



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

**A LOS ASISTENTES A LOS CURSOS**

**L**as autoridades de la Facultad de Ingeniería, por conducto del jefe de la División de Educación Continua, otorgan una constancia de asistencia a quienes cumplan con los requisitos establecidos para cada curso.

El control de asistencia se llevará a cabo a través de la persona que le entregó las notas. Las inasistencias serán computadas por las autoridades de la División, con el fin de entregarle constancia solamente a los alumnos que tengan un mínimo de 80% de asistencias.

Pedimos a los asistentes recoger su constancia el día de la clausura. Estas se retendrán por el periodo de un año, pasado este tiempo la DECFI no se hará responsable de este documento.

Se recomienda a los asistentes participar activamente con sus ideas y experiencias, pues los cursos que ofrece la División están planeados para que los profesores expongan una tesis, pero sobre todo, para que coordinen las opiniones de todos los interesados, constituyendo verdaderos seminarios.

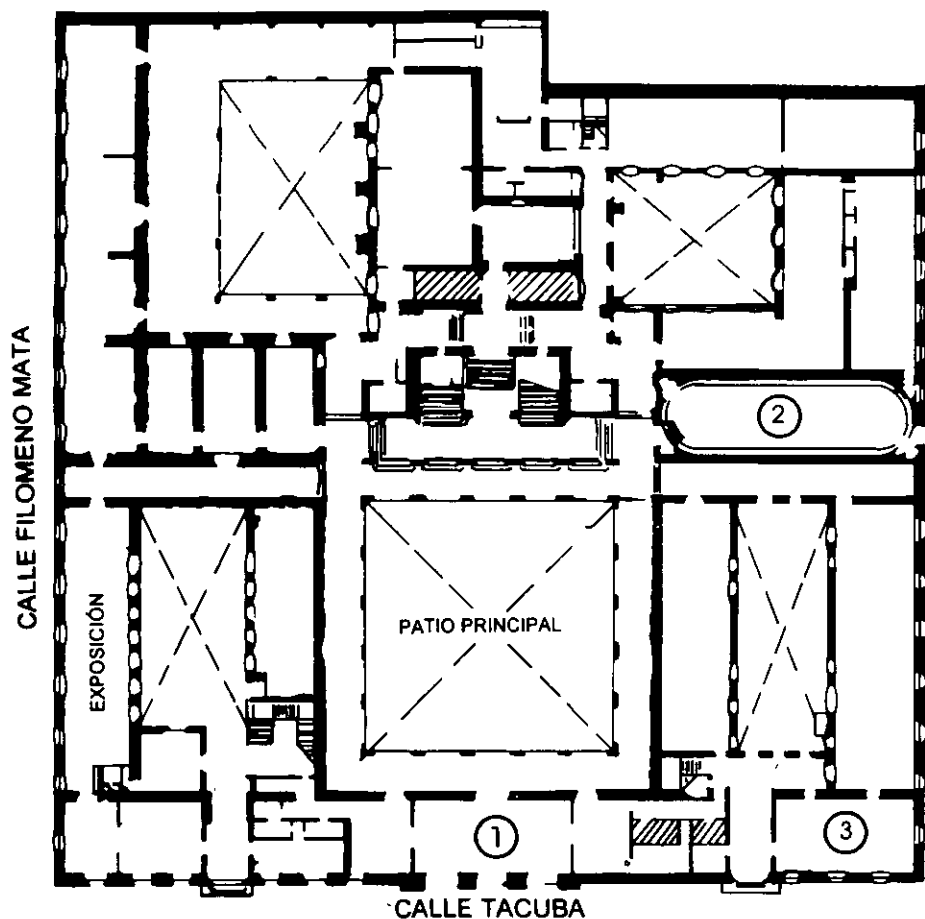
Es muy importante que todos los asistentes llenen y entreguen su hoja de inscripción al inicio del curso, información que servirá para integrar un directorio de asistentes, que se entregará oportunamente.

Con el objeto de mejorar los servicios que la División de Educación Continua ofrece, al final del curso deberán entregar la evaluación a través de un cuestionario diseñado para emitir juicios anónimos.

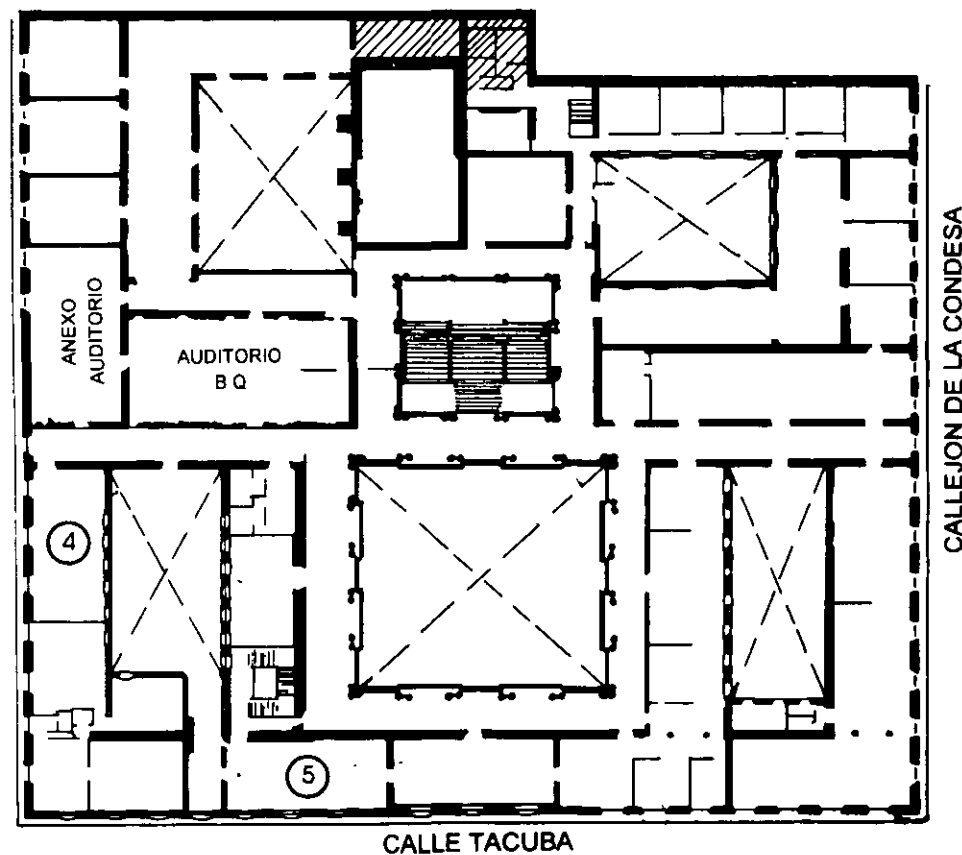
Se recomienda llenar dicha evaluación conforme los profesores impartan sus clases, a efecto de no llenar en la última sesión las evaluaciones y con esto sean más fehacientes sus apreciaciones.

**Atentamente  
División de Educación Continua.**

# PALACIO DE MINERIA

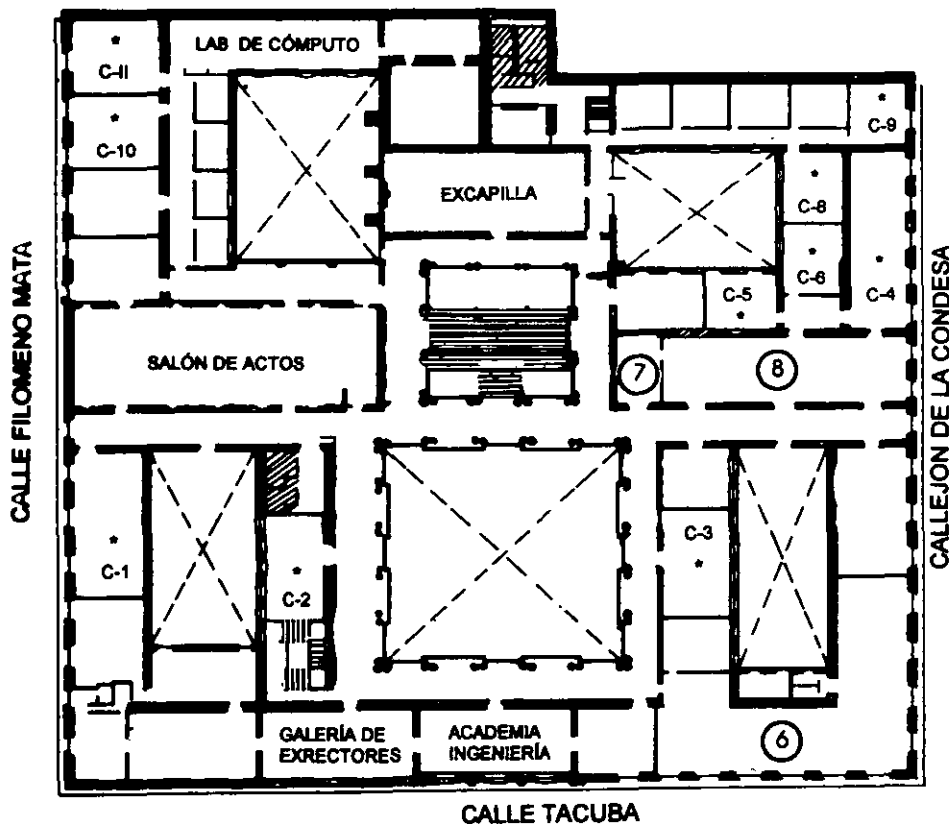


**PLANTA BAJA**



**MEZZANINNE**

# PALACIO DE MINERÍA



## GUÍA DE LOCALIZACIÓN

1. ACCESO
  2. BIBLIOTECA HISTÓRICA
  3. LIBRERÍA UNAM
  4. CENTRO DE INFORMACIÓN Y DOCUMENTACIÓN "ING. BRUNO MASCANZONI"
  5. PROGRAMA DE APOYO A LA TITULACIÓN
  6. OFICINAS GENERALES
  7. ENTREGA DE MATERIAL Y CONTROL DE ASISTENCIA
  8. SALA DE DESCANSO
- SANITARIOS
- \* AULAS

**1er. PISO**



DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA  
FACULTAD DE INGENIERÍA U.N.A.M.  
CURSOS ABIERTOS

DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA



## Diseño en aire acondicionado

### programa

Fecha	horas	Tema	Expositor
28 agosto	17 a 19 19 a 21	Psicrometría "	Rodrigo de Bengoechea "
29 agosto	17 a 19 19 a 21	" Análisis cargas térmicas	" Rodrigo de Bengoechea
30 agosto	17 a 19 19 a 21	" Calefacción	" "
31 agosto	17 a 19 19 a 21	Cargas en verano "	Rodrigo de Bengoechea "
01 sept	17 a 19 19 a 21	Cargas en verano "	" "
04 sept.	17 a 19 19 a 21	Equipo terminal Volumen variable aire	Luis Alegre Schetlno "
05 sept.	17 a 19 19 a 21	Ductos y redes tubería Selección de difusores volumen variable agua	Luis Alegre Schetino Mario Garnica José Luis Frías
06 sept.	17 a 19 19 a 21	Instrumentación Torres de enfriamiento	Eric Hernández Rodrigo de Bengoechea
07 sept.	17 a 19 19 a 21	Equipo central Ingeniería de proyecto	Arturo Ibarra Rodrigo de Bengoechea
08 sept.	17 a 19 19 a 21	Ahorro de energía mesa redonda NOM-008	Rodrigo de Bengoechea Arturo Ibarra



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

## **PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO**

**TEMA**

**INTRODUCCIÓN**

**EXPOSITOR: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN  
PALACIO DE MINERIA  
AGOSTO – SEPTIEMBRE DE 2000**

## 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 extremas. Actualmente se reconoce a ésta especialidad no solamente como un servicio útil para proporcionar confort, sino como un medio adecuado y económico para mejorar las condiciones de trabajo en oficinas, fábricas e innumerables lugares a los cuales concurren los seres vivos.

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

## PSICOMETRIA

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

### HUMEDAD.

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

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

Las variables aquí consideradas son:

$P_v$ : Presión de vapor de agua a la temperatura considerada

$P_{\text{atm}}$ : 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.

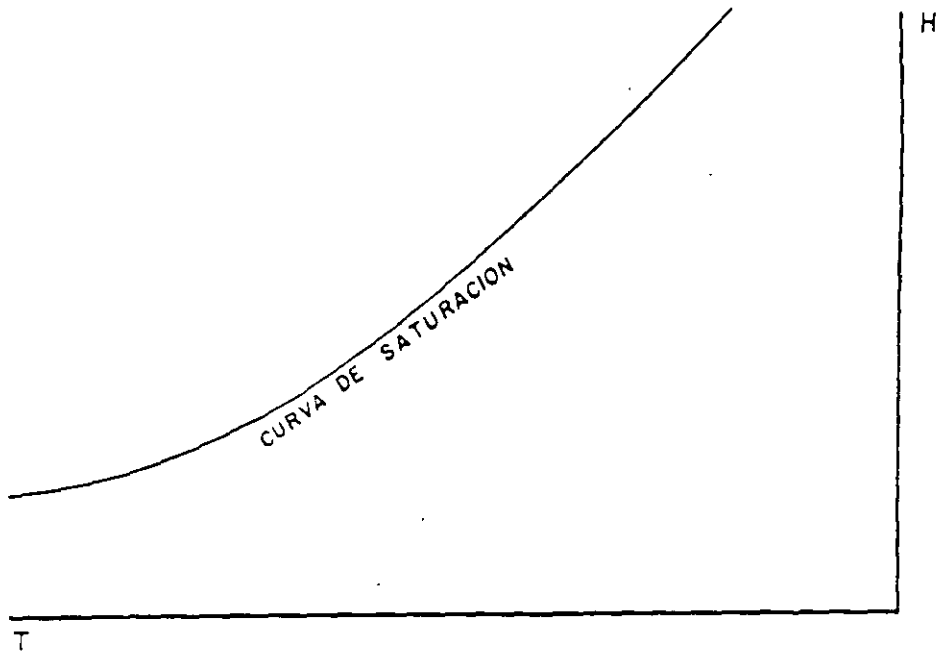


FIG. 1

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.

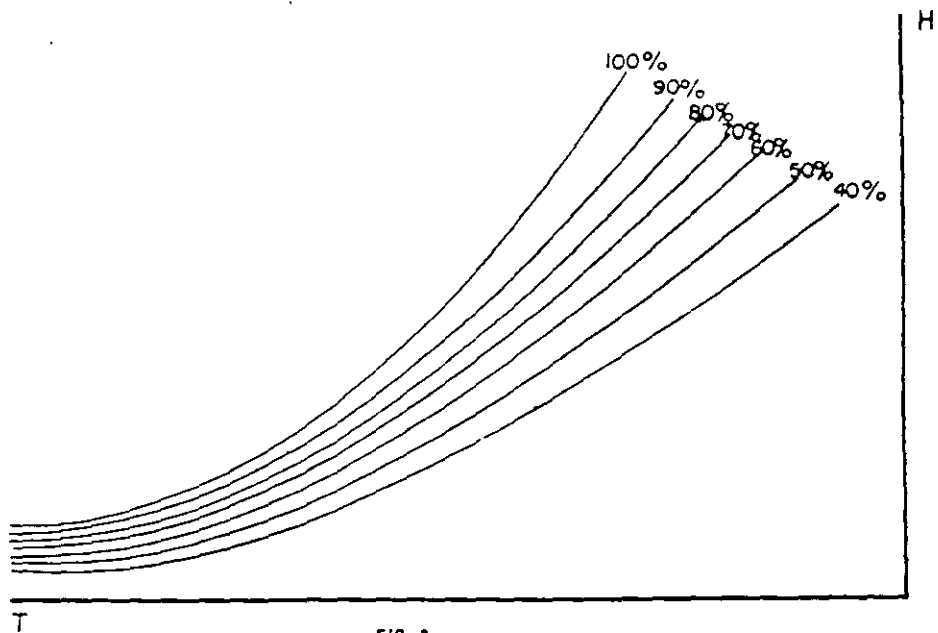


FIG. 2



## 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 humedece al sujeto, enfriándose el agua restante y tomando calor de su cuerpo.

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

## ENTALPIA.

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

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

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

Para la humedad del aire:

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

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

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

Se considera que el agua añadida al aire se calentará como agua desde un cierto punto de referencia ( $T_r$ ) hasta la temperatura de rocío del aire final ( $T_w$ ), a esa 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

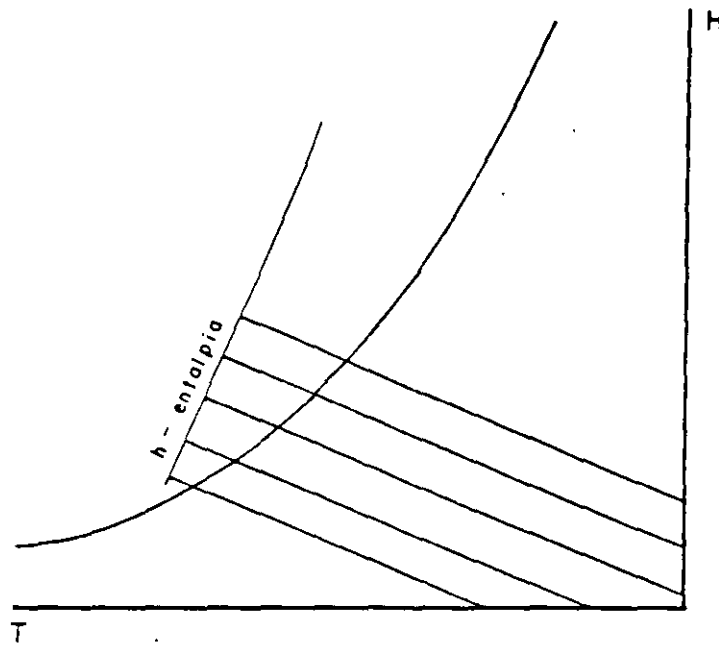
$h_{fgw}$ : Calor de vaporización del agua a  $T_w$

$T_r$ : Temperatura de referencia del sistema (0 C)

$T_i$ : Temperatura de bulbo seco del punto considerado

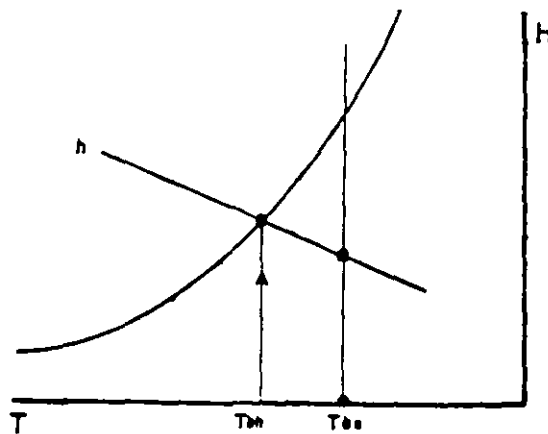
$T_w$ : Temperatura de rocío del punto considerado.

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:

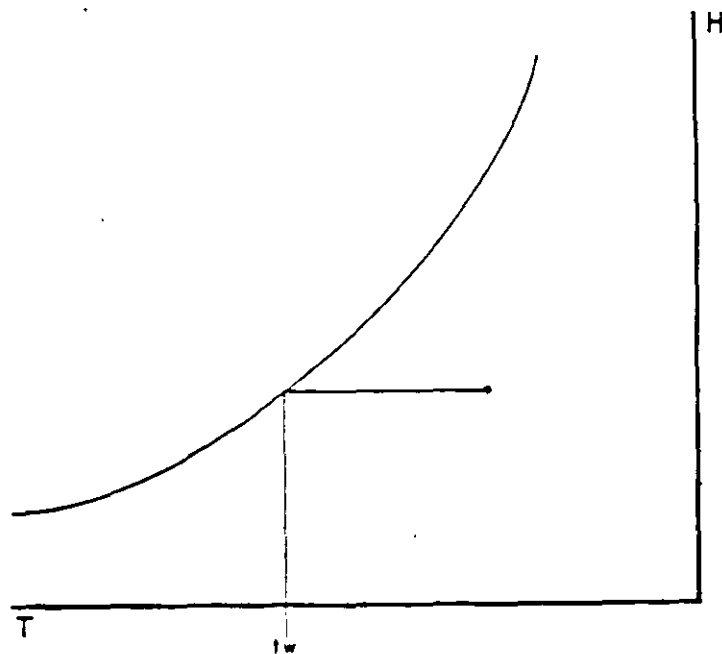
Se determina por medio de un PSICROMETRO, (Aparato que tiene un termómetro para bulbo seco y otro para bulbo húmedo), las temperaturas de bulbo seco (tbs) de bulbo húmedo (tbh); se marcan dos líneas verticales sobre una carta psicrométrica, una para bulbo seco y otra para bulbo húmedo, al tocar la línea 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**

**TEMA**

**PROCESOS PSICOMETRICOS**

**EXPOSITOR: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN  
PALACIO DE MINERIA  
AGOSTO - SEPTIEMBRE DE 2000**

## PROCESOS PSICROMETRICOS.

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

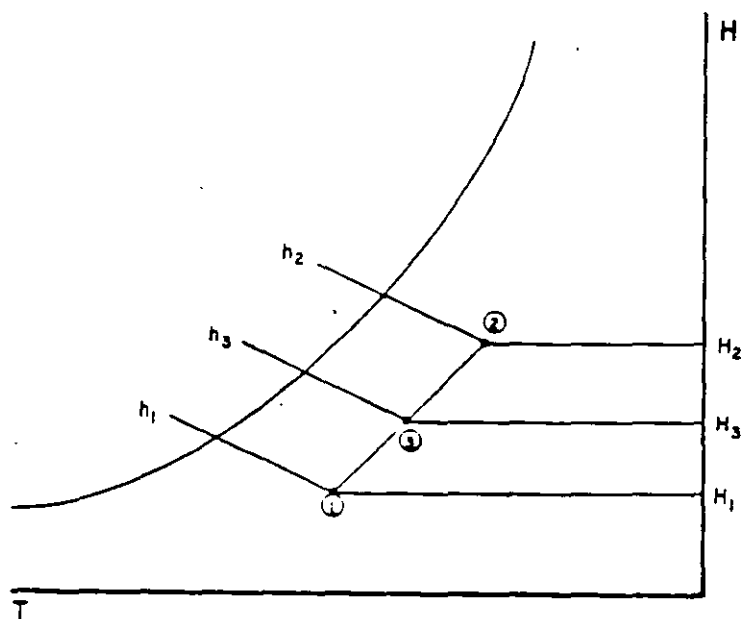
### 1.- MEZCLA DE DOS ~~FLUIDOS~~ <sup>FLUJOS</sup> DE AIRE

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:

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

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

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



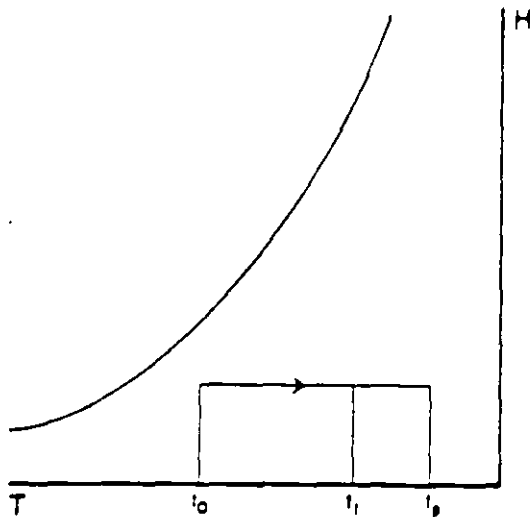
### 2.- FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MAS CALIENTE.

Al fluir aire sobre una superficie seca y mas caliente que él, el aire se calentará por supuesto, pero normalmente no alcanzara 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.

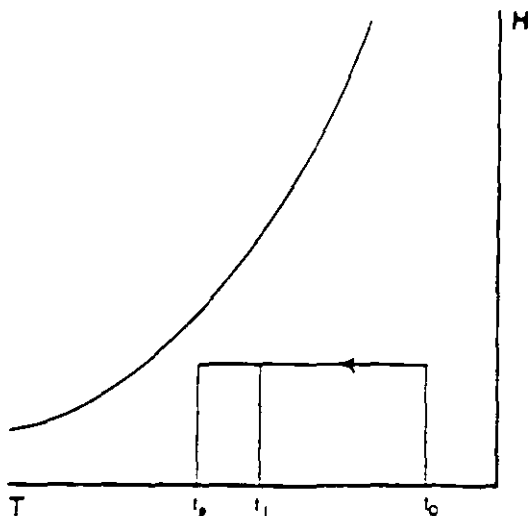


$t_p$  : Temperatura de placa  
 $t_0$  : Temperatura del aire de entrada  
 $t_1$  : Temperatura del aire de salida

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

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

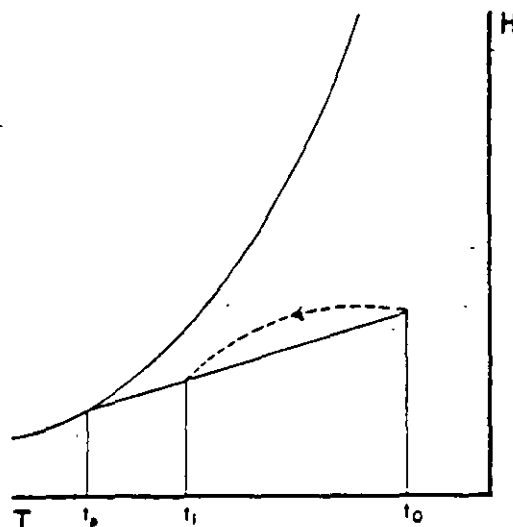
El aire se enfría al paso por el serpentín, conservándose su humedad absoluta constante (no llegará a saturación y el proceso se lleva a cabo de forma similar al anterior:



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

#### 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).



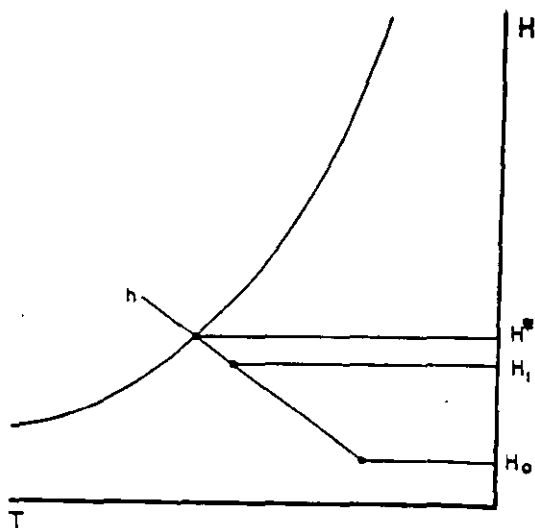
$$FB = \frac{t_i - t_p}{t_o - t_p}$$

#### 5.- ENFRIAMIENTO Y HUMIDIFICACION

Al pasar aire no saturado a través de una cortina de agua, el aire tratara de saturarse, però 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.

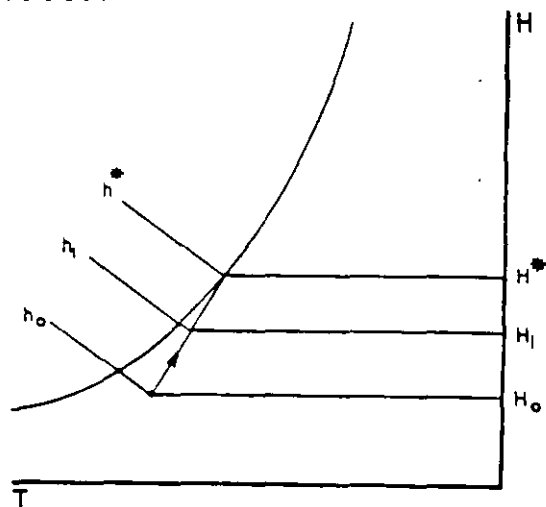




$$\eta = \frac{H_i - H_o}{H^* - H_o}$$

#### 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.

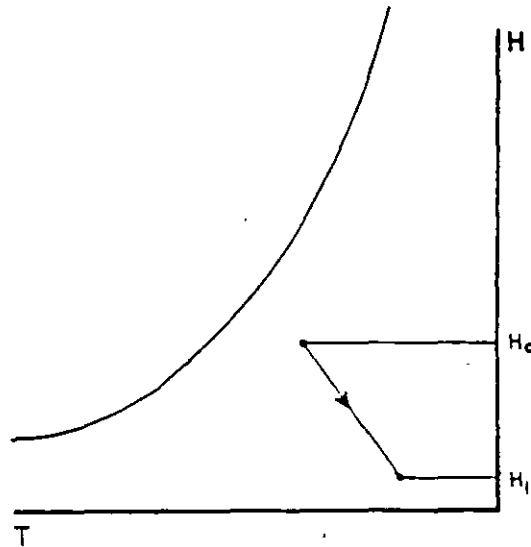


$$\eta = \frac{H_i - H_o}{H^* - H_o}$$

#### 7.- CALENTAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION.

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

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



## HUMIDIFICACION Y DESHUMIDIFICACION.

### DESHUMIDIFICACION

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

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

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



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

**CURSOS ABIERTOS**

## **PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO**

**TEMA**

**ANÁLISIS DE CARGAS TERMICAS**

**EXPOSITOR: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN  
PALACIO DE MINERIA  
AGOSTO – SEPTIEMBRE DE 2000**

## ANALISIS DE CARGAS TERMICAS

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

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

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

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

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

$$q = U A \Delta T$$

En donde

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

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

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_0} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \dots + \frac{x_n}{k_n}}$$

en donde

- $h_1$  : coeficiente de película interior para aire " quieto "
- $h_0$  : coeficiente de película exterior para aire en movimiento 24 km/ hr  
( 15 millas / hr )
- x : espesor del material que constituye la barrera
- k : conductividad térmica del material de la barrera

Los valores de "  $h_1$  " y "  $h_0$  " se consideran constantes dentro de cierto rango de rugosidad de la pared y velocidad del aire y sus valores en el sistema métrico son los siguientes :

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

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

La conductividad térmica " k " está definida como

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

Y la distancia o espesor " x " en metros.

### COEFICIENTES DE CONVECCION

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

#### NOTA 1 :

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

#### NOTA 2:

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

## COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD TERMICA DE DIVERSOS MATERIALES

Materiales de construcción	kg / m <sup>3</sup>	k
Muro de ladrillo al exterior		0.75
Muro de ladrillo al exterior con recubrimiento impermeable por fuera		0.66
Muro de ladrillo interiores		0.60
Muro de ladrillo comprimido vidriado para acabado aparente, exterior		1.10
Muro de tabique ligero con recubrimiento impermeable por fuera	1, 600	0.60
	1, 400	0.50
	1, 200	0.45
	1, 500	0.35
Muro de tabique ligero al exterior	1, 600	0.70
Placas de asbesto cemento	1, 800	0.50
Siporex al exterior con recubrimiento impermeable por fuera	660	0.18
	510	0.14
	410	0.12
Siporex al interior en espacio seco	660	0.16
	510	0.13
	410	0.11
Concreto armado	2, 300	1.50
Concreto pobre al exterior	2,200	1.10
Concreto ligero al interior	1,250	0.60
Muro de tepetate o arenisca calcárea al exterior		0.90
Muro de tepetate o arenisca calcárea al interior		0.80
Muro de adobes al exterior		0.80
Muro de adobes al interior		0.50
Muro de embarro ( con paja y camizo )		0.40
Granito, basalto	2, 700	3.00
Piedra de cal, mármol	2, 600	2.10
Piedras porosas como arenisca y la caliza blanda o arenosa	2, 400	2.00

<b>Rellenos y Aislamientos</b>	<b>kg / m<sup>3</sup></b>	<b>K kcl / m, °C, hr</b>
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
Aserín relleno suelto, seco	120	0.10
Aserín 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, diámetro de la fibra 6 micras	15 - 100	0.04
Fibra de vidrio, diámetro de la fibra 20 micras	40 - 200	0.04
Lana de escoria	35 - 200	0.04
Lana mineral	35 - 200	0.04
Plástico celular de poliestireno	15 - 30	0.035
Cartón ruberoide con brea	1.200	0.20
Cartón ruberoide como aislamiento		0.14
Cartón comugado, seco, poros horizontales	40	0.04
Piso de corcho comprimido	500	0.07
Placa de corcho expandido, seco	140	0.035
Placa de corcho expandido, seco	210	0.04
Placa de paja comprimido, seco	300	0.08
Celotex	350	0.07
Fibracel, duro, seco	1,000	0.11
Fibracel, medio duro, seco	600	0.07
Fibracel, poroso, seco	300	0.045
<b>Varios materiales</b>		
Vidrio	2, 600	0.70
Madera de encino, seco 90° de la fibra	700	0.14
Madera de pino blanco seco, 90° de la fibra	500	0.12
Madera de pino blanco, expuesto a la lluvia		0.18
Asfalto para fundir	2, 100	0.70
Asfalto bituminoso	1, 050	0.15
Linóleo, seco		0.18
Algodón, seco		0.04
Lana pura, seco		0.04
Cascarilla de semilla de algodón, suelta, seca		0.05
Aire	1.2	0.022
Agua	1, 00	0.5
Acero y fierro	7, 800	45
Cobre	8, 900	320

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

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

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

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

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

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

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



**TABLA Calor producido por las personas**

Grado de actividad	Aplicación Típica	Relación metabólica de un hombre adulto	Grupo de personas			Promedio de la relación metabólica	Temperaturas del cuarto									
			% de composición del grupo				62 °F	60 °F		78 °F		75 °F		70 °F		
			Hombre	Mujer	Niño		BTU / hr		BTU / hr		BTU / hr		BTU / hr		BTU / hr	
			Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.					
		BTU /hr				BTU /hr										
Sentado	Teatro	390	45	45	10	350	175	175	195	155	210	140	230	120	280	90
Sentado;trabajo ligero	Escuela	450	50	50	0	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Trabajo de oficina, actividad moderada	Oficinas, hoteles, departamentos	475	50	50	0	450	200	270	200	250	215	235	245	205	285	165
Parados; caminando despacio	Tienda de ropa, almacenes	550	10	70	20	450	200	270	200	250	215	280	245	205	285	165
Caminando, sentado, de pie; caminando despacio	Cafeterías	550	21	71	10											
	Bancos	550	40	60	0	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210
Trabajo sedentario	Restaurantes	500	50	50	0	550	190	360	220	330	240	310	280	270	320	230
Trabajo Ligero	Fábrica, trabajo ligero	800	60	40	0	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	285
Baile Moderado	Salas de baile	900	50	50	0	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450
Caminando, 3 mph	Fábricas, trabajo algo pesado	1000	100	0	0	1000	270	730	300	700	330	670	380	620	460	540
Jugando	Boliche	1500	75	25		1450	450	1,000	465	985	485	965	525	925	605	845

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

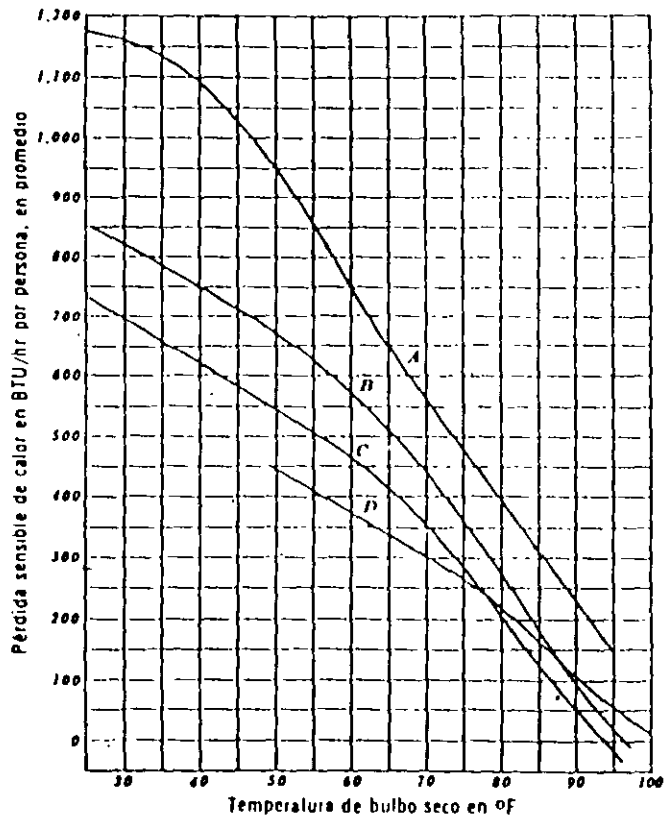


Figura IX-34. Pérdida de calor sensible de un ser humano a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

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

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

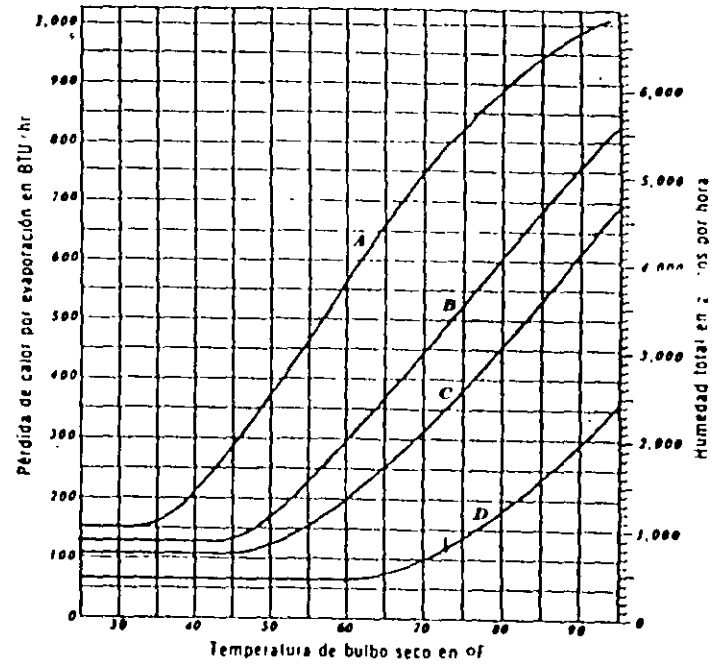


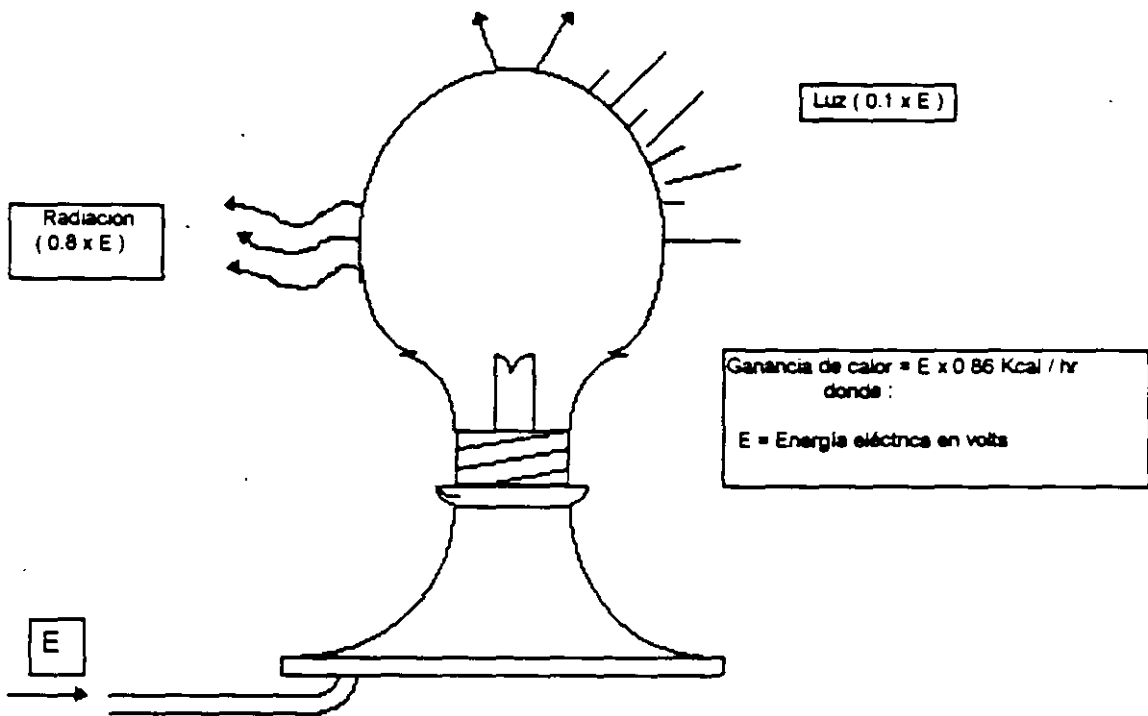
Figura IX-35. Pérdida de calor latente del ser humano por evaporación y humedad evaporada a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

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

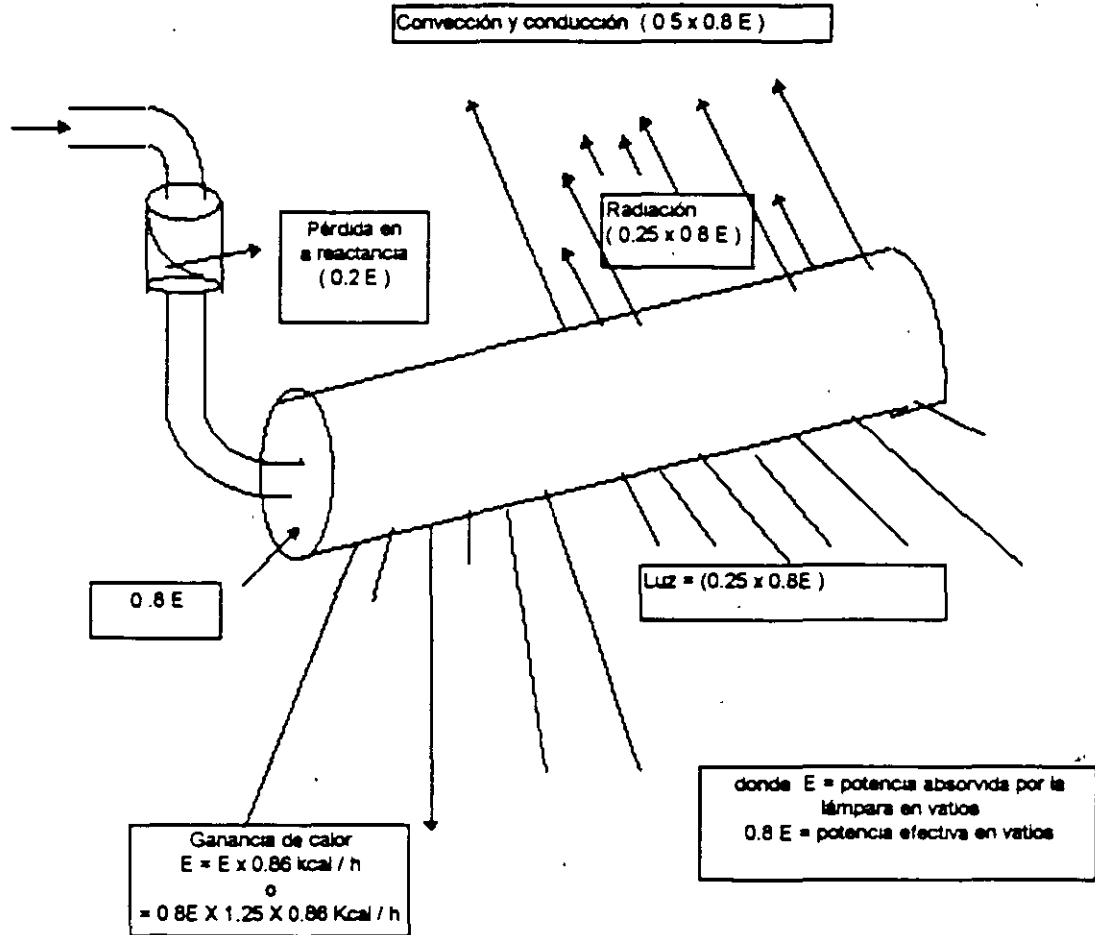
- A) hombre trabajando (66,150 lb pie/h)
- B) hombre trabajando (33,075 lb pie/h)
- C) hombre trabajando (16,538 lb pie/h)
- D) hombre sentado y descansando.

