



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN.

ING. EDUARDO HERNANDEZ GORIBAR.

**AIRE ACONDICIONADO
Y REFRIGERACION**

APUNTES

G-600099

ING. EDUARDO HERNANDEZ GORIBAR

2ª Ed. 1971

G- 600099

APUNTE
11

FACULTAD DE INGENIERIA UNAM.



600099

G.- 600099

Apuntes del Curso de Aire
Acondicionado y Refrigeración

Ing. Eduardo Hernández Goribar.

2ª Ed. 1971

A d v e r t e n c i a . -

Los presentes apuntes de ninguna manera pretenden tener originalidad alguna; su objeto primordial es proporcionar al estudiante un libro de referencia que comprenda el programa del curso de "Aire Acondicionado y Refrigeración" que actualmente se lleva en la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México.

Las tablas y curvas que aparecen son apenas algunas de las necesarias para resolver los problemas prácticos, y todas ellas se han obtenido de alguno de los textos que se mencionan en la bibliografía.

El estudio del equipo necesario para los diferentes sistemas, como son, compresores, calderas, bombas, tuberías etc., no está incluido en el contenido de estos apuntes en virtud de que queda supuesto que el estudiante que cursa esta materia ya tiene conocimiento de los mismos; sin embargo el capítulo **XI** trata de una manera muy breve y elemental con algunos de los equipos de refrigeración.

I N D I C E .-

Capítulo I.- Principios Básicos.-

1.-Primera Ley de la Termodinámica	I-1
2.-Segunda Ley de la Termodinámica	I-1
3.-Ley de Boyle	I-1
4.-Ley de Charles	I-1
5.-Ley de Joule	I-1
6.-Ley de Avogadro	I-2
7.-Gas Perfecto	I-3
8.-Ley de Avogadro	I-6
9.-Mol	I-7
10-Ley de Gibbs-Dalton	I-12

Capítulo II.- Características de la Mezcla Vapor-Aire.-

a) Generalidades	II-1
b) Aire	
1) Composición	II-1
2) Calor específico (Cp)	II-1
3) Peso específico (W)	II-2
4) Volumen específico (v)	II-2
5) Humedad absoluta ó densidad (ds)	II-3
6) Humedad específica ó relación de humedad (Ws)	II-3
7) Humedad relativa (ϕ)	II-3
8) Variación de la humedad relativa.	II-4
9) Relación entre las presiones parciales y la humedad específica	II-6
10) Relación de Saturación (μ)	II-9
11) Temperatura de rocío (tw)	II-11
12) Temperatura de bulbo seco y húmedo	II-12
13) Temperatura de saturación adiabática	II-14
14) Relación entre temperatura de bulbo seco, húmedo y de rocío al pasar el aire por una espesa de agua	II-20
15) Calor total del aire	II-21
16) Volumen de aire seco que se incrementa 1°F, por cada BTU suministrado	II-24
17) Volumen de una mezcla de aire y vapor de agua	II-24
18) Leyes Psicrométricas	II-25

Capítulo III.- Tablas y Carta Psicrométricas.-

1.-Tablas psicrométricas	III-1
2.-Carta psicrométrica	III-9
3.-Propiedades psicrométricas a diferentes altitudes	III-14
4.-Desviación de la entalpia	III-15

Capítulo IV.- Procesos Psicrométricos.-

1.-Mezcla de dos flujos de aire	IV-1
2.-Flujo de aire sobre una superficie seca y más caliente que el aire	IV-4
3.-Flujo de aire sobre una superficie seca y más fría que el aire	IV-5
4.-Proceso de enfriamiento y deshumidificación	IV-5
5.-Proceso de enfriamiento y humidificación	IV-8
6.-Proceso de calentamiento y deshumidificación	IV-9
7.-Proceso de calentamiento y humidificación	IV-10

