4 Terminales, 300 W c/u
2 Impresoras, 1/3 HP c/u
1 Computador tipo "A" 1.8 kW
1 Computador tipo "B" 3.6 kW

Illuminación 20 W/m² fluorescente
personal 7 personas.

Materiales de Construcción

techo losa de concreto armado 18 cm.
pórtel, muro de concreto 15 cm.
plafond yeso 13 mm.
vidrios vidrio normal 6 mm.

Cálculo 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.

$$U_{\text{techo}} = \frac{1}{\frac{1}{8.05} + \frac{1}{29.3} + \frac{0.15}{1.5}} = 3.87 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

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.

$$\text{Exterior } U = \frac{1}{\frac{1}{8.05} + \frac{1}{29.3} + \frac{0.15}{1.5}} = 3.87 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Interior } U = \frac{1}{\frac{2}{8.05} + \frac{0.15}{1.5}} = 2.87 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Vidrios los vidrios deberán tener la misma consideración exterior

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

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

Cálculo de pérdidas:

El calor que pierda una barrera está definido

$$Q = UA \Delta T$$

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 si es pequeña podrá incrementarse. Sin otros riesgos de consideración en el cálculo.

Pérdidas

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

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

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

muros al interior

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

interior $t = \frac{21 - 0}{2} = 10.5^\circ\text{C}$ 12

paredes interiores

$$q_4 = 2.87 (8 \times 1.20) (21 - 10.5) = 289 \text{ kcal/h} \checkmark$$

vidrios interiores

$$q_5 = 3.89 (8 \times 1 + 15 \times 2.20) (21 - 10.5) = 1470 \text{ kcal/h} \checkmark$$

1674.6

$$\text{pérdidas totales} = \sum q_i = 18093 \text{ kcal/h}$$

18,299.10

ANÁLISIS DE GANANCIAS TÉRMICAS

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

$$q = kW \times 860 \text{ kcal/kWh}$$

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

Personal

tipo de actividad: trabajo de oficina actividad moderada.

$$q_s = 285 \text{ BTU/h persona} \quad 72 \text{ kcal/h pers.}$$

$$q_L = 165 \quad 41 \quad \checkmark$$

7 personas.

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

$$q_L = 7 (41) = 287 \quad \checkmark \quad \checkmark$$

Equipo

Computador "A" 1.8 kW

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

Computador "B" 3.6 kW

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

Terminales 1 a 4 330 W @h

$$q = 4(330)(0.860) = 1204 \text{ kcal/h}$$

Impresoras 1/2 1/3 HP @h

Motores de 0.5 a 3HP 1071 kcal/HP

$$q = 2(1071) \cdot \frac{1}{3} = 714 \text{ kcal/h} \oplus$$

Miscelaneos

En un centro de cómputo no se permiten cañerías enfriadores de agua u otro tipo de equipo miscelaneo por lo tanto no existirá esta carga.

Cargas Totales

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

$$q_r = 283 \text{ kcal/h}$$

Carga total del local = Ganas - 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 casos rarísimos de productos ligeros cópicos (madera, papel)

Aire necesario y condiciones de inyección

$$Q_s = m c_p \Delta T$$

$$Q_L = m \Delta H_f$$

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 al gasto mínimo recomendable (10 camb/h)

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

densidad del aire:

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

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

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

$$q_s = m C_p \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{q_s}{m C_p} = \frac{3612}{2429(0.24)} = 14^\circ\text{C}$$

$$\text{temperatura de inyección} = t_{\text{int}} + \Delta T = 21 + 14 = 35^\circ\text{C}$$

humedad de inyección:

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

$$\Delta H = \frac{q_L}{m \lambda} = \frac{287}{2429(585)} = 2 \times 10^{-4} \text{ kg agua/kg aire}$$

ΔH es despreciable por lo que se puede considerar

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

Las condiciones de inyección serán

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

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

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

$$h = 16.75 \text{ kcal/kg}$$

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

El aire recomendado es de $20 \text{ ft}^3/\text{min}$ persona.