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

Convección y conducción ( $0.1 \times E$ )



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



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

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

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

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

APARATOS	DIMENSIONES TOTALES  sin ple ni esa ( mm )	MANDO	DATOS DIVERSOS	POTENCIA NOMINAL ( kcal/h )	POTENCIA EN MARCHA CONTINUA  ( kcal/h )	GANANCIAS PARA A		ADMITIR
						Calor sensible  ( kcal/h )	Calor latente  ( kcal/h )	Medio  ( kcal/h )
Percolador 2 litros		Manual		560	77	227	55	282
Calent. de agua 2 litros		Manual		77	77	58	22	80
4 percoladores con reserva de 17 litros	509 x 762 x 800 H	Auto	Calentador agua 2000 vatios Percolador 2980 vatios	4225		1200	300	1500
Cafetera	10 litros 381φ x 864 H	Manual	Negro	3000	750	850	425	1075
	10 litros 305x584 ovalx533 H	Auto	Niquelado	3855	850	550	375	925
	20 litros 457φ x 940 H	Auto	Niquelado	4280	900	850	575	1425
Máquina donut	558 x 558 x 1450 H	Auto	Extractor motor de 1/2 C. V. Media 550 vatios	4000		1250		1250
Cocadora para huevos	254 x 330 x 635 H	Manual	Lenta 275 vatios	835		300	200	500
Mesa caliente, con calentaplatos, por m <sup>2</sup> de superficie		Auto	Aislado - Calentador separado para cada plato Calentaplatos  en la parte inferior	3600	1350	950	850	1900
Mesa caliente, sin calentaplatos, por m <sup>2</sup> de superficie		Auto	Como arriba, pero sin calentaplatos	2750	1080	540	980	1500
Freidora 5 litros aceite	305φ x 355 H	Auto		2220	275	400	600	1000
Freidora 10 litros aceite	408 x 457 x 305 H	Auto	Superficie 300 x 360 mm	5885	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	875	175	850
Calentador de pan	680 x 432 x 330 H	Auto	1 cajón	375	100	275	35	300
Tostador ( continuo )	381 X 381 X 711 H	Auto	Para 2 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 GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS DE RESTAURANTES**

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

APARATOS	DIMENSIONES TOTALES	MAN-DO	DATOS DIVERSOS	POTENCIA	POTENCIA EN	GANANCIAS PARA	A USO	ADMITIR MEDIO
				NOMINAL ( kcal/h )	MARCHA CONTINUA ( kcal/h )			
<b>GAS</b>								
Percolador 2 litros		Manual	Combinación sin percolador y	856	126	340	90	430
Calent. de agua 2 litros		Manual	calentador agua	126	126	100	25	125
Percolador completo con depósito	482 x 762 x 600 H		4 percoladores con reserva de 17 litros			1815	455	2270
Cafetera	11 litros 381φ x 664 H	Auto	Negra	808	963	730	730	1460
	11 litros 304x584 ovalx533 H	Auto	Niquelada		856	630	630	1260
	19 litros 457φ x 940 H	Auto	Niquelada		1180	960	960	1920
Calentaplatos por m <sup>2</sup> de superficie		Manual	Tipo baño María	5430	2450	2310	1220	3530
Freidora, 6.8 kg de grasa	304 x 506 x 457H	Auto	Superficie 250 x 250 mm.	3590	755	1060	705	1765
Freidora, 12.7 kg de grasa	381 X 689 X 272 H	Auto	Superficie 275 x 400 mm	6050	1135	1815	1210	3025
Parrilla	558 X 355 X 431H	Manual	Aislado	9320		3625	915	4540
Quemador superior	( 0,13 m <sup>2</sup> de superf. de parrilla )		5500 kcal / h					
Quemador inferior			3750 kcal / h.					
Horno, parte sup. abierta, por m <sup>2</sup> de superficie		Manual	Quemadores anulares 3000 - 5500 kcal / h.	3800		1140	1140	2280
Horno, parte sup. cerrada, por m <sup>2</sup> de superficie		Manual	Quemadores anulares 2500 - 3000 kcal / h.	2980		895	895	1790
Tostador continuo	381 x 381 x 711 H	Auto	2 cortes 360 cortes / h.	3000	2500	1940	830	2770
<b>VAPOR</b>								
Cafetera	11 litros 381φ x 664 H	Auto	Negra			730	480	1210
	11 litros 304x584 ovalx533 H	Auto	Niquelada			600	400	1000
	19 litros 457φ x 940 H	Auto	Niquelada			855	580	1435
Cafetera	11 litros 381φ x 664 H	Manual	Negra			780	780	1560
	11 litros 304x584 ovalx533 H	Manual	Niquelada			655	655	1310
	19 litros 457φ x 940 H	Manual	Niquelada			930	930	1860
Mesa caliente por m <sup>2</sup> de superficie		Auto				100	125	225
Calentaplatos por m <sup>2</sup> de superficie		Manual				110	280	390
* EN EL CASO DE QUE EXISTA UNA CAMPANA BIEN PROYECTADA, CON EXTRACCION MECANICA, MULTIPLICAR LOS VALORES ANTERIORES POR 0.50								

**TABLA GANANCIAS DEBIDAS A LOS DIVERSOS APARATOS**  
Sin campana de extracción \*

APARATOS	MANDO	DATOS DIVERSOS	POTENCIA NOMINAL MAXIMA  ( kcal/h )	GANANCIAS A ADMITIR		
				PARA USO MEDIO		
				Calor sensible ( kcal/h )	Calor latente ( kcal/h )	Calor total ( kcal/h )
<b>ELECTRICOS</b>						
Secapelo con ventilador 15 a 115 V.	Manual	Ventilador 165 W ( bajo 915 W, fuerte 1580 W )	1353	580	100	680
Casco secapelo 6.5 a 115 V.	Manual	Ventilador 80 W ( bajo 300 W, fuerte 710 W )	600	470	85	55
Calentadores de permanente	Manual	60 calentadores de 25 W normalmente 36 en marcha	1280	210	40	250
Lavador y esterilizador a presión		280 x 280 x 560 mm.		3020	5920	8940
Letrao de neón, por 30 cm. de longitud		Diámetro exterior 12 mm		8		8
		Diámetro exterior 10 mm		15		15
Calentador de toallas		460 x 760 x 1830 mm		300	750	1050
		480 x 620 x 1830 mm		265	605	870
Esterilizador de ropa	Auto Auto	406 x 620 mm		2420	2190	4610
		508 x 914 mm		5870	6050	11920
Esterilizador peristaltico	Auto	620 x 620 x 914 mm		8770	5290	14060
	Auto	620 x 620 x 1220 mm		10500	6800	17300
	Auto	620 x 914 x 1524 mm		14170	9070	23240
	Auto	620 x 914 x 1524 mm		17270	11330	28600
	Auto	914 x 1087 x 2144 mm		40700	24580	65280
	Auto	1087 x 1219 x 2438 mm		46350	35280	81630
	Auto	1219 x 1382 x 2438 mm		52950	45400	98350
Esterilizador agua	Auto	40 litros		1030	4160	5190
	Auto	60 litros		1540	6200	7740
Esterilizador instrumentos	Auto	152 x 205 x 432 mm		688	600	1288
	Auto	228 x 254 x 508 mm		1280	990	2270
	Auto	254 x 305 x 914 mm		2040	1480	3530
	Auto	254 x 305 x 914 mm		2570	2370	4940
	Auto	305 x 408 x 620 mm		2300	2150	4450
Esterilizador utensilios	Auto Auto	408 x 408 x 620 mm		2670	5140	7810
		508 x 508 x 620 mm		3100	6450	9550
Esterilizador, aire caliente	Auto Auto	Modelo 120 Amer. Sterilizer Co.		500	1060	1560
		Modelo 120 Amer. Sterilizer Co.		300	530	830
Alambique agua		20 l/h		430	680	1110
Aparato de radiografía		Para médicos y dentistas		Ninguna	Ninguna	Ninguna
Aparato de radioscopia		Las ganancias pueden ser grandes Solicitar información del constructor				
<b>A GAS</b>						
Pequeño mechero Bunsen	Manual	Quemador 11 mm de diám. con gas ciudad	450	240	60	300
Pequeño mechero Bunsen	Manual	Quemador 11 mm de diám. con gas natural	750	420	110	530
Quemador de llama plana		Quemador 11 mm de diám. con gas natural	880	500	120	620
Mechero Bunsen grande	Manual	Quemador 11 mm de diám. con gas natural	1380	780	190	970
Quemador de llama plana		Quemador 38 mm de diám. con gas natural	1510	840	230	1070
Encendedor de cigarras	Manual	Funcionamiento continuo	630	230	25	25
Secapelo central	Auto Auto	Constituido por un calentador y un ventilador impulsado por el aire caliente hacia los cascos	8320	3780	1010	4790
5 cascos				5290	1510	6800
10 cascos						

\* EN EL CASO DE QUE EXISTA UNA CAMPANA BIEN PROYECTADA CON

EFICIENCIA MECANICA MULTIPLICAR LOS VALORES MENCIONADOS

**TABLA 53. GANANCIAS DEBIDAS A LOS MOTORES ELECTRICOS**

*Funcionamiento continuo \**

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

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

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





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

**CURSOS ABIERTOS**

## **PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO**

**TEMA**

**CALCULO EN INVIERNO ( CALEFACCIÓN )**

**EXPOSITOR: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN  
PALACIO DE MINERIA  
AGOSTO – SEPTIEMBRE DE 2000**

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

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

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

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

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

2.- ¿ Hay materiales especiales ?

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

### 3.- Tipo de sistema a proponer.

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

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

## MEMORIA DE CALCULO

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

### 1.- Condiciones de proyecto.

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

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

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

### 4.- Cálculo de pérdidas de calor por transmisión

$$q = UA\Delta T$$

y suma de todas las pérdidas por diferentes áreas.

### 5.- Cálculo de ganancias interiores:

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

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

### 7.- Calculo del aire necesario

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

### 8.- Cálculo de la capacidad del equipo

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

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

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

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



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

## **PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO**

**TEMA**

**EJEMPLO DE CALEFACCION**

**EXPOSITOR: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN  
PALACIO DE MINERIA  
AGOSTO - SEPTIEMBRE DE 2000**

## CALEFACCIÓN

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

### INFORMACIÓN GENERAL

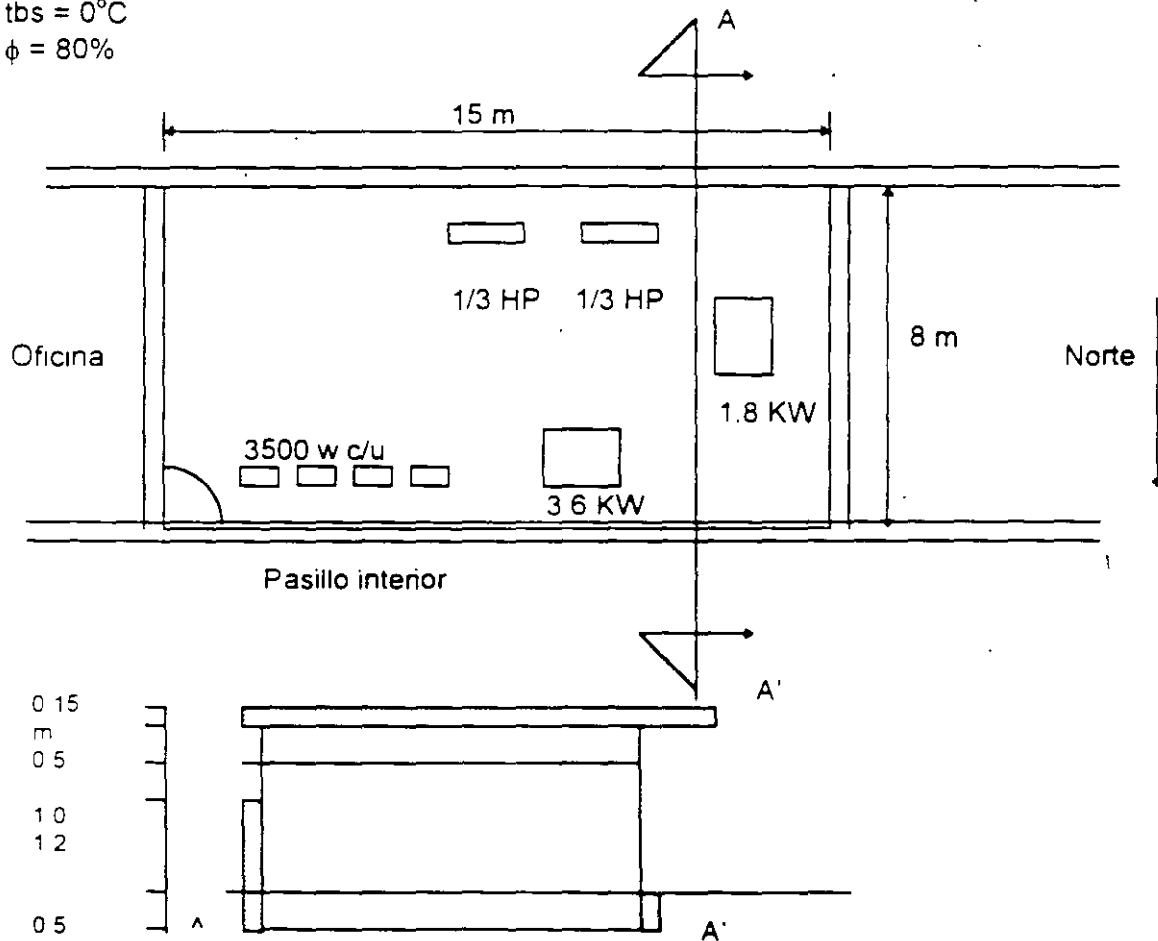
Ubicación                      Ciudad de México  
Altura                            2200 m S.N:M

### CONDICIONES INTERIORES

$t_{bs} = 21^{\circ} \text{C} \pm 2^{\circ} \text{C}$   
 $\phi = 40 \% \pm 5\%$

### CONDICIONES EXTERIORES

$t_{bs} = 0^{\circ} \text{C}$   
 $\phi = 80\%$



## CARGAS INTERNAS

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

Iluminación : 20 W / m<sup>2</sup>. fluorescente.  
Personal : 7 personas.

## MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN

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

## CALCULO DE "U"

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

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

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 anterior.

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

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

### CALCULO DE PERDIDAS

El calor que pierda una barrera está definido como

$$q = U A \Delta T$$

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

### PERDIDAS

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

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

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

muros al interior.

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

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

muro interior:

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



vidrios interiores

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

perdidas totales:

$$\sum_{1}^{5} q_i = 18,299.1 \text{ kcal / h}$$

## ANÁLISIS DE GANANCIAS TÉRMICAS

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

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

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

## PERSONAL

Tipo de actividad: trabajo de oficina actividad moderada.

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

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

7 personas.

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

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

## EQUIPO

Computador " A "

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

Computador " B "

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

Terminales 1 a 4

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

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

Motores de 0.5 a 3 HP, 1071 kcal / HP

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

#### MISCELANEOS

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

#### GANANCIAS TOTALES

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

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

CARGA TOTAL DEL LOCAL = Ganancias - pérdidas

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

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

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

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

#### AIRE NECESARIO Y CONDICIONES DE INYECCION.

$$q_s = m C_p \Delta T$$

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

Como parámetro guía tenemos el criteno de movimiento de aire:

10 a 20 cambios / h ( valores recomendables )

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

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

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

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

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

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

$$\dot{q}_s = mC_p\Delta T$$

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

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

humedad de inyección:

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

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

$\Delta H$  es despreciable por lo que se puede considerar:

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

las condiciones de inyección serán:

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

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

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

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

Aire exterior: sirve para ventilación a las personas, podemos considerar la aplicación como oficinas privadas sin numo de cigarras

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

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

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

Aire de mezcla

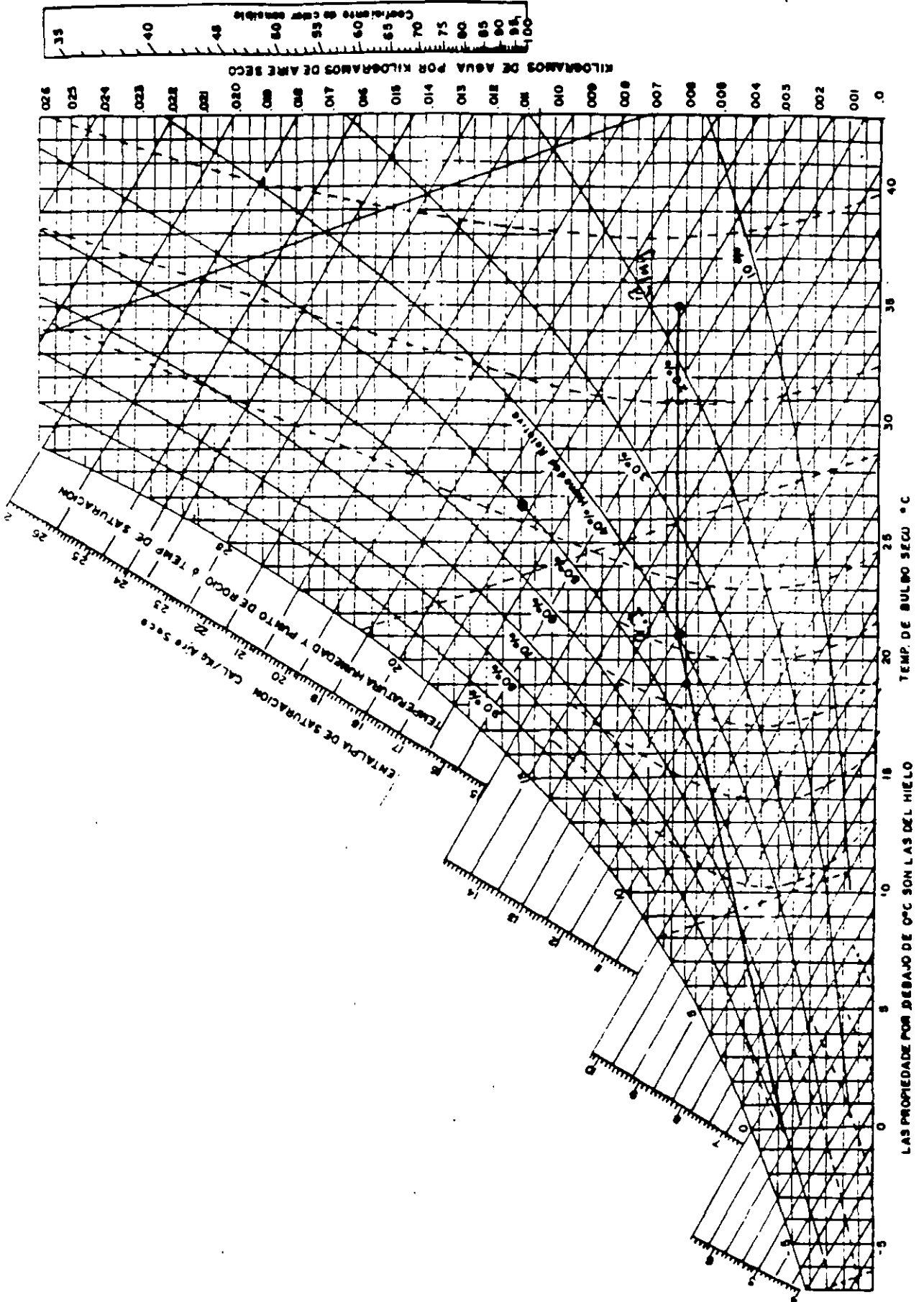
$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3$$

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

#### CAPACIDAD DEL EQUIPO

$$q_E = m ( h_{iny} - h_{mesc} ) = 2429 ( 16.75 - 12.36 ) = 10.663 \text{ cal / h}$$

La humedad absoluta del aire de mezcla es de 0.0059 kg. H<sub>2</sub>O / kg. aire como se ha considerado despreciable el valor calculado de  $\Delta H$  en  $q_L$  se compensará con esta pequeña diferencia.





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

**CURSOS ABIERTOS**

## **PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO**

**TEMA**

**CALCULO DE CARGAS VARIABLES EN VERANO**

**EXPOSITOR: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN  
PALACIO DE MINERIA  
AGOSTO – SEPTIEMBRE DE 2000**

## CALCULO DE CARGAS VARIABLES EN VERANO

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

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

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

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

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

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

a) VENTANAS

b) MUROS Y TECHOS

### Ganancia solar a través de ventanas.

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

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

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

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

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

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

$$Q = A ( FGS ) F$$

donde

- Q = Energía que entra al local ( kcal / h ).
- A = Área de la ventana en estudio ( m<sup>2</sup> ).
- FGS = Factor de ganancia solar ( kcal / h m<sup>2</sup> ).
- F = Factor de forma.



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

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	206	211	217	222	217	211	200	176	122	0	S	21 Diciembre	
	NE	0	322	423	417	367	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	356	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	S	21 Enero y 21 Noviembre	
	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	36	116	260	377	412	328	0	O		
NO	0	16	29	35	38	44	116	233	336	406	414	320	0	SO			
Horizontal	0	78	246	409	528	603	631	604	528	409	246	78	0	Horizontal			
24 Agosto y 20 Abril	N	0	46	75	84	89	92	92	89	84	75	46	0	S	20 Febrero y 23 Octubre		
	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	38	35	32	16	0	S	22 Marzo y 22 Septiembre	
	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	38	35	32	16	0	S	20 Abril y 24 Agosto	
	NE	0	381	442	401	279	124	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	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	38	35	29	16	0	S	21 Mayo y 23 Julio	
	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	146	165	176	179	181	179	176	165	146	100	0	N		
	SO	0	16	29	35	38	43	116	233	336	406	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	124	100	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	38	35	29	16	0	S	21 Junio	
	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	40	73	113	100	0	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

Anual  
+ 0.7% por 100 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<sup>-1</sup> (m<sup>2</sup> de abertura)

10°

10°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época	
21 Junio	N	51	119	135	122	119	116	111	116	119	122	135	119	5	S	22 Diciembre	
	NE	149	355	414	379	287	176	75	38	38	35	29	21	5	SE		
	E	146	363	420	377	265	111	38	38	38	35	29	21	5	E		
	SE	48	132	149	116	67	38	38	38	38	35	29	21	5	NE		
22 Julio y 21 Mayo	S	5	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	5	N	21 Noviembre	
	SO	5	21	21	35	38	38	38	38	67	116	149	132	48	NO		
	O	5	21	21	35	38	38	38	111	265	377	420	363	146	O		
	Horizontal	10	119	290	450	556	631	659	631	556	450	290	119	10	SO		
22 Septiembre y 22 Marzo	N	13	92	105	94	89	84	81	84	89	94	105	92	13	S	20 Febrero y 23 Octubre	
	NE	113	344	401	360	295	151	59	38	38	35	29	19	2	SE		
	E	135	366	428	385	265	116	38	38	38	35	29	19	2	E		
	SE	70	154	179	151	86	38	38	38	38	35	29	19	2	NE		
24 Agosto y 20 Abril	S	2	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2	N	22 Septiembre y 22 Marzo	
	SO	2	19	29	35	38	38	38	38	86	151	179	154	70	NO		
	O	2	19	29	35	38	38	38	116	265	385	428	364	135	O		
	Horizontal	8	113	290	450	569	640	669	640	569	450	290	113	8	SO		
21 Noviembre y 21 Enero	N	2	40	43	40	40	38	38	38	40	40	43	40	2	S	21 Junio	
	NE	46	306	352	301	217	92	38	38	38	35	29	19	2	SE		
	E	67	374	442	404	282	124	38	38	38	35	29	19	2	E		
	SE	48	214	254	230	162	73	38	38	38	35	29	19	2	NE		
23 Octubre y 20 Febrero	S	2	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2	N	21 Mayo y 23 Julio	
	SO	2	19	29	35	38	38	38	38	73	162	230	254	214	NO		
	O	2	19	29	35	38	38	38	124	282	404	442	374	67	O		
	Horizontal	5	102	284	452	577	656	678	656	577	452	284	102	5	SO		
21 Junio	N	2	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	2	S	21 Septiembre	
	NE	2	241	279	217	122	46	38	38	38	35	29	16	2	SE		
	E	2	352	444	409	287	127	38	38	38	35	29	16	2	E		
	SE	2	263	344	330	254	151	57	38	38	35	29	16	2	NE		
23 Octubre y 20 Febrero	S	2	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	2	N	21 Septiembre	
	SO	2	16	29	35	38	38	38	38	46	122	217	279	241	NO		
	O	2	16	29	35	38	38	38	127	287	409	444	352	2	O		
	Horizontal	2	84	263	433	561	637	669	637	561	433	263	84	2	SO		
21 Septiembre	N	0	13	27	35	38	38	38	38	38	35	27	13	0	S	20 Abril y 24 Agosto	
	NE	0	157	179	119	75	38	38	38	38	35	27	13	0	SE		
	E	0	320	420	393	271	108	38	38	38	35	27	13	0	E		
	SE	0	279	398	404	333	219	124	48	38	35	27	13	0	NE		
21 Noviembre y 21 Enero	S	0	48	108	149	176	192	198	192	176	149	108	48	0	N	21 Septiembre	
	SO	0	13	27	35	38	38	38	38	38	35	27	13	0	NO		
	O	0	13	27	35	38	38	38	108	271	393	420	320	0	O		
	Horizontal	0	59	230	377	523	596	623	596	523	377	230	59	0	SO		
21 Septiembre	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	S	21 Septiembre	
	NE	0	71	100	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE		
	E	0	268	387	358	257	105	38	38	38	35	32	24	10	0		E
	SE	0	268	414	426	396	295	189	84	46	32	24	10	0	NE		
21 Septiembre	S	0	94	176	246	260	282	287	260	246	176	94	0	0	N	21 Septiembre	
	SO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	NO		
	O	0	10	24	32	35	38	38	105	252	358	387	268	0	O		
	Horizontal	0	46	168	355	476	547	569	547	476	355	168	46	0	SO		
21 Septiembre	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	S	21 Septiembre	
	NE	0	40	75	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE		
	E	0	233	371	352	246	113	38	38	38	35	32	24	10	0		E
	SE	0	268	414	426	404	328	214	97	62	32	24	10	0	NE		
21 Septiembre	S	0	135	200	254	295	314	325	314	295	254	200	135	0	N	21 Septiembre	
	SO	0	10	24	32	35	38	38	38	404	442	417	268	0	NO		
	O	0	10	24	32	35	38	38	113	246	352	371	233	0	O		
	Horizontal	0	38	179	325	452	523	547	523	452	325	179	38	0	SO		

Correcciones	Marco metálico o ningún marco + 1.085 ó 1.117	Defecto de limpieza 15 % max	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)

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Epoca	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Epoca	
20 Junio	N	76	111	90	68	51	46	40	46	51	67	90	111	75	S	20 Junio	
	NE	219	417	390	330	225	103	40	38	38	38	32	24	8	SE		
	E	219	40	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		
21 Julio y 21 Mayo	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	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	585	477	328	162	30	Horizontal		
	Horizontal	30	162	328	477	585	629	678	629	585	477	328	162	30	Horizontal		
21 Julio y 21 Mayo	N	54	75	62	46	40	38	38	38	40	46	62	75	54	S	21 Enero y 21 Noviembre	
	NE	192	358	374	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8	SE		
	E	203	401	447	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		
24 Agosto y 20 Abril	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	447	401	203	O		
	NO	8	21	32	35	38	38	38	84	198	301	374	358	192	SO		
	Horizontal	8	149	320	474	585	650	680	650	585	474	320	149	8	Horizontal		
	Horizontal	8	149	320	474	585	650	680	650	585	474	320	149	8	Horizontal		
24 Agosto y 20 Abril	N	16	27	29	35	38	38	38	38	38	35	29	27	16	S	20 Febrero y 23 Octubre	
	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	38	38	38	65	54	38	29	19	5	N		
22 Septiembre y 22 Marzo	SO	5	19	29	35	38	38	38	149	265	292	306	241	78	NO		
	O	5	19	29	35	38	38	38	138	287	404	447	385	143	O		
	NO	5	19	29	35	38	38	38	48	135	241	320	301	122	SO		
	Horizontal	13	130	270	452	569	637	669	637	569	452	270	130	13	Horizontal		
	Horizontal	13	130	270	452	569	637	669	637	569	452	270	130	13	Horizontal		
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	S	20 Abril y 24 Agosto	
	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		
23 Octubre y 20 Febrero	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	O		
	NO	0	16	29	35	38	38	38	59	160	235	225	0	SO			
	Horizontal	0	81	252	414	537	610	631	610	537	414	252	81	0	Horizontal		
	Horizontal	0	81	252	414	537	610	631	610	537	414	252	81	0	Horizontal		
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	S	21 Mayo y 23 Julio	
	NE	0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE		
	E	0	268	398	382	271	132	38	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		
22 Diciembre	SO	0	10	24	32	35	38	38	200	322	404	433	396	246	0	NO	
	O	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	398	268	0	O		
	NO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SO		
	Horizontal	0	48	184	344	463	531	564	531	463	344	184	48	0	Horizontal		
	Horizontal	0	48	184	344	463	531	564	531	463	344	184	48	0	Horizontal		
Correcciones	Marco metálico o ningún marco + 1.085 o 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)

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	48	78	89	S	22 Diciembre				
	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	32	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			
22 Julio y 21 Mayo	N	59	54	38	35	38	38	38	38	38	35	38	54	59	S	21 Enero y 21 Noviembre			
	NE	357	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				
24 Agosto y 20 Abril	N	16	21	29	35	35	38	38	38	35	35	29	21	16	S	20 Febrero y 23 Octubre			
	NE	149	292	271	179	73	38	38	38	35	35	29	21	5	SE				
	E	179	398	447	401	276	124	38	38	38	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	103	222	303	349	344	265	100	NO				
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	13	27	32	35	38	38	38	35	32	27	13	0	S	22 Marzo y 22 Septiembre			
	NE	0	200	244	108	40	38	38	38	35	32	27	13	0	SE				
	E	0	336	428	390	279	130	38	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	272	265	284	265	222	162	48	24	0	N				
	SO	0	13	27	32	35	38	38	38	38	35	32	27	13	0		NO		
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	8	21	29	32	35	38	35	32	29	21	8	0	S	20 Abril y 24 Agosto			
	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				
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	S	21 Mayo y 23 Junio			
	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				
23 Diciembre	N	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	S	21 Junio			
	NE	0	0	27	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	SE				
	E	0	0	249	284	217	86	32	32	29	24	16	2	0	E				
	SE	0	0	309	425	430	387	292	195	75	24	16	2	0	NE				
	S	0	0	173	306	385	431	442	431	385	306	173	0	0	N				
	SO	0	0	10	24	75	195	372	387	439	425	309	0	0	NO				
Correcciones	Marco metálico o ningún marco = 1/0,85 ó 1,17	Defecto de limpieza 15 % max			Altitud - 0,7 % por 300 m				Punto de rocío superior a 19,5 °C - 14 % por 10 °C				Punto de rocío superior a 19,5 °C + 14 % por 10 °C						

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)

kcal/h × (m<sup>2</sup> 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	21 Junio	S	151
	NE	270	360	303	198	81	38	38	38	38	35	32	27	16		SE	27
	E	341	436	439	385	257	119	38	38	38	35	32	27	16		E	27
	SE	138	238	295	301	268	192	92	38	38	35	32	27	16		NE	27
	S	16	27	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	16		N	27
	SO	16	27	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	16		NO	27
O	16	27	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	16	O	341		
Horizontal	84	222	363	485	569	529	642	529	589	485	363	222	84	Horizontal	84		
21 Enero y 21 Mayo	N	65	38	32	35	38	38	38	38	38	35	32	38	65	21 Enero y 21 Noviembre	S	13
	NE	287	344	284	179	70	38	38	38	38	35	32	27	13		SE	27
	E	320	436	444	390	265	116	38	38	38	35	32	27	13		E	27
	SE	146	260	322	339	298	222	113	40	38	35	32	27	13		NE	27
	S	13	27	35	38	38	38	38	38	38	35	32	27	13		N	27
	SO	13	27	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	13		NO	27
O	13	27	32	35	38	38	38	116	265	390	444	436	320	O	320		
Horizontal	65	198	341	463	550	610	631	610	550	463	341	198	65	Horizontal	65		
20 Febrero y 23 Octubre	N	19	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	19	20 Febrero y 23 Octubre	S	8
	NE	194	276	222	124	43	38	38	38	38	35	29	21	8		SE	29
	E	227	398	439	393	272	122	38	38	38	35	29	21	8		E	29
	SE	130	284	374	396	377	290	179	67	38	35	29	21	8		NE	29
	S	8	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	8		N	29
	SO	8	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	8		NO	29
O	8	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	8	O	398		
Horizontal	24	127	271	406	501	556	580	556	501	406	271	127	24	Horizontal	24		
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	13	24	32	35	35	38	38	35	32	24	13	0	22 Marzo y 22 Septiembre	S	0
	NE	0	138	157	70	35	35	38	35	35	32	24	13	0		SE	0
	E	0	314	404	377	268	122	38	35	35	32	24	13	0		E	0
	SE	0	257	390	439	425	360	244	111	38	32	24	13	0		NE	0
	S	0	32	119	219	298	330	329	330	298	219	119	32	0		N	0
	SO	0	13	24	32	38	38	38	38	38	35	32	24	13		0	NO
O	0	13	24	32	35	35	38	38	38	35	32	24	13	0	O	439	
Horizontal	0	57	181	336	414	477	496	477	414	336	181	57	0	Horizontal	0		
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	0
	NE	0	94	89	32	29	32	32	32	29	27	16	5	0		SE	0
	E	0	230	317	330	238	105	32	32	29	27	16	5	0		E	0
	SE	0	219	358	336	442	390	290	170	54	27	16	5	0		NE	0
	S	0	57	160	282	371	417	429	417	371	282	160	57	0		N	0
	SO	0	5	16	27	34	33	33	33	30	27	16	5	0		NO	0
O	0	5	16	27	29	32	32	32	29	27	16	5	0	O	330		
Horizontal	0	21	78	173	273	333	349	333	273	173	78	21	0	Horizontal	0		
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	0	8	19	24	27	27	27	24	19	8	0	0	21 Mayo y 23 Junio	S	0
	NE	0	0	32	19	24	27	27	27	24	19	8	0	0		SE	0
	E	0	0	246	271	200	89	29	27	24	19	8	0	0		E	0
	SE	0	0	295	390	423	390	314	189	73	19	8	0	0		NE	0
	S	0	0	160	282	377	428	450	428	377	282	160	0	0		N	0
	SO	0	0	8	19	24	27	27	27	24	19	8	0	0		NO	0
O	0	0	8	19	24	27	27	27	24	19	8	0	0	O	428		
Horizontal	0	0	43	116	198	249	279	249	198	116	43	0	0	Horizontal	0		
22 Diciembre	N	0	0	5	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0	21 Junio	S	0
	NE	0	0	19	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0		SE	0
	E	0	0	195	233	184	84	27	27	24	16	5	0	0		E	0
	SE	0	0	238	363	401	385	311	198	81	19	5	0	0		NE	0
	S	0	0	138	268	363	428	447	428	363	268	138	0	0		N	0
	SO	0	0	5	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0		NO	0
O	0	0	5	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0	O	428		
Horizontal	0	0	21	86	149	206	230	206	149	86	21	0	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 × (m<sup>2</sup> 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	38	62	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	524	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	38	70	189	295	368	387	363	290	176	NO		
O	16	27	32	35	38	38	38	116	260	382	442	436	355	O			
NO	16	27	32	35	38	38	38	38	40	119	235	317	309	SO			
Horizontal		89	203	322	431	509	556	572	556	509	431	322	203	89	Horizontal		
24 Agosto y 20 Abril	N	21	21	27	32	35	38	38	38	35	32	27	21	21	S	20 Febrero y 23 Octubre	
	NE	206	254	189	84	35	38	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	38	38	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	152	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	124	157	0	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	452	425	371	268	143	46	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	27	24	19	54	78	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	38	171	154	75	24	21	16	10	2	0	0	E		
	SE	0	0	168	257	344	344	290	187	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	171	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	16	13	8	0	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	374	271	168	67	8	0	0	0	NE		
	S	0	0	0	84	268	355	387	355	268	84	0	0	0	N		
SO	0	0	0	0	67	168	271	314	290	111	0	0	0	NO			
O	0	0	0	0	13	16	19	62	127	73	0	0	0	O			
NO	0	0	0	0	13	16	19	16	13	8	0	0	0	SO			
Horizontal		0	0	0	13	51	89	108	85	51	13	0	0	0	Horizontal		

Correcciones	Marco metálico o ningún marco + 1 0.85 ó 1.17	Defecto de limpieza 15 % max	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 ene. + 7 %
--------------	---	------------------------------	---------------------------	--	--	-------------------------------

Valores subrayados máximos mensuales

Valores encuadrados máximos anuales

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

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

TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENECIANAS INTERIORES * Listones horizontales o verticales inclinados 45° O CORTINAS DE TELA			PERSIANAS VENECIANAS EXTERIORES Listones horizontales inclinados 45°		PERSIANA EXTERIOR Listones inclinados 17° (horizontales) **		CORTINA EXTERIOR DE TELA Circulación de aire arriba y lateralmente .....	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Exterior claro Interior oscuro	Color medio ****	Color oscuro ***	Color claro	Color medio u oscuro
VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1,00	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15	0,20	0,25
VIDRIO SENCILLO 6 mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,21	0,14	0,19	0,24
VIDRIO ABSORBENTE*****										
Coefficiente de absorción 0,40 a 0,48	0,80	0,56	0,62	0,72	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Coefficiente de absorción 0,48 a 0,56	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,10	0,16	0,11	0,15	0,18
Coefficiente de absorción 0,56 a 0,70	0,62	0,51	0,54	0,56	0,10	0,10	0,14	0,10	0,12	0,16
VIDRIO DOBLE										
Vidrios ordinarios	0,90	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,20	0,14	0,18	0,22
Vidrios de 6 mm	0,80	0,52	0,59	0,65	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio interior ordinario										
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,52	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,13
Vidrio interior de 6 mm										
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,50	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,12
VIDRIO TRIPLE										
Vidrio ordinario	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio de 6 mm	0,69	0,47	0,52	0,57	0,10	0,10	0,15	0,10	0,14	0,17
VIDRIO PINTADO										
Color claro	0,28									
Color medio	0,39									
Color oscuro	0,50									
VIDRIO DE COLOR*****										
Ambar	0,70									
Rosa 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
Pisca 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 8-86 81)	0,02	0,28	0,70	0,78***
Tela de algodón gris oscura con revestimiento de vinilo (análoga al estor)	0,85	0,15	0,00	0,88***
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:

$$Q = U A \Delta T$$

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

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

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

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

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

$$Q = U A \Delta T_e$$

donde,

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

U = Coeficiente de transmisión total del muro o techo ( kcal / hr m<sup>2</sup> °C ).

A = Área del techo o muro ( m<sup>2</sup> ).

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



## TABLA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA MUROS EN G. CENTIGRADOS

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

### Partición

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

### Tabique de 4 plg. o piedra.

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

### Ladrillo hueco de 8 plg.

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

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

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

# TABLA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA MUROS EN G. CENTIGRADOS

lat. Norte	TIEMPO SOLAR																lat. S
	A.M.								P.M.								
	8	10	12	2	4	6	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	

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

**Concreto o piedra de 12 plg.**

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

## TABLA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA TECHOS

Tiempo solar.

DESCRIPCION DE LOS MATERIALES DEL TECHO

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

Techos expuestos al sol. Construcción ligera.

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

Techos expuestos al sol. Construcción media.

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

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

Techos expuestos al sol. Construcción pesada.

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

Techos en la sombra.

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

**TEMA**

**EQUIPO TERMINAL**

**EXPOSITOR: ING. LUIS ALEGRE SCHETINO  
PALACIO DE MINERIA  
AGOSTO - SEPTIEMBRE DE 2000**

## EQUIPO TERMINAL

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

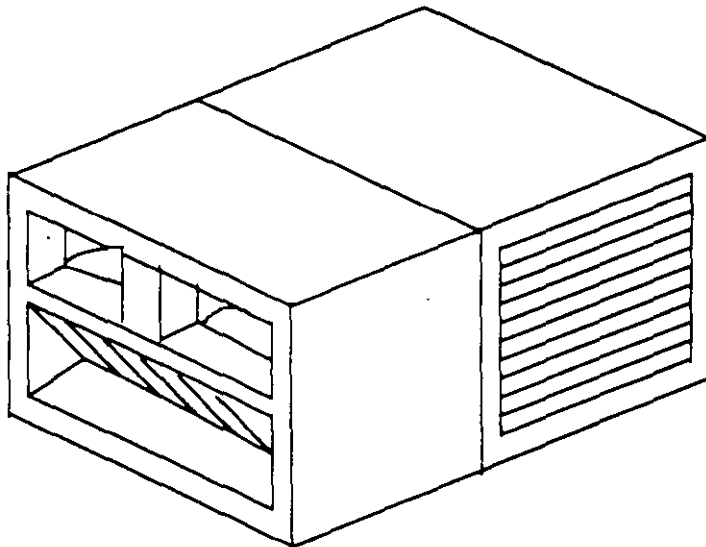
- a) Unidad paquete
- b) Manejadora de aire
- c) Fan & coil

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

### UNIDADES PAQUETE.

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

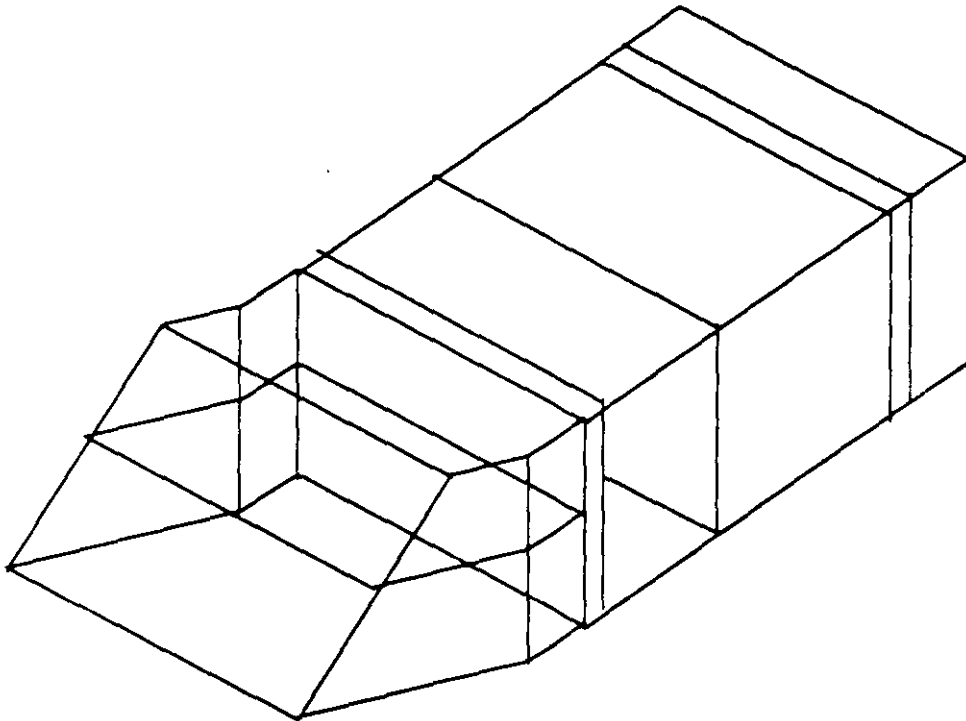
Esta unidad para instalaciones pequeñas es la más cómoda, ya que requiere una inversión moderada y su costo de instalación es relativamente bajo.