Capítulo V.- Humidificación y Deshumidificación

1.-Humidificación	V-1
2.-Deshumidificación	V-8
3.-Volumen de aire requerido para mantener una humedad relativa constante	V-16
4.-Torre de enfriamiento	V-19

Capítulo VI.- Condiciones de Confort.-

1.-Factores que influyen en el confort	VI-1
2.-La sensación de confort	VI-3
3.-Carta de confort	VI-4
4.-Factores que gobiernan la temperatura efectiva	VI-6
5.-Máximas condiciones tolerables	VI-8
6.-Condiciones recomendables para diseñar en verano	VI-8
7.-Condiciones recomendables para diseñar en invierno	VI-8
8.-Condiciones de diseño para el movimiento de aire	VI-10
9.-Condiciones para ventilación	VI-10

Capítulo VII.- Calefacción

1.-Consideraciones básicas	VII-1
----------------------------	-------

2.-Condiciones de diseño en invierno	VII-2
3.-Carga de calor	VII-8
a) Conducción de calor a través de muros, techos y pisos. Coeficiente de transmisión U.	VII-8
b) Infiltración de aire	VII-14
c) Cargas misceláneas	VII-21
4.-Equipo distribuidor de calor	
1) Radiadores	VII-24
2) Convectores por gravedad	VII-24
3) Equivalente de radiación directa	VII-25
4) Códigos y Standards	VII-25
5) Correcciones por variación de temperaturas	VII-26
6) Calefacción con serpentín	VII-26
7) Calentadores de convección forzada	VII-27
8) Calefacción central	VII-27
9) Tipos de radiadores y convectores	VII-27
5.-Sistemas de calefacción	
a) Sistemas de vapor	VII-30
b) Sistemas de agua caliente	VII-32
c) Sistemas de aire caliente	VII-36
1.-Sistemas por gravedad	VII-36
2.-Sistemas de aire forzado	VII-36
I.-Calefacción central cuando se toma todo el aire fresco del exterior	VII-37
II.-Calefacción central cuando todo el aire se recircula	VII-38
III.-Calefacción central cuando parte del aire recircula y el resto se toma del exterior	VII-39
IV.-Calefacción central manteniendo una humedad relativa constante y tomando todo el aire del exterior	VII-40
V.-Calefacción central manteniendo una humedad relativa constante y tomando el aire del exterior, de recirculación y del "by pass" del humidificador	VII-44
VI.-Calefacción central cuando se requieren diferentes temperaturas en diferentes cuartos	VII-47
d) Sistemas con energía eléctrica	VII-48
e) Sistemas con gas	VII-48
6.-Cálculo del costo de combustible	VII-49

1.-Generalidades	
a) Definición	VIII-1
b) Carga de calor	VIII-1
c) Agente de refrigeración	VIII-1
2.-Ciclo mecánico de compresión	VIII-3
3.-Ciclo termodinámico	
a) Ciclo de Carnot	VIII-9
b) Ciclo de un refrigerante	VIII-14
Efecto de refrigeración	VIII-18
Capacidad del sistema	VIII-21
Tonelada de refrigeración	VIII-21
c) Ciclos actuales o reales	VIII-44
I.-Efecto de sobrecalentamiento en la succión	VIII-44
II-Efecto de sub-enfriamiento del líquido	VIII-47
III-Efecto de las pérdidas de presión debidas a la fricción	VIII-49
IV-Ciclo real	VIII-50
4.-Carga de refrigeración	
I.- Carga de calor tratándose de aire acondicionado	VIII-51
1)Transmisión de calor a través de barreras	VIII-51
2)Carga de calor debida al efecto solar	VIII-52
3)Carga por infiltración de aire	VIII-60
4)Carga de calor debida a los ocupantes	VIII-62
5)Carga de calor debida a equipo miscelaneo	VIII-69
6)Carga debida al aire para ventilación	VIII-69
II.- Carga de refrigeración tratándose de refrigeración industrial	
a) Generalidades	VIII-83
b) Cálculo de la carga	VIII-84
1) Transmisión de calor a través de barreras	VIII-84
2) Carga de calor debida al efecto solar	VIII-84
3) Carga por infiltración de aire	VIII-84
4) Carga de calor debida a los ocupantes	VIII-84
5) Carga de calor debida a equipo miscelaneo	VIII-84
6) Carga debida al aire para ventilación	VIII-84
7) Carga debida a los productos por refrigerar	VIII-84
8) Carga debida al calor por respiración	VIII-86
9) Calor perdido por descongelamiento	VIII-87
10) Carga debida a envases ó envolturas	VIII-88