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

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

Aire de mezcla

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

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

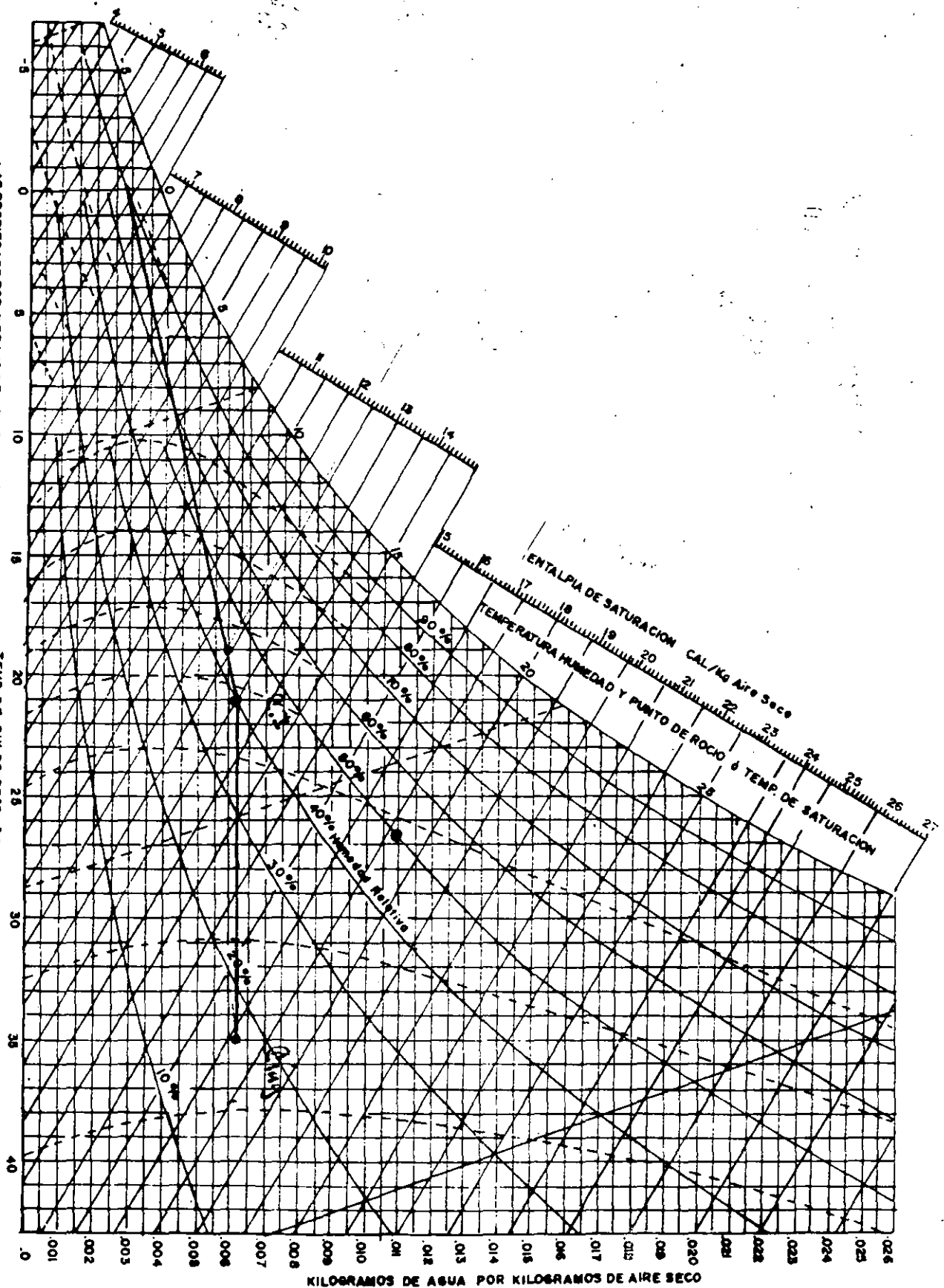
Capacidad del equipo.