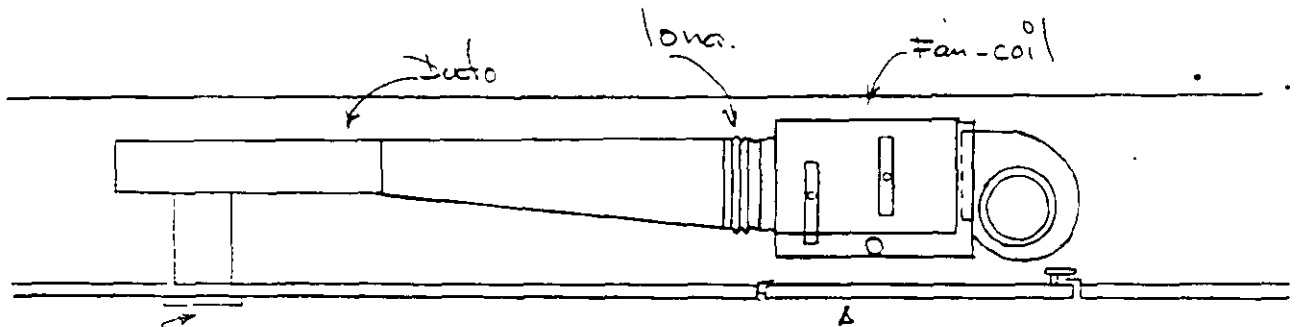
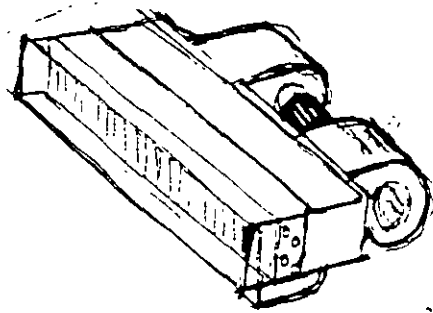


## MANEJADORA DE AIRE.

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

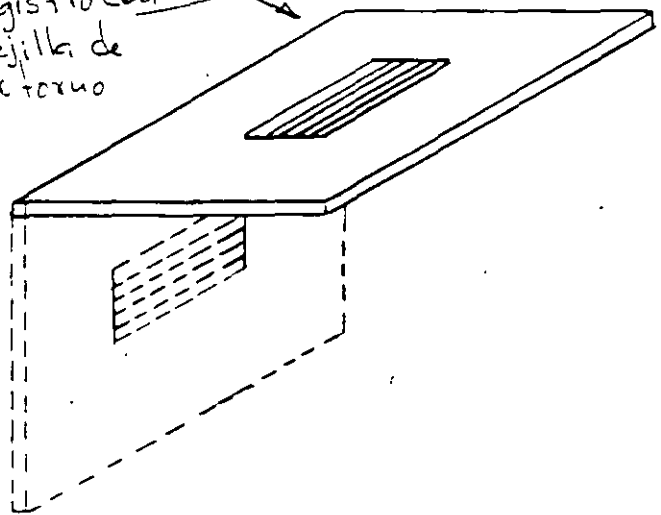
Se emplea para el acondicionamiento de zonas relativamente extensas y puede ser para el abastecimiento de una "zona" que deberá tener una temperatura homogénea o varias zonas ( multizona ) en cuyo caso se regulará la temperatura del aire que será enviado a diversas zonas del local por medio de un sistema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





De fusión

Registro con  
rejilla de  
retorno



## FAN & COIL

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

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





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

## **PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO**

**TEMA**

**TORRES DE ENFRIAMIENTO**

**EXPOSITOR: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN  
PALACIO DE MINERIA  
AGOSTO - SEPTIEMBRE DE 2000**

## TORRES DE ENFRIAMIENTO.

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

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

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

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

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

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

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

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

**Tiro Forzado.** En un época se emplearon las torres de enfriamiento de tiro forzado, se 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 que penetra el aire provoca que parte del empaque no opere correctamente y se requiere incrementar las dimensiones del equipo

## EMPAQUES HUMIDIFICADORES.

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

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

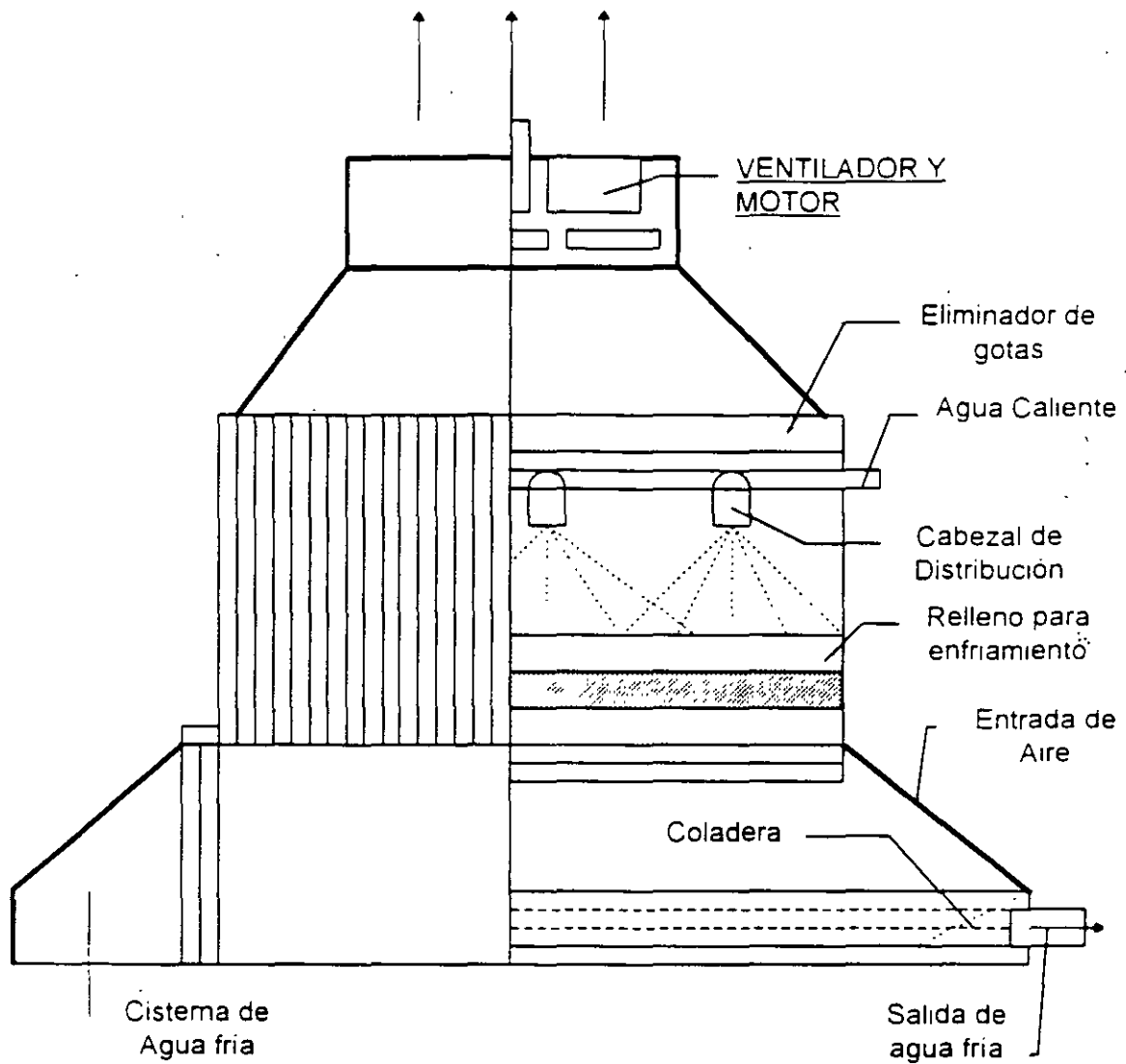
Los empaques se clasifican en dos tipos principales Película y Salpiqueo.

### Empaque de Película.

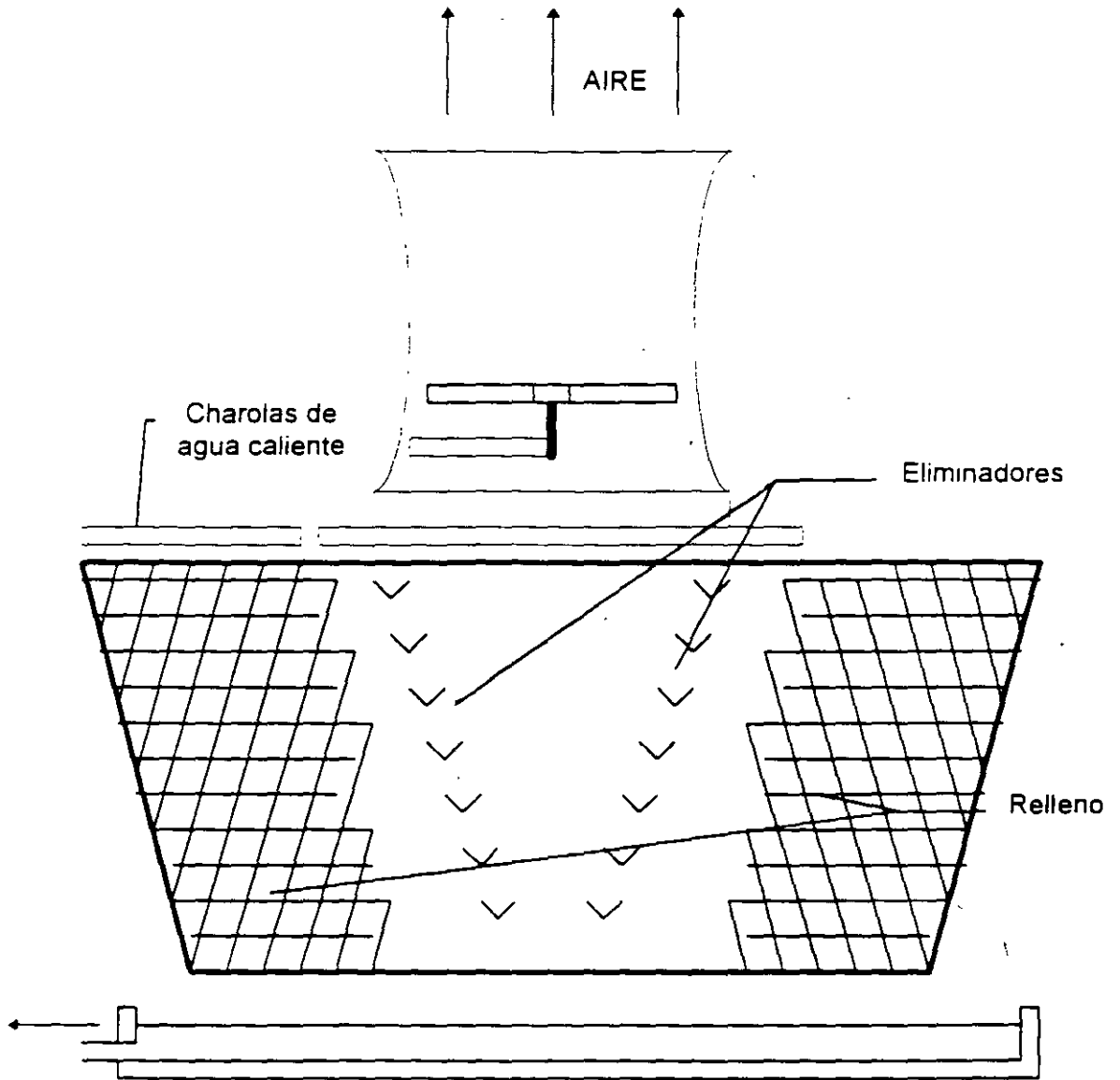
Se pretende formar una película de líquido de muy pequeño espesor sobre la superficie del empaque para que el aire, al tener contacto con ella, pueda efectuar la transferencia de masa y calor.

### Empaque de Salpiqueo.

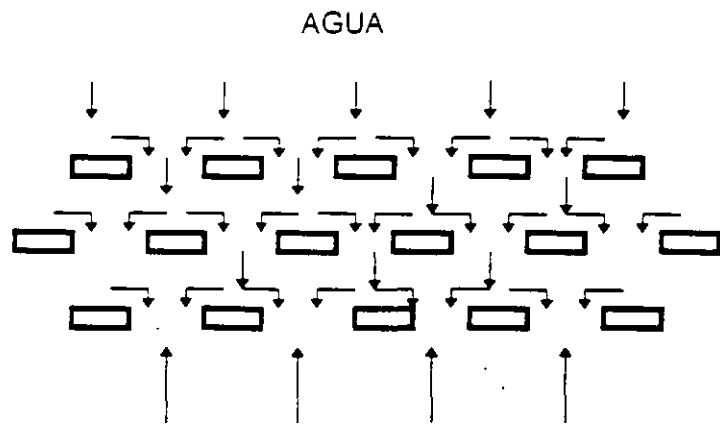
Se pretende formar una serie de pequeñas cascadas en el interior de la torre para que el aire circule a través de ellas, humidificándose y realizando la transferencia.



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

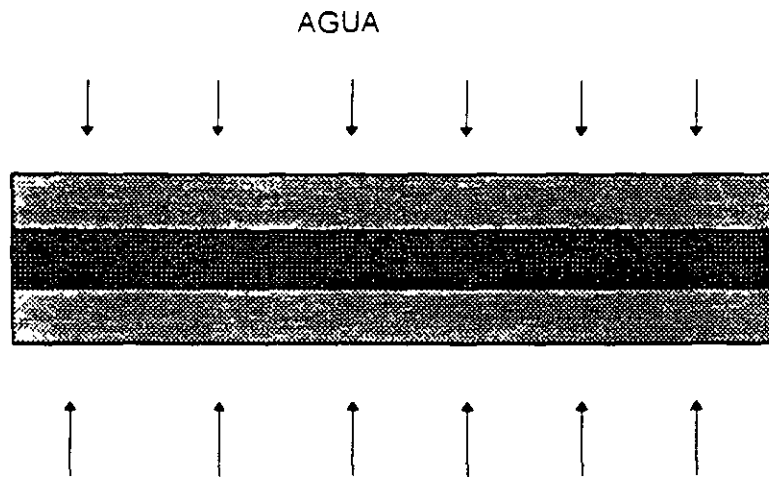


TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO INDUCIDO  
DE FLUJO CRUZADO ( Empaque Pelicula o Salpiqueo)



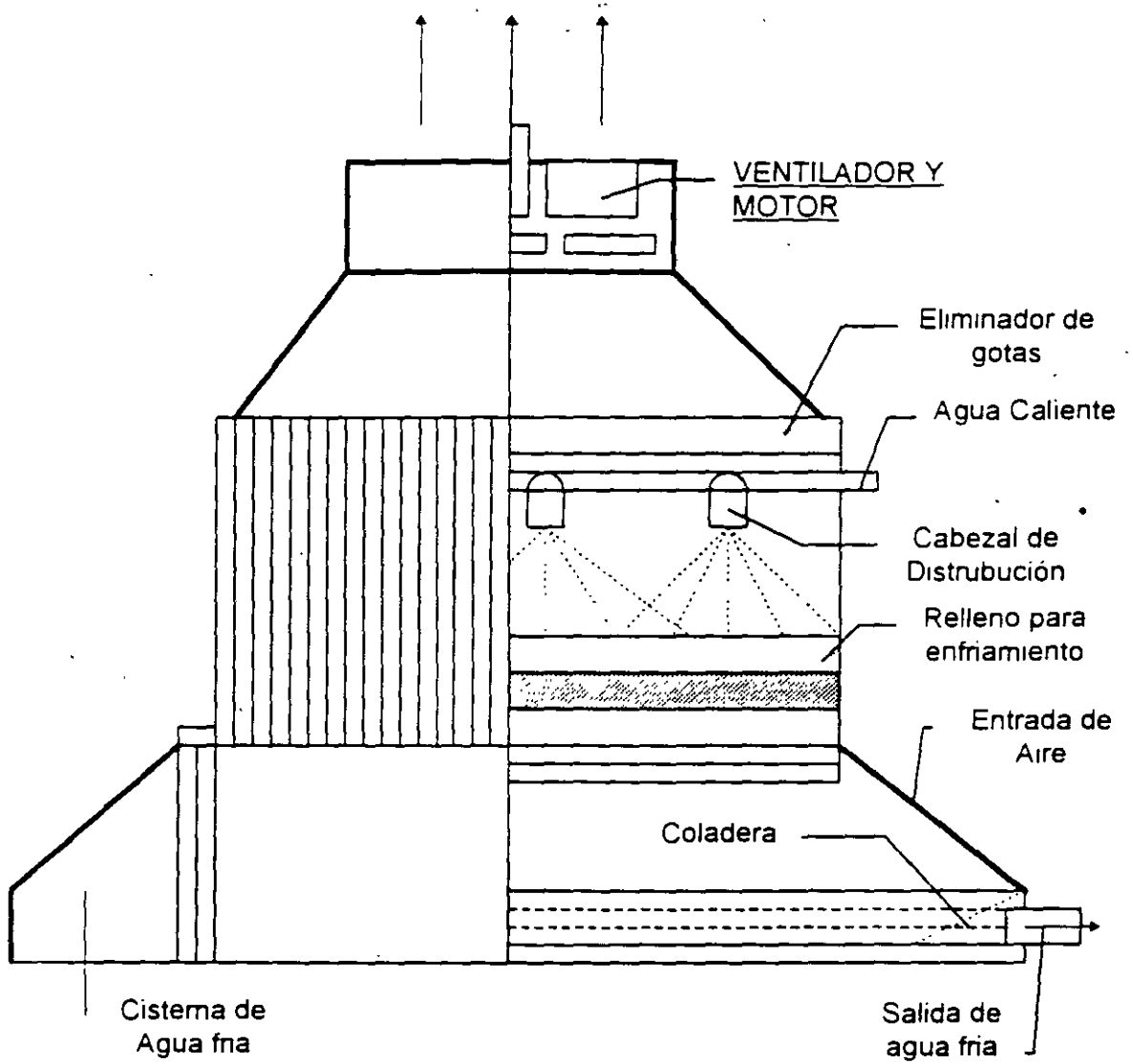
AIRE

EMPAQUE DE SALPIQUEO



AIRE

EMPAQUE DE PELICULA



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



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

**CURSOS ABIERTOS**

# **PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO**

**TEMA**

**CANTIDAD DE AIRE NECESARIO**

**EXPOSITOR: ING. ROMAN GONZALEZ MAYA  
PALACIO DE MINERIA  
AGOSTO 2000**



## Cantidad de aire necesario

### Calor sensible.-

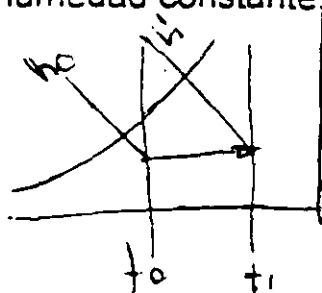
El aire que se inyecta a un determinado local, tiene como primera función "dar temperatura" ó "quitarla" ; si hablamos de calefacción, el aire deberá introducirse al área por acondicionar a una temperatura mayor a la temperatura del local para suplir el calor que se está perdiendo y mantener las condiciones al valor previamente establecido. Si se trata de acondicionamiento en verano el aire deberá estar mas "frío" que el ambiente para contrarrestar la ganancia de calor del local.

La cantidad de calor que el aire es capaz de ceder o tomar del ambiente por acondicionar se definirá por medio de la siguiente ecuación :

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

En donde  $q_s$  será la cantidad de calor cedida o absorbida por el aire desde su temperatura de inyección al local, hasta alcanzar la temperatura interior establecida.

Este calor (calor sensible), siempre se llevará a cabo a humedad constante.



$$q_s = m (h_1 - h_0)$$

$$q_s = m c_p (t_1 - t_0)$$

### Calor latente.-

La humedad en el interior de un local, es una de las variables que deberán ser controladas para conservar las condiciones internas propuestas; normalmente existe una generación de humedad que se debe fundamentalmente al metabolismo de los seres vivos y también a algunos equipos.- cafeteras, estufas, etc.

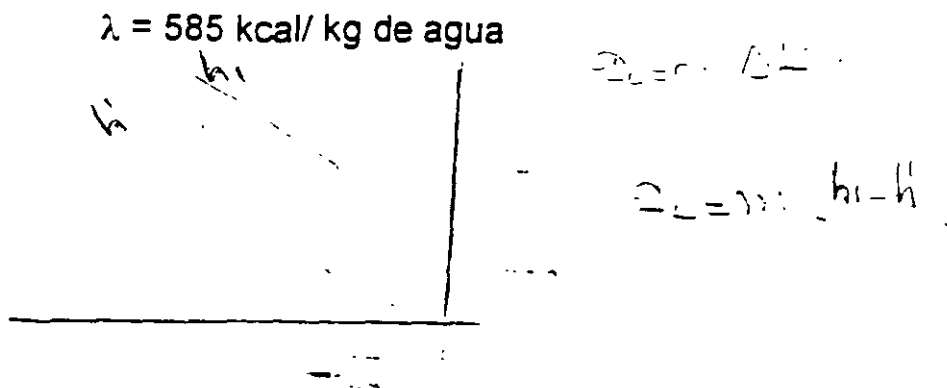
El aire de suministro al local deberá tener una humedad absoluta menor al valor establecido para el interior del local, con

objeto de absorber la humedad que se genere en el área acondicionada.

La humedad del aire representa una forma de calor, ya que se encuentra como vapor de agua y se establece a temperatura constante, la variación de humedad en el aire representará una variación de entalpia y se define de la siguiente forma:

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

El "calor latente" o calor de vaporización del agua varía con la temperatura, presentando un problema adicional, sin embargo para el rango normal de aire acondicionado ( 0 a 40° C) su valor no varía substancialmente y tomar un valor intermedio como "constante" es perfectamente permisible.



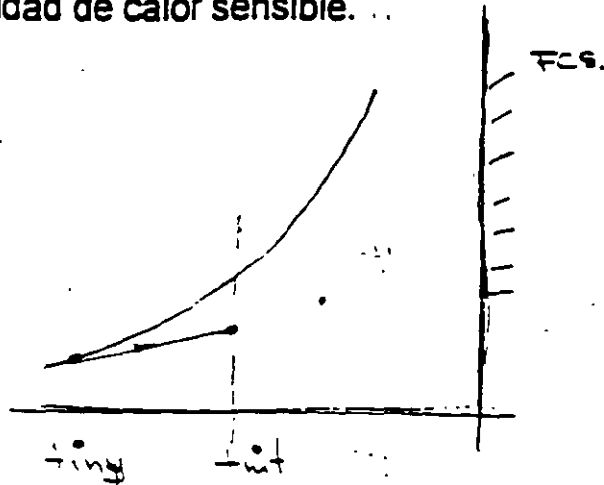
Factor de calor sensible.-

Evidentemente no es posible introducir al área por acondicionar 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 encontrar una relación que nos permita simultáneamente realizar las dos funciones.

Con este objeto se define el "Factor de calor sensible" 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 su ingreso al área por acondicionar, hasta que llega a las condiciones interiores de diseño previamente establecidas; para cada problema existirá SOLAMENTE un solo FCS ya que indica una relación de cuanto calor latente deberá ser recojido por unidad de calor sensible.



Para el caso de enfriamiento en verano la línea de factor de calor sensible tendrá su origen en la línea de saturación y terminará al llegar en línea recta al punto de condiciones interiores.

Para el caso de invierno (calefacción) se presenta un problema de indefinición de variables, la pendiente será negativa y se tienen dos ecuaciones y tres incógnitas. Si el suministro de aire es "muy grande" la diferencial necesaria de temperatura será pequeña y viceversa; aquí el problema se presenta al definir que es muy grande o muy pequeño. Para definir este problema es necesario recurrir a criterios auxiliares para solucionarlo.

#### a) Volumen de inyección.-

Si el volumen de aire que se inyecta a un local es muy pequeño, no será posible lograr una temperatura homogénea en el interior del lugar y se encontrarán puntos "fríos" y calientes en el área. Si el volumen inyectado es muy grande se logrará una temperatura homogénea en el interior, pero se tendrán corrientes de aire molestas.

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

## b) Temperatura máxima de inyección.-

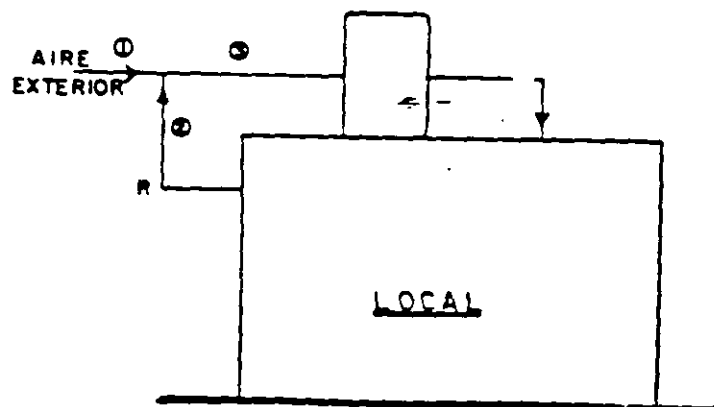
Mientras mas alta sea la temperatura de inyección, se requerirá menos volumen de aire y por lo tanto el equipo y los ductos serán mas pequeños; sin embargo, una temperatura alta provocará mayores pérdidas en los ductos y un problema importante de radiación en los difusores. Como regla general, deberá tenerse una temperatura de inyección no mayor de 45 °C.

Con el empleo de estos dos criterios auxiliares es sencillo determinar el volumen a inyectar y su temperatura. Cuando se tiene ciclo Verano/invierno, generalmente el aire de inyección está determinado por el sistema de verano.

### Ciclo completo del aire

Una vez que el aire acondicionado ha llegado a las condiciones interiores establecidas para el local considerado, debe salir de él para ser substituido por mas aire proveniente del acondicionador; sin embargo, en la mayoría de los casos es mas facil acondicionar éste aire que tirarlo al exterior, obteniéndose de esta forma una economía importante de energía. No es posible recircular todo el aire, ya que es necesario disponer de un cierto volumen de "aire nuevo" para mantener la pureza del aire en el interior del local.

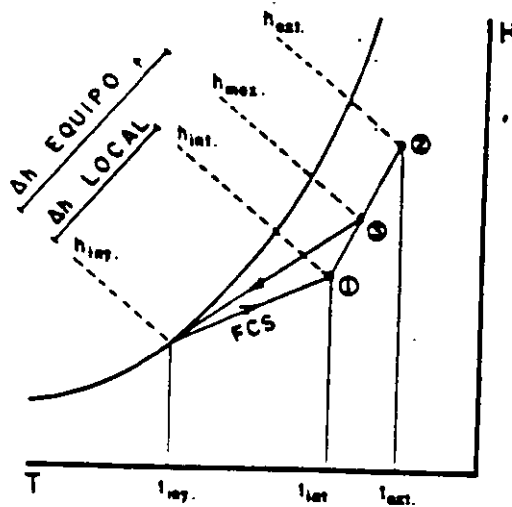
Se recirculará todo el aire que sea permisible y se completará al 100 % por medio de la adición de aire exterior (éste será determinado por el número de personas en el local y su tipo de actividad).

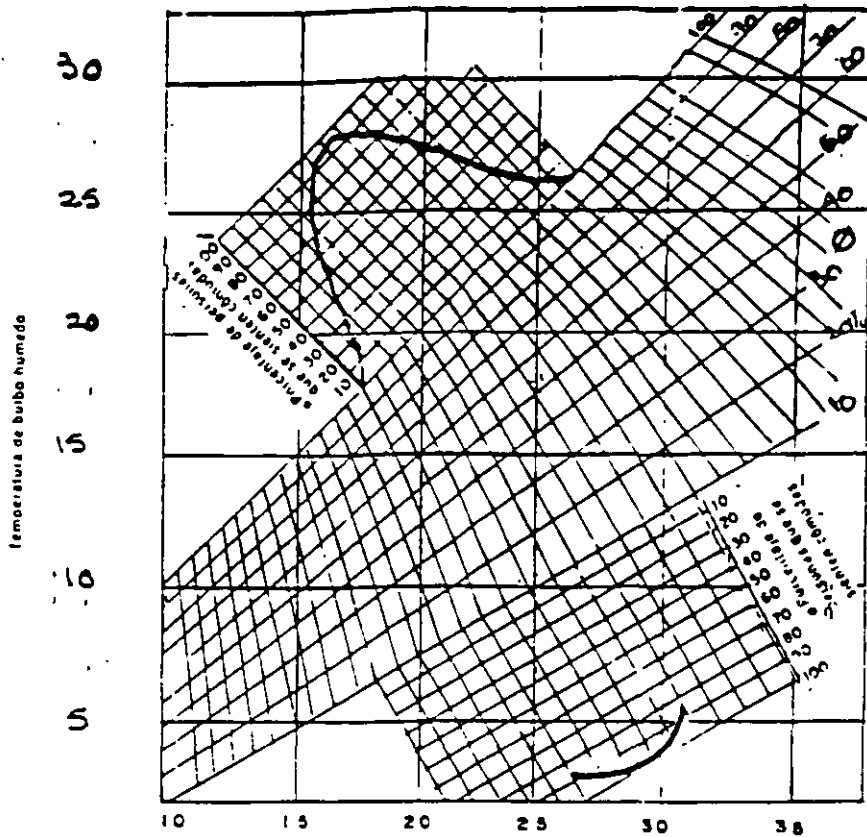


La mezcla de aire exterior y aire recirculado será la que se suministre al equipo acondicionador; y la cantidad de calor que deberá suministrar ó retirar el equipo será la diferencia de entalpías entre el punto definido por el "aire de mezcla" y la condición del "aire de inyección".

Es importante hacer notar que la "carga del equipo", será normalmente diferente a la carga térmica del local.

$$Q_{Eq} = m \cdot (h_{mez} - h_{iny})$$





### Nivel de ruido

El ruido es un problema grave en un sistema de acondicionamiento de aire; debe ser menor de 20 dB para que sea imperceptible.

Las causas principales de ruido en una instalación de aire acondicionado son las siguientes.

- 1.- Equipo.- Unidades manejadoras, equipos paquete o ventiladores con velocidad excesiva en la corriente de aire ó partes móviles desbalanceadas o dañadas.
- 2.- Velocidad excesiva en los ductos que conducen el aire a las áreas acondicionadas.
- 3.- Rejillas o difusores operando a mayor velocidad de la recomendable

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

#### A) Aclimatación diferente.

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

#### B) Duración de la Ocupación.

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

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

#### C) Ropa.

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

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

#### D) Edad y sexo.

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

#### E) Efectos de choque.

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

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

## CONDICIONES DE COMODIDAD

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

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

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

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

### A) TEMPERATURA DEL AIRE

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

### B) HUMEDAD DEL AIRE

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

### C) MOVIMIENTO DEL AIRE.

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



## D) PUREZA DEL AIRE.

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

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

## CARTA DE COMODIDAD.

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

## TEMPERATURA EFECTIVA.

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

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

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

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

## FACTORES QUE DETERMINAN LA TEMPERATURA EFECTIVA.

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

#### 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 o taller donde los operarios tienen una actividad más o menos constante, que en una oficina o un teatro, donde las personas se encontraran inactivas o casi inactivas.

#### G) Calor radiado.

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

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

#### MÁXIMA TEMPERATURA EFECTIVA.

En general, los diferentes manuales y diseñadores de aire acondicionado señalan que la temperatura efectiva no debe exceder de  $30^{\circ}\text{C}$  ( $85^{\circ}\text{F}$ ).

#### CONDICIONES GENERALES DE DISEÑO.

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

- a) Condiciones de diseño exterior
- b) Condiciones de diseño interior

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

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

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

## CONDICIONES GENERALES DE DISEÑO

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

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

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

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

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

$t_w$  = Temperatura de rocío

$t_i$  = Temperatura de b.s. interior

$t_e$  = Temperatura de b.s. exterior

$U$  = Coeficiente de transmisión del vidrio o muro

$f$  = coeficiente de película interior.

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

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

TABLA VII-3. Ventilación recomendada para diferentes lugares

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

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherna, 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
Paraderías y Reposterías	20	3
Restaurantes	12	5
Salas de Máquinas	7½	8
Salas de Recreación	10	6
Sanitarios interiores	15 - 20	4 - 3
Talleres	10	6
Vestidores	10	6

AMERIC A.C./C.N.I.C.

ESPECIFICACION PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA

ESPECIF: AA 006 94 000

FECHA

DICIEMBRE 94

FECHA ANTERIOR DE LA ESPECIF  
1983

ACOT SIN  
ESC SIN

LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO				DATOS INVIERNO		
	Posicion G Latitud Norte	Geografica Longitud Oeste	Altura Sobre el Nivel del Mar	Presion Barometrica		Temp Prom Max -Ext. grados C	Temp de Calculo		Grados-Dia Anuales grados C	Temp Prom Min -Ext. grados C	Temp de Calculo grados C	Grados Dia Anuales grados C
				mb	mm Hg		HS	BH				

AGUASCALIENTES												
Aguascalientes	21 53'	102 18'	1870	816	612	36 8	34	19	248	-4 7	0	330
Fincon de Ramos	22 14'	102 14'	1950	809	617	37 8	35	19	---	-7 0	-2	220
BAJA CALIFORNIA N ORIE												
Ensenada	31 52'	116 38'	13	1012	759	36 5	34	26	109	1 1	5	492
Mexicali	32 29'	115 30'	1	1013	760	47 8	43	28	1660	-3 7	1	372
Tijuana	32 29'	117 02'	28	1010	758	38 2	35	26	754	-3 3	2	556
BAJA CALIFORNIA SUR												
La Paz	24 10'	110 07'	18	1011	758	38 0	38	27	1827	9 0	13	556
Mulego	28 53'	112 00'	33	1009	757	41 9	38	28	---	-5 0	0	630
Cabo San Lucas	23 03'	109 4'	25	1010	758	37	35	27	1740	7 0	11	630
CAMPECHE												
Campeche	19 51'	90 32'	25	1010	758	38 9	36	26	2087	12 7	18	
Ciudad del Carmen	18 38'	91 49'	3	1013	760	41 0	37	26	2128	10 8	14	
Champoton	19 21'	90 43'	2	1013	760	47 0	42	28	---	7 0	10.5	
COAHUILA												
Monclova	28 55'	101 28'	588	948	711	42 0	38	24	1169	-7 8	-3	328
Nueva Rosita	27 55'	101 17'	430	965	724	45 0	41	25	1539	-8 5	-3	481
Piedras Negras	28 42'	100 31'	220	988	741	43 9	40	26	1547	-11 9	-6	479
Saltillo	25 26'	101 00'	1609	842	632	38 0	35	22	208	-9 6	-4	523
Torreón	25 32'	103 27'	1013	889	667	45 0	40	21	---	-10 0	-5	227
COLIMA												
Colima	19 14'	103 45'	494	958	719	39 5	36	24	1683	8 5	12	
Manzanillo	19 04'	104 20'	3	1013	760	38 6	35	27	2229	-12 1	15	
CHIAPAS												
Tapachula	14 51'	92 16'	168	994	746	37 4	34	25	2081	12 8	18	
Tuxtla Gutierrez	19 45'	93 06'	536	953	715	38 5	35	25	1601	7 2	11	
Comitan	16 15'	92 17'	1635	839	630	36 2	33	20	---	0 5	4	64
CHIHUAHUA												
Chihuahua	28 38'	106 04'	1423	860	645	38 5	35	23	651	-11 5	-8	793
Ciudad Juarez	31 44'	106 29'	1137	889	687	43	39	24	695	-10	-5 0	1289
Ojinaga	29 34'	104 25'	841	920	590	50 0	45	24	---	-12 0	-6 5	660
Hidalgo del Parral	26 56'	103 39'	1652	838	628	34 2	32	20	---	-14 0	8	730

AMERIC A.C./C.N.I.C.

ESPECIFICACION PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA

ESPECIF: AA-006-94-000

FECHA

DICIEMBRE-94

FECHA ANTERIOR DE LA ESPECIF.  
1983

LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO				DATOS INVIERNO		
	Posicion Geografica Latitud Norte	Geografica Long. Oeste	Altura Sobre el Nivel del Mar	Presion Barometrica		Temp Prom. Max.-Ext. grados C	Temp de Calculo		Grados-Dia Anuales grados C	Temp.Prom. Min.-Ext. grados C	Temp de Calculo grados C	Grados Dia Anuales grados C
				mb	mm Hg		BS	BH				

DISTRITO FEDERAL												
Cd. Mexico Chapultepec	19 25	99 10	2240	780	585	33.8	31	17	78	-4.8	0	847
Cd. Mexico Tacubaya	19 24	99 12	2309	776	582	32.8	30	17	---	-6.5	-1	800
Cd. Mexico Santa Fe	19 20	99 14	2400	---	575	32.0	30	17	62	-8.0	-2	880
Cd. Mexico Aeropuerto	19 23	99 11	2200	768	---	34.5	31	17	74	-4.0	0	830
DURANGO												
Durango	24 01	104 40	1898	814	610	35.8	34	17	100	-5.0	0	550
Ciudad Lerdo	25 30	103 32	1140	889	667	45.0	40	21	1082	-10.0	-3	227
Santiago Papasquiaro	25 02	105 26	1740	829	622	42.0	38	21	---	-14.0	-8	156
GUANAJUATO												
Gelaya	20 32	100 49	1754	828	610	41.5	38	20	657	-4.5	0	136
Guanajuato	21 01	101 15	2037	801	601	33.8	31	18	49	0.1	5	245
Leon	21 07	101 41	1809	822	617	36.5	34	20	192	-2.5	2	178
Salvatierra	20 13	109 53	1761	827	620	38.0	35	19	387	-2.0	3	40
Itapalo	20 40	101 21	1724	831	623	38.2	35	19	---	-1.5	3	---
GUERRERO												
Acapulco	16 50	99 55	3	1013	760	35.8	33	27	2813	15.8	19	---
Chilpancingo	17 33	99 30	1250	878	658	35.2	33	23	434	5.0	9	---
Taxco	18 33	99 35	1755	828	621	36.5	34	20	518	8.0	12	---
Atlapa Zihuatanejo	17 58	101 48	38	1009	757	44.0	40	27	---	11.5	14	---
HIDALGO												
Actopan	20 08	98 45	2445	764	563	31.4	29	18	---	-5.8	-1	1007
Tulancingo	20 05	98 22	2181	787	590	34.7	32	18	12	-5.8	-1	849
Pachuca	20 08	98 45	2444	764	574	31.5	30	18	---	-6.0	-1	---
Tezquiquilpan	20 29	99 13	1745	829	622	41.0	37	19	---	-9.0	-1	---
JALISCO												
Gua. Jalapa	20 41	103 20	1589	844	633	36.0	33	20	204	-3.7	1	184
Lagos de Moreno	21 22	101 56	1880	816	612	43.2	39	20	574	3.2	2	162
Puerto Vallarta	20 37	105 15	2	1013	760	39.0	36	26	2090	11.0	14	---
Ameca	20 34	104 04	1235	879	660	39.6	36	24	---	1.0	5	---
MEXICO												
Tehuacan	19 31	98 52	2218	784	588	34.0	32	19	175	6.0	-1	500
Saltillo	19 17	99 39	2675	743	557	26.8	25	17	---	-3.0	-2	1570
Tehuacan	19 02	99 33	2080	797	598	35.0	33	19	---	-6.0	-1	---

AA-006-94-000

AMERIC A.C./C.N.I.C.		ESPECIFICACION PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA	ESPECIF AA 006 94 000
ACOI	SIN		FECHA DICIEMBRE 94
ESC	SIN		FECHA ANTERIOR DE LA ESPECIF 1983

LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO			DATOS INVIERNO			
	Posicion G Latitud Norte	Geografica Longitud Oeste	Altura Sobre el Nivel del Mar	Presion Barometrica		Temp Prom. Max.-Ext. grados C	Temp de Calculo		Grados-Dia Anuales grados C	Temp Prom Min.-Ext. grados C	Temp de Calculo grados C	Grados-Dia Anuales grados C
				mb	mm Hg		BS	BH				

QUINTANA ROO												
Quintana Roo	20 36	100 23	1842	819	614	36 2	33	21	159	-4 9	0	248
San Juan del Rio	20 23	100 00	1800	815	610	35 2	32	21	—	-4 9	0	
SAN LUIS POTOSI												
San Luis Potosi	22 09	99 58	1877	816	612	37 3	34	18	86	-2 7	2	345
Matehuala	23 36	100 39	1597	848	632	39 8	36	22	—	-10 0	-5	
Rio Verde	21 56	99 59	987	905	679	41 4	38	24	—	-5 4	-1	
SINALOA												
Culiacan	24 48	107 24	53	1007	755	40 9	37	27	1659	31 1	7	
Mazatlan	23 11	106 25	78	1004	753	33 4	31	26	1373	11 2	14	
Topolobampo	25 36	109 03	3	1013	760	41 1	37	27	1754	6 0	12	
El Fuerte	26 25	108 38	115	1000	750	47 3	42	28	—	-4 5	1	
Guamuchi	25 27	108 05	43	1008	758	43 0	39	27	—	-3 0	2	
SONORA												
Guaymas	27 55	110 53	4	1013	760	47 0	42	27	1809	7 0	11	
Hermosillo	29 05	110 58	211	989	742	45 0	41	28	1875	2 0	6	84
Nogales	30 21	110 58	1117	885	664	41	37	28	655	-2 5	0	979
Ciudad Obregon	27 29	109 55	40	1009	757	48 0	43	28	2443	-1 1	4	
Ariz	30 44	111 46	397	969	728	47 0	42	28	—	-1 0	4	
Navojos	27 07	109 28	38	1009	757	46 0	41	28	—	-1 0	4	
TABASCO												
Villahermosa	17 59	92 55	10	1012	759	41 0	37	26	2206	12 2	15	
Alvaro Obregon	16 32	92 39	2	1013	760	44 5	40	29	—	14 0	18	
Otras Ciudades	17 33	92 57	60	1004	753	41 0	37	26	—	11 0	14	
VERACRUZ												
Jalapa	19 32	96 55	1399	863	647	34 6	32	21	245	2 2	6	208
Poza Rica	20 33	97 28	150	995	748	40 0	37	27	—	0 5	4	
Orizaba	18 51	97 05	1248	878	659	37 0	34	21	184	1 5	6	134
Veracruz	19 12	96 08	18	1011	758	35 6	33	27	1763	9 6	13	
Coatzacoalcos	18 09	94 24	14	1012	759	41 0	37	28	—	10 0	13 5	
Tuxpan	20 57	97 24	15	1013	760	40 4	37	27	—	8 0	5 5	



AMERIC AC./C.N.I.C.	
CCO1	SIN
ESC.	SIN

ESPECIFICACION PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA

ESPECIF.: AA 006-94-000

FECHA

DICIEMBRE-94

FECHA ANTERIOR DE LA ESPECIF.  
1983

LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO			DATOS INVIERNO			
	Posicion G Latitud Norte	Geografica Longitud Oeste	Altura Sobre el Nivel del Mar	Presion Barometrica		Temp Prom Max.-Ext grados C	Temp. de Calculo		Grados-Dia Anuales grados C	Temp.Prom. Min.-Ext. grados C	Temp. de Calculo grados C	Grados-Dia Anuales grados C
				mb	mm Hg		BS	BH				

MICHUACAN												
Apatzingan	19 05'	102 15'	682	937	703	43 0	39	25	3013	11.5	15	270
Morola	19 42'	101 07'	1923	812	609	31 3	30	19	165	1.6	6	270
Zamora	19 59'	102 17'	1633	840	630	37.5	35	20	320	-0.2	4	25
Zacapu	19 45'	101 45'	2000	840	603	34.8	32	19	168	-6.0	-1	675
En Piedad	20 26'	102 17'	1775	826	618	37.0	34	20	-----	-3.0	2	
Uruapan	19 26'	101 56'	1611	842	631	36.5	34	20	-----	-0.5	4	
MORILLAS												
Coahuila	18 48'	98 57'	1291	874	655	47.4	42	22	825	5.3	9	
Comanavaca	18 55'	09 14'	1538	849	637	32.6	31	20	250	6.9	11	
Puente de Ixtla	18 37'	99 10'	900	814	686	42.0	38	22	-----	-----	-----	
NAYARIT												
San Blas	21 32'	105 10'	7	1013	760	38 0	33	26	1482	7.3	11	
Tepic	21 31'	104 53'	918	912	684	38.9	36	26	600	1.9	6	
Acaponeta	22 30'	105 10'	25	1010	758	40 0	37	27	-----	-----	-----	
NUEVO LEON												
Montemorelos	25 12'	99 50'	432	985	724	42.8	38	25	1856	0.5	8	
Monterrey	25 40'	100 18'	534	954	715	41.5	38	26	1181	-5.4	0	173
Lampazos	27 02'	100 31'	340	975	731	41.5	38	25	-----	-10.5	-6	
OAXACA												
Oaxaca	17 04'	96 42'	1563	846	635	38 0	35	22	290	2.4	7	
Salina Cruz	16 12'	95 12'	56	1007	755	36.8	34	26	2403	16.0	19	
Huajuapam de Leon	17 18'	97 47'	1597	843	632	42 0	38	22	-----	-5.0	0	
Pochutla	15 44'	96 38'	1163	995	746	40 0	37	27	-----	-----	-----	
PUEBLA												
Puebla	19 02'	98 11'	2150	790	593	30.8	29	17	144	-1.5	3	418
Tehuacan	18 18'	97 23'	1676	835	627	37 0	34	20	196	-5.0	0	80
Teztlan	19 48'	97 21'	1990	805	604	39 0	36	22	-----	-4.2	0	
Huachinango	20 10'	98 03'	1600	843	632	40 5	37	21	-----	-3.0	2	

AA 006 94 000

AMERIC A.C./C.N.I.C.