Capítulo IX.-**Refrigerantes****Refrigerantes.-**

1.- Efecto de refrigeración	IX-1
2.- Punto de ebullición	IX-3
3.- Temperatura y presión de condensación	IX-5
4.- Relación de compresión	IX-7
5.- Coeficiente de comportamiento	IX-7
6.- Densidad	IX-8
7.- Calor específico del líquido	IX-8
8.- Calor específico del vapor	IX-9
9.- Temperatura y presión críticas	IX-9
10- Punto de congelación	IX-9
11- Estabilidad química y efecto de la humedad	IX-10
12- Relación refrigerante-aceite	IX-10
13- Toxicidad	IX-11
14- Inflamabilidad	IX-13
15- Detección de fugas	IX-13
16- Olor	IX-13
17- Costo y disponibilidad	IX-14
18- Tipos de refrigerantes	IX-14
I.- Amoníaco	IX-14
II.- Bóxido de carbono	IX-17
III- Anhídrido sulfuroso	IX-18
IV- Grupo de hidro-carbonos	IX-18
V- Grupo halogenado	IX-20
VI- Familia de los azeotropos	IX-23
VII- Refrigerantes misceláneos	IX-23
19- Clasificación de los refrigerantes	IX-24
20- Refrigerantes secundarios	IX-25
21- Anti-congelantes	IX-28

Capítulo X.-**Ventiladores y Ductos****A.- Ventiladores**

1.-Clasificación	X-1
2.-Usos generales	X-2
3.-Potencia y eficiencia	X-8
4.-Leyes de los ventiladores	X-4
5.-Efecto de la densidad del aire en ductos y ventiladores	X-7
6.-Pérdidas en ductos	X-8
7.-Comportamiento de los ventiladores	X-9

B.- Ductos	
1.-Generalidades	X-10
2.-Flujo y pérdidas	X-12
3.-Procesamiento para el proyecto de un sistema de ductos	X-13
4.-Ecuaciones de recuperación	X-15
5.-Ductos de retorno	X-17
6.-Ganancia ó pérdidas de calor en ductos	X-17
7.-Medida del flujo de aire	X-26

Capítulo XI.- Equipo principal de refrigeración

A.- Evaporadores	
a) Clasificación	XI-1
b) Construcción de evaporadores	XI-3
c) Capacidad de los evaporadores	XI-5
B.- Condensadores	
1- Tipos	XI-9
2- Capacidad	XI-9
3- Cantidad y temperatura del medio refrigerante	XI-9
4- Condensador de aire	XI-10
5- Condensadores de agua	XI-10
6- Condensadores evaporativos	XI-10
C.- Controles de Flujo de Refrigerantes	
I- Válvula de expansión manual	XI-12
II- Válvula de expansión automática	XI-12
III- Válvula de expansión termostática	XI-13
IV- Tubos capilares	XI-15
V- Control con flotador de baja presión	XI-15
VI- Control con flotador de alta presión	XI-16
VII- Otras válvulas y accesorios de control	XI-17