$$q_e = m (h_{in} - h_{mez}) = 2429 (16.75 - 12.36) = 10663 \text{ kcal/h}$$

La humedad absoluta del aire de mezcla es $0.0059 \text{ kg H}_2\text{O/kg aire}$
como se ha considerado despreciable el valor calculado
de ΔH en q_e se compensará con esta pequeña diferencia

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

TEMP. DE BULBO SECO °C



10



HA	MES	Over [Kcal/h]		
6	JUNIO	26	- 819	- 793
7	NOVIEMBRE	277	407	684
8	NOVIEMBRE	713	540	1,253
9	DICIEMBRE	1452	1,189	2,641
10	DICIEMBRE	2499	1,893	4,392
11	DICIEMBRE	3662	2,894	6,356
12	DICIEMBRE	4632	3,919	8,357
13	DICIEMBRE	5144	5,030	10,174
14	DICIEMBRE	5400	5,979	11,379
15	DICIEMBRE	5063	6,831	11,914
16	ENERO	4457	7,278	11,733
17	FEBRERO	2962	7,091	10,039
18	JULIO	924	6060	6,984

CARGA MAXIMA EN DICIEMBRE A LAS 15 HRS.
 CON UN VALOR DE 11,914 [Kcal/h]

hora	N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	NO?
6	0	0	0	0	-117		-65		637
7	0	0	0	0	215		267		73
8	0	0	0	0	191		230		117
9	0	0	0	0	262		289		632
10	0	0	0	0	286		312		1295
11	0	0	0	0	381		420		2095
12	0	0	0	0	476		540		2901
13	0	0	0	0	618		708		3704
14	0	0	0	0	737		864		4376
15	0	0	0	0	855		1058		4912
16	0	0	0	0	879		1183		5212
17	0	0	0	0	760		1178		5150
18	0	0	0	0	547		1028		4425

Parámetros de Orientación, Área e Inclinación de Ventanas

ORIENTACION	AREA (m ²)	INCLINACION (°)
Norte	0.00	90
Noreste	0.00	90
Este	0.00	90
Sureste	0.00	90
Sur	22.50	90
Suroeste	0.00	90
Oeste	12.00	90
Noroeste	0.00	90
Tragaluz	0.00	0

Desea cambiar alg#n par metro (S/N)

Parámetros de Orientación y Área de Muros y Techos

ORIENTACION	AREA (m ²)
Norte	0.00
Noreste	0.00
Este	0.00
Sureste	0.00
Sur	18.00
Suroeste	0.00
Oeste	9.60
Noroeste	0.00
Techo	120.00

Desea cambiar alg#n par metro (S/N)

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	337	1450
9	DICIEMBRE	1452	748	2197
10	DICIEMBRE	2499	134	2633
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	978	3946
18	JULIO	924	760	1684

TARDA MAXIMA EN DICIEMBRE A LAS 14 HRS.
 CON UN VALOR DE **6333** [Kcal/h]

DIVISION DE EDUCACION CONTINUA F.I.

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

LATITUD NORTE 19° 25' grados

DATOS DE DISEÑO

VERANO	EXTERIOR		INTERIOR		DIFERENCIA		INYECCION		MEZCLA	
	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F
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

FACTORES DE CONDUCTIVIDAD	kJ/hm ² °C	ORIENTACION	VIDRIOS	AREAS	MUROS	MUROS	AREA DE PISO O TECHO	ALTURA PROMEDIO	VOLUMEN DEL LOCAL
			my		my				
MUROS:									
EXTERIORES	16.20	NORTE					120.0	2.2	m ²
INTERIORES	12.01	N-E							
ENTREPISOS		ESTE							
AZOTEAS	16.20	S-E	22.50		18.00				
VIDRIOS:		SUR							
EXTERIORES	25.07	S-W	12.00		9.60				264.0 m ³
INTERIORES	16.28	OESTE							
FACTOR DE VIDRIO	0.68	N-W							
		HORIZONTAL			120.00				
		INTERIORES	41.00		9.60				
		PISO							
		TECHO							

PERSONAS:

PERSONAS:	EQUIPOS:	CONCEPTO	(W) o (CP)
TOTAL	7	ILUM. (W)	2,808
EN REPOSO	100%	MOT <= 2CP	0.67
EN MOVIM.	0%	MOT >= 3CP	
		EQPO EL(W)	6,800
		EQPO GAS	
		DUCTOS	
		VARIOS	

FACTORES DE VENTILACION:

34 3/(h*pers) = 20 cm/persona

CARGA DE CALEFACCION:

	FAC COND.	AREA	DIF. TEM.	CARGA
	kJ/hm ² °C	my	°C	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: 58434 kJ/h= 13958 kcal/h= 55388 BTU/h= 1.65 C.C.
 CARGA POR VENTILACION.

CARGA TOTAL DE CALEFACCION

DIVISIO EDUCACION CONTINUA F.I.

OBRA: CENTRO DE COMPUTO
D.F.
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 aire))

$$128574 / (1.21 \times 9.75) =$$

b. AL/(1.186 x (h aire - h iny))

$$129775 / (1.186 \times (48.50 - 38.00)) =$$

GASTO AL NIVEL DEL MAR

$$10,898 \text{ m}^3/\text{h} = 6,411 \text{ pcm} = 3,0273 \text{ m}^3/\text{s}$$

GASTO EN LA CD DE MEXICO

$$13,795 \text{ m}^3/\text{h} = 8,115 \text{ pcm} = 3,8321 \text{ m}^3/\text{s}$$

GASTO AL NIVEL DEL MAR

$$10,421 \text{ m}^3/\text{h} = 6,130 \text{ pcm} = 2,8948 \text{ m}^3/\text{s}$$

GASTO EN LA CD DE MEXICO

$$13,191 \text{ m}^3/\text{h} = 7,760 \text{ pcm} = 3,6643 \text{ m}^3/\text{s}$$

CAMBIOS / HORA

GASTO / VOLUMEN DEL LOCAL

a	10898	/	264	=	41.3	cambios / hora
b	10421	/	264	=	39.5	cambios / hora

MUCHOS CAMBIOS
MUCHOS CAMBIOS

15 CARGA POR VENTILACION

GASTO DE VENTILACION (G.V.)

No PERSONAS * FACTOR DE VENTILACION

$$7 \times 34 =$$

NIV. MAR

$$238 \text{ m}^3/\text{h} =$$

$$301 \text{ m}^3/\text{h} =$$

CD. MEX.

AIRE SUMINISTRADO - GASTO DE VENTILACION

$$140 \text{ pcm} \quad 10421 \quad 238 =$$

$$177 \text{ pcm} \quad 238 =$$

NIV. MAR

$$10,183 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$2,8287 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$5,994 \text{ pcm}$$

CD. MEX

$$12,890 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$3,5806 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$7,587 \text{ pcm}$$

CALOR SENSIBLE POR VENTILACION:

G.V.* 1.21 * (Tbs exterior - Tbs interior)

$$\text{VERANO: } 238 \times 1.21 \times (32 - 24) = 2302 \text{ kJ/h} = 2182 \text{ BTU/h}$$

$$\text{INVIERNO: } 238 \times 1.21 \times (0 - 21) = -6044 \text{ kJ/h} = -5729 \text{ BTU/h}$$

CALOR TOTAL POR VENTILACION:

G.V.* 1.186 * (h exterior - h interior)

$$\text{VERANO: } 238 \times 1.186 \times (47 - 49) = -423 \text{ kJ/h} = -401 \text{ BTU/h}$$

$$\text{INVIERNO: } 238 \times 1.186 \times (0 - 0) = -1 \text{ kJ/h} = -1 \text{ BTU/h}$$

CARGA TOTAL DE REFRIGERACION:

SENSIBLE

LATENTE

TOTAL

CARGA DEL LOCAL

$$128574$$

$$1201$$

$$129775$$

CARGA POR VENTILACION

$$2302$$

$$-2726$$

$$-423$$

SUMAS

$$130876 \text{ kJ/h}$$

$$-1524 \text{ kJ/h}$$

$$129352 \text{ kJ/h}$$

$$124053 \text{ BTU/h}$$

$$-1445 \text{ BTU/h}$$

$$122608 \text{ BTU/h}$$

$$10.338 \text{ T.R.}$$

$$-0.120 \text{ T.R.}$$

$$10.217 \text{ T.R.}$$

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	118459	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	4018	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	66483	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

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
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
SUBTOT. 2				799	2131	3197	3463	3729	3729	3729	6694	11605	15694	17188	15103	7470	17188
AGOSTO 2 & 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
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
SUBTOT. 4				0	1946	4841	7806	10331	12242	12590	15115	18670	20408	18925	13435	0	20408

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
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
DEC 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

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

PAREDES EXTERIORES:

ORIENTACION	"U" kJ/hm2oC	AREA m2	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
SUBTOT 8			2160	3326	4493	5573	6653	16535	26417	34873	43329	48794	54259	53600	52941

61

DIVISION DE EDUCACION CONTINUA F.I:

OBRA: CENTRO DE COMPUTO
 D.F.
 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	4.0	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	3600	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(m ³) M3/h	FACTOR	Te-Ti(oC) We-Wi(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

DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
CURSOS ABIERTOS
PROYECTOS DE AIRE ACONDICIONADO
DEL 14 AL 25 DE AGOSTO DE 1995
DIRECTORIO DE PROFESORES

ING. RODRIGO DE BENGOCHEA O.
GERENTE GENERAL
INGENIERIA QUIMICA APLICADA
BERLIN 166
COL. DEL CARMEN COYOCAN
04100 MEXICO, D.F.
TEL. 554 47 43

ING. INDALECIA LUZ LOPEZ GARCIA
EJECUTIVA DE VTAS. AIRE ACOND.
TRANE FAB. DE AIRE ACONDICIONADO
FELIX GUZMAN 21
COL. EL PARQUE
NAUCALPAN, EDO. DE MEXICO
TEL. 580 29 90

ING. GUILLERMO VELAZQUEZ MTZ.
GERENTE DE VENTAS
DIVISION HIDRAULICA DE MEXICO
TAJIN 368
COL. NARVARTE
MEXICO, D.F.
TEL. 682 35 93

ING. JORGE RUIZ DE ESPARZA

ING. LUIS ALEGRE S.

ING. ERIC HERNANDEZ

DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
CURSOS ABIERTOS
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO
DEL 14 AL 25 DE AGOSTO DE 1995
DIRECTORIO DE ASISTENTES

MA. DE LOURDES BAUTISTA GORDIAN
CANAL DEL RISCO 19
COL. BENITO JUAREZ
55340 ECATEPEC, EDO. DE MEX.
TEL. 755 15 34

JOSE L. DIAZ MUNOZ
APOYO TECNICO
TURBOMEX, S.A.
FELIPE CARRILLO PTO. 410
COL. ANAHUAC
11320 MEXICO, D.F.
TEL. 359 30 55

CARLOS GUIJARRO DE PABLO
DIRECTOR GENERAL
IMEI INGENIEROS, SA. CV.
INSURGENTES CENTRO 125
COL. SAN RAFAEL
06470 MEXICO, D.F.
TEL. 592 21 54

JOSE G.M. JUAREZ DIAZ
GERENTE DE INGENIERIA
ING. REFRIGERACION Y MAQUINARIA
REEMBOLSOS 70
COL. POSTAL
03410 MEXICO, D.F.
TEL. 696 54 42

HUGO H. LOPEZ VELARDE
SUPERVISOR DE OBRAS
GTZ TELLO Y CIA., SA. CV.
DAKOTA 423 PISO 1
COL. NAPOLES
03810 MEXICO, D.F.
TEL. 543 88 42

MAURO G. PARTIDA RIOS
INGENIERO DE PROYECTOS
COLGATE PALMOLIVE
PRESA LA ANGOSTURA 225
COL. IRRIGACION
11500 MEXICO, D.F.
TEL. 629 76 93