ESPECIFICACION PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE  
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS  
EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA

ESPECIFICACION AA 006 94-000

FECHA

DICIEMBRE 94

FECHA ANTERIOR DE LA ESPECIFICACION

1993

ACOT SIN  
E.S. SIN

LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO				DATOS INVIERNO		
	Posicion Geografica Latitud Norte	Longitud Oeste	Altura Sobre el Nivel del Mar	Presion Barometrica		Temp Prom. Max.-Ext. grados C	Temp. de Calculo		Grados Dia Anuales grados C	Temp Prom. Min.-Ext. grados C	Temp de Calculo grados C	Grados Dia Anuales grados C
				mb	mm Hg		BS	BH				

YUCATAN												
Merida	20 58	89 38	22	1011	758	41 0	37	27	2145	11 6	15	
Progreso	21 17	89 40	14	1012	759	38 8	35	27	1908	13 0	16	
Valladolid	20 41	88 13	22	1011	758	40 0	37	27	-----	11 6	15	
ZACATECAS												
Fresnillo	23 10	102 53	2250	781	586	39 0	36	19	235	-4 5	0	794
Zacatecas	22 47	102 34	2612	784	561	29 0	28	17	-----	-7 5	-2	1383
Sombretete	23 39	103 37	2350	772	579	36 5	34	18	---	-9 0	-4	
QUINTANA ROO												
Cozumel	20 31	86 57	3	1013	760	35 8	33	27	1989	10 3	14	
Chetumal	18 30	88 20	4	1013	760	37	34	27	2120	9 5	13	
Can Cun	19 35	88 02	3	1013	760	37	33	27	2010	6 5	12	
Playa del Carmen	19 10	88 15	3	1013	760	38	34	27	2050	10	14	
TAMAULIPAS												
Matamoros	25 32	87 20	12	1012	759	39 3	37	28	1815	1 8	4 3	47
Nuevo Laredo	27 29	99 30	140	967	748	45 0	41	32	2042	-7 0	-2	118
Tampico	22 12	97 81	18	1011	738	39 3	36	28	1635	-2 5	2	
Ciudad Victoria	23 44	99 08	221	977	733	41 7	36	28	1397	-2 3	2	87
Reynosa	23 46	98 12	25	1010	758	45 0	41	28	-----	-7 7	-3	
TLAXCALA												
Tlaxcala	19 32	98 15	2252	781	686	29 4	28	17	34	-1 4	3	512

AA-006-94-000



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

**CURSOS ABIERTOS**

**PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO**

**TEMA**

**SELECCIÓN DE SERPENTINES**

**EXPOSITOR: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN  
PALACIO DE MINERIA  
SEPTIEMBRE DEL 2000**

## 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 <sup>3</sup> )	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



**FANS AND DIAMETER**

2 - 18"

**MODEL 140 FC**

**COILS**—W x L  
Tubes  
Face Area

25 1/4" x 79"  
14  
14.0 Sq. Ft.

**FLAT FILTER**

6 - 16" x 25" x 2"

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

**ANGLE FILTER**

9 - 16" x 25" x 2"

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

**MULTIZONE**

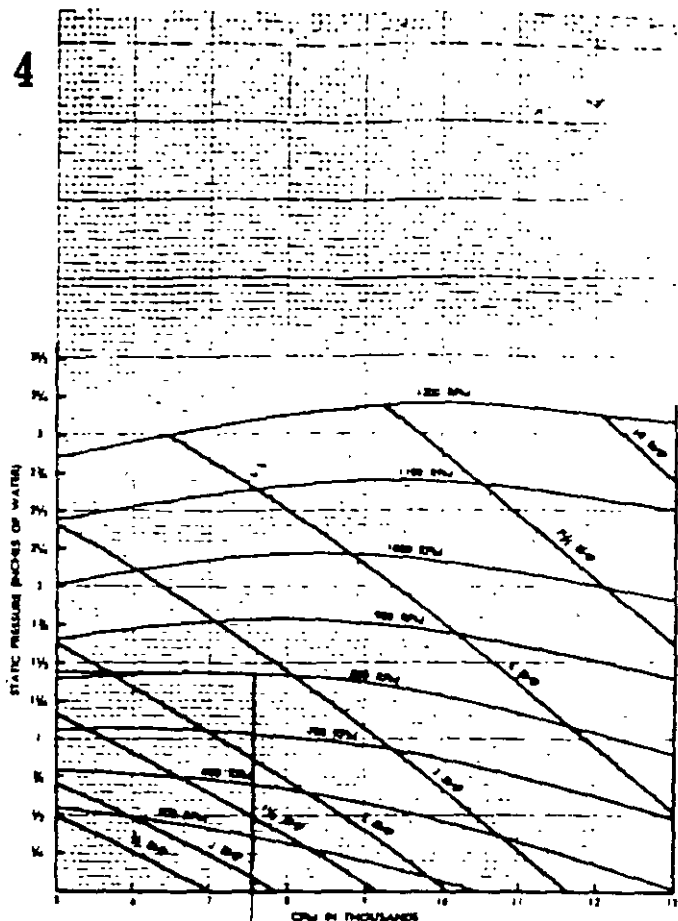
Heating Coil

W x L  
Tubes  
Face Area

15" x 79"  
8  
8.22 Sq. Ft.

CFM	Coil FY	Zone Diameter	Static Pressures
7000	500	.12	
8400	600	.18	
9800	700	.20	

Max No of Zones — 16



**FANS AND DIAMETER**

2 - 12"

**MODEL 140 AIRFOIL**

**COILS**—W x L  
Tubes  
Face Area

25 1/4" x 79"  
14  
14.0 Sq. Ft.

**FLAT FILTER**

6 - 16" x 25" x 2"

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

**ANGLE FILTER**

9 - 16" x 25" x 2"

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

**MULTIZONE**

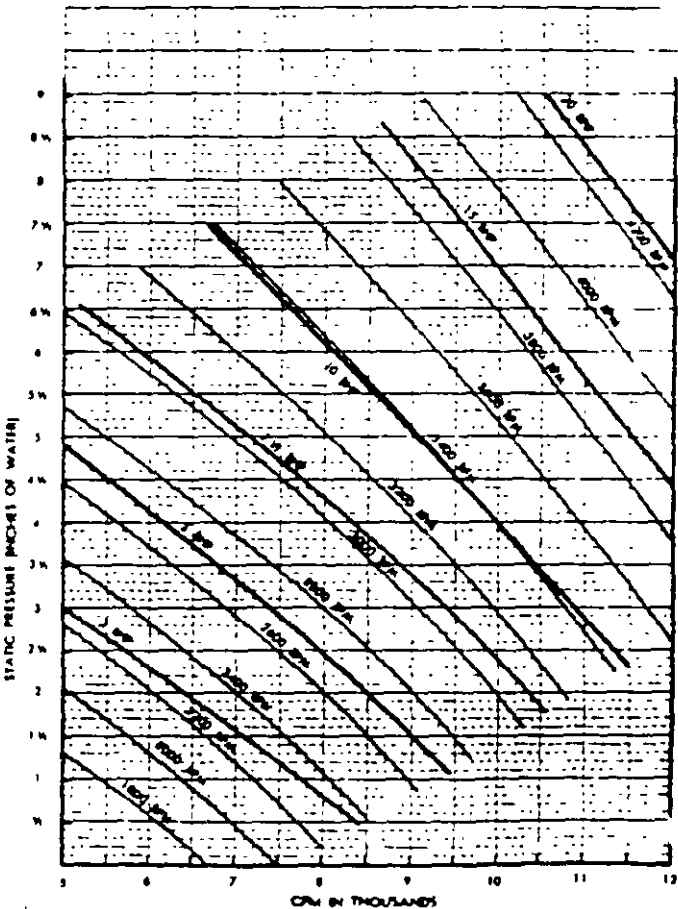
Heating Coil

W x L  
Tubes  
Face Area

15" x 79"  
8  
8.22 Sq. Ft.

CFM	Coil FY	Zone Diameter	Static Pressures
7000	500	.12	
8400	600	.18	
9800	700	.20	

Max No of Zones — 16



CAPACITY-CHILLED WATER COILS

SERIES HC

75  
66

3 Row			4 Row			5 Row			6 Row			7 Row			8 Row			WT RISE	T.	CFM/CR
BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI			
12070	55.5	55.8	15390	53.3	53.8	17720	51.2	51.8	19620	49.3	49.8	21240	47.7	47.7	22380	46.5	46.5	40	1	
12010	55.7	55.8	14830	53.3	54.3	17100	52.3	52.6	19100	50.9	51.1	20570	48.4	48.8	21620	47.1	47.1			
10660	55.7	55.8	14320	54.3	54.8	16460	52.3	52.6	18320	50.0	50.0	19830	49.1	49.2	20770	47.6	47.7			
10070	55.2	55.2	12340	56.1	56.6	14140	54.4	54.7	15690	53.0	53.1	16900	51.8	51.9	18160	50.7	50.8	45	1	
9700	55.6	55.6	11770	56.6	57.1	13510	53.0	53.3	15040	52.4	52.5	16340	51.3	51.4	17520	50.3	50.4			
9100	55.6	55.6	11180	57.2	57.7	12860	53.6	53.9	14320	53.3	53.4	15600	53.1	53.2	16730	52.1	52.1			
7570	55.0	55.4	9100	55.0	55.4	10550	55.7	55.9	11760	55.0	55.6	12730	55.8	55.8	13650	54.9	54.9	50	1	
6980	55.0	55.4	8500	55.0	55.4	9940	55.7	55.9	11170	55.0	55.6	12140	55.8	55.8	12960	55.5	55.6			
6390	55.0	55.4	7900	55.0	55.4	9380	55.7	55.9	10440	55.0	55.6	11410	55.8	55.8	12230	55.5	55.5			
5800	55.0	55.4	7300	55.0	55.4	8740	55.7	55.9	9800	55.0	55.6	10770	55.8	55.8	11590	55.5	55.5			
5210	55.0	55.4	6700	55.0	55.4	8140	55.7	55.9	9200	55.0	55.6	10170	55.8	55.8	10990	55.5	55.5			
4620	55.0	55.4	6100	55.0	55.4	7540	55.7	55.9	8600	55.0	55.6	9570	55.8	55.8	10390	55.5	55.5			
4030	55.0	55.4	5500	55.0	55.4	6940	55.7	55.9	8000	55.0	55.6	8970	55.8	55.8	9790	55.5	55.5			
3440	55.0	55.4	4900	55.0	55.4	6340	55.7	55.9	7400	55.0	55.6	8370	55.8	55.8	9190	55.5	55.5			
2850	55.0	55.4	4300	55.0	55.4	5740	55.7	55.9	6800	55.0	55.6	7770	55.8	55.8	8590	55.5	55.5			
2260	55.0	55.4	3700	55.0	55.4	5140	55.7	55.9	6200	55.0	55.6	7170	55.8	55.8	7990	55.5	55.5			
1670	55.0	55.4	3100	55.0	55.4	4540	55.7	55.9	5600	55.0	55.6	6570	55.8	55.8	7390	55.5	55.5			
1080	55.0	55.4	2500	55.0	55.4	3940	55.7	55.9	5000	55.0	55.6	5970	55.8	55.8	6790	55.5	55.5			
480	55.0	55.4	1900	55.0	55.4	3340	55.7	55.9	4400	55.0	55.6	5370	55.8	55.8	6190	55.5	55.5			
13710	55.7	55.6	17000	54.9	55.6	19610	53.0	53.4	22090	51.2	51.4	24010	49.7	49.8	25750	48.3	48.4	40	1	
13180	55.7	55.4	16360	55.4	56.1	19060	53.4	53.8	21390	51.3	51.9	23280	50.3	50.4	24960	49.0	49.0			
12650	55.8	55.4	15680	55.9	56.6	18360	53.9	54.3	20590	51.3	52.5	22440	50.9	51.0	24130	49.6	49.7			
10930	55.3	55.6	13530	57.5	58.2	15770	55.9	56.2	17550	54.5	54.7	19280	53.3	53.4	20680	52.3	52.3	45	1	
10360	55.7	55.6	12900	57.9	58.6	15060	56.4	56.7	16910	55.0	55.2	18430	53.9	54.0	19830	52.9	52.9			
9800	55.7	55.6	12350	58.4	59.1	14330	56.9	57.3	16100	55.6	55.8	17500	54.5	54.6	18900	53.5	53.6			
8280	55.1	55.4	10180	59.8	60.5	11840	58.7	59.0	13180	57.7	57.9	14480	56.8	56.9	15530	56.0	56.1	50	1	
7810	55.1	55.4	9510	60.2	60.9	11180	59.1	59.5	12530	58.2	58.4	13830	57.1	57.5	14880	56.7	56.7			
7360	55.1	55.4	8940	60.6	61.2	10510	59.5	59.9	11780	58.7	58.9	12940	57.0	57.1	13810	57.3	57.3			
6780	55.1	55.4	8370	61.0	61.6	9840	60.0	60.4	11050	59.1	59.5	12210	58.4	58.6	13080	57.6	57.6	40	1	
6330	55.1	55.4	7800	61.4	62.0	9170	60.4	60.8	10340	59.5	59.9	11500	58.7	58.9	12370	57.9	57.9			
5780	55.1	55.4	7230	61.8	62.4	8500	60.8	61.2	9670	59.9	60.3	10830	59.0	59.4	11700	58.2	58.2			
5230	55.1	55.4	6660	62.2	62.8	7830	61.2	61.6	9000	60.3	60.7	10160	59.4	59.8	11030	58.5	58.5			
4680	55.1	55.4	6090	62.6	63.2	7160	61.6	62.0	8330	60.6	61.0	9490	59.6	60.0	10360	58.8	58.8			
4130	55.1	55.4	5520	63.0	63.6	6490	62.0	62.4	7660	61.0	61.4	8820	60.0	60.4	9690	59.0	59.0			
3580	55.1	55.4	4950	63.4	64.0	5820	62.4	62.8	7000	61.4	61.8	8160	60.4	60.8	9030	59.4	59.4			
3030	55.1	55.4	4380	63.8	64.4	5150	62.8	63.2	6340	61.8	62.2	7500	60.8	61.2	8370	59.8	59.8			
2480	55.1	55.4	3810	64.2	64.8	4480	63.2	63.6	5680	62.2	62.6	6860	61.2	61.6	7730	60.2	60.2			
1930	55.1	55.4	3240	64.6	65.2	3810	63.6	64.0	5020	62.6	63.0	6200	61.6	62.0	7070	60.6	60.6			
1380	55.1	55.4	2670	65.0	65.6	3140	64.0	64.4	4360	63.0	63.4	5540	62.0	62.4	6410	61.0	61.0			
830	55.1	55.4	2100	65.4	66.0	2470	64.4	64.8	3700	63.4	63.8	4880	62.4	62.8	5750	61.4	61.4			
2770	53.5	53.6	27310	50.7	51.5	30470	48.6	49.1	33130	46.8	47.0	35030	45.4	45.5	36620	44.2	44.3	40	1	
21900	53.6	53.5	26300	51.3	52.2	29680	49.2	49.6	32240	47.4	47.7	34270	46.1	46.1	35940	44.7	44.8			
21510	53.6	53.5	25820	52.3	52.8	28610	49.9	50.3	31360	48.0	48.3	33350	46.6	46.8	34970	45.5	45.5			
1810	53.6	53.9	21670	54.1	55.0	24440	52.4	52.9	26850	51.1	51.2	28540	49.9	50.0	29920	49.0	49.1	45	1	
17490	53.6	53.9	20970	54.6	55.1	23320	53.2	53.6	25560	51.6	51.7	27470	50.6	50.7	28500	49.7	49.7			
16900	53.6	53.9	19470	55.5	56.4	22200	53.8	54.3	24470	52.5	52.7	26370	51.3	51.4	27860	50.3	50.4			
1320	55.2	55.7	16000	57.6	58.5	18190	56.3	56.8	19940	55.2	55.5	21360	54.3	54.5	22510	53.6	53.7	50	1	
12490	55.7	56.1	14970	58.2	59.1	17100	57.1	57.4	18830	56.4	56.6	20240	55.2	55.2	21420	54.4	54.4			
11400	55.2	55.7	13930	58.6	59.7	15940	57.7	58.1	17620	56.7	56.9	19070	55.6	55.6	20190	54.1	54.2			

BTUH = Btu Per Hour Per Square Foot Of Face Area  
 DBI = Initial Dry Bulb Temperature  
 WBI = Initial Wet Bulb Temperature  
 DBF = Final Dry Bulb Temperature  
 WBF = Final Wet Bulb Temperature  
 TI = Initial Water Temperature  
 WT = Water Temperature





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.

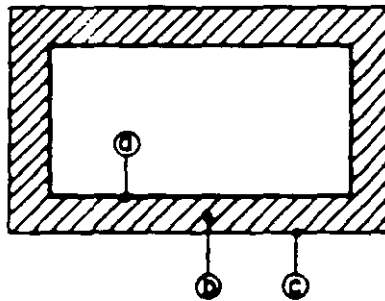
Estos ductos deben ir aislados por varias razones: en caso de conducir aire caliente, para evitar que este aire se enfríe antes de llegar al lugar donde se requiere, en caso de conducir aire frío, para evitar que éste se caliente en el trayecto y también para evitar que el aire que rodea al ducto al 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.

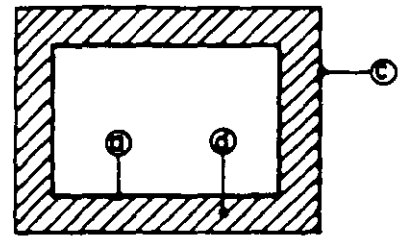
DIMENSION DEL LADO  
MAYOR DEL DUCTO  
cm            pulg

CALIBRE DE LAMINA  
GALVANIZADA A USAR

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

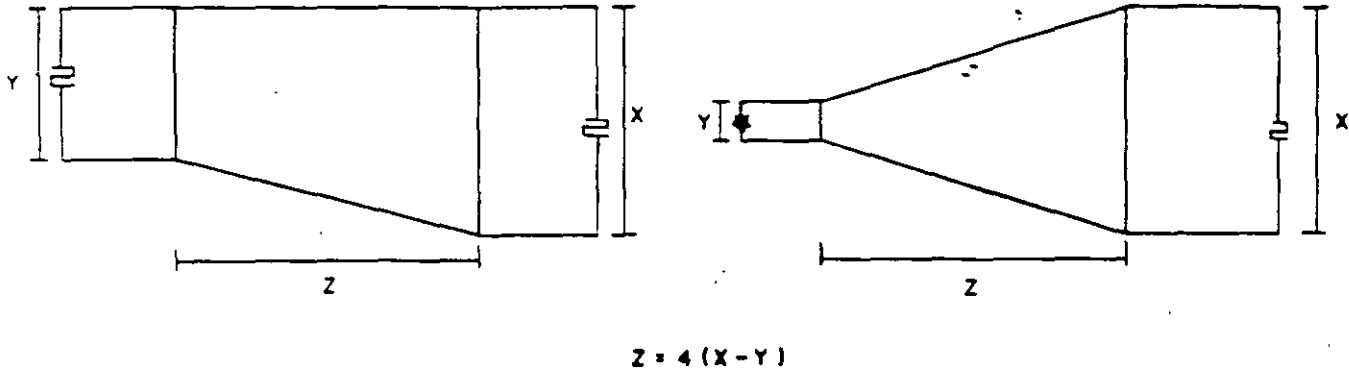
En caso de que los ductos se instalen a la intemperie, habrá que ponerles un re cubrimiento a base de cemento monolítico de 25 mm de espesor (1") puesto sobre una tela de gallinero que le ayudará a adherirse al aislamiento.

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

- 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 H<sub>2</sub>O/100 mt. de ducto (0.1 pulg H<sub>2</sub>O/100 pies de ducto).
- 4.- Las velocidades máximas permisibles son las que aparecen en la siguiente ta-  
bla:

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
Filtros	4.00	800	4.50	900	6.10	1200
Serpentines	1.25	250	1.55	300	1.30	350
Lavadoras de aire	1.55	300	1.80	350		
Succión de ventilador	2.30	450	2.50	500	3.05	600
Descarga de ventilador	2.50	500	3.05	600	3.50	700
Ductos principales	2.50	500	2.50	500	2.50	500
Ductos secundarios	3.50	700	4.00	800	5.10	1000
Derivaciones a difusores	4.50	900	5.10	1000	7.10	1400
	5.10	1000	6.60	1300	8.15	1600
	8.65	1700	11.20	2200	14.20	2800
	3.50	700	5.10	1000	6.10	1200
	6.10	1200	8.15	1600	11.20	2200
	3.05	600	3.05	600	4.00	800
	5.10	1000	6.60	1300	9.15	1800
	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:



#### TUBERIAS

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

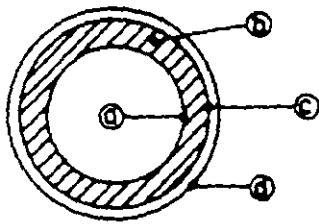
- a) Cobre tipo "M" (agua fría o caliente)
- b) Fierro galvanizado cedula 40 (agua fría o caliente),
- c) Acero negro soldable cedula 40 (agua y/o vapor).

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.



AISLAMIENTO DE TUBERIAS

- 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.

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 H<sub>2</sub>O/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 <sup>2</sup> = 100 psig)	50	9800
Tuberías de vapor ( P=1.05 kg/cm <sup>2</sup> =12 psig)	30	6000

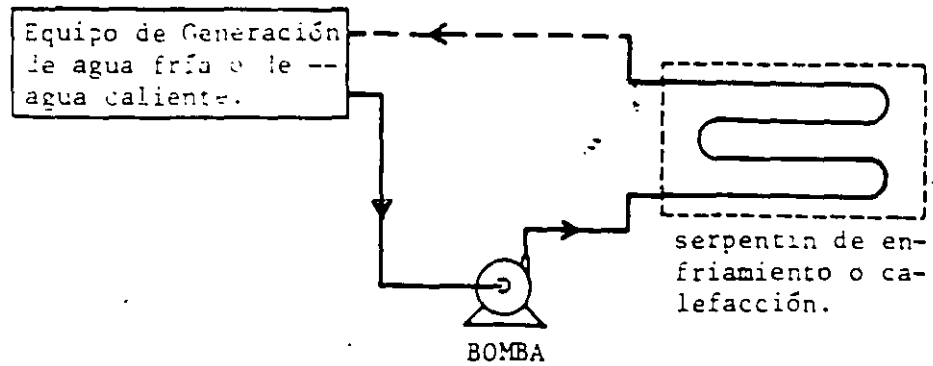
4.- Las tuberías por ser metálicas, tienen dilataciones y contracciones debido a los cambios de temperatura; estos cambios de longitud deberán ser absorbidos por accesorios especiales llamados juntas de expansión (para tuberías de vapor) y por mangueras flexibles (en tuberías de agua fría y caliente).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

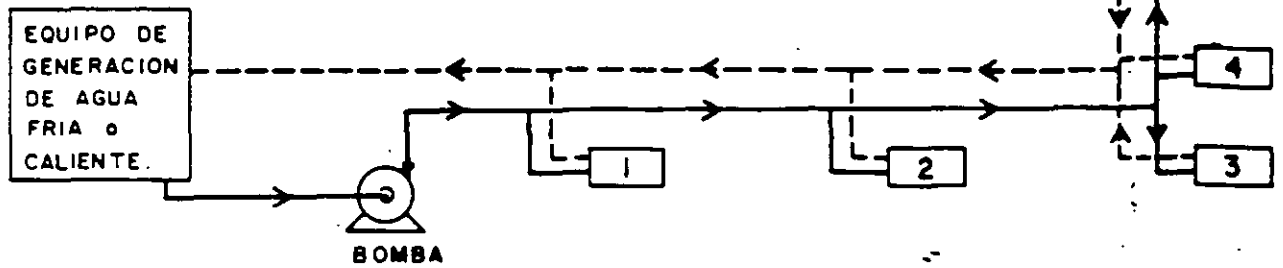
Dependiendo de como se diseñe el retorno, el sistema será de retorno directo o de retorno inverso.

#### 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.

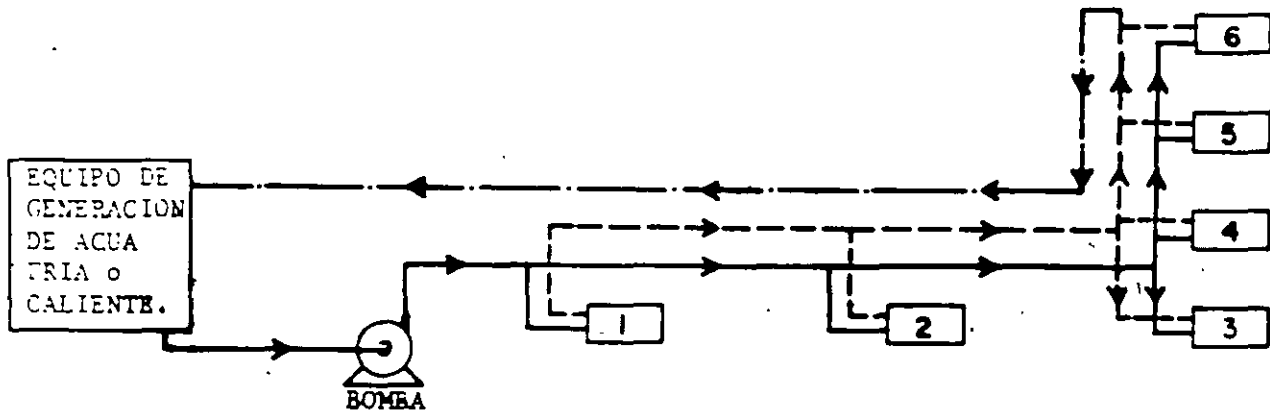




ESQUEMA DE UN SISTEMA DE  
RETORNO DIRECTO

### 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 media plazo resulta más económico debido a que disminuye los costos de mantenimiento.

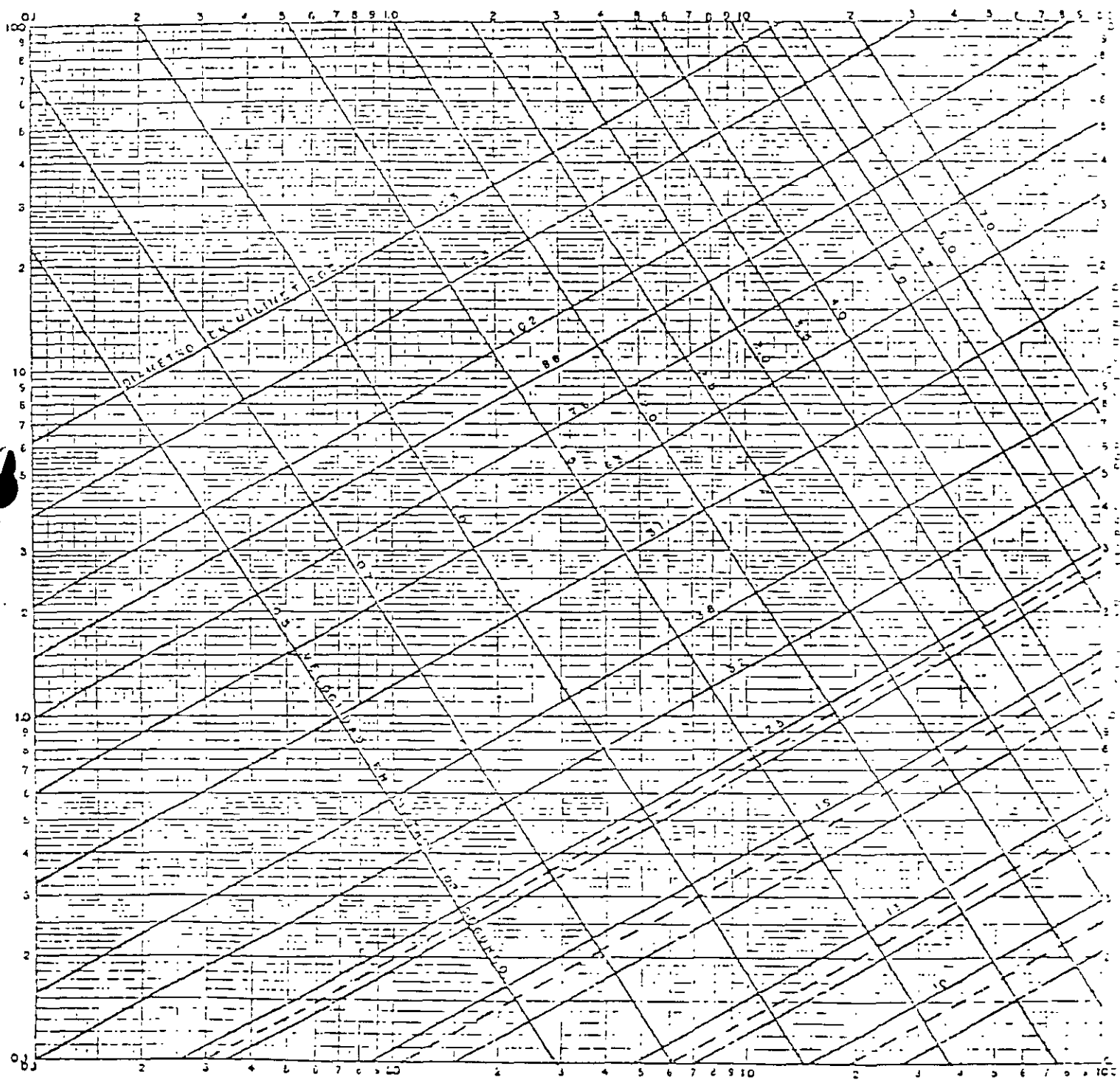
Es aconsejable utilizar este criterio en instalaciones grandes (hoteles, edificios de oficinas, etc.) donde se aprovecharán sus ventajas constantemente.

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.

I M S.S. DE INSTALACIONES Y EQUIPO	PÉRDIDA DE CARGA POR FRICCIÓN TUBERÍA LISA COEAC TIPO "M"	$n = 3.0$ $\frac{1.75}{d^{1.75}}$ $h = \text{m/m.}$ $v = \text{m/seg.}$ $d = \text{mm.}$
--	--	---

92  
11

TIPO "M" \_\_\_\_\_  
 TIPO "L" - - - - -  
 TIPO "K" . . . . .

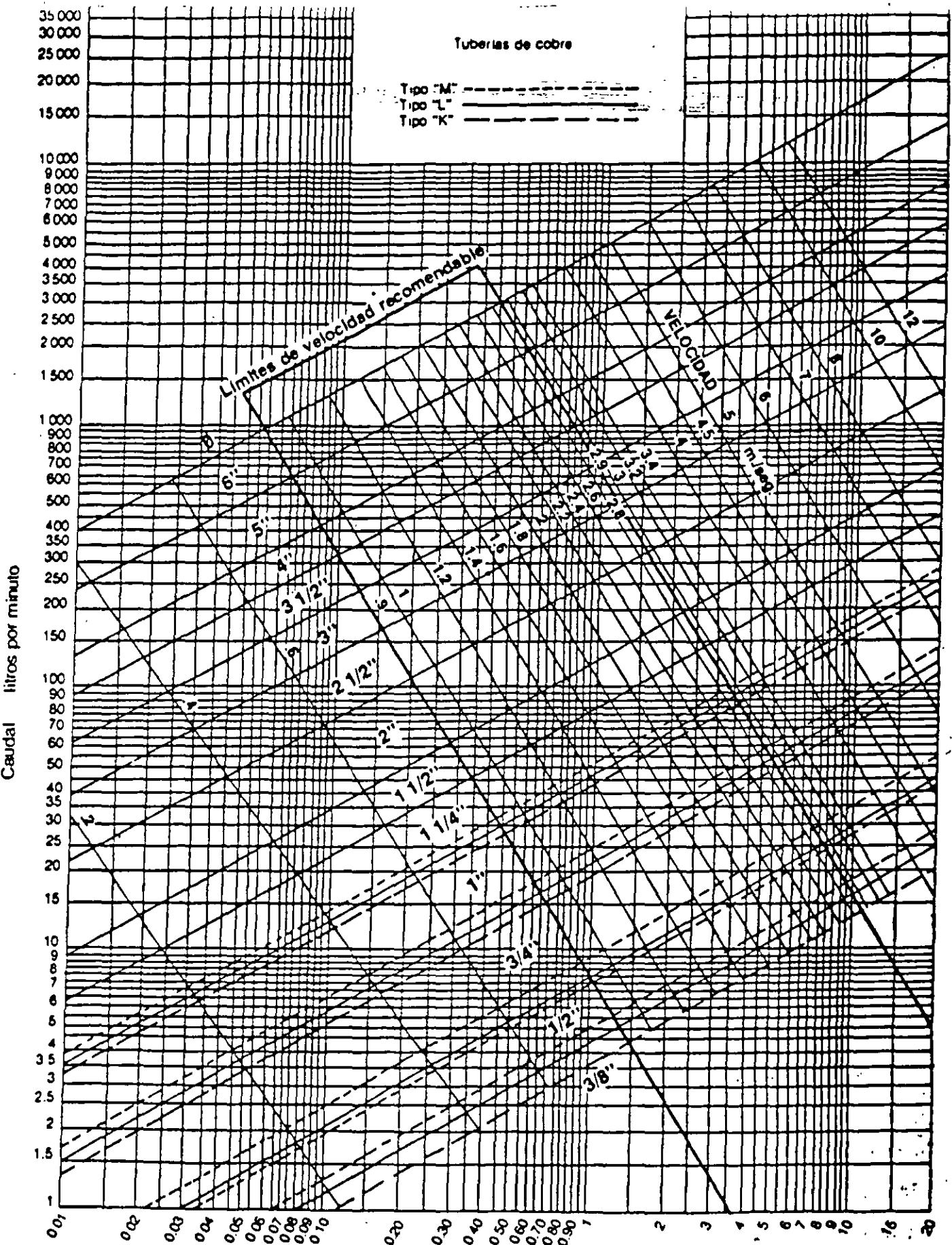


LOGARITMICO  
 NEUMAL & ESTERCO  
 S.A.  
 303

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

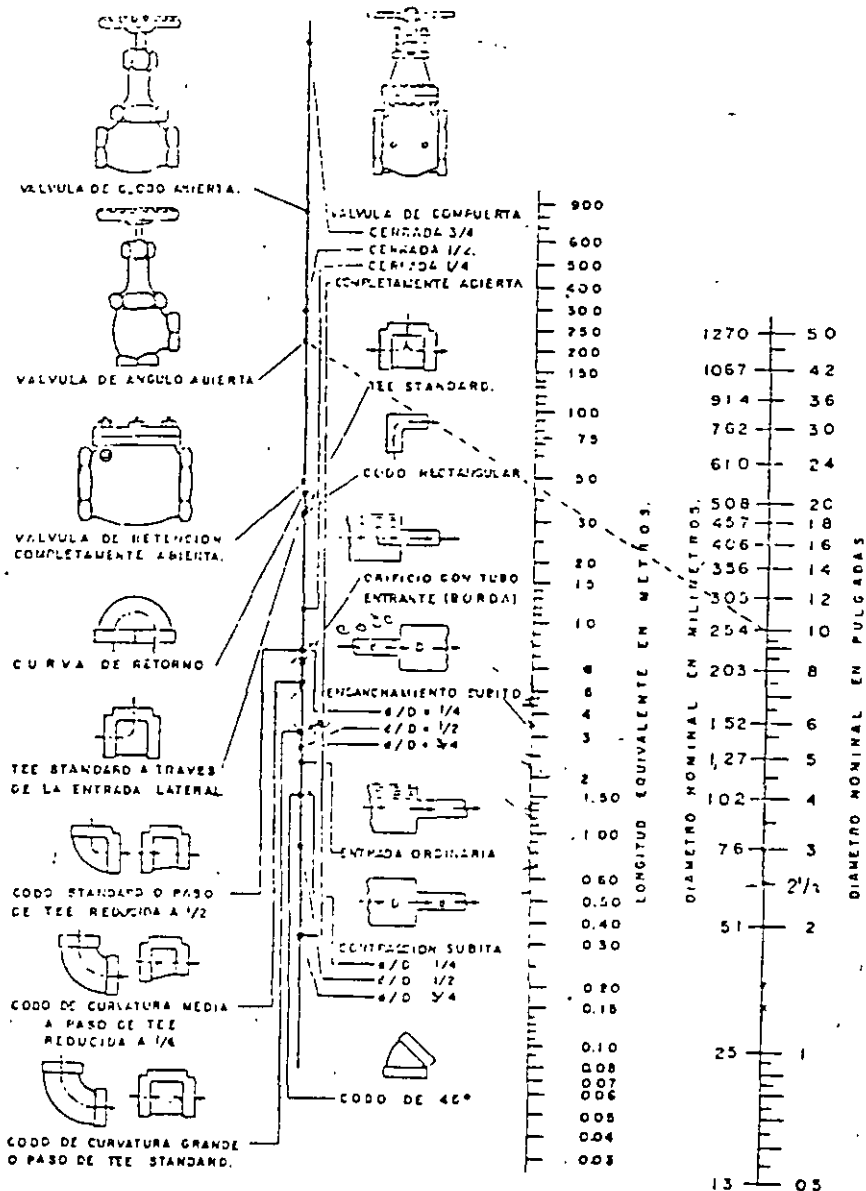
Tuberías de cobre

- Tipo "M" - - - - -
- Tipo "L" - - - - -
- Tipo "K" - - - - -

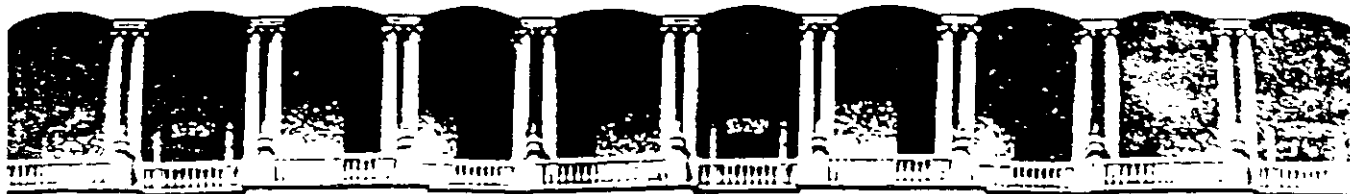


Presión disponible para vencer pérdidas por rozamiento en Kg./cm<sup>2</sup> por cada 100 m. de tubería  
(Factor de presión)

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



**NOTA:**  
 PARA CONTRACCIONES Y ENSANCHAMIENTOS BRUSCOS UTILICESE EL DIAMETRO MENOR "d"



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

**CURSOS ABIERTOS**

**PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO**

**TEMA**

**MANTENIMIENTO**

**EXPOSITOR: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN  
PALACIO DE MINERIA  
SEPTIEMBRE DEL 2000**

## 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**

**TEMA**

**MAQUINAS CENTRIFUGAS**

**EXPOSITOR: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN  
PALACIO DE MINERIA  
SEPTIEMBRE DEL 2000**

Control de velocidad  
contra recalentamiento

Rotor del Motor  
Motor

Motor de Aletas

Estator del Motor

Transmision

Valvula de Control de Presion

Compuerta

Refrigerante Vapor  
Refrigerante Liquido

Apurgo

Orificio

Filtro

Agua del Condensador

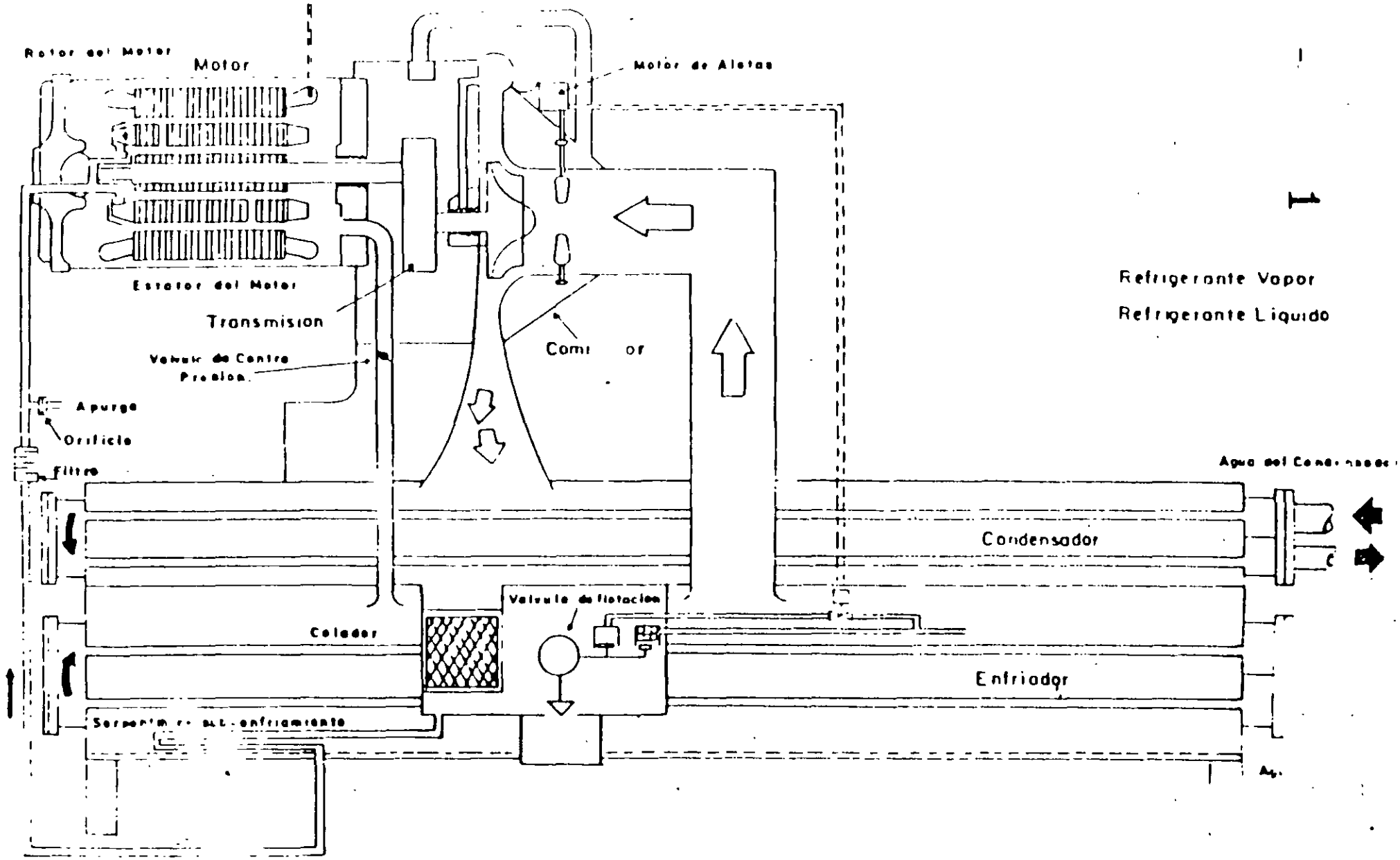
Condensador

Colador

Valvula de Retencion

Enfriador

Serpentina de enfriamiento



## 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 móviles que cierran el paso al flujo de gas; al disminuir el flujo de vapor disminuye la presión de succión y aumenta el punto de ebullición del refrigerante, 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-



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

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.