JOSE A. CASTILLO DIAZ
VENTAS
MOVIMIENTO Y CONTROL DE AIRE
VIVEROS DE COYOACAN 75
VIVEROS DE LA LOMA DE MANTO
54080 TLALNEPANTLA, EDO. DE MEX.
TEL. 397 36 58

RICO FRAGOSO ZARCOM
INGENIERO
ACONDICIONAMIENTO DE CLIMAS
P. DE LAS ALAMEDAS 223
ATIZAPAN DE ZARAGOZA
52970 EDO. DE MEXICO
TEL. 824 74 77

PEDRO GUZMAN ROBLES
SOCIO
WRG MANTO. ACABADOS E INST.
3 NORTE 71
COL. NUEVO LAREDO
05510 ECATEPEC, EDO. DE MEX.
TEL. 11 60 01

OCTAVIO LARA ESPINDOLA
OFICIAL DE VALIDACION
LAB. GLAXO - WELLCOME
CALZ. MEXICO-XOCHIMILCO 4900
COL. SAN LORENZO
14370 HUIPULCO TLALPAN
TEL. 728 52 00 EXT. 5009

LEONCIO MORAN JUAREZ
PRACTICANTE
TRESIM
AHUEJOTES 105
BARRIO SN. MARCOS
16050 MEXICO, D.F.
TEL. 641 41 41

JOSE LUIS PEREZ HERNANDEZ
INGENIERO DE SERVICIOS
DIESEL VIAL, SA. CV.
EJE CENTRAL LAZARO C. 89
COL. SAN BARTOLO ATEPEHUACAN
07730 MEXICO, D.F.
TEL. 587 01 74

JUAN JOSE POOT MIRANDA
DIRECTOR DE OBRA
GTZ. TELLO Y CIA. SA. CV.
DAKOTA 423
COL. NAPOLES 02
03810 MEXICO, D.F.
TEL. 543038373

ISMAEL RODRIGUEZ GUTIERREZ
4A. CDA. DE LA CALZ. MATEO 14
COL. JUAN BOSCO
54500 ATIZAPAN, EDO. DE MEX.
TEL. 825-10-85

ANGEL SALGUERO PILLE
SUPERINTENDENTE DE OBRA
GRAL. DE INST. INDS., SA. CV.
AMBERES 33 No. 302
COL. JUAREZ
06600 MEXICO, D.F.
TEL. 525-26-05

JUAN CARLOS VALVERDE GONZALEZ
SUPERVISOR DE INSTALACIONES
TAYRO CONSTS., SA. CV.
PUEBLA 395
COL. ROMA
MEXICO, D.F.
TEL. 256 04 72

RENE MAURICIO ZILVETTI INFANTE
JEFE DE SERVICIOS TECNICOS
ING., REFRIGERACION Y MAQUINARIA
REEMBOLSOS 70
COL. POSTAL
03410 MEXICO, D.F.
TEL. 579-88-06

WILFRIDO RODRIGUEZ GONZALEZ
GERENTE GENERAL
WRG MANTO. ACABADOS E INST.
TEOTIHUACAN 13 BIS
ECTEPEC, EDO. DE MEXICO
TEL. 116 06 01

CARLOS RODRIGUEZ SANCHEZ
ESTIMADOR DE EQUIPOS
MOV. Y CONTROL DE AIRE, SA. CV.
VIVEROS DE COYOACAN, 75
COL. VIVEROS DE LA LOMA
54080 TLALNEPANTLA, EDO. DE MEX.
TEL. 397-36-58

VICENTE SOLARES GARCIA
GERENTE DE PROYECTOS
COLGATE PALMOLIVE
PRESA LA ANGOSTURA 225
COL. IRRIGACION
11500 MEXICO, D.F.
TEL. 626 74 95

JAVIER ULISES VAZQUEZ SILVA
ASESOR DE PROYECTOS
INSTS. ELECTROMECANICAS HESA
FERROCARRIL 27
FRACTO IND. ALCE BLANCO
53370 NAUCALPAN EDO. DE MEXICO
TEL. 576 53 55 EXT. 156