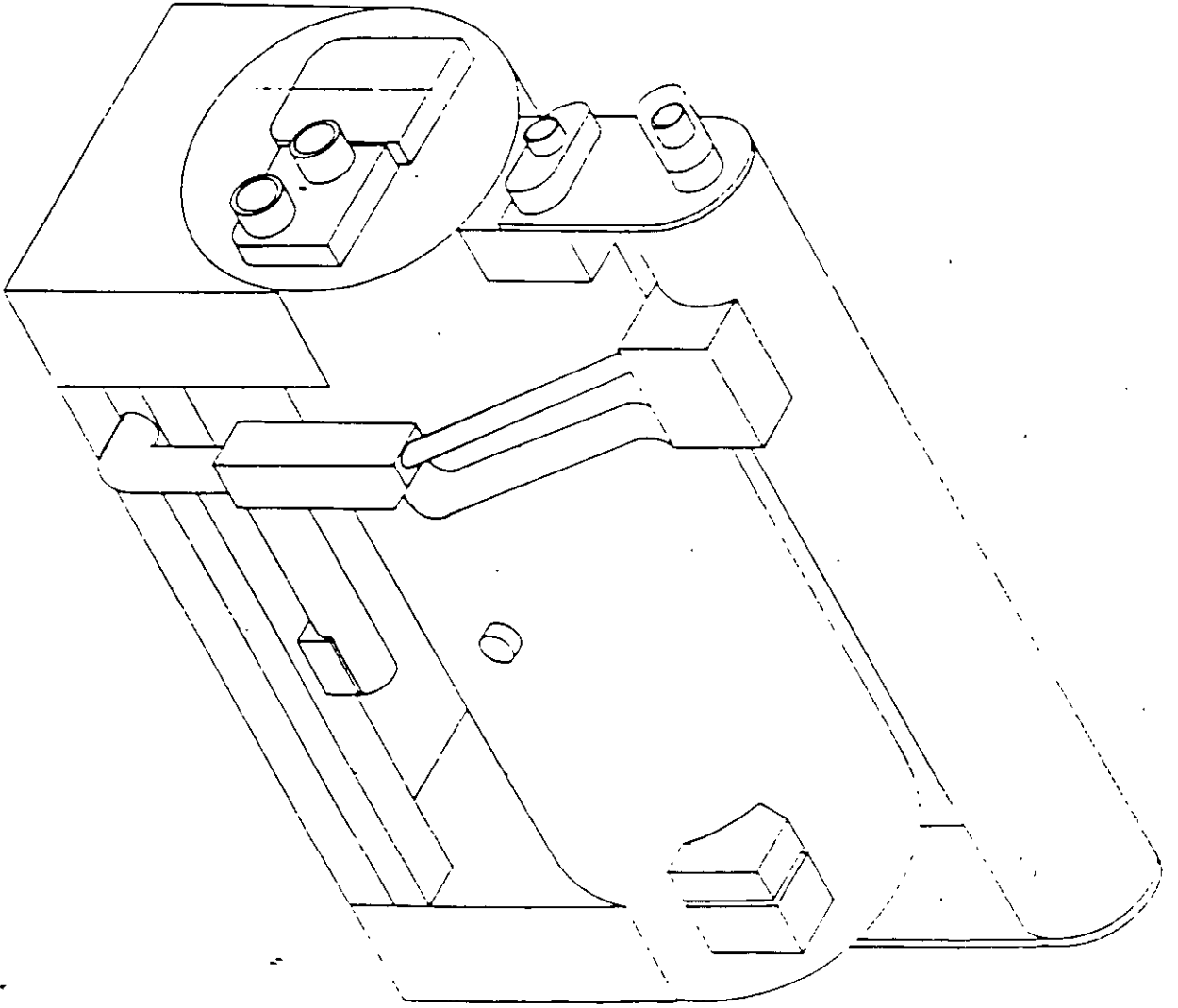
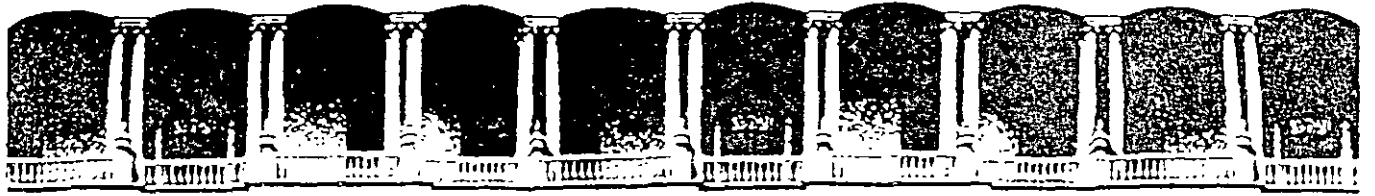


Fig. 1000



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

## **CURSOS ABIERTOS**

# **PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO**

**TEMA**

**TUBERÍA Y BOMBEO**

**EXPOSITOR: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN  
PALACIO DE MINERIA  
SEPTIEMBRE DEL 2000**

**VELOCIDAD VARIABLE  
CONTRA VELOCIDAD  
CONSTANTE EN EQUIPOS  
DE BOMBEO PARA AIRE  
ACONDICIONADO**

---

## **ANTECEDENTES**

---

Podemos mencionar que la bomba así conocida , es la maquina más antigua del mundo , desde que se conoce el termino de maquina , como un elemento que transforma un tipo de energía en otra , por otro lado , el motor eléctrico de inducción , ha ocupado uno de los primeros lugares respecto a la maquina más utilizada a nivel mundial en la actualidad, la mayoría de las bombas son accionadas con dichos motores.

Cuando diseñamos un sistema de aire acondicionado , que lleve bombas y ventiladores , lo hacemos para satisfacer las demandas máximas que requieran dichos sistemas, sin embargo rara vez esas demandas llegan al 100% y debido a esto la operación de las maquinas , resultan muy atractivas para los ahorros de energía, por lo que podemos pensar en un control que sea confiable y eficiente basado en la variación de la velocidad.

El como clasificamos las bombas esta hecho de la forma como se aplica la energía para mover un fluido , catalogandolas , de Dinámicas o centrifugas y de despazamiento positivo .

En el caso que nos ocupa hablaremos de las bombas de Dinamicas o centrifugas , que le proporcionan energía a un fluido a través de aspas , alabes o paletas , este movimiento rotatorio hace que se incremente la presión dentro de la carcaza de la bomba , impulsándola hasta la boquilla de descarga .

Los conceptos mas importantes que debemos saber para el calculo de una bomba

Gasto : Cantidad de fluido que proporciona una bomba en una unidad de tiempo, este concepto regularmente se expresa en l/s, l/min, gal/min, m<sup>3</sup>/hra

Carga: carga o presión normalmente expresada en mCA, ftCA, kg/cm<sup>2</sup>, lb/in<sup>2</sup> de una columna de agua de 10 m de altura ejerce una presión de 1 kg/cm<sup>2</sup> en su base (a nivel del mar), es por esta relación que 10mCA equivale a 1 kg/cm<sup>2</sup>.

La operación de una bomba centrifuga

Se dice que es proporcional a un gasto de 0 al 100% de su capacidad de diseño, en función de la carga que el sistema le oponga .

Carga estatica:

Se considera como la presión que se requiere en un sistema para elevar el agua a un nivel determinado , también se considera la carga estática como la condición que toda bomba centrifuga



debe satisfacer antes de que de algún gasto.

**Carga dinámica:**

Es la pérdida de presión através de una tubería ó sistema debido al flujo de agua

**.Carga total:**

Es la suma de las cargas dinámicas y estáticas .

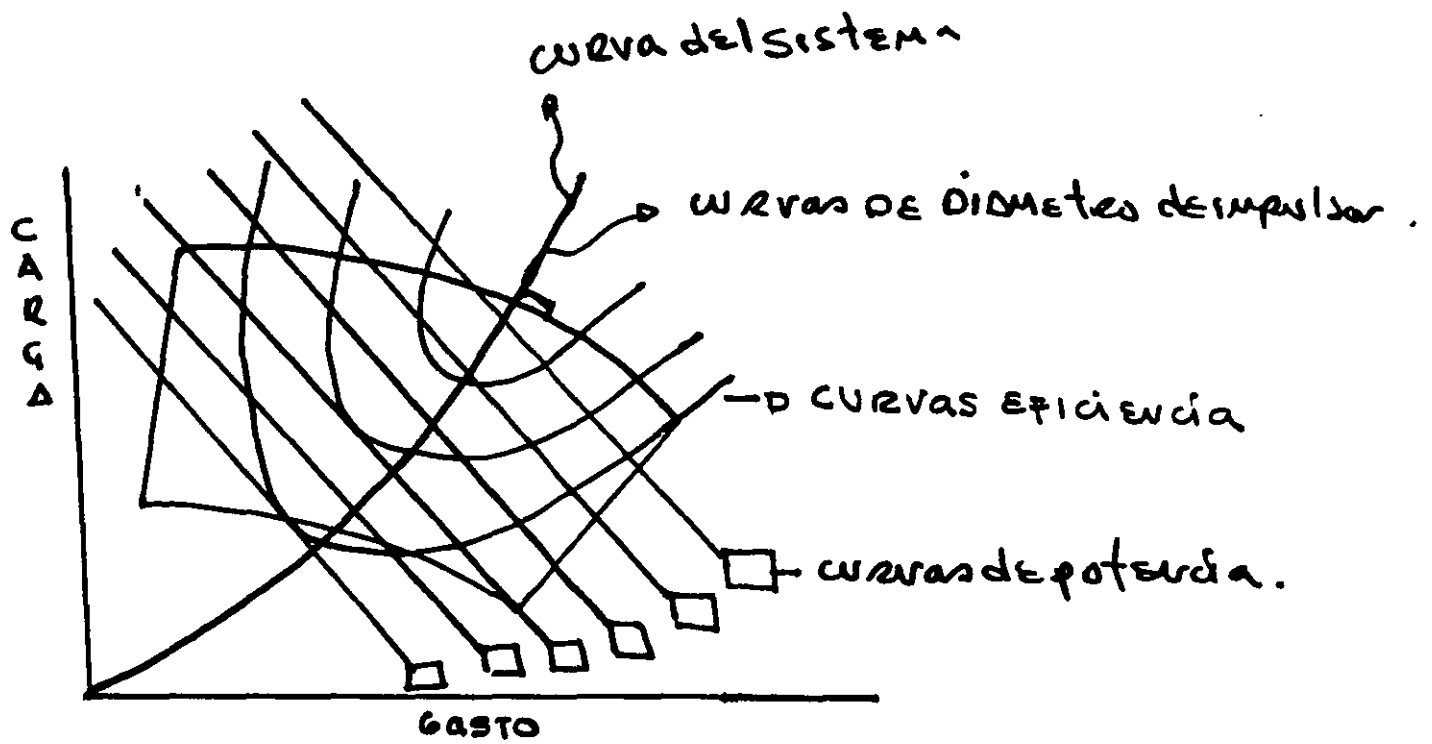
**Carga de la bomba:**

Es la presión que una bomba proporciona en su boquilla de descarga

La carga en una bomba centrífuga varía de acuerdo al gasto que proporciona , y al diámetro del impulsor y a la velocidad de rotación.

**Curva gasto-carga:**

Es la representación grafica de todos los parámetros que se incluyen dentro de una bomba



NPSH carga neta positiva de succión:

Son las condiciones de presión mínimas requeridas por la bomba en la boquilla de succión . Si en algún momento durante la operación de la bomba , se tiene en la línea de succión una presión menor al NPSH requerido por la bomba , el estado del liquido bombeado , puede cambiar a vapor, y suscitarse la cavitación , junto con un desgaste por erosión y disminución en las eficiencias de operación .

Potencia hidráulica:

Es la energía que toda bomba centrífuga produce de acuerdo a sus características de salida , como son gasto , carga , velocidad.

Gasto x carga

$$\text{Whp} = \frac{\text{Gasto} \times \text{carga}}{3960}$$

, 3960

POTENCIA AL FRENO(BHP)

Es la potencia o energía requerida para operar una bomba centrífuga, en un punto en particular de la curva de comportamiento

Gasto x carga x ge

$$\text{BHP} = \frac{\text{Gasto} \times \text{carga} \times g_e}{3960 \times \text{eficiencia}}$$

3960 x eficiencia

donde el gasto =gal/min

carga=ft CA

Velocidad constante en bombas:

El concepto de velocidad constante aplicado a un sistema de bombeo,

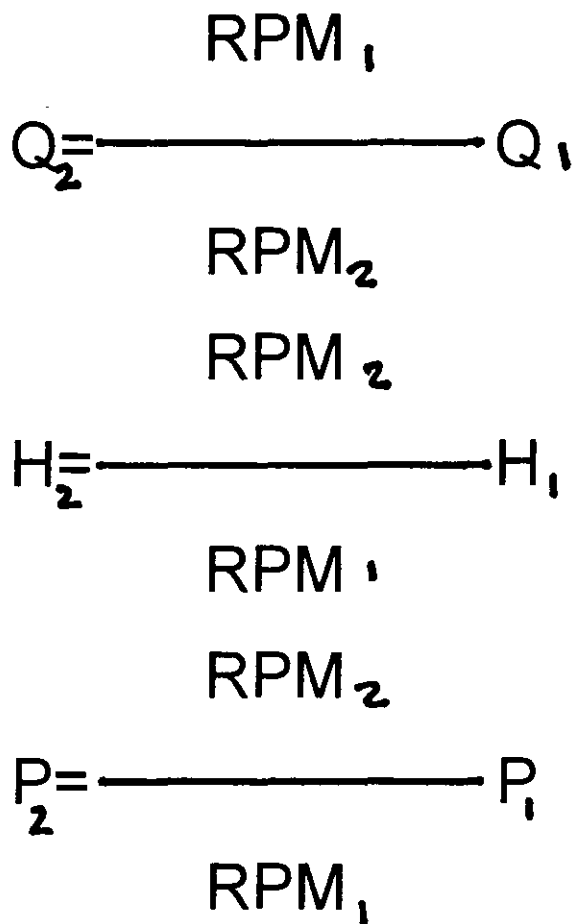
consiste en que las bombas sobretodo en aire acondicionado, permanecen trabajando todo el tiempo con el caballaje nominal del motor , en muchos casos sin requerirlo, debido a que en algunos casos ciertas áreas que están acondicionadas presentan inocupancia , por lo que no necesitarían , que todo el flujo de agua pasase por ellas , sin embargo, y debido a la velocidad constante siguen trabajando al 100%, es por esto , que se ideó el concepto de velocidad variable , con el cual se ahorra energía así mismo costo de operación del equipo.

Para esto se hizo uso de las leyes de afinidad para bombas centrifugas .

Dichas leyes dicen :

Que para operación a diferentes velocidades ó diámetros de impulsor el gasto  $Q$  , y la carga  $H$  y la potencia al freno  $BHP$  tienen variaciones directamente proporcional , al cuadrado, y al cubo respectivamente de las

variaciones en velocidad ó en diámetro del impulsor



Curva de sistema.

Es la representación gráfica de las características de la resistencia hidráulica de un sistema de tuberías, extendiendo la curva de sistema hasta que intersecte con la curva gasto carga encontramos el punto en el cual una

bomba y un sistema de tuberías determinado operarán.

Plantilla para curvas de sistema :

La plantilla para curvas de sistema , es el resultado matemático del cálculo de varias curvas de relación cuadrática . Cuando esta plantilla se pone sobre una curva de comportamiento ( gasto-carga) de una bomba centrífuga , muestra la curva de resistencia del sistema para un punto de operación conocido.

Esta plantilla puede ser utilizada en sistemas abiertos o cerrados.

Instrucciones para uso de curvas de sistema en sistemas cerrados:

1.-Se pone la plantilla en la parte baja de la curva de la bomba , a manera que coincidan los ejes de gasto y carga, después de alinear el vértice inferior izquierdo de la plantilla con cero gasto y cero carga de la curva de la bomba.(Si la curva no empieza en cero bajar la

plantilla hasta que coincida con una carga cero)

2.-La curva de sistema que intersecciona con el punto de operación es la curva de resistencia para esas condiciones de operación en particular . Si ninguna curva de sistema intersecciona, con el punto de operación será necesario interpolar

y trazar una curva paralela, a las que se encuentran a los lados del punto de operación.

3.-La bomba operará en base al punto de intersección de la curva de la plantilla.

Patron de operación :

Es la representación gráfica de la operación de un sistema relacionando el porcentaje de gasto con relación al tiempo de consumo.

Justificación económica y de ahorro de energía.

Suponiendo que operaremos nuestro sistema de aire acondicionado por 251 días y 12 horas por día :

$$251 \times 12 = 3012 \text{ horas}$$

Utilizaremos una bomba marca PICSA Aurora modelo 4 x 5 x 9 A a 1750 RPM y 10 HP para un gasto nominal de 400 GPM y una carga de 76 ft CA.

Patrón por medio de carga velocidad constante:

Gasto	400	320	240	160
% gasto	100	80	60	40
Carga	76	80	83	85
Eff %	81	76	68	52
BHP	9.47	8.50	7.39	6.13

Los valores antes obtenidos son según la formula para BHP antes mencionada.

Considerando .746kw/hra

.60 kw/hra



251 hrs/mes

3012 horas anuales /12 meses=251 hrs/mes

Costo en velocidad constante por mes:

Gpm	tiempo %	horas	hp	kw	kw/hra	\$
400	20	50.2	9.47	7.06	354.41	212.64
320	20	50.2	8.50	6.34	318.26	190.95
240	30	75.3	7.39	5.51	414.90	248.94
160	30	75.3	6.13	4.57	344.12	306.97
						<u>859.31</u>

Operación mensual a velocidad constante de una bomba  
 $859.31 \times 12 = \$10,311.72$

Kw/hra mensual  
 $1431.69 \times 12 = 17,180.28 \text{ Kw/año}$

Operación mensual a velocidad variable utilizando las leyes de afinidad y la curva de sistema:

GPM	400	320	240	160
%Q	100	80	60	40
	100	00	00	00
RPM	1750	1750	1750	1750
RPM	1750	1400	1050	700
H	76	80	83	85
H	76	51.2	29.88	13.60
BHP	9.47	8.50	7.39	6.13
BHP	9.47	4.33	1.55	.36

Haciendo la misma tabla que para velocidad constante ahora en velocidad variable:

GPM	%tiempo	horas	HP	Kw	Kw/hra	\$
400	20	50.2	9.47	7.06	354.91	212.69
			4.33			
				3.23	162.14	97.28
320	20	50.2				
					86.59	51.95
240	30	75.3	1.55	1.15		
					27.10	16.26
160	30	75.3	.36	.26		
					<u>630.24</u>	<u>370.13</u>

Da 630.24 Kw/mesx 12=7,560 kw/año

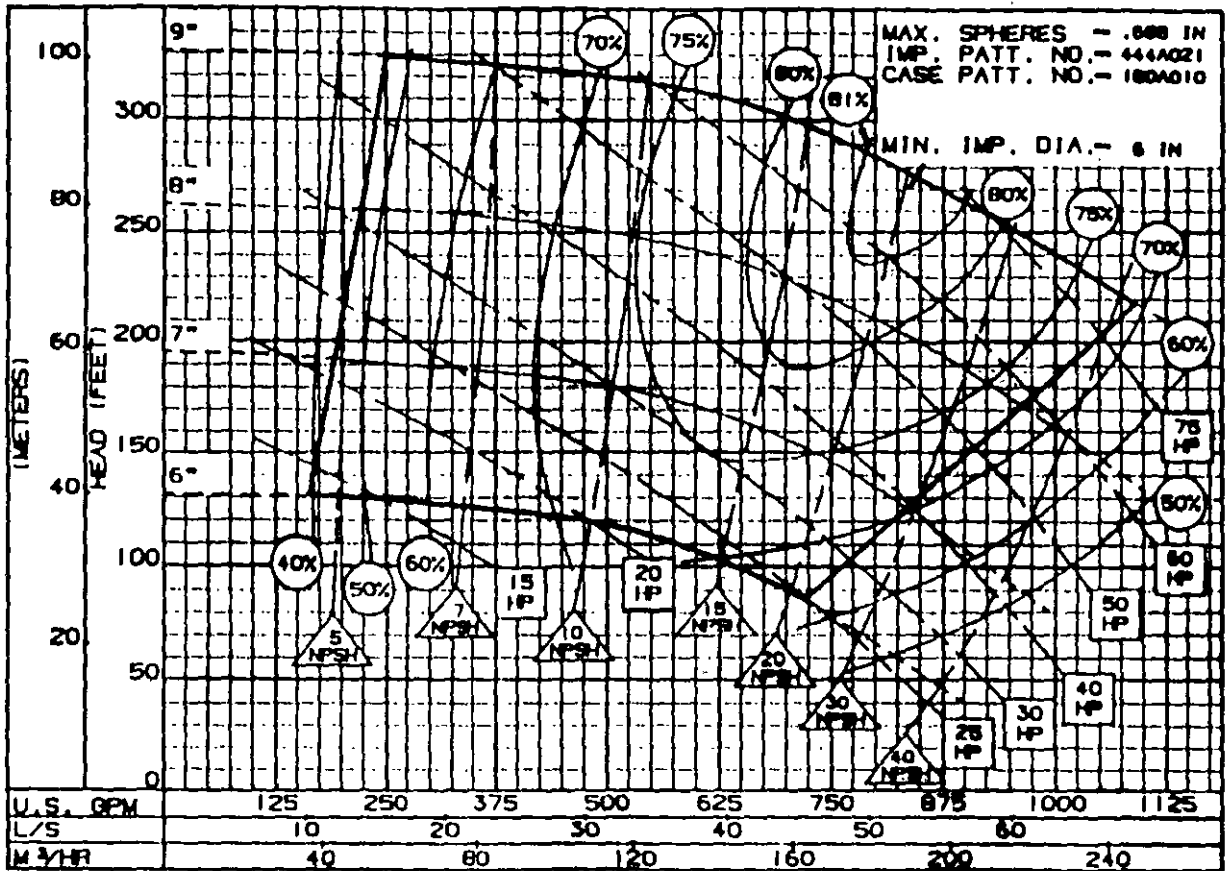
Costo mensual \$ 370.13 x 12=4,537.56  
anual, por lo que hay un ahorro del 56%  
en costo , y 56% en energía, con  
relación a velocidad constante.

# 4 x 5 x 9A SERIES 340 or 360

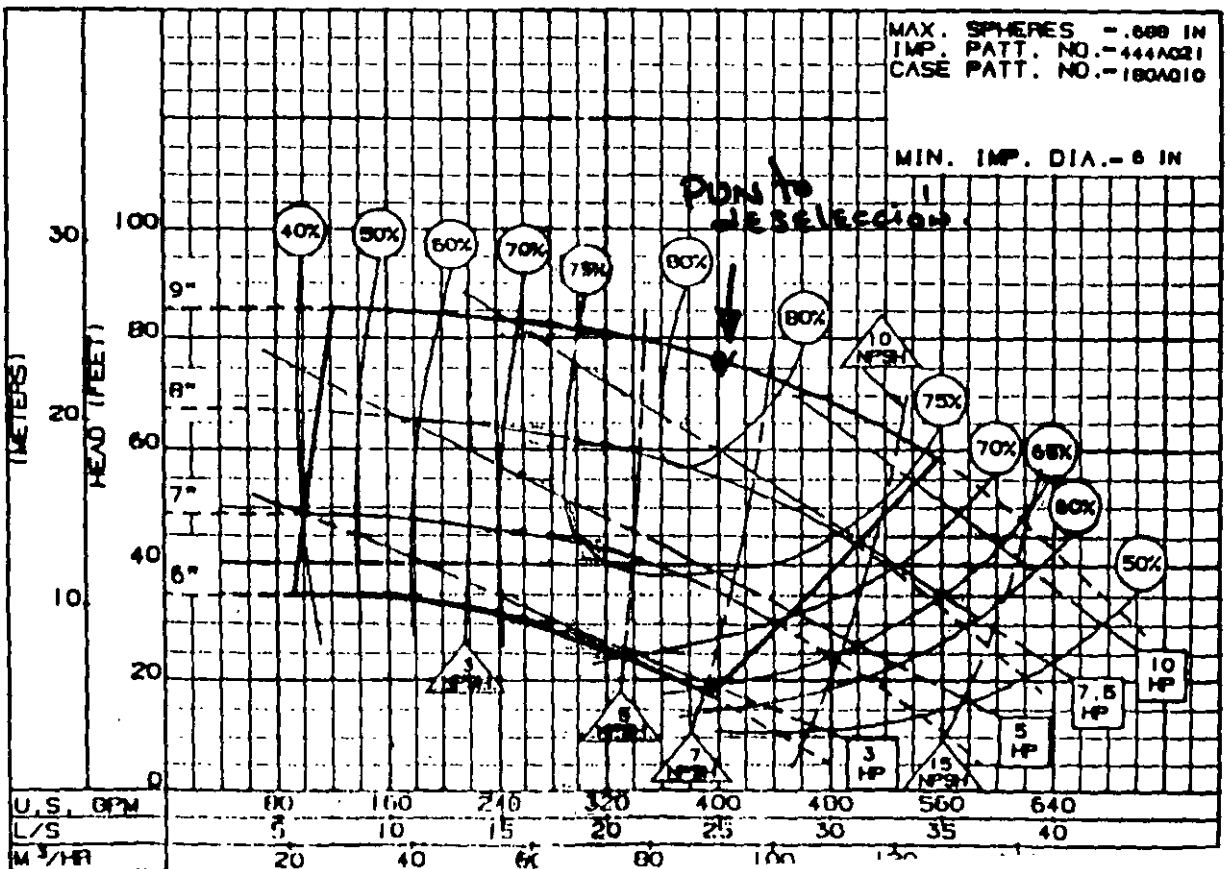
## ENCLOSED IMPELLER

SECTION 340/360

DATED JANUARY



3PC-116309



HYDRAULIC INSTITUTE

FRICITION LOSS FOR WATER IN FEET PER 100 FEET OF PIPE

TABLE 16

8 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID = 7.981 INCHES $\epsilon/D = 0.000226$			ASPHALT-DIPPED CAST IRON ID = 8.00 INCHES $\epsilon/D = 0.00060$		
DISCHARGE		V	V <sup>2</sup> /2g	h <sub>f</sub>	V	V <sup>2</sup> /2g	h <sub>f</sub>
CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe
0.0223	10	0.0641	0.0000639	0.000401	0.0638	0.0000633	0.000399
0.0446	20	0.128	0.000256	0.001320	0.128	0.000253	0.001320
0.0668	30	0.192	0.000575	0.00266	0.191	0.000570	0.00269
0.0891	40	0.257	0.00102	0.00442	0.255	0.00101	0.00447
0.111	50	0.321	0.00160	0.00652	0.319	0.00158	0.00664
0.134	60	0.385	0.00230	0.00904	0.382	0.00228	0.00920
0.156	70	0.449	0.00313	0.01190	0.447	0.00310	0.01210
0.178	80	0.513	0.00409	0.0151	0.511	0.00405	0.0154
0.201	90	0.577	0.00518	0.0186	0.574	0.00513	0.0191
0.223	100	0.641	0.00639	0.0224	0.638	0.00633	0.0232
0.267	120	0.770	0.00920	0.0311	0.766	0.00911	0.0323
0.312	140	0.898	0.0125	0.0410	0.893	0.0124	0.0428
0.356	160	1.03	0.0164	0.0521	1.02	0.0162	0.0548
0.401	180	1.15	0.0207	0.0644	1.15	0.0205	0.0681
0.446	200	1.28	0.0256	0.0780	1.28	0.0253	0.0828
0.490	220	1.41	0.0309	0.0928	1.40	0.0306	0.0989
0.535	240	1.54	0.0368	0.1088	1.53	0.0365	0.1163
0.579	260	1.67	0.0432	0.1260	1.66	0.0428	0.135
0.624	280	1.80	0.0501	0.144	1.79	0.0496	0.155
0.668	300	1.92	0.0575	0.163	1.91	0.0570	0.176
0.713	320	2.05	0.0655	0.184	2.04	0.0648	0.198
0.758	340	2.18	0.0739	0.206	2.17	0.0732	0.222
0.802	360	2.31	0.0828	0.229	2.30	0.0820	0.248
0.847	380	2.44	0.0923	0.253	2.43	0.0914	0.275
0.891	400	2.57	0.102	0.279	2.55	0.101	0.304
1.003	450	2.89	0.129	0.348	2.87	0.128	0.380
1.11	500	3.21	0.160	0.424	3.19	0.158	0.464
1.23	550	3.53	0.193	0.507	3.51	0.191	0.557
1.34	600	3.85	0.230	0.597	3.83	0.228	0.658
1.45	650	4.17	0.271	0.694	4.15	0.267	0.767
1.56	700	4.49	0.313	0.797	4.47	0.310	0.884
1.67	750	4.81	0.360	0.907	4.79	0.356	1.01
1.78	800	5.13	0.409	1.02	5.11	0.405	1.14
1.89	850	5.45	0.462	1.147	5.42	0.457	1.29
2.01	900	5.77	0.518	1.27	5.74	0.513	1.44
2.12	950	6.09	0.577	1.41	6.06	0.571	1.60
2.23	1 000	6.41	0.639	1.56	6.38	0.633	1.76
2.45	1 100	7.05	0.773	1.87	7.02	0.766	2.14
2.67	1 200	7.70	0.920	2.20	7.66	0.911	2.53
2.90	1 300	8.34	1.08	2.56	8.30	1.07	2.94
3.12	1 400	8.98	1.25	2.95	8.93	1.24	3.40
3.34	1 500	9.62	1.44	3.37	9.57	1.42	3.91
3.56	1 600	10.3	1.64	3.82	10.2	1.62	4.45
3.79	1 700	10.9	1.85	4.29	10.8	1.83	5.00
4.01	1 800	11.5	2.07	4.79	11.5	2.05	5.58
4.23	1 900	12.2	2.31	5.31	12.1	2.29	6.19
4.46	2 000	12.8	2.56	5.86	12.8	2.53	6.84
4.90	2 200	14.1	3.09	7.02	14.0	3.06	8.26
5.35	2 400	15.4	3.68	8.31	15.3	3.65	9.80
5.79	2 600	16.7	4.32	9.70	16.6	4.28	11.47
6.24	2 800	18.0	5.01	11.20	17.9	4.96	13.3
6.68	3 000	19.2	5.75	12.8	19.1	5.70	15.2
7.13	3 200	20.5	6.55	14.5	20.4	6.48	17.3
7.58	3 400	21.8	7.39	16.4	21.7	7.32	19.5
8.02	3 600	23.1	8.28	18.4	23.0	8.20	21.9
8.47	3 800	24.4	9.23	20.5	24.3	9.14	24.4
8.91	4 000	25.7	10.2	22.6	25.5	10.1	27.0
10.03	4 500	28.9	12.9	28.5	28.7	12.8	34.0
11.1	5 000	32.1	16.0	35.1	31.9	15.8	42.0
12.3	5 500	35.3	19.3	42.5	35.1	19.1	51.0
13.4	6 000	38.5	23.0	50.5	38.3	22.8	60.5
14.5	6 500	41.7	27.0	59.1	41.5	26.7	71.0
15.6	7 000	44.9	31.3	68.3	44.7	31.0	82.0
16.7	7 500	48.1	36.0	78.1	47.9	35.6	94.0
17.8	8 000	51.3	40.9	88.6	51.1	40.5	107

NOTE: No allowance has been made for age, differences in diameter, or any abnormal condition of interior surface. Any factor of safety must be estimated from the local conditions and the requirements of each particular installation.

# HYDRAULIC INSTITUTE

## FRICTION LOSS FOR WATER IN FEET PER 100 FEET OF PIPE

TABLE 14

5 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID=5.047 INCHES $\epsilon/D=0.000357$			5 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID=5.047 INCHES $\epsilon/D=0.000357$		
DISCHARGE		V ft/sec	$V^2/2g$ feet	$h_f$ feet per 100 feet of pipe	DISCHARGE		V ft/sec	$V^2/2g$ feet	$h_f$ feet per 100 feet of pipe
CFS	GPM				CFS	GPM			
0.0111	5	0.0802	0.000999	0.00107					
0.0223	10	0.160	0.00400	0.00348	1.11	500	8.02	0.999	4.16
0.0446	20	0.321	0.00160	0.0116	1.23	550	8.82	1.21	4.98
0.0668	30	0.481	0.00360	0.0237	1.34	600	9.62	1.44	5.88
0.0891	40	0.641	0.00639	0.0395	1.45	650	10.4	1.69	6.87
					1.56	700	11.2	1.96	7.93
0.111	50	0.802	0.00999	0.0587					
0.134	60	0.962	0.0144	0.0814	1.67	750	12.0	2.25	9.05
0.156	70	1.12	0.0196	0.1076	1.78	800	12.8	2.56	10.22
0.178	80	1.28	0.0256	0.137	1.89	850	13.6	2.89	11.5
0.201	90	1.44	0.0324	0.169	2.01	900	14.4	3.24	12.9
					2.12	950	15.2	3.61	14.3
0.223	100	1.60	0.0400	0.204					
0.267	120	1.92	0.0576	0.286	2.23	1000	16.0	4.00	15.8
0.312	140	2.25	0.0783	0.380	2.45	1100	17.6	4.84	19.0
0.356	160	2.57	0.102	0.487	2.67	1200	19.2	5.76	22.5
0.401	180	2.89	0.129	0.606	2.90	1300	20.8	6.75	26.3
					3.12	1400	22.5	7.83	30.4
0.446	200	3.21	0.160	0.736					
0.490	220	3.53	0.193	0.879	3.34	1500	24.1	8.99	34.8
0.535	240	3.85	0.230	1.035	3.56	1600	25.7	10.2	39.5
0.579	260	4.17	0.270	1.20	3.79	1700	27.3	11.6	44.5
0.624	280	4.49	0.313	1.38	4.01	1800	28.8	12.9	49.7
					4.23	1900	30.5	14.4	55.2
0.668	300	4.81	0.360	1.58					
0.713	320	5.13	0.409	1.78	4.46	2000	32.1	16.0	61.0
0.758	340	5.45	0.462	2.00	4.68	2100	33.7	17.6	67.1
0.802	360	5.77	0.518	2.22	4.90	2200	35.3	19.3	73.5
0.847	380	6.09	0.577	2.46	5.12	2300	36.9	21.1	80.1
					5.35	2400	38.5	23.0	87.0
0.891	400	6.41	0.639	2.72					
0.936	420	6.74	0.705	2.98	5.57	2500	40.1	25.0	94.2
0.980	440	7.06	0.774	3.26	5.79	2600	41.7	27.0	102
1.02	460	7.38	0.846	3.55					
1.07	480	7.70	0.921	3.85					

NOTE: No allowance has been made for age, differences in diameter, or any abnormal condition of interior surface. Any factor of safety must be estimated from the local conditions and the requirements of each particular installation.

HYDRAULIC INSTITUTE

FRICTION LOSS FOR WATER IN FEET PER 100 FEET OF PIPE

TABLE 12

3/2 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID=3.548 INCHES ε/D=0.000507			3/2 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID=3.548 INCHES ε/D=0.000507		
DISCHARGE CFS	GPM	V ft/sec	V <sup>2</sup> /2g feet	h <sub>f</sub> feet per 100 feet of pipe	DISCHARGE CFS	GPM	V ft/sec	V <sup>2</sup> /2g feet	h <sub>f</sub> feet per 100 feet of pipe
0.0111	5	0.162	0.000409	0.00562	0.490	220	7.14	0.792	5.12
0.0223	10	0.323	0.00164	0.0186	0.535	240	7.79	0.943	6.04
0.0334	15	0.487	0.00368	0.0377	0.579	260	8.44	1.11	7.04
0.0446	20	0.649	0.00655	0.0630	0.624	280	9.09	1.28	8.11
0.0557	25	0.811	0.0102	0.0938	0.668	300	9.74	1.47	9.26
0.0668	30	0.974	0.0147	0.130	0.713	320	10.4	1.68	10.48
0.0780	35	1.14	0.0200	0.172	0.758	340	11.0	1.89	11.8
0.0891	40	1.30	0.0262	0.219	0.802	360	11.7	2.12	13.2
0.100	45	1.46	0.0331	0.271	0.847	380	12.3	2.36	14.6
0.111	50	1.62	0.0409	0.328	0.891	400	13.0	2.62	16.2
0.134	60	1.95	0.0589	0.455	0.936	420	13.6	2.89	17.8
0.156	70	2.27	0.0802	0.604	0.980	440	14.3	3.17	19.4
0.178	80	2.60	0.105	0.773	1.025	460	14.9	3.46	21.2
0.201	90	2.92	0.133	0.959	1.069	480	15.6	3.77	23.0
0.223	100	3.25	0.164	1.17	1.114	500	16.2	4.09	25.0
0.245	110	3.57	0.198	1.39	1.225	550	17.8	4.95	30.1
0.267	120	3.89	0.236	1.64	1.337	600	19.5	5.89	35.6
0.290	130	4.22	0.277	1.90	1.448	650	21.1	6.91	41.6
0.312	140	4.54	0.321	2.18	1.560	700	22.7	8.02	48.0
0.334	150	4.87	0.368	2.48	1.671	750	24.3	9.20	54.9
0.356	160	5.19	0.419	2.80	1.782	800	26.0	10.5	62.3
0.379	170	5.52	0.473	3.15	1.894	850	27.6	11.8	70.1
0.401	180	5.84	0.530	3.50	2.005	900	29.2	13.3	78.4
0.423	190	6.17	0.591	3.87	2.117	950	30.8	14.8	87.2
0.446	200	6.49	0.655	4.27	2.228	1000	32.5	16.4	96.4
					2.451	1100	35.7	19.8	116.1
					2.674	1200	38.9	23.6	138
					2.896	1300	42.2	27.7	162
					3.119	1400	45.4	32.1	187
					3.342	1500	48.7	36.8	214

NOTE: No allowance has been made for age, differences in diameter, or any abnormal condition of interior surface. Any factor of safety must be estimated from the local conditions and the requirements of each particular installation.

HYDRAULIC INSTITUTE

FRICITION LOSS FOR WATER IN FEET PER 100 FEET OF PIPE

TABLE 9

2 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID = 2.067 INCHES $\epsilon/D = 0.00087$		
DISCHARGE		V	$V^2/2g$	$h_f$
CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe
0.00446	2	0.191	0.000568	0.0151
0.00668	3	0.287	0.00128	0.0302
0.00891	4	0.382	0.00227	0.0497
0.0111	5	0.478	0.00355	0.0731
0.0134	6	0.574	0.00511	0.1004
0.0156	7	0.669	0.00696	0.131
0.0178	8	0.765	0.00909	0.166
0.0201	9	0.860	0.0115	0.205
0.0223	10	0.956	0.0142	0.248
0.0267	12	1.15	0.0205	0.343
0.0312	14	1.34	0.0278	0.453
0.0356	16	1.53	0.0364	0.578
0.0401	18	1.72	0.0460	0.717
0.0446	20	1.91	0.0568	0.868
0.0490	22	2.10	0.0688	1.03
0.0535	24	2.29	0.0818	1.20
0.0579	26	2.49	0.0960	1.39
0.0624	28	2.68	0.111	1.60
0.0668	30	2.87	0.128	1.82
0.0780	35	3.35	0.174	2.42
0.0891	40	3.82	0.227	3.10
0.100	45	4.30	0.288	3.85
0.111	50	4.78	0.355	4.67
0.123	55	5.26	0.430	5.59
0.134	60	5.74	0.511	6.59
0.145	65	6.21	0.600	7.69
0.156	70	6.69	0.696	8.86
0.167	75	7.17	0.799	10.1
0.178	80	7.65	0.909	11.4
0.189	85	8.13	1.03	12.8
0.201	90	8.60	1.15	14.2
0.212	95	9.08	1.28	15.8
0.223	100	9.56	1.42	17.4
0.245	110	10.52	1.72	20.9
0.267	120	11.5	2.05	24.7
0.290	130	12.4	2.40	28.8
0.312	140	13.4	2.78	33.2
0.334	150	14.3	3.20	38.0
0.356	160	15.3	3.64	43.0
0.379	170	16.3	4.11	48.4
0.401	180	17.2	4.60	54.1
0.423	190	18.2	5.13	60.1
0.446	200	19.1	5.68	66.3
0.490	220	21.0	6.88	80.0
0.535	240	22.9	8.18	95.0
0.579	260	24.9	9.60	111
0.624	280	26.8	11.14	128
0.668	300	28.7	12.8	146
0.713	320	30.6	14.5	166
0.758	340	32.5	16.4	187
0.802	360	34.4	18.4	209
0.847	380	36.3	20.5	233
0.891	400	38.2	22.7	258

TABLE 10

2½ INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID = 2.469 INCHES $\epsilon/D = 0.000729$		
DISCHARGE		V	$V^2/2g$	$h_f$
CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe
0.00668	3	0.201	0.000628	0.0129
0.00891	4	0.268	0.00112	0.0213
0.0134	6	0.402	0.00251	0.0432
0.0178	8	0.536	0.00447	0.0712
0.0223	10	0.670	0.00698	0.105
0.0267	12	0.804	0.0100	0.145
0.0312	14	0.938	0.0137	0.191
0.0356	16	1.07	0.0179	0.243
0.0401	18	1.21	0.0226	0.300
0.0446	20	1.34	0.0279	0.362
0.0490	22	1.47	0.0338	0.430
0.0535	24	1.61	0.0402	0.502
0.0579	26	1.74	0.0472	0.580
0.0624	28	1.88	0.0547	0.663
0.0668	30	2.01	0.0628	0.753
0.0780	35	2.35	0.0855	1.00
0.0891	40	2.68	0.112	1.28
0.100	45	3.02	0.141	1.60
0.111	50	3.35	0.174	1.94
0.123	55	3.69	0.211	2.32
0.134	60	4.02	0.251	2.72
0.145	65	4.36	0.295	3.16
0.156	70	4.69	0.342	3.63
0.167	75	5.03	0.393	4.13
0.178	80	5.36	0.447	4.66
0.189	85	5.70	0.504	5.22
0.201	90	6.03	0.565	5.82
0.212	95	6.37	0.630	6.45
0.223	100	6.70	0.698	7.11
0.245	110	7.37	0.844	8.51
0.267	120	8.04	1.00	10.0
0.290	130	8.71	1.18	11.7
0.312	140	9.38	1.37	13.5
0.334	150	10.05	1.57	15.4
0.356	160	10.7	1.79	17.4
0.379	170	11.4	2.02	19.6
0.401	180	12.1	2.26	21.9
0.423	190	12.7	2.52	24.2
0.446	200	13.4	2.79	26.7
0.490	220	14.7	3.38	32.2
0.535	240	16.1	4.02	38.1
0.579	260	17.4	4.72	44.5
0.624	280	18.8	5.47	51.3
0.668	300	20.1	6.28	58.5
0.713	320	23.5	8.55	79.2
0.758	340	26.8	11.2	103
0.802	360	30.2	14.1	130
0.847	380	33.5	17.4	160
0.891	400	36.9	21.1	193
	450	40.2	25.1	230

NOTE: No allowance has been made for age, differences in diameter, or any abnormal condition of interior surface. Any factor of safety must be estimated from the local conditions and the requirements of each particular installation.

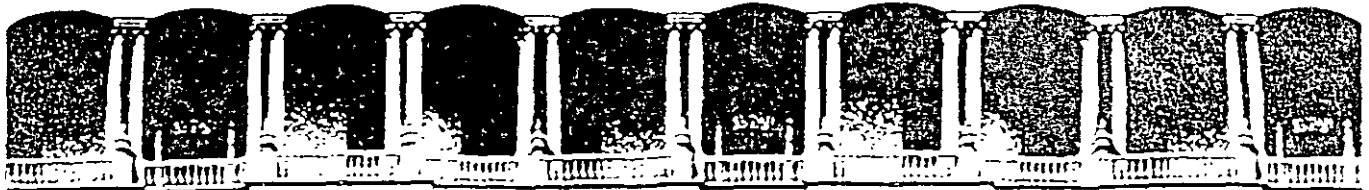


HYDRAULIC INSTITUTE

FRICTION LOSS FOR WATER IN FEET PER 100 FEET OF PIPE

TABLE 5					TABLE 6				
¾ INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID=0.824 INCHES ε/D=0.00218			1 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID=1.049 INCHES ε/D=0.00172		
DISCHARGE CFS	GPM	V ft/sec	V <sup>2</sup> /2g feet	h <sub>f</sub> feet per 100 feet of pipe	DISCHARGE CFS	GPM	V ft/sec	V <sup>2</sup> /2g feet	h <sub>f</sub> feet per 100 feet of pipe
0.00223	1.0	0.602	0.00563	0.260	0.00267	1	0.371	0.00214	0.114
0.00334	1.5	0.903	0.0127	0.730	0.00446	2	0.742	0.00857	0.379
0.00446	2.0	1.20	0.0225	1.21	0.00668	3	1.114	0.01927	0.772
0.00557	2.5	1.50	0.0352	1.80	0.00891	4	1.48	0.0343	1.295
0.00668	3.0	1.81	0.0506	2.50	0.0111	5	1.86	0.0535	1.93
0.00780	3.5	2.11	0.0689	3.30	0.0134	6	2.23	0.0771	2.68
0.00891	4.0	2.41	0.0900	4.21	0.0156	7	2.60	0.1049	3.56
0.0100	4.5	2.71	0.114	5.21	0.0178	8	2.97	0.137	4.54
0.0111	5.0	3.01	0.141	6.32	0.0201	9	3.34	0.173	5.65
0.0134	6.0	3.61	0.203	8.87	0.0223	10	3.71	0.214	6.86
0.0156	7.0	4.21	0.276	11.8	0.0267	12	4.45	0.308	9.62
0.0178	8.0	4.81	0.360	15.0	0.0312	14	5.20	0.420	12.8
0.0201	9.0	5.42	0.456	18.8	0.0356	16	5.94	0.548	16.5
0.0223	10	6.02	0.563	23.0	0.0401	18	6.68	0.694	20.6
0.0245	11	6.62	0.681	27.6	0.0446	20	7.42	0.857	25.1
0.0267	12	7.22	0.810	32.6	0.0490	22	8.17	1.036	30.2
0.0290	13	7.82	0.951	37.8	0.0535	24	8.91	1.23	35.6
0.0312	14	8.42	1.103	43.5	0.0579	26	9.65	1.45	41.6
0.0334	15	9.03	1.27	49.7	0.0624	28	10.39	1.68	47.9
0.0356	16	9.63	1.44	56.3	0.0668	30	11.1	1.93	54.6
0.0379	17	10.23	1.63	63.1	0.0713	32	11.9	2.19	61.8
0.0401	18	10.8	1.82	70.3	0.0758	34	12.6	2.48	69.4
0.0423	19	11.4	2.03	78.0	0.0802	36	13.4	2.78	77.4
0.0446	20	12.0	2.25	86.1	0.0847	38	14.1	3.09	86.0
0.0490	22	13.2	2.72	104	0.0891	40	14.8	3.43	95.0
0.0535	24	14.4	3.24	122	0.0936	42	15.6	3.78	104.5
0.0579	26	15.6	3.80	143	0.0980	44	16.3	4.15	114
0.0624	28	16.8	4.41	164	0.102	46	17.1	4.53	124
0.0668	30	18.1	5.06	187	0.107	48	17.8	4.93	135
					0.111	50	18.6	5.35	146
					0.123	55	20.4	6.48	176
					0.134	60	22.3	7.71	209
					0.145	65	24.1	9.05	245
					0.156	70	26.0	10.49	283
					0.167	75	27.8	12.0	324
					0.178	80	29.7	13.7	367
					0.189	85	31.6	15.5	413
					0.201	90	33.4	17.3	462
					0.212	95	35.3	19.3	513
					0.223	100	37.1	21.4	567

NOTE: No allowance has been made for age, differences in diameter, or any abnormal condition of interior surface. Any factor of safety must be estimated from the local conditions and the requirements of each particular installation.



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

## **CURSOS ABIERTOS**

# **PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO**

**TEMA**

**SELECCIÓN DE VLAVULAS**

**EXPOSITOR: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN  
PALACIO DE MINERIA  
SEPTIEMBRE DEL 2000**

## SELECCION Y CONTROL DE VALVULAS DE AGUA FRIA PARA AIRE ACONDICIONADO

Las válvulas mas comunmente usadas para el control de agua en los sistemas de agua fría y calefacción son:

- de dos vías: de un o dos asientos, esta última se llama también balanceada.
- De tres vías: de mezcla y divergentes

Por su característica se pueden clasificar como:

- Apertura rápida (usadas en válvulas de dos posiciones, on/off)
- Lineares (usadas normalmente para control de vapor)
- Igual Porcentaje

Para linearizar el comportamiento de la válvula con la capacidad del serpentín, se usa normalmente las válvulas de igual porcentaje.

Cuando se selecciona una válvula se debe considerar:

- a) *La autoridad* de esta sobre el sistema, y el efecto de esta autoridad en el comportamiento válvulas serpentín. Ya que las características de la válvula se obtienen a una caída de presión constante, lo que raramente sucede.

Se recomienda que la válvula represente de entre un 25 a un 50% de la caída total del sistema, algunos textos recomiendan hasta 65% de la caída total para válvulas de dos vías. Para el caso pueden hacerse diagramas de caída de presión e investigar el comportamiento de la válvula en el sistema en particular

- b) Como práctica común la válvula se dimensiona para igual la caída de presión del serpentín. De esta forma usando la definición del coeficiente de flujo  $C_v$ , se dice que la válvula deberá tener cumplir con:

$$C_v = Q / (dP)^{1/2}$$

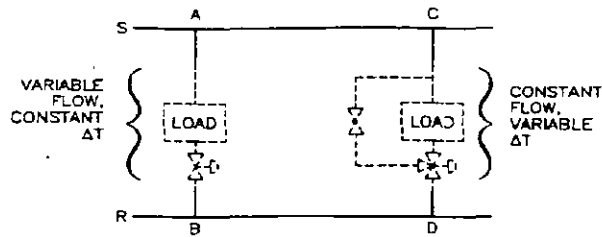


Fig. 18 System Flow with Two-Way and Three-Way Valves

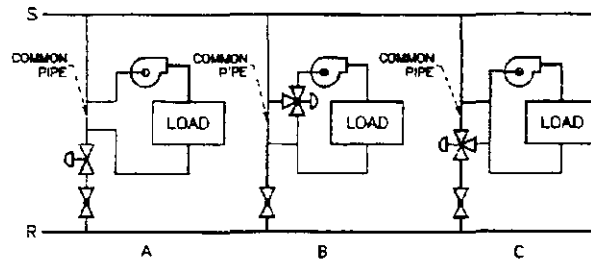


Fig. 19 Load Pumps with Valve Control

## SIZING CONTROL VALVES

For stable control, the pressure drop in the control valve at the full-open position should be no less than one-half the pressure drop in the branch. For example, in Figure 18, the pressure drop at full-open position for the two-way valve should equal one-half the pressure drop from A to B, and for the three-way valve, the full-open pressure drop should be half that from C to D. The pressure drop in the bypass balancing valve in the three-way valve circuit should be set to equal that in the coil (load).

Control valves should be sized on the basis of the valve coefficient  $C_v$ . For more information, see the section on Control Valve Sizing in Chapter 41.

If a system is to be designed with multiple zones of control such that load response is to be by constant flow through the load and variable  $\Delta t$ , control cannot be achieved by valve control alone; a load pump is required.

Several control arrangements of load pump and control valve configurations are shown in Figure 19. Note that in all three configurations the common pipe has no restriction or check valve. In all configurations there is no difference in control as seen by the load. However, the basic differences in control are

1. With the two-way valve configuration (Figure 19A), the distribution system sees a variable flow and a constant  $\Delta t$ , whereas with both three-way configurations, the distribution system sees a constant flow and a variable  $\Delta t$ .

2. Configuration B differs from C in that the pressure required through the three-way valve in Figure 19B is provided by the load pump, while in Figure 19C it is provided by the distribution pump(s).

## LOW-TEMPERATURE HEATING SYSTEMS

These systems are used for heating spaces or processes directly, as with standing radiation and process heat exchangers, or indirectly, through air-handling unit coils for preheating, for reheating, or in hot water unit heaters. These systems are generally designed with supply water temperatures from 180 to 240°F and temperature drops from 20 to 100°F.

In the United States, hot water heating systems were historically designed for a 200°F supply water temperature and a 20°F temperature drop. This practice evolved from earlier gravity system designs and provides convenient design relationships for heat transfer coefficients related to coil tubing and finned-tube radiation and for calculations (one gallon per minute conveys 10,000 Btu/h at a 20°F  $\Delta t$ ). Because many terminal devices still require these flow rates, it is important to recognize this relationship in selecting devices and designing systems.

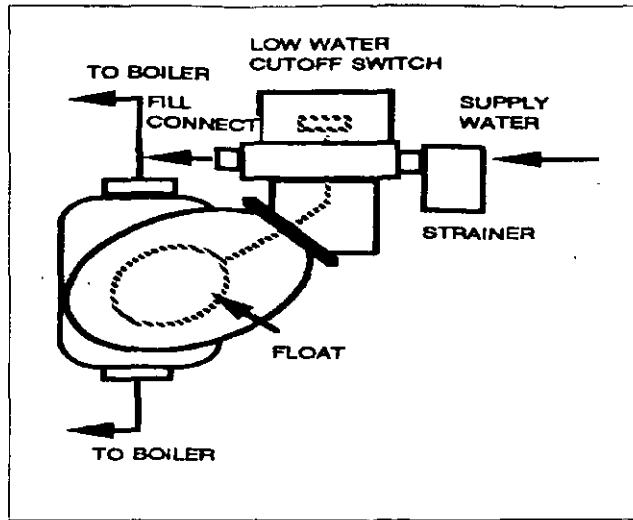


Fig. 14 Float Valve and Cutoff Steam Boiler Application

the mixing valve. (Figure 8 in Chapter 45 of the 1999 *ASHRAE Handbook—Applications* shows typical cross sections of three-way mixing and diverting valves.)

### Special Purpose Valves

Special purpose valve bodies may be used on occasion, such as the four-way valve used to allow separate circulation in the boiler loop and a heated zone. Another form of four-way valve body is used as a changeover refrigeration valve in heat pump systems to reverse the evaporator to a condenser function.

Float valves are used to supply water to a tank or reservoir or serve as a special purpose boiler feed valve to maintain an operating water level at the float level location (Figure 14).

### Butterfly Valves

In some applications, it is not possible to use standard three-way mixing or standard three-way bypass valves because of size limitations or space constraints. In these cases, two butterfly valves are mounted on a piping tee and cross-linked to operate as either three-way mixing or three-way bypass valves (Figure 15). Note that the flow characteristics of butterfly valves are different from standard seat and disk-type valves, so that their use is limited to applications where their flow characteristics suffice.

### Control Valve Flow Characteristics

Generally, valves control the flow of fluids by an actuator, which moves a stem with an attached plug of various geometric shapes. The plug seats within the valve port and against the valve seat with a composition disk or metal-to-metal seating.

Based on the geometry of the plug, three distinct flow conditions can be developed (Figure 16):

1. **Quick Opening.** When started from the closed position, this valve allows a considerable amount of flow to pass for small stem travel. As the stem moves toward the open position, the rate at which the flow is increased per movement of the stem is reduced in a nonlinear fashion. This characteristic is used in two-position or on/off applications.
2. **Linear.** Linear valves produce equal flow increments per equal stem travel throughout the travel range of the stem. This characteristic is used on steam coil terminals and in the bypass port of three-way valves.
3. **Equal Percentage.** This type of valve produces an exponential flow increase as the stem moves from the closed position to the open. The term equal percentage means that for equal increments of stem travel, the flow increases by an equal percentage. For example, in Figure 16, if the valve is moved from 50 to 70% of full stroke, the percentage of full flow changes from 10 to 25%, an increase of 150%. Then, if the valve is moved from 80 to 100% of full stroke, the percentage of full flow changes from 40 to 100%,

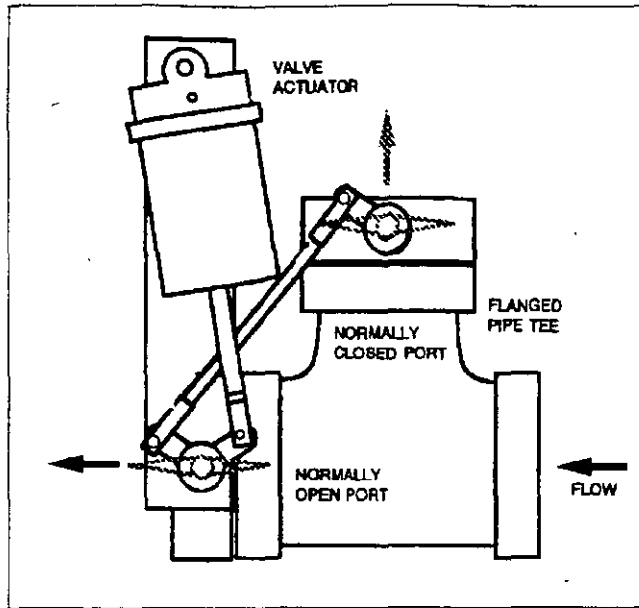


Fig 15 Butterfly Valves—Diverging Tee Application

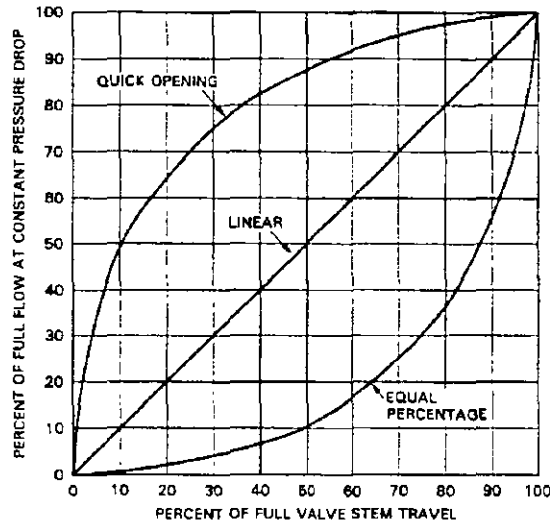


Fig. 16 Control Valve Flow Characteristics

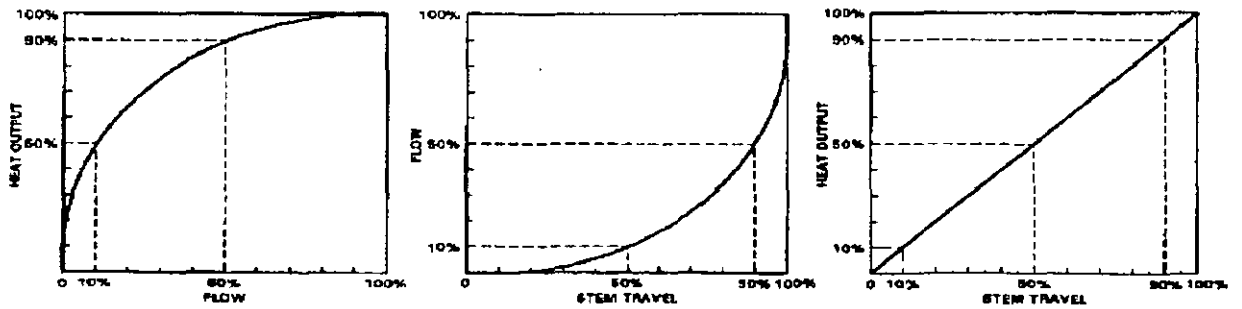


Fig. 17 Heat Output, Flow, and Stem Travel Characteristics of Equal Percentage Valve

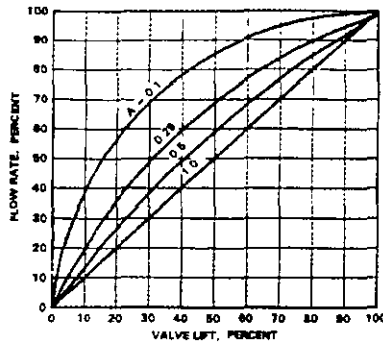


Fig. 18 Authority Distortion of Linear Flow Characteristics

again, an increase of 150%. This characteristic is recommended for control on hot and chilled water terminals.

Control valves are commonly used in combination with a coil and some other valve within a circuit to be controlled. To minimize control problems and design a more efficient system, the designer should note that when these actual flow characteristics are combined with coil performance curves (heating or cooling), the resulting energy output profile of the circuit versus the stem travel alters. Taking the valve flow characteristic and the coil heat emission curve values, a new plot can be shown resulting in an improved percentage output emission compared to the valve position (Figure 17). For a typical hydronic heating or cooling coil, the equal percentage results in the closest to a linear change and provides the most efficient control (Figure 17).

The three flow patterns are obtained by imposing a constant pressure drop across the modulating valve, but in actual conditions, the pressure drop across the valve is not constant and varies between a maximum (when it is controlling) and a minimum (when the valve is near full open). The ratio of these two pressure drops is known as *authority*. Figure 18 and Figure 19 show how the valve flow characteristic for the linear and equal percentage is distorted as the control valve authority is reduced by the choice of low valve pressure drops. The quick-opening characteristic, not shown, is distorted to the point that it approaches two-position or on/off control. The selection of the control valve pressure drop directly affects the valve authority and should be at least 25 to 50% of the system loop pressure drop, that is, the pressure drop from the pump discharge flange, supply main, supply riser, supply branch, heat transfer coil, return branch, fittings, balancing valve, and return main to the pump suction flange. The location of the control valve in the system results in unique pressure drop selections for each control valve. The higher valve pressure drop results in a smaller valve pipe size and better control.

**Control Valve Sizing**

**Liquids.** A valve creates fluid resistance in a circuit to limit the flow of the medium at a calculated pressure drop. Each passive element in a circuit creates a pressure drop according to the following general equation:

$$\Delta p = RQ^n \left( \frac{\rho}{\rho_w} \right) \tag{1}$$

where

- $\Delta p$  = pressure drop, psi
- $R$  = resistance
- $\rho$  = fluid density, lb/ft<sup>3</sup>
- $\rho_w$  = density of water at 60°F, lb/ft<sup>3</sup>
- $Q$  = volumetric flow, gpm
- $n$  = system coefficient

For turbulent flows, the coefficient  $n$  is assumed to be 2, although for steel pipes  $n = 1.85$ . For a valve, assuming  $n = 2$ , Equation (1) can be solved for flow:

$$Q = \sqrt{\left( \frac{\Delta p}{R} \right) \left( \frac{\rho_w}{\rho} \right)} \tag{2}$$

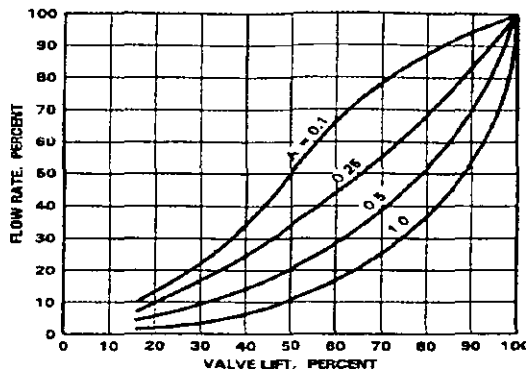


Fig 19 Authority Distortion of Equal Percentage Flow Characteristic

The term  $\sqrt{1/R}$  can be replaced by the flow coefficient  $C_v$ , the ratio  $\sqrt{\rho_w}$  is approximately one for water at temperatures below 250°F, and Equation (2) becomes

$$Q = C_v \sqrt{\Delta p} \quad (3)$$

or

$$Q = 0.67 C_v \sqrt{\Delta h} \quad (4)$$

where  $\Delta h$  = pressure drop, ft of water.

The control valve size should be selected by calculating the required  $C_v$  to provide the design flow at an assumed pressure drop  $\Delta p$ . A pressure drop of 25 to 50% of the available pressure between the supply and return riser (pump head) should be selected for the control valve. This pressure drop gives the best flow characteristic as described in the section on Control Valve Flow Characteristics.

For liquids with a viscosity correction factor  $V_f$ ,

$$Q = \frac{C_v}{V_f} \sqrt{\Delta p \left( \frac{\rho_w}{\rho} \right)} \quad (5)$$

**Steam.** For steam flow,

$$w_s = 2.1 \frac{C_v}{K} \sqrt{\Delta p (P_1 - P_2)} \quad (6)$$

where

$w_s$  = steam flow, lb/h

$K = 1 + 0.0007 \times (\text{degrees of superheat})$

$C_v$  = flow coefficient, gpm at  $\Delta p = 1$  psi

$P_1$  = entering steam absolute pressure

$P_2$  = leaving steam absolute pressure

$\Delta p$  = steam pressure drop across the valve,  $P_1 - P_2$

*Note:* Some manufacturers list the constant in Equation (6) as high as 3.2 but most agree on 2.1. As part of good practice, always confirm valve sizing with the manufacturer.

Steam reaches critical or sonic velocity when the downstream pressure is 58%, or less, of the absolute inlet pressure. Increasing the pressure drop below the critical pressure produces no further increase in flow. As a result, when  $P_2 \leq 0.58 P_1$ , the following critical pressure drop formula is used:

$$C_v = \frac{w_s}{1.61 P_1} \quad (7)$$

## Applications

Automatically controlled valves are applied to control many different variables. The most common examples are temperature, humidity, flow, and pressure. However, a valve can be used directly only to control flow or pressure. When flow is controlled, a pressure drop is implied, and when pressure is controlled, some maximum flow rate is implied. These two factors must be



considered in selecting control valves. For a general discussion of control theory and some typical valve applications, refer to Chapter 45 of the 1999 *ASHRAE Handbook—Applications*.

Although the discussion in this chapter applies to hot water, chilled water, and steam, control valves can be used with virtually any fluid. The fluid characteristics must be considered in selecting materials for the valve. The requirements are particularly strict for use with high-temperature water and high-pressure steam.

Steam is controlled in two ways:

1. When steam pressure is too high for use in a specific application, the pressure must be reduced by a pressure-reducing valve (PRV). This is normally a globe-type valve, because modulating control is required. The valve may be externally or internally piloted and is usually self-contained, using the steam pressure to drive the actuator. The load may vary, so it is sometimes desirable to use two or more valves in parallel, adjusted to open in sequence, for more accurate control.

2. Steam flow to a heat exchanger may be controlled in response to temperature or humidity requirements. In this case, an external control system is used with the steam valve as the controlled device. In selecting a steam valve, the maximum flow rate for the specific valve and entering steam pressure must be considered. These factors are determined from the critical pressure drop, which limits the flow.

Hot and chilled water are usually controlled in response to temperature or humidity requirements. When selecting a valve for controlling water flow, a pressure drop sufficiently large to allow the valve to control properly should be specified. The response of the heat exchanger coil to a change in flow is not linear; therefore, an equal percentage plug should be used, and the temperature of the water supply should be as high (hot water) or as low (chilled water) as required by the load conditions.

## BALANCING VALVES

Two approaches are available for balancing hydronic systems: (1) a manual valve with integral pressure taps and a calibrated port, which permits field proportional balancing to the design flow conditions; (2) or an automatic flow-limiting valve selected to limit the circuit's maximum flow to the design flow.

Manual balancing valves can be provided with the following features:

- Manually adjustable stems for valve port opening or a combination of a venturi or orifice and an adjustable valve
- Stem indicator and/or scale to indicate the relative amount of valve opening
- Pressure taps to provide a readout of the pressure difference across the valve port or the venturi/orifice
- Capability to be used as a shutoff for future service of the heat transfer terminal
- Locking device for field setting the maximum opening of a valve
- Body tapped for attaching drain hose

Manual balancing valves may have rotary, rising, or nonrising stems for port adjustment (Figure 20).

Meters with various scale ranges, a field carrying case, attachment hoses, and fittings for connecting to the manual balancing valve should be used to determine its flow by reading the differential pressure. Some meters employ analog measuring elements with direct-reading mechanical dual-element Bourdon tubes. Other meters are electronic differential pressure transducers with a digital data display.

Many manufacturers of balancing valves produce circular slide rules to calculate circuit flow based on pressure difference readout across the balancing valve, its stem position, and/or the valve's flow coefficient. This calculator can also be used for determining the valve size selection and setting when the terminal design flow conditions are known.

## CONTROLLED DEVICES

The controlled device regulates the flow of steam, water, electricity or air in an HVAC system. Water and steam flow regulators are known as **valves**, and airflow control devices are called **dampers**; both devices perform essentially the same function and must be properly sized and selected for the particular application. The control link to the valve or damper is called an operator, or actuator. This device uses electricity, compressed air, or hydraulic fluid to power the motion of the valve stem or damper linkage through its operating range.

### Valves

An automatic valve is designed to control the flow of steam, water, gas, or other fluids. It may be considered as a variable orifice positioned by an electric or pneumatic operator in response to impulses, or signals from the controller. It may be equipped with a throttling plug or V-port specially designed to provide a desired flow characteristic.

Renewable composition discs are common. They are made of materials best suited to the media handled by the valve, the operating temperature, and the pressure. For high pressure or for superheated steam, metal discs are often used. Internal parts of valves, such as the seat ring, throttling plug, or V-port skirt, disc holder, and stem, are sometimes made of stainless steel or other hard and corrosion-resistant metal for use in severe service.

Various types of automatic valves include the following:

A **single-seated valve** (Figure 8A) is designed for tight shutoff. Appropriate disc materials for various pressures and media are used.

A **double-seated or balanced valve** (Figure 8B) is designed so that the media pressure acting against the valve disc is essentially balanced, reducing the operator force required. It is widely used where fluid pressure is too high to permit a single-seated valve to close. It cannot be used where a tight shutoff is required.

A **three-way mixing valve** (Figure 9A) has two inlet and one outlet connections and a double-faced disc operating between two seats. It is used to mix two fluids entering through the inlet connections and leaving through the common outlet, according to the position of the valve stem and disc.

A **three-way diverting valve** (Figure 9B) has one inlet and two outlet connections and two separate discs and seats. It is used to divert the flow to either of the outlets or to proportion the flow to both outlets.

A **butterfly valve** consists of a heavy ring enclosing a disc that rotates on an axis at or near its center and is similar to a round single-blade damper. In principle the disc seats against a ring machined within the body or a resilient liner in the body. Two butterfly valves can be used together to act like a three-way valve for mixing or diverting.

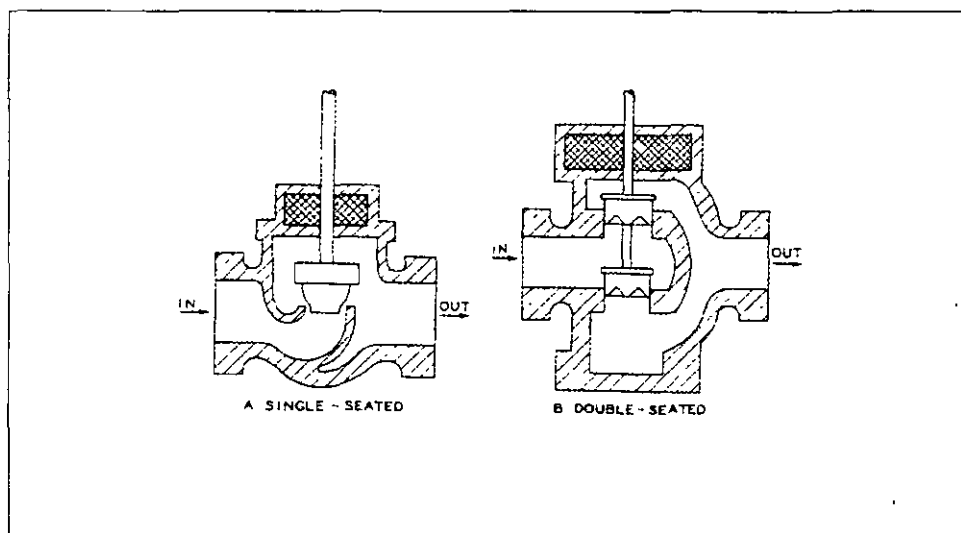


Fig. 8 Typical Single- and Double-Seated Two-Way Valves

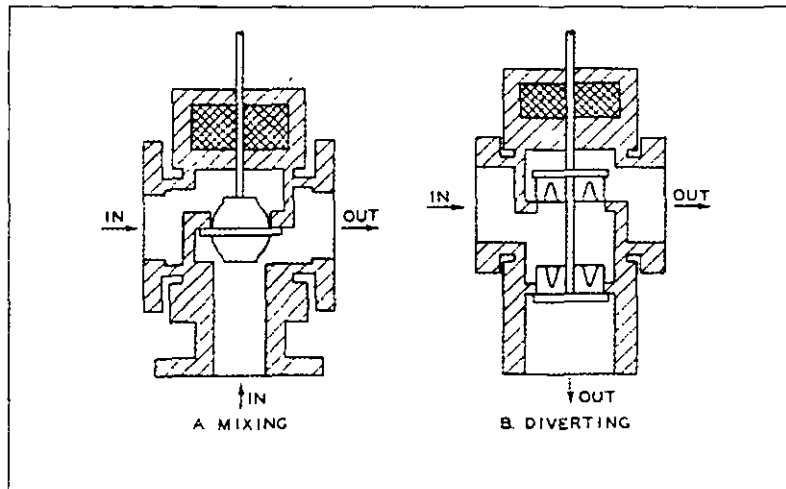


Fig. 9 Typical Three-Way Mixing and Diverting Valves

**Characteristics.** The performance of a valve is expressed in terms of its flow characteristics as it operates through its stroke, based on a constant pressure drop. Three common characteristics are shown in Figure 10 and are defined as follows:

- **Quick opening.** Maximum flow is approached rapidly as the device begins to open.
- **Linear.** Opening and flow are related in direct proportion.
- **Equal percentage.** Each equal increment of opening increases the flow by an equal percentage over the previous value.

Because the pressure drop across a valve seldom remains constant as its opening changes, actual performance usually deviates from the published characteristic curve. The magnitude of the deviation is determined by the overall design. For example, in a system arranged so that control valves or dampers can shut off all flow, the pressure drop across a controlled device increases from a minimum at design conditions to the total pressure drop at no flow. Figure 11 shows the extent of the resulting deviations for a valve or damper designed with a linear characteristic, when selection is based on various percentages of total system pressure drop. To allow for adequate control by valve or damper, the design pressure drop should be a reasonably large percentage of the total system pressure drop, or the system should be designed and controlled so that the pressure drop remains relatively constant.

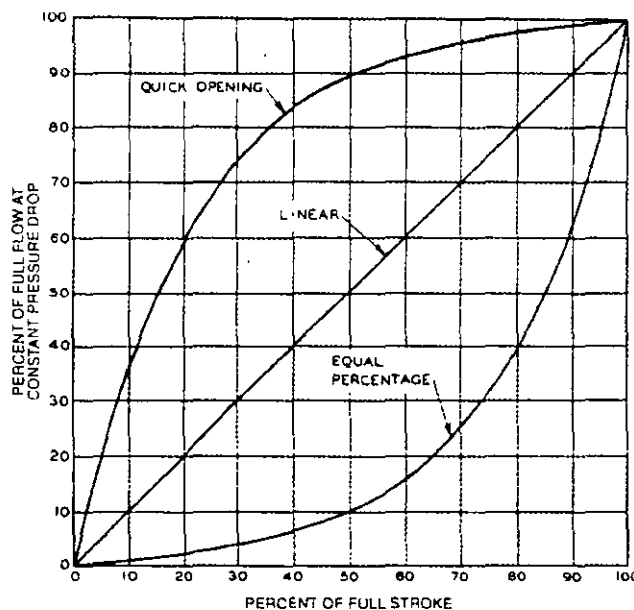
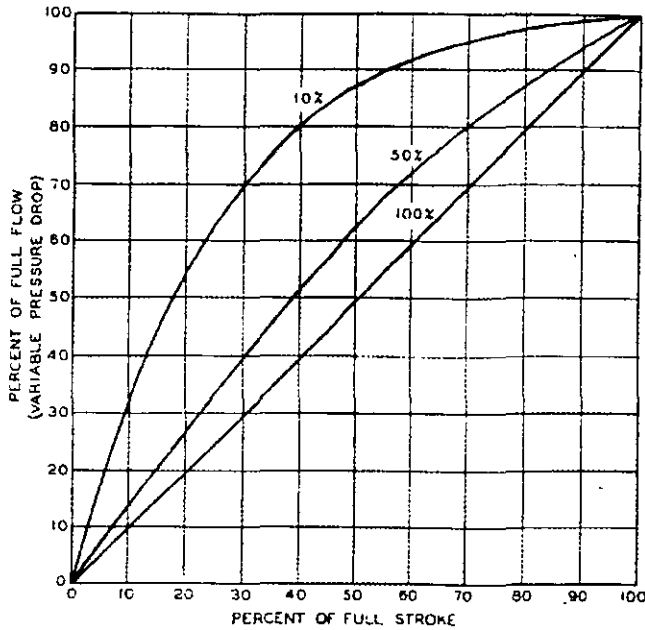


Fig. 10 Typical Flow Characteristics of Valves

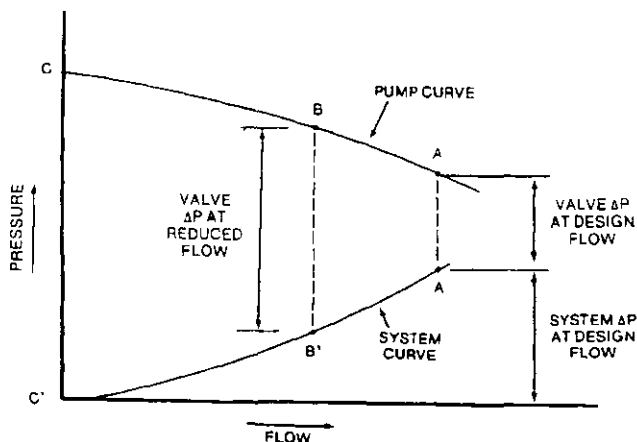


**Fig. 11 Typical Performance curves for Linear Devices at Various Percentages of Total System Pressure Drop**

**Selection and Sizing.** Higher pressure drops for controlled devices are obtained by using smaller sizes with a possible increase in size of other equipment in the system. Because sizing techniques are different for steam, water, and air, each is discussed separately.

**Steam Valves.** Steam-to-water and steam-to-air heat exchanger are typically controlled through regulation of steam flow using a two-way throttling valve. One-pipe steam systems require a line-size, two-position valve for proper condensate drainage and steam flow, while two-pipe steam systems can be controlled by two-position or modulating (throttling) valves.

**Water Valves.** Valves for water service may be two- or three-way and two-position or proportional. Proportional valves are used most often, but two-position valves are not unusual and are sometimes essential (e.g., on steam preheat coils). While it is possible to design a water system in which the pressure differential from supply to return is kept constant, it is seldom done. It is safer to assume that the pressure drop across the valve increases as it modulates from fully open to fully closed. Figure 12 shows the effect in a simple system with one pump, one two-way control valve, and a heat exchanger. The system curve represents the pressure loss in the piping and heat exchanger at various flow rates. The pump curve is the typical curve for a centrifugal pump. At design flow rates, the valve is selected for a specific



**Fig. 12 Pump and System Curves with Valve Control**

pressure drop, A-A'. At part load, the valve must partially close to provide a higher pressure drop, B-B'. The ratio between the design pressure drop A-A' and the zero flow pressure drop C-C' influences the control capability of the valve.

Better control at part load is obtained by using equal percentage valves, particularly in hot water coils where the heat output of the coil is not linearly related to flow. As flow is reduced, a greater amount of heat is transferred from each unit column of water, counteracting the reduction in flow. The use of equal-percentage valves linearizes the heat transfer from the coil with respect to the control signal.

Two-way control valves should be sized to provide from 20 to 60% of the total system pressure drop. The valve operator should be sized to close the valve against the full pump head-pressure to insure complete shut-off during no-flow condition. For additional information on control valve sizing and selection, see chapters 12 and 41 of the 1996 *ASHRAE Handbook—Systems and Equipment*.

**Operators.** Valve operators include the following general types:

- A **pneumatic operator** consists of a spring-opposed, flexible diaphragm or bellows attached to the valve stem. An increase in air pressure, above the minimum point of the spring range, compresses the spring and simultaneously moves the valve stem. Springs of various pressure ranges, can sequence the operation of two or more devices, if properly selected or adjusted. For example, a chilled water valve operator may modulate the valve from fully closed to fully open over a spring range of 3 to 8 psig, while a sequenced steam valve may operate from 8 to 13 psig.

Two-position pneumatic control is accomplished using a two-position pneumatic relay to apply either full air pressure or no pressure to the valve operator. Pneumatic valves and valves with spring-return electric operators can be classified as normally open or normally closed.

A **normally open valve** assumes an open position, providing full flow, when all operating force is removed.

A **normally closed valve** assumes a closed position, stopping flow, when all operating force is removed.

**Springless pneumatic operators**, which use two opposed diaphragms or two sides of a single diaphragm, are generally limited to special applications involving large valves or high fluid pressure.

An **electric-hydraulic actuator** is similar to a pneumatic one, except that it uses an incompressible fluid circulated by an internal electric pump.

- A **solenoid** consists of a magnetic coil operating a movable plunger. Most are for two-position operation, but modulating solenoid valves are available with a pressure equalization bellows or piston to achieve modulation. Solenoid valves are generally limited to relatively small sizes (up to 4 in.).

- An **electric motor** operates the valve stem through a gear train and linkage. Electric motor operators are classified in the following three types:

**Unidirectional**—for two-position operation. The valve opens during one-half revolution of the output shaft and closes during the other one-half revolution. Once started it continues until the half revolution is completed, regardless of subsequent action by the controller. Limit switches in the operator stop the motor at the end of each stroke. If the controller has been satisfied during this interval, the operator continues to the other position.)

**Spring-return**—for two-position operation. Electric energy drives the valve to one position and a spring returns the valve to its normal position.

**Reversible**—for floating and proportional operation. The motor can run in either direction and can stop in any position. It is sometimes equipped with a return spring. In proportional control applications, a feedback potentiometer for rebalancing the control circuit is also driven by the motor.

## Dampers

**Types and Characteristics.** Automatic dampers are used in air-conditioning and ventilation to control airflow. They may be used (1) for modulating control to maintain a controlled variable such as mixed air temperature or supply air duct static pressure; or (2) for two-position control to initiate operation such as opening minimum outside air dampers when a fan is started.

Two damper arrangements are used for airflow control—parallel-blade and opposed-blade (Figure 10-10). Parallel-blade dampers are adequate for two-position control and can be used for modulating control when they are the primary source of system pressure drop. However, opposed-blade dampers are

## CONTROLES AUTOMATICOS EN EL AIRE ACONDICIONADO

El propósito de un sistema de control dentro del aire acondicionado es el de modificar el rendimiento del equipo para balancear la capacidad del sistema con los requerimientos de carga prevalecientes. Fig. 1

Todos los sistemas de control automático no emplean el mismo tipo de acción de control para lograr este objetivo. El método particular, o la combinación de métodos empleados se discute en el presente.

Primero debemos revisar la terminología de control

### Terminología

(Fig. 2) Usando la ilustración, los términos comúnmente usados se definen:

- A) Controlador ... sensa la condición de la variable de control (temperatura del aire en este caso), el controlador compara este valor con el punto de referencia (setpoint). Cuando existe una diferencia, el controlador trasmite una señal correctiva al aparato controlado.
- B) El Equipo Controlado ... reacciona a la señal recibida del controlador. Varia el flujo al agente de control.
- C) El Agente de Control ... es el medio manipulado por el Equipo Controlado. En este ejemplo el equipo de control es la válvula, y el agente de control el agua fría
- D) La Variable de Control ... es la condición a controlar. En el ejemplo la temperatura del aire

### Loops de Control

(Fig. 3) En aire acondicionado se han usado dos tipos de configuración:

- Loop Cerrado
- Loop Abierto

(Fig. 4) Un ejemplo de un loop abierto es aquel en que un termostato que sensa la temperatura exterior controla la capacidad del sistema de enfriamiento de un edificio. En este arreglo, una relación preestablecida y fija entre la temperatura exterior y la ganancia ó pérdida de calor del edificio es asumida. La acción de control se basa en la temperatura exterior solamente. La temperatura del espacio no influye en el control.

(Fig. 5) En este se muestra el esquema de control de la temperatura de suministro de aire, mediante un loop cerrado. El Loop Cerrado es superior al Loop Abierto. Este arreglo el controlador sensa la temperatura del aire directamente. Se inicia una acción de control al

notarse un cambio de temperatura. El resultado de cada acción correctiva es medida por el controlador. La acción correctiva se continua hasta que la temperatura llegué al valor deseado. La transmisión de los resultados de regreso al controlador se le llama retroalimentación (feedback).

## **Modos de Control**

(Fig. 6) La parte esencial de cualquier control automático de control es el modo de control, o tipo de acción que el controlador toma como respuesta a una señal de error. Una señal de error resulta de la desviación de la variable controlada respecto al punto de selección (setpoint) o condición deseada.

## **MODOS DE CONTROL**

### **On-Off**

(Fig 7) El modo de control mas simple y quizás el mas común es el de dos posiciones ú on-off. En él, el controlador cambia el valor del agente de control de un extremo (on) a otro (off) conforme el valor medido de la variable controlada varia por arriba o debajo del punto de referencia.

(Fig. 8) Por ejemplo, conforme la variable controlada (la temperatura del cuarto en este ejemplo) aumenta al punto de control (A), el controlador arranca el agente de control a máxima capacidad.

En respuesta, el aire oscila, regresando al punto de control en B. El lapso de tiempo (t) entre el arranque y el paro (on-off) y la amplitud de la oscilación estan influenciados por la ganancia de calor y la cantidad de calor almacenado dentro del espacio acondicinado.

Conforme el calor almacenado se pierde, el lapso de tiempo entre el arranque el el paro (on-off) y la amplitud de la oscilación disminuyen. Una respuesta rápida puede resultar en arranque/paro indeseable, o una situación de corto circuito.

(Fig. 9) Para resolver el problema de ciclado del modo de control de dos posiciones, se usa un diferencial de temperatura entre el arranque y el paro. A este se le llama guelgo diferencial (differential gap) o simplemente diferencial.

En esta ilustración, el diferencial es el setpoint mas o menos 1 grado, o en total de 2 grados. En una aplicación de enfriamiento, el agente de control no se mueve hasta que la variable controlada lográ el limite superior del diferencial (A). Y se apaga hasta que cae por debajo de su valor inferior (B).

Note que el diferencial aumenta la amplitud de la oscilación de la variable por arriba y abajo del setpoint. Sin embargo, esta reducción en la sensibilidad del control jujustifica una reducción en el ciclado.

(Fig. 10) Otra característica del control de dos posiciones se tiene cuando la carga de enfriamiento es reducida. Durante este tiempo, el agente de control se encuentra apagado la mayoría del tiempo, como resultado, el valor promedio de la variable controlada se desplaza del setpoint. Esta diferencia entre el setpoint y el punto de control actual, bajo condiciones estables se conoce como desviación, offset o caída (drop).

### **Flotante**

(Fig. 11) Similarmente que el control de dos posiciones, el control flotante realiza solo dos operaciones. Opera el equipo a controlar en su posición de arranque (on) o en la posición de paro (off), generalmente a una velocidad de viaje constante

(Fig. 12) El control flotante se fija con un interruptor para mover el equipo de control hacia el arranque (ON), y otro para moverlo a paro (OFF). Los puntos de operación del interruptor ON (A) y OFF (B) se encuentran separados por un diferencial. A la temperatura de la variable de control le es permitido flotar dentro de la banda diferencial A-B sin acción de control

Cuando la temperatura de la variable controlada se mueve fuera del diferencial, el equipo controlado se mueve en la dirección necesitada para regresar dentro de la banda.

Por ejemplo, asumiendo que fuera un aplicación de enfriamiento, un aumento en la temperatura al límite superior del diferencial (A) mueve el equipo controlado a la posición de arranque (ON). La temperatura se reduce hasta que pase el interruptor diferencial, regresandola a su banda diferencial. En este punto, el equipo controlado se detiene en su posición actual. Similarmente, una caída en la temperatura por debajo del límite inferior (B) mueve al equipo controlado a su posición de paro (OFF). Una vez que la temperatura aumenta sobrepasando el interruptor diferencial, el equipo controlado se detiene nuevamente.

### **Control Proporcional**

(Fig. 13) En el modo de control proporcional, la respuesta del control es proporcional a la desviación del valor de la variable controlada del punto de referencia (setpoint)

(Fig. 14) En este ejemplo, el equipo controlado es puesto sobre un rango establecido de valores de temperatura. El rango de temperatura en este ejemplo o banda proporcional es de 10 grados. Esto es más o menos 5 grados

Por cada valor del error dentro de la banda proporcional, el equipo controlado en este ejemplo una válvula de agua fría, asume una posición dada.

Entonces, la posición de la válvula es una función continua del valor de la variable controlada con respecto al punto de control.



(Fig. 15) Para demostrar el funcionamiento del control proporcional, asumimos que la variable de control esta en punto de control, y que la válvula de agua helada esta en una posición del 50 %.

Nuevamente, asumiendo que la carga aumenta esta incrementa la temperatura de la variable a controlar, resultando en una señal de error hasta A. Para producir la capacidad adicional necesitada para estabilizar la temperatura en aumento, la válvula abre hasta una posición B. Y para mantener la estabilidad en la temperatura, la válvula debe mantenerse en esa posición por todo el tiempo que la carga adicional persista. Entonces, debido a que la posición de la válvula es función de la desviación de la temperatura, esta desviación deberá siempre existir para mantener la posición de la válvula.

Debido a esta característica, existe un error estable o desviación (offset) (C) en modo de control proporcional bajo todas las cargas excepto en una. Esa carga es la que balancea la posición de la válvula que produce el setpoint.

Note que la desviación resultante del aumento de la carga en este ejemplo produce un aumento en la temperatura de suministro. Inversamente, una reducción en la carga produce lo opuesto.

Por lo tanto contrario a los requerimientos, el aire mas caliente se produce a las cargas mayores, y el mas frío a las menores cargas térmicas.

### **Control Integral**

(Fig. 16) Para evitar la desviación, se usa el modo integral de control

(Fig. 17) El modo integral de control puede describirse como un control flotante proporcional a la velocidad. Por ejemplo, en respuesta a una señal de error resultante de una desviación de la variable controlada con respecto al punto de control, el control integral cambia de forma constante su salida, nivelandose solamente hasta que la señal de retorno regresa a cero

En esta ilustración, la temperatura del aire es controlada posicionando la válvula de agua helada. Notese que mientras que la temperatura del aire este sobre o por debajo del setpoint, la válvula es reposicionada de una forma constante. Entre mayor sea el error y mas tiempo persista, mayor será el movimiento de la válvula. La válvula se abre hasta que la temperatura llega al setpoint. Una vez logrado el setpoint, el movimiento de la válvula se detiene y se mantiene en la posición existente, balanceando la carga a la temperatura de selección. Este retorno de la temperatura del aire al setpoint elimina la desviación.

### **Control Derivativo**

(Fig. 18) El último modo de control a discutir es el control derivativo.

(Fig. 19) Contrario a los otros modos, el control derivativo aplica corrección únicamente cuando la condición de la variable controlada cambia. De otra forma, no se aplica corrección alguna al error, sin importar su magnitud.

En la figura se muestra la relación entre una señal de error y la respuesta en un control derivativo.

El control derivativo actúa en dirección opuesta al cambio, ya sea hacia o en contra del setpoint. La magnitud de la acción es directamente proporcional a la tasa de cambio o pendiente.

Debido a su característica de solo aplicar corrección cuando la condición de la variable controlada cambia, el modo derivativo no es satisfactorio como una función de control por sí mismo. Por esta razón, se usa en combinación con otros modos de control para proveer de estabilidad y efecto de amortiguamiento. Esto se discutirá más adelante.

## **COMBINACION DE LOS MODOS DE CONTROL**

(Fig. 20) Muchos diseños actuales combinan los modos de control. En la siguiente discusión, los modos proporcional, integral y derivativos han sido combinados. Estos modos se usarán para demostrar cómo las mejores cualidades de cada uno pueden combinarse para proveer un control estable y exacto.

### **Control Proporcional e Integral (PI)**

(Fig. 21) Combinando los modos proporcional e integral (PI), se tiene uno de los métodos de control más usados en los sistemas de aire acondicionado (HVAC)

(Fig. 22) La ilustración muestra la respuesta de un control proporcional e integral con relación a desviación del setpoint. Note que en este ejemplo en particular, las señales de control proporcional (A) e integral (B) ocurren simultáneamente. Las dos señales son aditivas, produciendo una señal C.

También note que cuando la temperatura regresa al setpoint, la señal proporcional (A) disminuye a cero. Sin embargo la señal integral (B) persiste, proveyendo la corrección necesaria para vencer la desviación.

En el control proporcional e integral, el componente proporcional provee de una respuesta relativamente rápida al cambio de temperatura. Por otra parte el componente integral devuelve a la variable controlada al setpoint. Esto elimina la característica de error constante del control proporcional.

## **Control Proporcional, Integral y Derivativo (PID)**

(Fig. 23) La adición del modo derivativo al control proporcional e integral, da como resultado:

- un control proporcional directo
- la eliminación de la desviación
- acción rápida de estabilización

(Fig. 24) Como discutimos, el control derivativo aplica corrección solamente cuando la condición de la variable controlada cambia.

En la ilustración, conforme la temperatura aumenta sobre el setpoint, el control derivativo responde con una señal de salida que es proporcional a la velocidad de cambio. En el ejemplo de enfriamiento, la señal actúa para abrir la válvula de agua fría para oponerse al aumento de temperatura.

Conforme la velocidad de incremento de temperatura disminuye y termina, la señal de salida del controlador es cero

Opuestamente, cuando la temperatura regresa y se aproxima al setpoint, la señal de control actúa para cerrar la válvula. Nuevamente, la señal se opone al cambio, produciendo una acción de frenado.

(Fig. 25) Considerando los efectos sumatorios de las acciones de control derivativo (A) en el ejemplo anterior de modo proporcional e integral (B). Note como cambia el contorno del efecto resultante (C)

La adición del modo derivativo, con su rápida respuesta que anticipa y guía la señal de error, hace posible controlar los sistemas que tienen un cambio rápido en la carga.

Esta característica anticipatoria del control derivativo, que produce un efecto de frenado puede incrementar significativamente la estabilidad del sistema, a la vez de permitir una respuesta rápida y una buena exactitud de control

(Fig. 26) Esta ilustración compara las respuestas de los modos PI y PID. Note como la adición de los modos derivativos reducen la magnitud y duración de la desviación de la variable controlada con respecto al setpoint.

## **LAS COMPUTADORES EN EL CONTROL AUTOMATICO**

(Fig. 27) Las combinaciones del modo de control pueden ejecutarse mediante sistemas neumáticos o eléctricos analógicos. Estos sistemas dependen del secuenciamiento de timers y relevadores para establecer el circuito neumático o eléctrico necesario para generar el patrón de control.

Similarmente, los modos de control pueden ejecutarse mediante un control computarizado. La diferencia entre el control basado en microcomponentes y otros, es el procesamiento de la información de entrada, y el desarrollo de la acción de control de salida toma lugar dentro del programa del microprocesador. Los cambios en la lógica de control son posibles simplemente cambiando el programa.

(Fig. 28) Considerando como ejemplo un control basado en microcomponentes, el cual funciona independientemente (stand alone) para controlar una manejadora. Este es programable y montado en la manejadora. Como tal, se refiere a él como Módulo de Control de la Unidad (UCM)

(Fig. 29) Antes de seguir, veamos un diagrama de bloque que muestra la relación entre las variables del sistema dentro de un loop de control

Un loop de control es un conjunto de componentes asociados con una función determinada de mantener una variable a controlar dentro de un setpoint. Un loop de control incluye a un sensor, un controlador con un setpoint y un equipo a controlar.

Como se discutió, la función de un sistema de control es mantener la variable de control (A) dentro de un valor que corresponda al setpoint (C).

Para iniciar la discusión, la condición de la variable a controlar (A) se transforma en una señal de retroalimentación por el elemento sensor (B). La diferencia entre la señal de retroalimentación y el setpoint (C) se establece y convierte en una señal de error (D).

La señal de error posiciona al equipo a controlar (válvula, en este ejemplo), ajustando el flujo del agente a controlar (agua fría). Esta se ajusta en la dirección a balancear la capacidad del serpentín con la carga, regresando a la variable controlada a un valor que corresponde al setpoint. Esto reduce la señal de error a cero.

(Fig. 30) Transfiriendo esta secuencia a un ejemplo de una manejadora de volumen de aire variable, que provee volúmenes de aire variable a una temperatura fija, la temperatura de salida del aire (A) se sensa con un elemento B. La variación de temperatura se transforma en una señal de resistencia variable o analógica al micro controlador (C). Debido que el microprocesador del ejemplo es un equipo digital que "piensa" en términos "on" u "off" o "1" ó "0", opuestamente a la señal analógica a procesarse, esta señal es convertida a digital.

Una vez convertida, el microprocesador procesa la información de la temperatura de acuerdo a un procedimiento del programa o algoritmo. Por definición, un algoritmo es un término que se aplica a un método específico de resolver un problema en particular.

El ejemplo algoritmo combina los modos de control proporcional, integral y derivativo (PID). Como se discutió, esta combinación reconoce no solo la desviación de la temperatura del setpoint, sino también la velocidad de cambio de esta. En cambio, se formula una señal de error que genera una respuesta anticipatoria al cambio, retornando la temperatura al setpoint de una manera rápida y estable.

La señal de error (D) usada para reposicionar la válvula en este ejemplo puede ser digital como una salida directa del microprocesador, o puede convertirse en analógica.

Si es analógica, normalmente es un voltaje variable. Manteniendo este, el actuador de la válvula entiende la posición que corresponde al cada voltaje que recibe.

Si fuera digital se utiliza una estrategia diferente, la válvula no recibe una instrucción de que posición tomar, mas bien es instruida moverse en una u otra dirección por un tiempo determinado

Adicionalmente del control de la temperatura de suministro, este sistema tiene dos mas loops de control.

(Fig. 31) Uno puede administrar la cantidad de aire de retorno y exterior, y así obtener una temperatura de mezcla al sistema. Sensando la temperatura de aire exterior (A) y la temperatura de mezcla (B), el controlador (C) via la manipulación de las compuertas de aire de aire exterior y de retorno, limita la temperatura de mezcla al sistema dentro de un rango predeterminado.

(Fig. 32) Como este se describe como un sistema de volumen de aire variable, el otro loop de control es la capacidad del ventilador. Conforme el sistema usa mas o menos volumen de aire, la capacidad del ventilador se controla mediante unas venas en la entrada de este o bien mediante su velocidad de giro usando variadores de frecuencia. Con esto se logra una presión estática uniforme

(Fig. 33) Cuando se instala un controlador digital dentro de los loops de control para ejercer control directo, la configuración se nombra como Control Digital Directo (DDC).

Los tres loops de control cerrados dentro de esta manejadora son: temperatura de mezcla (A), temperatura de suministro (B) y presión estática (C).

Debido a que el control se encuentra al nivel de la unidad para establecer los modos de operación y control de la manejadora de aire de acuerdo a los parámetros programados y algoritmos, no se puede hacer nada para integrar a la manejadora en el resto del sistema.

(Fig. 34) Considerando un sistema de acondicionamiento de aire que consiste en varias clases de unidades, cada una con su propio microprocesador basado al nivel de la unidad (UCM). Por ejemplo una manejadora de aire, terminales de volumen de aire variable (VAV) y un enfriador de agua.

Cada pieza de equipo se controla independientemente. El control de agua fría de la enfriadora provee de agua a una temperatura constante. Los termostatos de cada espacio regulan las terminales VAV controlando la cantidad de aire suministrado a cada zona. Y como se discutió la manejadora controla la temperatura y el volumen de aire a suministrar al sistema

Para poder unir estas unidades y lograr una estrategia de control global del edificio, debe existir un controlador a un nivel superior.

(Fig. 35) En este ejemplo, el controlador de mayor nivel es una computadora del sistema de automatización del edificio. Conectado via un par de cables trenzados al chiller la manejadora y las terminales VAV.

El enlace de comunicación provee de comunicación serial de dos vías, permitiendo a la computadora enviar y recibir comandos a y de los UCMs de cada componente.

Para demostrar la operación de este arreglo, asumamos que el sistema será arrancado después de una noche caliente

(Fig. 36) Para lograr obtener los setpoints al momento que el edificio sea ocupado, la computadora anticipa el momento de arranque

Este momento de arranque se calcula, usando un historial de velocidad enfriamiento en términos de minutos por grado de temperatura de reducción, calculado sobre los pasados días

Este calculo se basa en la transmisión de datos de temperatura transmitidos a la computadora de la Unidad de Comando de las terminales VAV (A), provenientes de los termostatos (B).

El propósito de la Unidad Comando es proveer de comunicación necesaria a la computadora para transmitir el setpoint y los cambios de modos de operación a las terminales VAV, y de estas recibir información

El momento de arranque se establece usando la diferencia entre la temperatura de zona actual y el setpoint deseado al ocuparse la zona, la velocidad de enfriamiento y la hora en que el edificio se ocupará.

Cuando se logra el momento de arranque, la computadora informa a la Unidad de Comando y esta a las terminales VAV controlar a condiciones de ocupación. Bajo condiciones de preenfriamiento, el espacio esta caliente y las valvulas abren totalmente.

(Fig. 37) La señal de arranque se direcciona al UCM de la manejadora de aire. En respuesta el ventilador es arrancado. En este momento, el control de presión estática asume control sobre la presión del ducto. Entonces, la capacidad del ventilador y por tanto la presión del ducto es controlada

(Fig. 38) Adicionalmente, el sistema de compuertas de aire exterior y retorno, llamadas economizador, se operan para mantener la temperatura del aire de la mezcla dentro de un rango deseado. Este rango cae dentro de la temperatura de diseño del sistema y la temperatura de suministro del aire.

Cuando la temperatura exterior es igual o menor que la temperatura de descarga del aire, se usa solamente aire exterior para producir enfriamiento.

Sin embargo, cuando la temperatura de aire exterior excede la temperatura de descarga de diseño, aumentando la temperatura de suministro de la manejadora. El UCM modulará la válvula de enfriamiento a una posición de apertura.

Esta posición de la válvula es monitoreada por la computadora mediante el enlace de comunicación.

(Fig. 39) Como respuesta, la computadora comunica una señal de arranque a la bomba del enfriador. Siguiendo una señal de arranque al enfriador a través del Panel de Control del Sistema. Este panel provee de comunicación entre la computadora y el UCM del enfriador.

(Fig. 40) Esta ha sido la descripción de una secuencia típica de arranque, donde una computadora automática se comunica y coordina el funcionamiento del equipo con tres loops de control independientes.

Revisando, la computadora sincroniza el tiempo, da seguimiento de los días de la semana, incluyendo vacaciones, y las horas programadas de ocupación y desocupación. Además, guarda los requerimientos de tiempo de enfriamiento promedio sobre los días pasados

Conociendo el setpoint de ocupación para una zona en particular, el tiempo de arranque se adelanta para lograr la temperatura deseada al ocuparse.

Cuando este tiempo llega, la primera comunicación de la computadora introduce a la Unidad de Comando de la terminal VAV (2) para informar a la terminal VAV de zona el asumir el modo de control de enfriamiento de ocupación.

Seguidamente, informa al UCM de la manejadora (3) para arrancar el ventilador. Una vez arrancado, el UCM asume el control sobre la temperatura de descarga y la presión del ducto. Si las condiciones lo permiten, el economizador usa el aire exterior para suministrar las condiciones de diseño de suministro. Cuando esto no es posible, el UCM modula la válvula de control del serpentín a una posición de apertura. Esta señal de apertura a la válvula se comunica de regreso a la computadora.

En respuesta, la computadora envía un comando de "arrancar la bomba de agua fría". Una vez dado este comando, el Panel de Control del Sistema (4) es introducido a preparar el enfriador. Esto permite arrancar el enfriador si la temperatura de suministro sube por arriba del setpoint. Esta secuencia de eventos ponen al sistema en plena operación.

Notese que una vez que cada uno de los loops de control reciben la señal de arranque, cada uno actúa de acuerdo a sus propios setpoints y algoritmos programados. Así es como la comunicación de dos vías entre los loops de control y la computadora.

(Fig. 41) La comunicación es la mayor fuerza en los controles con microprocesador. Con el uso de computadoras e impresoras; las temperaturas, presiones, estado de operación del equipo y cualquier otra condición sensada desde el UCM puede comunicarse a la computadora y ser impresa o visualizada mediante un monitor.

Esto no solo le da oportunidad al operador de ver las condiciones de operación del sistema, pero permite comunicarse a través de la computadora los cambios en los setpoints o algoritmos para corregir problemas o ajustar la operación del sistema

Solo se han discutido una pequeña porción de las capacidades de un sistema de este tipo. Además de establecerse un tiempo optimo de arranque y de secuenciar las funciones de los equipos como se necesite, y así balancear la carga del sistema, muchos sistemas de automatización proveen de funciones adicionales como son:

- Respaldo Nocturno
  - Precalentamiento por la Mañana
  - Operación Nocturna
  - Economizadores Nocturnos
  - Operación fuera de Programa
  - Limite de Demanda Eléctrica
  - Diagnostico y Alarmas
  - Ciclado de Componentes
- 
- Respaldo Nocturno  
Durante la época de invierno, el edificio es controlado cuando no esta ocupado a una temperatura que ahorra energia.
  - Precalentamiento por la Mañana  
Al terminar el respaldo nocturno, el sistema se arranca óptimamente en modo de calefacción, logrando la temperatura de ocupación al momento de ser ocupado.
  - Operación Nocturna  
Durante la temporada de verano, el edificio es controlado a una temperatura elevada, que ahorra energia.
  - Economizadores Nocturnos  
Cuando las condiciones lo permiten, la temperatura del edificio se mantiene durante la noche en operación nocturna usando aire exterior, minimizando así la necesidad de enfriamiento mecánico.
  - Operación fuera de Programa  
Para una ocupación nocturna o durante fines de semana, este modo reestablece las condiciones de temperatura de ocupación a una zona que esta programada a estar desocupada.
  - Limite de Demanda Eléctrica  
Generalmente, la computadora automática puede programarse para tomar acciones apropiadas, desconectando las cargas seleccionadas cuando la demanda eléctrica del edificio se aproxima al limite programado.
  - Diagnostico y Alarmas  
En el evento de una falla, una alarma puede mostrarse o imprimirse en forma de un mensaje de diagnóstico.
  - Ciclado de Componentes



Ciertas cargas como calefactores eléctricos, hielereas, fuentes, etc. Pueden desconectarse periódicamente durante el día reduciendo el consumo eléctrico y el nivel de demanda.

Notese que el sistema de automatización de un edificio no está limitado al control del aire acondicionado exclusivamente. Puede programarse para manejar el alumbrado del edificio, el acceso a este, realizar reportes y programas mantenimiento impresos. Cuando se le asignan todas estas responsabilidades, la computadora se convierte en el corazón del Sistema de Automatización de Edificios (BAS).

Se ha mostrado la automatización integral del aire acondicionado con otras funciones del edificio como todo un sistema. Este sistema cuya operación se maneja automáticamente de acuerdo a instrucciones personalizadas y programadas.

# Period 1 - Automatic Control



Figure 1

(Figure 1) ... The purpose of automatic HVAC system control is to modify equipment performance to balance system capacity with prevailing load requirements.

All automatic control systems do not employ the same kind of control action to achieve this objective. The particular method, or combinations of methods, employed is discussed in this Clinic session.

First, certain control terminology should be reviewed.

## Terminology

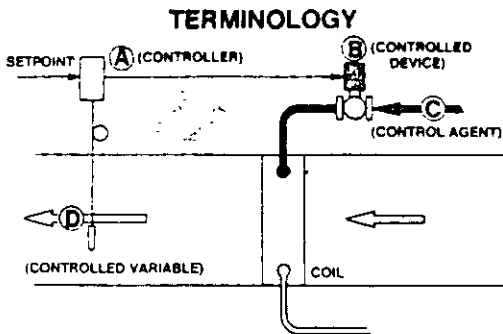


Figure 2

(Figure 2) ... Using the illustration, commonly used terms are defined.

**A. Controller** ... sensing the condition of the controlled variable (air temperature in this example), the controller compares this value with setpoint. When a difference occurs, the controller transmits a corrective signal to the controlled device.

**B. Controlled device** ... reacts to signals received from a controller. It varies the flow of the control agent.

**C. Control agent**... is the medium manipulated by the controlled device. In this example, the controlled device is a valve and the control agent is chilled water.

**D. Controlled variable** ... is the condition being controlled. The example condition is air temperature.

## Control Loops

### CONTROL LOOPS

- Open Loop
- Closed Loop

Figure 3

(Figure 3) ... Two types of system configurations have been used in HVAC control - they are:

- Open Loop
- Closed Loop

(Figure 4) ... An example of *open loop* control is one where an outdoor air sensing thermostat controls the capacity of a building air conditioning system. In this arrangement, a fixed relationship between outdoor air temperature and building heat gain or loss is assumed. Control action is based on outdoor air temperature alone. Space temperature does not influence control.

(Figure 5) ... The illustrated discharge air temperature control scheme, on the other hand, is an example of *closed loop* control. Closed loop control is an improvement over the open loop system. In this arrangement, the controller senses air stream temperature directly. Control action is initiated by temperature change. The result of each corrective action is measured by the controller. Corrective action is continued until the temperature is brought to a

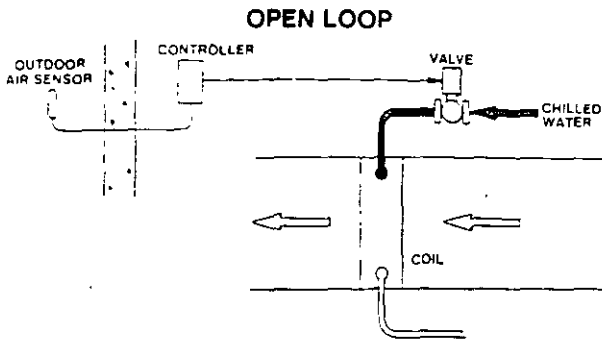


Figure 4

error signal. Error signals result from the departure of the *controlled variable* from setpoint or the desired condition.

*On-Off*

## CONTROL MODES

- On - Off

Figure 7

(Figure 7) ... The simplest and perhaps the most common control mode is two-position, or *on-off*. In it, the controller changes the value of the *control agent* from one extreme (on) to the other (off) as the measured value of the *controlled variable* goes above and below setpoint.

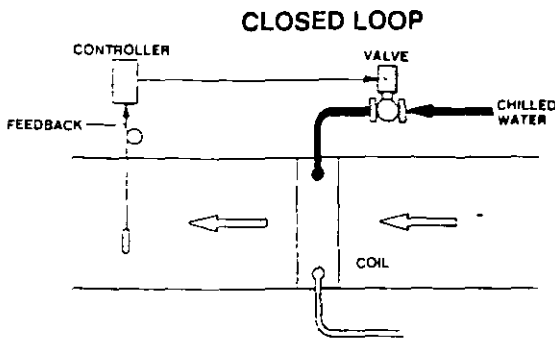


Figure 5

desired value. Transmission of results back to the controller is called *feedback*.

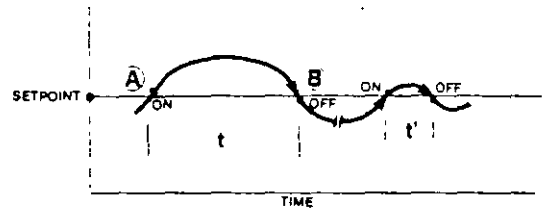


Figure 8

## Control Modes

(Figure 8) ... For example, as the controlled variable (room air temperature, in this example) rises to the controller setpoint (A), the controller turns on the control agent at full capacity.

## CONTROL MODES

In response, the air temperature oscillates, returning to setpoint at B. The time lapse ( $t$ ) between on and off and the amplitude of the oscillation are influenced principally by the heat gain and the quantity of heat stored within the conditioned space.

Figure 6

(Figure 6) ... The essential part of any automatic control system is the *control mode*, or type of action, the controller takes in response to an

As the stored heat is removed, the time lapse between on and off ( $t'$ ) and the amplitude of the oscillation grow smaller. This makes the system more responsive. Fast response can result in an undesirable on-off, short cycle situation.

## Period - 1 Automatic Control

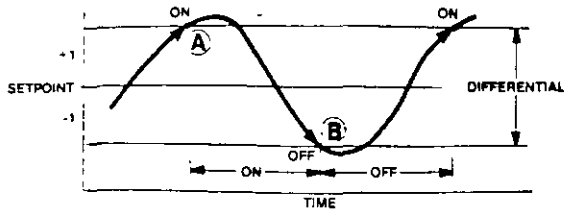


Figure 9

(Figure 9) ... To solve the cycling problem of the two-position control mode, a temperature difference between *on* and *off* is used. This temperature span between on and off is called the *differential gap* or simply the *differential*.

In the illustration, the differential is setpoint plus or minus 1 degree, or a total of 2 degrees. In a cooling application, the *control agent* does not go on until the temperature of the *controlled variable* reaches the upper limit of the differential (A). And, it is not turned off until it drops to the lower value (B).

Note that the differential increases the amplitude of the controlled variable oscillation above and below setpoint. However, this reduction of control sensitivity is offset by a reduced cycle rate

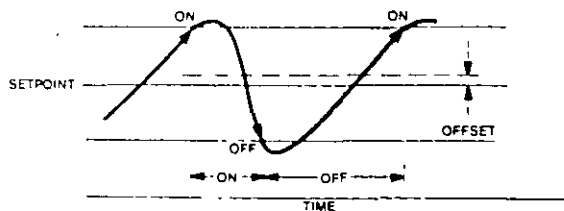


Figure 10

(Figure 10) ... Another characteristic of two-position control is experienced when the cooling load is reduced. During this time, the control agent is off more of the time. As a result, the average value of the controlled variable is displaced from setpoint. This difference between setpoint and the current control point, under stable system conditions, is called *offset* or "*droop*".

## Floating

## CONTROL MODES

- On - Off
- Floating

Figure 11

(Figure 11) ... Similar to two-position control, *floating* control performs only two operations. It operates the controlled device toward its *on* position or toward its *off* position, generally at a constant travel rate.

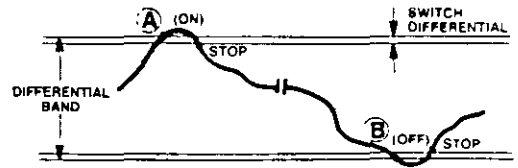


Figure 12

(Figure 12) ... Floating control is set-up with a switch to drive the controlled device toward ON and one to drive it toward OFF. The switch ON (A) and OFF (B) operating points are separated by a differential. The temperature of the controlled variable is allowed to float within differential band A-B without control action.

When the temperature of the controlled variable moves outside of the differential, the controlled device is driven in the direction needed to return it to the band.

For example, assuming this to be a cooling application, a temperature rise to the upper limit of the differential (A) drives the controlled device toward the ON position. In turn, the temperature is reduced until it passes through the switch differential, returning it to the differential band. At this point, the controlled device is stopped in its current position. Similarly, a temperature drop to the lower differential limit (B) drives the

controlled device toward the OFF position. Once the temperature rises through the switch differential into the differential band, the controlled device is again stopped.

*Proportional*

## CONTROL MODES

- On - Off
- Floating
- Proportional

Figure 13

(Figure 13) ... In the *proportional* control mode, control response is proportional to the deviation of the value of the controlled variable from setpoint.

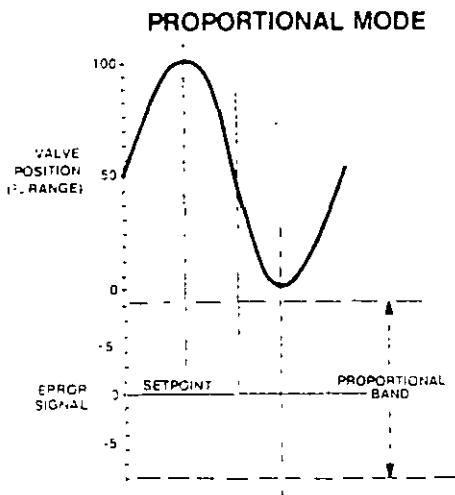


Figure 14

(Figure 14) ... In this example, the controlled device is positioned over an established range of temperature values. The example range, or *proportional band*, is 10 degrees. That is, setpoint plus or minus 5 degrees.

For each error value within the proportional band, the controlled device, in this example a chilled water valve, assumes a given position.

Therefore, the valve position is a continuous function of the value of the controlled variable with respect to setpoint.

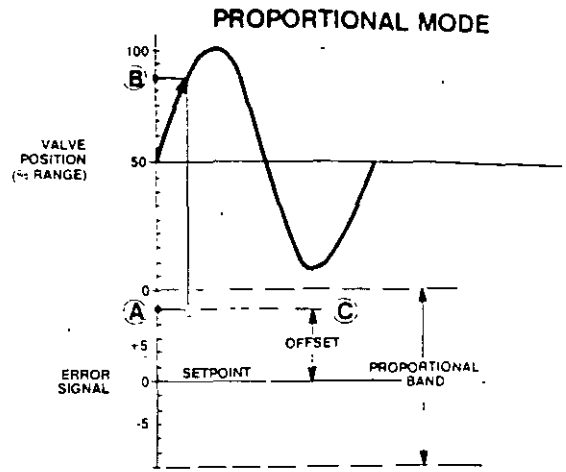


Figure 15

(Figure 15) ... To demonstrate the functioning of proportional control, assume the controlled variable is at setpoint and the chilled water valve is at the 50 percent position.

Again, assume an increased load raises the controlled variable temperature, and the resulting error signal, to A. To produce the additional capacity needed to stabilize the rising temperature, the valve is opened to position B. And, to maintain temperature stability, the valve must remain in that position so long as the increased load persists. Therefore, since valve position is a function of temperature deviation from setpoint, the deviation must also persist to hold the current valve position.

Because of this characteristic, there is a steady-state error, or *offset*, (C) in the proportional control mode at all loads except one. That load is the one that is balanced by the valve position that produces setpoint temperature.

Note that the offset, resulting from a rising load condition in this example cooling application, brings about an increase in the temperature of the supply air. Conversely, a reducing load produces the opposite.

Therefore, contrary to requirements, the warmest air is supplied at high load and the coolest at low load conditions.

# Period 1 - Automatic Control

## Integral

### CONTROL MODES

- On - Off
- Floating
- Proportional
- Integral

Figure 16

(Figure 16) ... To overcome offset, the *integral* mode of control is used.

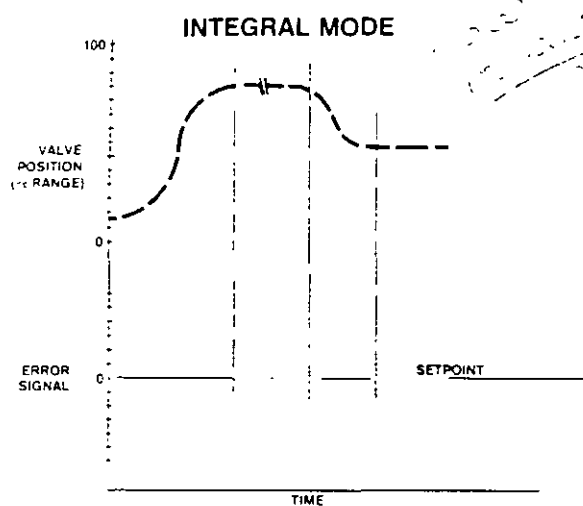


Figure 17

(Figure 17) ... The integral mode can be described as proportional speed, floating control. For example, in response to an error signal, resulting from a deviation of the controlled variable from setpoint, the integral control mode steadily changes its output, leveling-off only after the error signal returns to zero.

In the illustration, air temperature is controlled by positioning a chilled water valve. Note that so long as the air temperature is above or below setpoint, the valve is repositioned steadily. The greater the error and the longer the error persists, the greater the valve movement. It is opened until the air temperature returns to setpoint. Once setpoint is achieved, valve movement is stopped and held in the current position, balancing the load at setpoint temperature.

*This return of the air temperature to setpoint eliminates offset.*

## Derivative

### CONTROL MODES

- On - Off
- Floating
- Proportional
- Integral
- Derivative

Figure 18

(Figure 18) ... The final mode to be discussed is *derivative* control.

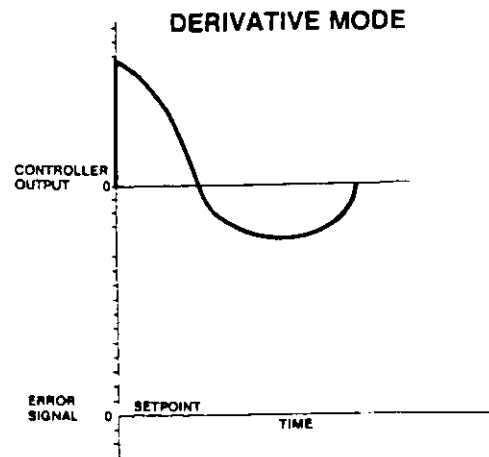


Figure 19

(Figure 19) ... Unlike the other modes, derivative control applies correction only when the condition of the controlled variable is changing. On the other hand, no correction is applied to an error, regardless of its magnitude, if it is a constant.

The relationship between an error signal and the response of derivative control is illustrated.

Derivative control acts in a direction to oppose change, both toward and away from setpoint. The magnitude of the action is directly proportional to the change rate.

Because of the characteristic of only applying correction when the condition of the controlled variable is changing, the derivative mode is not satisfactory as a control function by itself. For this reason, it is used in combination with other control modes to provide a stabilizing, dampening effect. This will be discussed later.

## Period 2 - Combination Modes

### PERIOD 2



**TRANE™**

### COMBINATION MODES

Figure 20

(Figure 20) ... Many current designs combine the control modes. In the following discussion, the proportional, integral and derivative modes have been singled-out. These modes will be used to demonstrate how the best features of each can be combined to provide stable, accurate and responsive control performance.

#### *Proportional Plus Integral*

### Proportional Plus Integral (PI)

Figure 21

(Figure 21) ... First, combining the proportional and integral modes (PI) produces one of the widely used control systems in the HVAC industry.

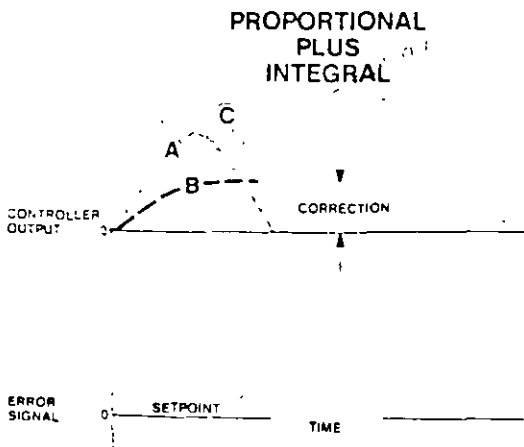


Figure 22

(Figure 22) ... This illustration shows the response of a proportional plus integral controller

to a temperature deviation from setpoint. Note that, in this particular cooling example, the proportional (A) and integral (B) control signals occur simultaneously. The two signals are additive, producing the resultant signal C.

Also note that as the temperature returns to setpoint, the proportional signal component (A), which is proportional to the deviation from setpoint, diminishes to zero. However the integral signal (B) persists, providing the correction needed to overcome offset.

In proportional plus integral control, the proportional component provides a relatively fast response to temperature change. The integral component, on the other hand, returns the controlled variable to setpoint. This eliminates steady-state error - or offset - a characteristic of proportional control.

#### *Proportional Plus Integral Plus Derivative*

### Proportional + Integral + Derivative (PID)

Figure 23

(Figure 23) ... The addition of the derivative mode to the proportional plus integral modes (PID), brings together:

- Direct, proportional control
- Offset elimination
- Fast-acting stabilization

(Figure 24) ... As discussed, derivative control applies correction only while the condition of the controlled variable is changing.

In the illustration, as the temperature rises above setpoint, the derivative control mode responds with an output signal that is proportional to the change rate. In this cooling example, the signal acts to open the chilled water valve, to oppose the temperature rise.

As the rate of temperature increase slows and finally stops, the controller output signal falls to zero.

## Period 2 - Combination Modes

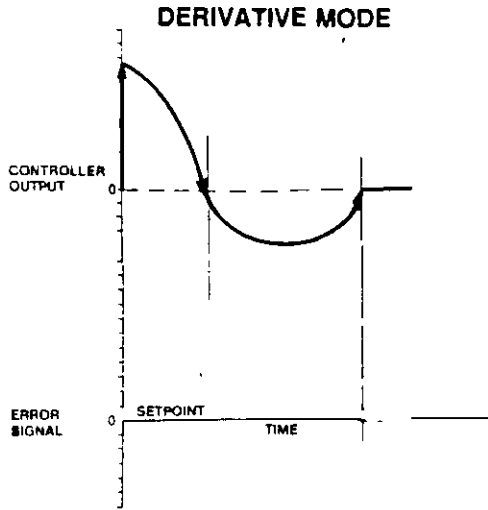


Figure 24

Conversely, when the temperature turns - about and approaches setpoint, the control signal acts to close the valve. Again, the signal opposes change, producing a "braking" action.

The addition of the derivative mode, with its rapid response that anticipates and leads the error signal, makes it possible to control systems that have rapid load changes.

This anticipatory characteristic of derivative control, that produces a "braking" effect, can significantly increase system stability, while allowing high speed response and good control accuracy.

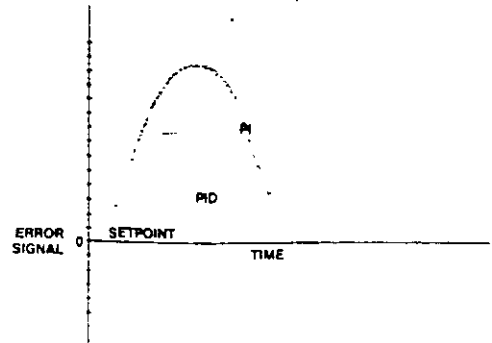


Figure 26

(Figure 26) ... This illustration compares the responses of the PI and PID modes. Note how the addition of the derivative mode reduces the magnitude and duration of departure of the controlled variable from setpoint.

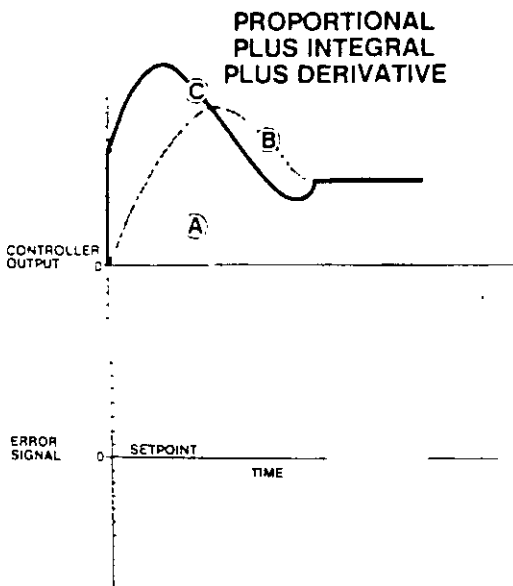


Figure 25

(Figure 25) ... Factoring the additive effect of the derivative control action (A) into the previous proportional plus integral example (B), note how the resultant output (C) changes the control profile.



PERIOD 3



TRANE™

COMPUTERS IN AUTOMATIC CONTROL

Figure 27

(Figure 27) ... The control mode combinations discussed can be executed by pneumatic or analog electrical systems. These systems rely on the sequencing of specially selected timers and relays to establish the pneumatic and/or electrical circuitry needed to generate a predetermined pattern of control logic.

Similarly, the control modes can be executed by computerized control. The thing that sets micro-based control apart from the others is the processing of the input data and the development of the output control logic takes place in accordance with a program within the circuitry of the microprocessor itself. Control logic changes are possible by simply altering the program.

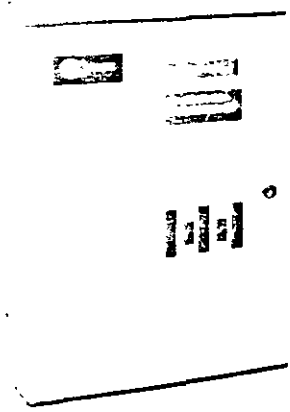


Figure 28

(Figure 28) ... Considering the micro-based controller, the example is a stand-alone device that is dedicated to the control of the functions of an air handler. It is a programmable, unit-mounted, unit-level controller. As such, it is referred to as a "unit control module" or UCM.

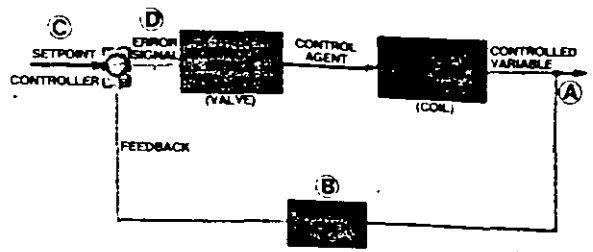


Figure 29

*RTD = Resistance Temperature Detector*

(Figure 29) ... Before proceeding, an inspection of the standardized block diagram that shows the relationships among the system variables within a control loop will be helpful.

A control loop is an assembly of equipment associated with the task of maintaining a controlled variable at setpoint. A control loop includes a sensor, a controller with setpoint and a controlled device.

As discussed, the function of the control system is to hold the controlled variable (A) at a value that corresponds to the setpoint (C).

To begin the discussion, the condition of the controlled variable (A) is transformed into a feedback signal by the sensing element (B). The difference between the feedback signal and setpoint (C) is established and converted to an error signal (D).

The error signal positions the controlled device (a valve, in this example), adjusting the flow rate of the control agent (chilled water). It is adjusted in a direction to balance the coil capacity with load, returning the controlled variable to a value that corresponds to setpoint. This will reduce the error signal to zero.

## Period 3 - Computers In Automatic Control

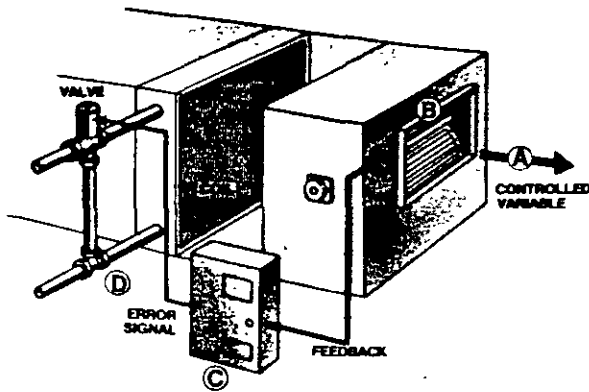


Figure 30

(Figure 30) ... Transferring this sequence to the example variable air volume air handler, that provides a variable volume of constant temperature air, the leaving air temperature (A) is sensed by element B. Temperature variation is transformed into a variable resistance, or analog, signal that is fed back to the micro-based controller (C). Since the example micro-processor is a digital device that thinks in terms of "on" or "off" or 1's or 0's, as opposed to a variable intensity analog signal, to be processed, the analog signal is converted to digital.

Once converted, the microprocessor processes the temperature data in accordance with a programmed procedure or *algorithm*. By definition, algorithm is a term applied to a specially devised method of solving a certain kind of problem.

The example algorithm combines proportional plus integral plus derivative control modes (PID). As discussed, this combination recognizes not only temperature deviation from setpoint but the temperature change rate as well. In turn, an error signal is formulated that generates a response that anticipates change, returning the temperature to setpoint in a fast, stable manner.

The error signal (D) used to reposition the valve, in this example, can be either digital, as output by the microprocessor, or it may be converted to analog.

If analog, the error signal is usually a variable voltage. In keeping with this, the valve operator

used must understand the position that corresponds to each voltage it may see.

If digital, a different strategy is used. In this case, the valve is not told what position to take but is instructed to travel in one direction or the other for a specified time interval.

In addition to the supply air temperature control loop, this example system has two additional loops.

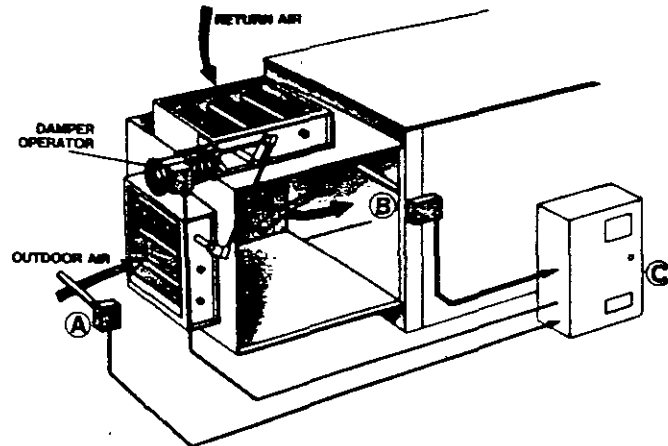


Figure 31

(Figure 31) ... One manages the return air - outdoor air quantities and, in turn, the mixture temperature entering the system. Sensing the outdoor air temperature (A) and mixed air temperature (B), the controller (C), via the manipulation of the outdoor and return air dampers, limits the temperatures available to the system to a predetermined range.

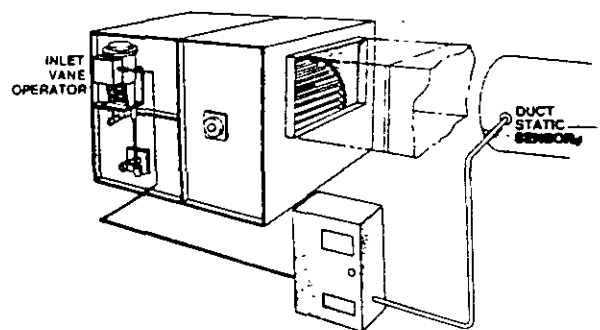


Figure 32

(Figure 32) ... And, since this is described as a variable air volume system, the other loop controls the fan capacity. As the system uses a

greater or lesser air volume, fan capacity is controlled via inlet vanes or speed control to modulate the delivered air volume and, in turn, to maintain the design static pressure within the duct system.

**DIRECT DIGITAL CONTROL (DDC)**

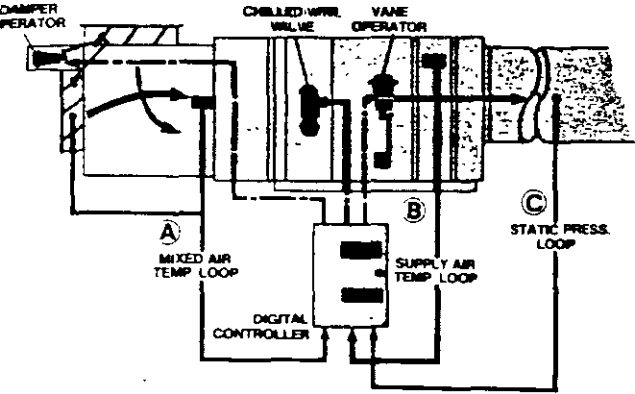


Figure 33

(Figure 33) ... When the digital controller is located within the closed control loops, where it exercises direct control, the configuration is termed *direct digital control (DDC)*.

The three closed air handler control loops illustrated are mixed air temperature (A), supply air temperature (B) and static pressure (C).

While this unit-level controller establishes the air handler operating modes and controls the air temperatures and duct static pressure in accordance with programmed setpoints and algorithms, it can do nothing to integrate the air handler into the remainder of the system.

(Figure 34) ... Consider an air conditioning system that consists of several kinds of units - each with its own microprocessor-based unit control module (UCM). The pieces of equipment selected for this example are an air handler, VAV air terminals and a water chiller.

Each of these pieces of equipment is controlled independently. Water chiller control provides a flow of constant temperature water. Space thermostats regulate the VAV terminals, controlling the volume of air supplied each zone. And, as discussed, the air handler module controls the temperature and volume of air supplied the system.

To draw these units together to participate in a

programmed building control strategy, a controller of a higher level of authority is required.

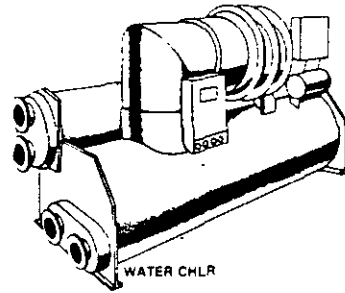
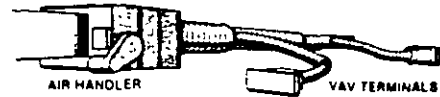


Figure 34

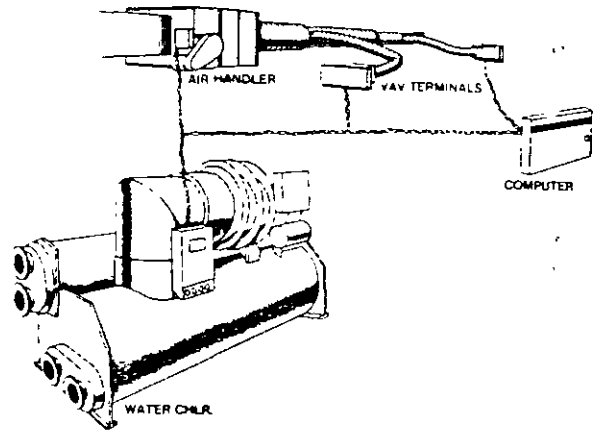


Figure 35

(Figure 35) ... In this example, the higher level of authority is a building automating computer. It is connected, via a twisted wire pair, or communications link, to the chiller, air handler and VAV air distribution systems.

The communications link provides two-way, serial communication, enabling the computer to issue commands to and receive data from the UCM's within each of the three independent control loops.

The characteristics of the automating computer used in the following discussions are those of the Trane Tracer® 100 Building Management Controller.

To demonstrate the performance of this example arrangement, assume the system is to be started after a warm night.

## Period 3 - Computers In Automatic Control

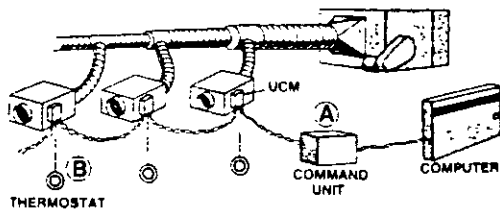


Figure 36

(Figure 36) ... To attain zone setpoint temperature at the time of occupancy, the computer advances the startup time.

The startup time is calculated, using the system cool down performance history, in terms of minutes per degree of temperature reduction, calculated over the past several days.

This calculation is based on the temperature data transmitted to the computer through the Command Unit (A) by a selected VAV terminal thermostat (B) within the zone.

The purpose of the Command Unit is to provide the communications needed for the computer to transmit setpoint and operating mode changes to and receive data from the VAV terminal UCM's.

The start time is established using the difference between the current zone temperature and the occupied setpoint temperature, the cooldown temperature change rate and the occupancy time.

When the early start time arrives, the computer signals the Command Unit to inform the VAV terminals to control at the zone occupied temperature. Under cooldown conditions, the spaces are warm, above the occupied setpoint temperature, causing the air valves to open.

(Figure 37) ... The start signal is then directed to the air handler UCM. In response, the fan is started. At this moment, the static control feature of the UCM assumes control of duct static pressure. Fan capacity and, in turn, duct static are controlled through the use of fan inlet vanes or fan speed control.

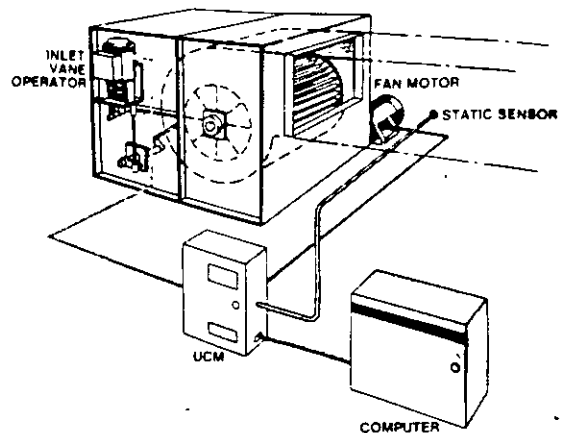


Figure 37

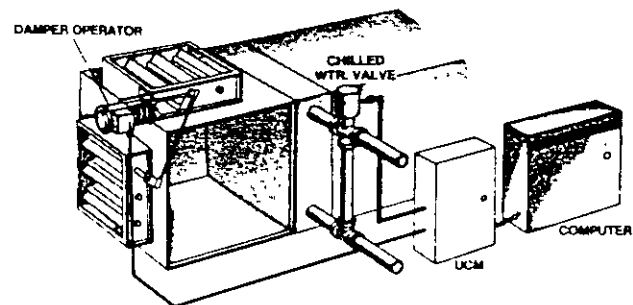


Figure 38

(Figure 38) ... In addition, the outdoor - return air damper system, or economizer, is operated to hold the system entering air temperature within a certain, useable range. This range falls between the system design return and the design discharge air temperatures.

When the outdoor air temperature is equal to or less than the design discharge air temperature, outdoor air alone is used to produce cooling.

However, when the outdoor air temperature exceeds the design discharge temperature, bringing about a rise in the air handler leaving temperature, the UCM modulates the chilled water valve, from closed, toward the open position.

This valve positioning signal is monitored by the computer over the communications link.

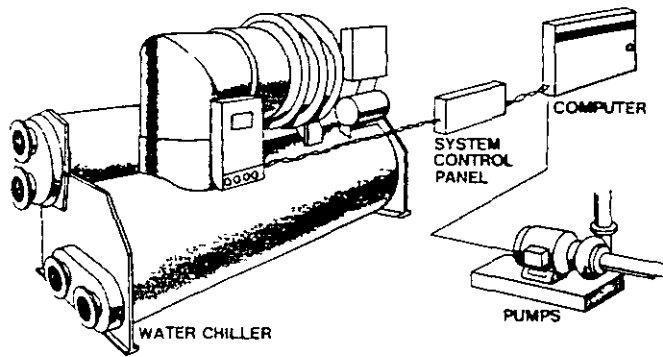


Figure 39

(Figure 39) ... In turn, the computer communicates a start signal to the chilled water pump. This is followed by a start signal to the water

chiller through the System Control Panel. This panel provides 2-way communication between the computer and the chiller UCM.

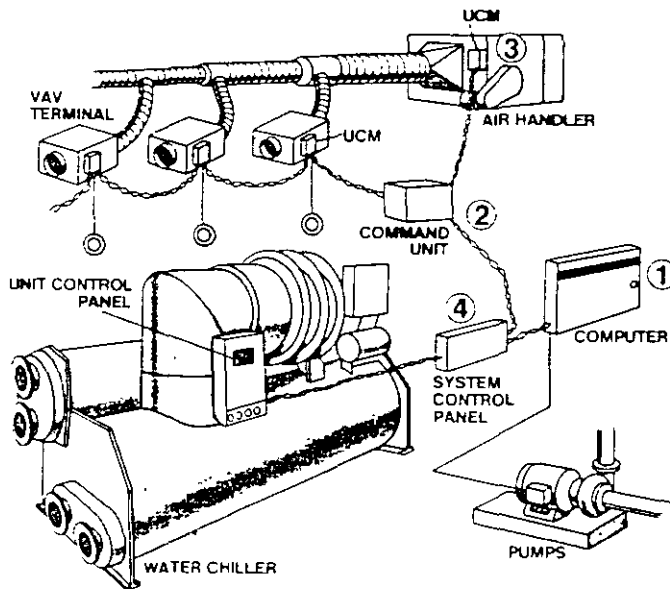


Figure 40

(Figure 40) .. This has been the description of a typical startup sequence where an automating computer communicates with and coordinates the functioning of equipment within three completely independent control loops.

To review, the programmed instructions, covering the example startup sequence, are contained within the circuitry of the computer (1).

First, the computer is a time keeper. It keeps track of the days of the week, including holidays, and the programmed occupied and unoccupied

hours for each. In addition, it stores the zone morning cooldown time requirement, averaged over the past several days.

Knowing the occupied setpoint for the subject zone, the startup time is advanced to achieve that temperature at occupancy.

When the start time arrives, the first computer communication instructs the VAV terminal Command Unit (2) to inform the zone terminal UCM's to assume the occupied cooling temperature control mode.

## Period 3 - Computers In Automatic Control

The second communication informs the Air Handler UCM (3) to start the fan. Once the fan is started, the UCM assumes discharge air temperature and duct pressure control. Conditions permitting, the economizer will use outdoor air to supply design leaving temperature. When this is not possible, the UCM modulates the coil chilled water control valve, from closed, toward the open position. This valve positioning signal is communicated back to the computer over the communications link.

In response, the computer issues a "start the chilled water pump" command. Once this command is given, the System Control Panel (4) is instructed to "arm the chiller". Arming the chiller permits it to start when the chilled water loop temperature rises above setpoint. This sequence of events places the system in full operation.

Note that once the three example control loops receive starting instructions, each performs in accordance with its own programmed setpoints and algorithms. This is where the 2-way communications capability between the control loops and the computer comes into play.

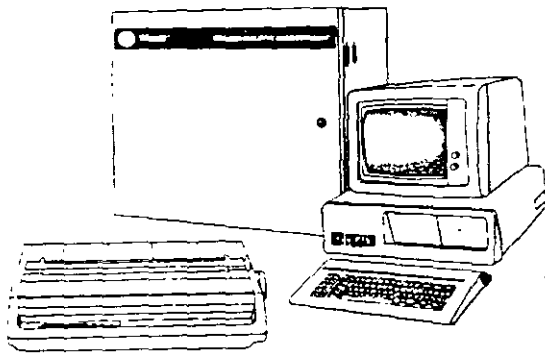


Figure 41

(Figure 41) .. Communication is the greatest strength of the microprocessor-based, integrated system. Through the use of a personal computer and printer, temperatures, pressures, equipment operating status and any other sensed conditions communicated from the UCM's within the remote control loops to the automating computer can be displayed on the CRT and/or printed as reports.

This not only gives the operator a chance to review the operating status of the system, but enables him to communicate, through the personal computer, setpoint or algorithm changes to correct problems or to "tune" system performance.

Only a small portion of the capabilities of this type of system have been discussed. In addition to establishing an optimal start time and sequencing equipment functions, as needed, to balance system load, many building automating computers perform additional functions, similar to the following:

- **Night Setback**
- **Morning Warmup**
- **Night Setup**
- **Night Economizing**
- **Override Of Schedule**
- **Demand Limiting**
- **Diagnostics And Alarm**
- **Duty Cycling**

Figure 42

(Figure 42) ...

- **Night setback ...** During the winter season, the building is controlled at an energy saving, reduced temperature when unoccupied.
- **Morning warmup ...** At the termination of night setback, the system is optimally started in the heating mode, achieving occupied temperature at the time of occupancy.
- **Night setup ...** During the summer season, the building is controlled at an elevated, energy saving, night setup temperature.
- **Night economizing ...** When conditions permit, building night setup temperature is controlled using outdoor air, minimizing the need for mechanical refrigeration.
- **Override of schedule ...** For evening or weekend occupancy, an override mode restores occupied temperature control to a zone that is currently scheduled to be unoccupied.

- Electrical demand limiting ... Generally, the automating computer can be programmed to take appropriate action, turning off selected loads, when the building electrical demand approaches a programmed limit.
- Diagnostics and alarm ... In the event of a malfunction, an alarm can be displayed or printed in the form of a diagnostic message.
- Duty cycling ... Certain selected loads, such as domestic water heaters, ice makers, decorative fountains, etc., can be turned off periodically during the day to reduce electrical consumption and demand level.

Note that the building automating computer need not be limited to the control of air conditioning functions exclusively. It can be programmed to manage such things as building lighting, building access, report writing and maintenance scheduling. When assigned these overall responsibilities, the computer becomes the heart of a *Building Automation System* (BAS).

As demonstrated, building automation integrates, or merges, air conditioning and other building functions into an overall system. A system whose performance is managed automatically in accordance with customized, programmed instructions.

## • Coeficiente de caudal

Caída de presión *depende del coeficiente de la válvula y de la velocidad del fluido*

**Cv** = caudal que pasa a través de la válvula en gpm con un  $\Delta P$  de 1 psi

**Kv** = caudal que pasa a través de la válvula en m<sup>3</sup>/h con un  $\Delta P$  de 1 bar

**Equivalencia**       **$Cv = 1.17Kv$**

Para vapor saturado

$$Q = 12KvP_1 \sqrt{1 - 5.67(0.42 - X)^2}$$

Donde:      Q= caudal en kg/h

$P_1$ =presión aguas arriba en bar abs

$X = (P_1 - P_2) / P_1$

$P_2$ =presión aguas abajo en bar abs

**spirax**  
**/sarco**



## Liquidos

$$K_v = V \frac{G}{\Delta P} \quad \text{or} \quad V = K_v \frac{\Delta P}{G}$$

• Donde

- ◆ V = caudal m<sup>3</sup>/h
- ◆ G = Gravedad específica del fluido (agua = 1)
- ◆ ΔP = Caída de presión bar.
- ◆ K<sub>v</sub> = Coef de la válvula

## Velocidad crítica

Cuándo la válvula de control modula hacia la posición de cierre .....

***La velocidad del fluido aumenta***

Para gases y vapor la velocidad alcanza un valor máximo ≈ 340 m/s ....

*La velocidad del sonido*      Mach = 1

## Caída de presión crítica

Experimentalmente se ha observado :

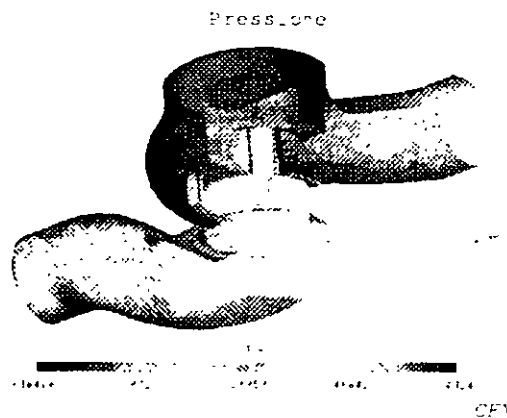
$$P_2 \leq 0.58P_1$$

**la velocidad es crítica**

*Esto significa que el caudal se vuelve independiente de la presión aguas abajo*

$P_2$

## Análisis de presiones



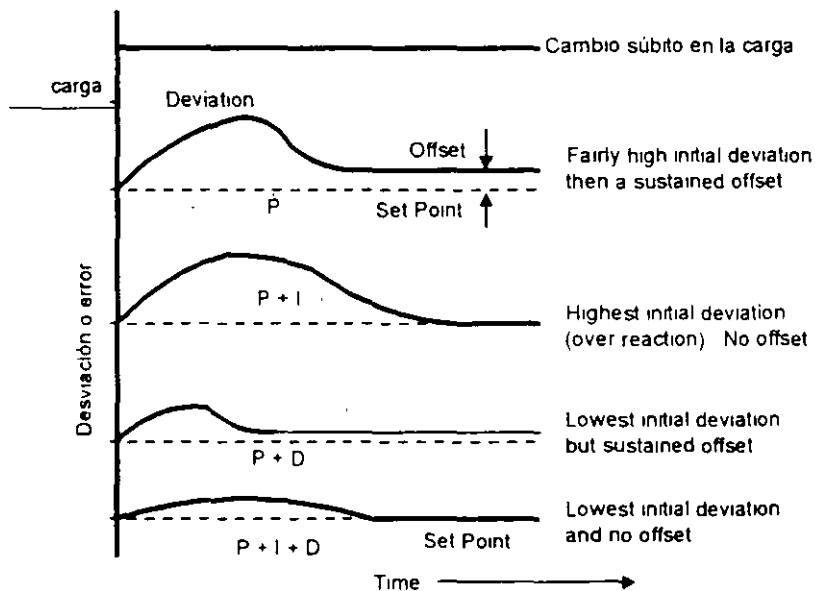
**spirax**  
**sarco**

## Control P+I+D

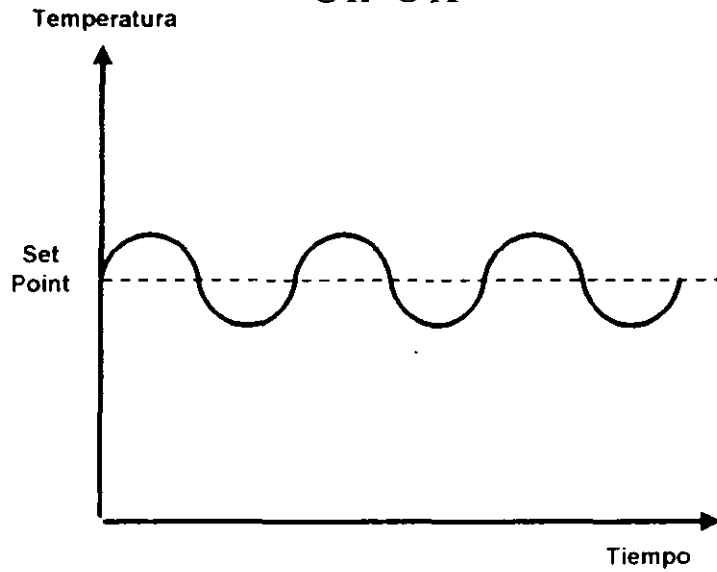
- PROPORCIONAL** la válvula se mueve en proporción al error
- INTEGRATIVO** la válvula responde en función de la  $\Sigma$  (desviaciones)
- DERIVATIVO** la pendiente del error permite estimar la tendencia y corregir anticipadamente.

**spirax**  
**sarco**

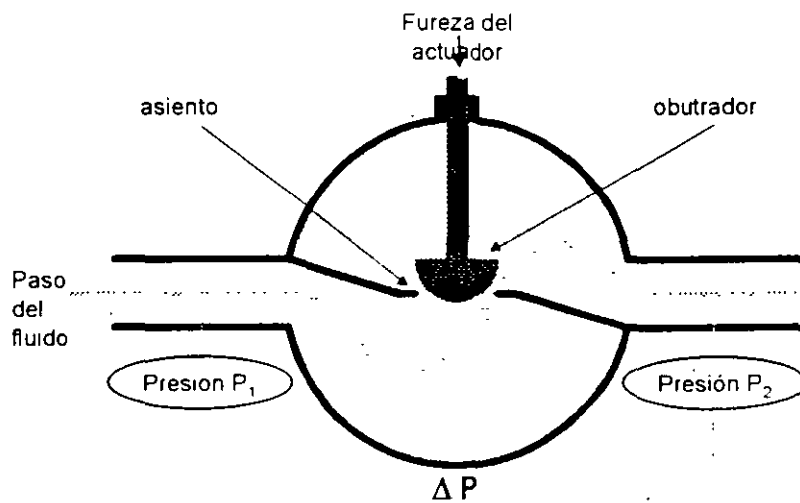
## Comparación de las acciones de Control



## Respuesta cíclica a un control On-Off

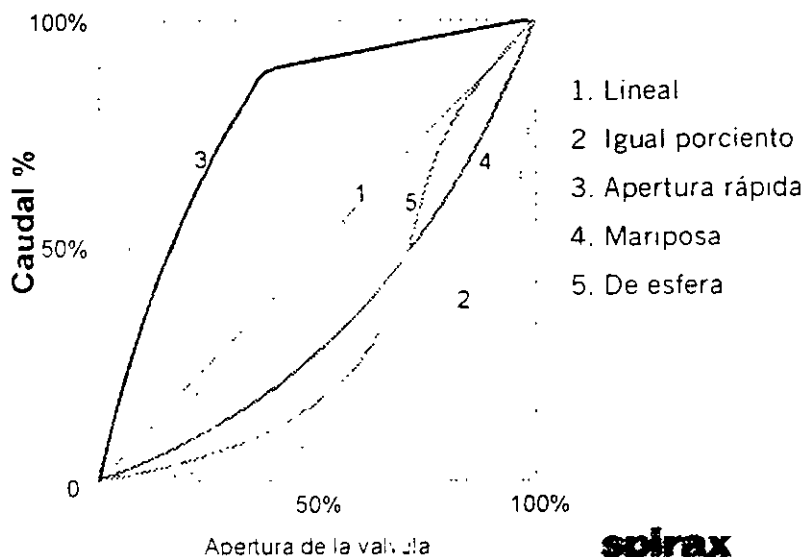


## Válvula de globo

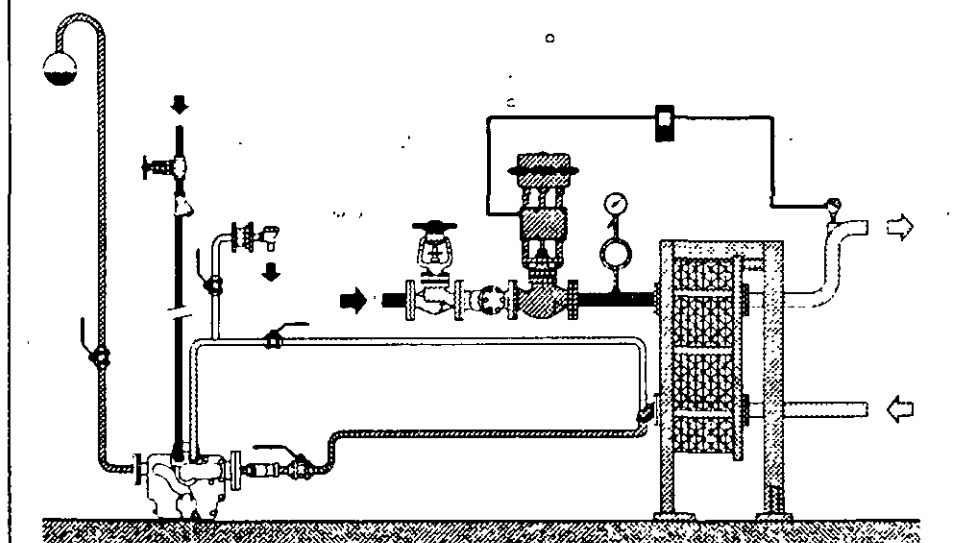


**spirax**  
**sarco**

## Curvas características de flujo



## Válvula instalada



- The air pressure drops and water pressure drops through each coil should be taken into consideration to try to reduce fan and pumping horsepower whenever possible.

### Modulating Control Valve Design

Control valves are a critical part of the variable volume hydronic system. The control valve is responsible for properly varying flow through the water coil at a variety of building load conditions. Because of their critical nature, great care must be taken when selecting control valves so they may perform properly. Undersized valves may provide insufficient capacity and oversized valves provide poor control. Let's examine control valves now in more detail.

#### Control Valve Components:

- Actuator - Causes valve motion in response to an external signal.
- Body - Portion of valve which regulates the flow of fluid.
- Trim - All portions of the valve in contact with the fluid (seats, disc, stem, etc.).
- Disc - Part which makes contact with the valve seat when the valve is closed.
- Plug - Characterizes the flow of fluid. The disc is often an integral part of the plug.

Equal percentage type valves are typically applied to cooling and heating coils because of their favorable flow characteristic. It provides a high degree of control accuracy with wide variations in pressure, flow rates, load changes, and other variables, such as long time lags. When combined with the heat transfer characteristic of a cooling coil, the change in stem position almost provides a linear change in heat transfer if an equal percentage control valve is used. Figure 2-10a depicts the relationship between flow and heat transfer for a cooling coil, while Figure 2-10b depicts the relationship between lift and flow for an equal percentage control valve. By combining the first two curves, we can depict the relationship between the control valve's lift and heat transfer characteristic of the cooling coil.

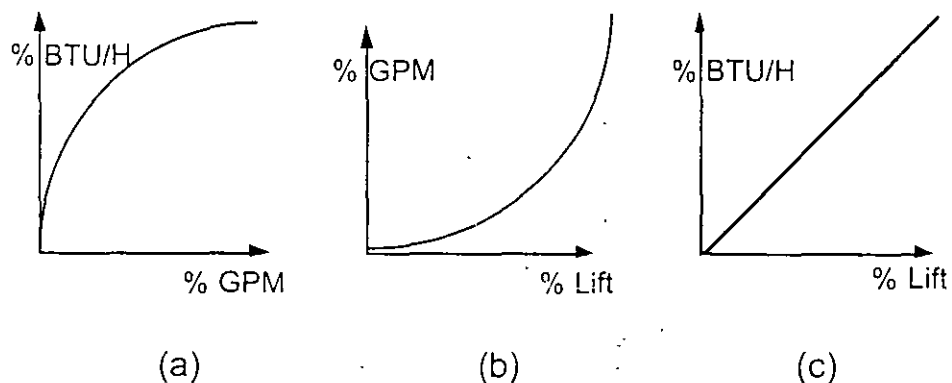


Figure 2-10 Relationships Between Coils and Control Valves

In addition to the flow characteristic, the valve's rangeability and authority can effect the linear relationship described above. Valve rangeability is defined as the ratio of maximum controlled flow over minimum controlled flow, i.e.  $V_r = \text{Flow}(\text{max})/\text{Flow}(\text{min})$ . The greater the rangeability of the valve, the greater the ability of the valve to control accurately during low flow conditions as well as design flow conditions. For example, if a valve is selected with a rangeability of 30, the minimum controlled flow is approximately 3.3%.  $V_r = 30 = 100\%/\text{Flow}(\text{min})$ ,  $\text{Flow}(\text{min})$  then equals 3.3%.

Valve authority, or Beta, is defined as the ratio of minimum differential pressure over maximum differential pressure  $\text{Beta} = \Delta P(\text{valve})/\Delta P(\text{max})$ . See Figure 2-11 below for a better indication.

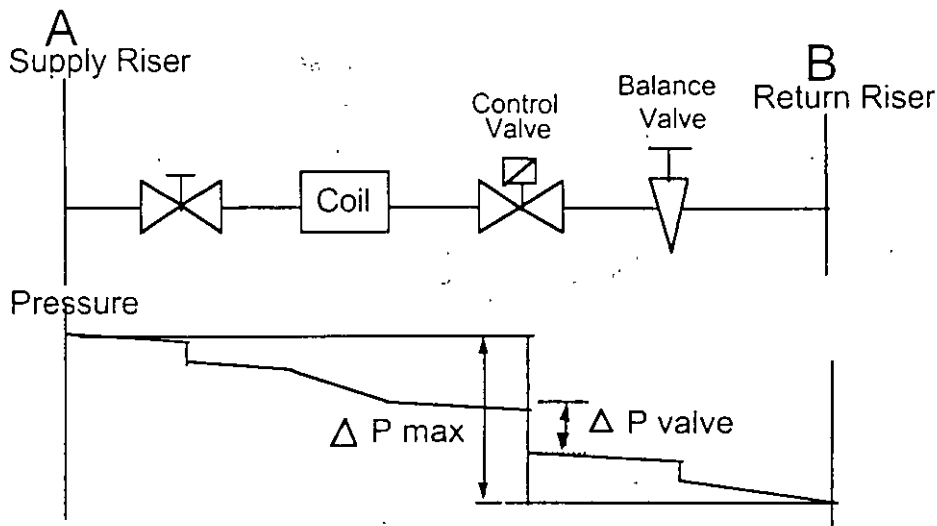


Figure 2-11 Differential Pressure Across Control Valve

In variable volume systems, control valves operate the majority of the time at reduced loads and under higher differential pressures than those at design flow. The following picture depicts the distortion of the equal percentage valve's flow characteristic with varying valve authority.

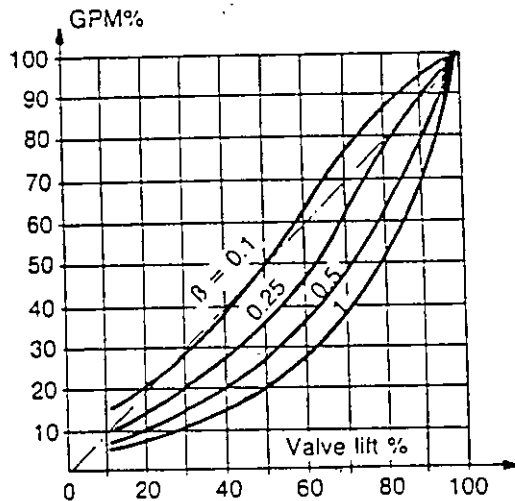


Figure 2-12 Valve Authority of an Equal Percentage Valve

### Control Valve Sizing

As we stated earlier, sizing control valves is extremely important in variable volume hydronic systems because:

- Undersized valves provide insufficient capacity.
- Oversized valves provide poor control.

There are basically five things to consider when sizing a control valve:

- Maximum flow capacity.
- Differential pressure across valve at maximum flow.
- Fluid specific gravity and viscosity.
- Inlet pressure and temperature at maximum flow.
- Maximum differential pressure across valve at any flow.

Let's examine each of these items individually:

#### Maximum Flow

Maximum flow across the valve is usually determined by the hydronic system designer's design and coil selection. As we discussed earlier, the design flow rate of the coil is a function of the maximum heat load of the space being cooled. The maximum flow rate of the coil is obviously the maximum flow rate used for selecting the coil's control valve, and is the first step towards calculating valve  $C_v$ .

#### Valve Pressure Drop

The next step in calculating the valve  $C_v$  is to determine the pressure drop across the valve when the valve is in the full open position. A valve's  $C_v$  is determined by the construction of the valve itself, and is defined as the amount of flow (in gpm) that will flow through a fully open valve resulting in 1 psi of pressure drop across the valve. The more pressure drop across the valve, the more controllability you will receive from the valve. However there is a tradeoff. Increasing the pressure drop across the valve may improve controllability, but it also increases the pumping horsepower required to flow the design gpm through the valve and coil circuit as well as increasing noise. For these reasons, a "not to exceed" maximum pressure drop across the valve is often stated. On the other hand, too low a pressure drop across the valve is also undesirable. If the pressure differential allocated to the valve is 10% or less of the load circuit pressure drop (A to B in Figure 2-11), the valve selected will be so large that it cannot throttle effectively until near its fully closed position. The result is poor control, noise, and excessive trim wear. In general, 25-50% of pressure drop across the load circuit (A to B in Figure 2-11) is a good rule of thumb.

Now that maximum valve flow and maximum allowable pressure drop at design flow are known, valve  $C_v$  can be calculated.

$$C_v = \frac{\text{MaximumFlow}}{\sqrt{\text{Design}\Delta P}}$$

#### Fluid Specific Gravity and Viscosity

For fluids other than water, the  $C_v$  formula must be adjusted to accommodate the more viscous nature of the fluid. Thus the valve  $C_v$  should be as shown below:

$$C_v = \frac{\text{MaximumFlow}}{\sqrt{\text{Design}\Delta P - \text{SpGr}}}, \text{ where SpGr is the specific gravity of the}$$

fluid.

#### Inlet Pressure and Temperature

For long valve life, the operating pressure and temperature should not exceed the valve rating. Although most equipment is designed with some margin of safety, it is generally better to select a valve rated for the highest inlet pressure and temperature the valve may experience.

#### Maximum Differential Pressure Across the Valve at any Flow

This parameter is an important criteria for valve selection for two reasons: 1. choosing the appropriate actuator, and 2. avoiding valve noise and possible valve cavitation.

In variable volume systems, the valve actuator must be selected to be capable of supplying sufficient force to close the valve against the maximum pump head pressure. In variable volume closed loop systems all loads could be reduced causing the pump to ride back on the pump curve. As the pump rides back on the curve, the head being produced by the pump increases. The control valve actuator must be strong enough to continue modulating the



valve closed as this pressure increases. In the worst case, this could be the "shutoff pressure" being produced by the pump. Refer to Section VI and XII for further information.

Finally, excessive valve noise and valve cavitation are caused by high liquid velocities. As water passes through a valve, it is accelerated in such a manner that pressure is decreased below vapor pressure and bubbles form. Then immediately downstream of the valve, velocity decreases and pressure increases so the bubbles collapse causing noise and excessive wear on the valve and piping. Maximum valve differential pressure can be calculated using the following equation:

$$\Delta P \text{ Max.} = K_c(\text{Inlet pressure} - \text{Vapor Pressure})$$

For example, butterfly valves are used sometimes as modulating control valves for large loads. Let's examine the maximum differential pressure across the valve at 100 psig (114.7 psia) inlet pressure with water at 68 °F (vapor pressure = .339 psia). The butterfly valve's  $K_c = .35$ .

$$\Delta P \text{ Max.} = K_c(\text{Inlet pressure} - \text{Vapor Pressure})$$

$$\Delta P \text{ Max.} = .35 (114.7 - .339)$$

$$\Delta P \text{ Max.} = 40.0 \text{ psid}$$