B I B L I O G R A F I A

- 1.- Air Conditionning and Refrigeration.
by Burgess H. Jennings and Samuel R. Lewis.
- 2.- Applied Air Conditionning
by York
- 3.- Introduction to thermodynamics and heat transfer
by David A. Mooney
- 4.- Mechanical Refrigeration
by Norman R. Sparks & Charles C. DiILIO
- 5.- Modern Air Conditionning, heating and ventilating
by Willis H. Carrier, Realto E. Cherno, Walter E. Grant
and William H. Roberts
- 6.- Principles of Refrigeration
by Roy J. Doesat
- 7.- Summer Air Conditionning
by Seichi Konzo, J. Rymond Carrol and Harlan D.
Bareither
- 8.- Thermodynamics
by G.J. Van Wylea
- 9.- Winter Air Conditionning
by Sechi Konzo, J. Rymond Carrol and Harlan D. Bareither
- 10.- Refrigeration, Air Conditionning and Cold Storage
by Rymond C. Gunther
- 11.- The Trane Air Conditionning manual
by the Trane Company

CAPITULO I

PRINCIPIOS

BASICOS

I.- PRINCIPIOS BASICOS

1.- PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA

"La suma total de la energía del universo es una cantidad - constante, esta energía no puede ser incrementada, ni disminuida, ni creada ni destruida".

"La energía no puede crearse ni destruirse".

Corolario.

"Las diferentes formas de energías, son mutuamente convertibles, y la cantidad de una forma de energía que se requiere para producir, otra cantidad de otra energía es fija e invariable".

2.- SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA (FORMA DE CLAUSIUS)

"Es imposible para una máquina actuando por sí sola y sin ayuda de un agente exterior, transportar calor de un cuerpo a otro que tenga mayor temperatura que el primero".

3.- LEY DE BOYLE

"A una temperatura constante, el volumen de un peso dado de gas perfecto, varía inversamente a la presión absoluta".

$$1.- P_1 V_1 = P_2 V_2 = P_n V_n = \text{cte.}$$

4.- LEY DE CHARLES

"Cuando un gas perfecto, recibe calor a volumen constante, la presión absoluta varía directamente proporcional a la temperatura".

$$2.- \frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} = \frac{P_n}{T_n}$$

5.- LEY DE JOULE

"Cuando un gas perfecto se expande sin hacer trabajo, su temperatura permanece inalterable, ya que su energía interna, - permanece también inalterable".

"La energía interna de un gas perfecto es función solamente de la temperatura".

6.- LEY DE AVOGADRO

"Iguales volúmenes de gas, a la misma presión y temperatura tienen el mismo número de moléculas". (Desarrollo en el inciso 8).

PROBLEMA I-1

En la figura I-1 se muestran las condiciones de succión y - descarga de una bomba de agua. Cuánto vale la energía que - dicha bomba suministra.

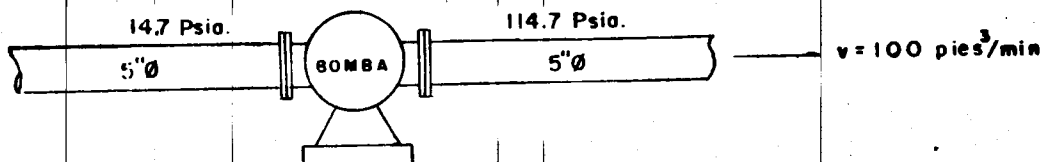


Fig. I-1

De acuerdo con la primera ley de la Termodinámica y aplicando la Ley de la conservación de la energía, tenemos:

$$C_1 + EP_1 + EC_1 + U_1 + W_1 + Q_1 + P_1 V_1 = C_2 + EP_2 + EC_2 + U_2 + W_2 + Q_2 + P_2 V_2 - (1)$$

Haciendo un análisis de las energías tenemos:

- Energía Química (c).- No interviene pues no hay reacción.
- Energía Potencial (EP).- No interviene debido a que succión y descarga están al mismo nivel.
- Energía Cinética (EC).- Puesto que los diámetros son iguales el área es la misma, el gasto no varía, la velocidad no varía, la EC no interviene.
- Energía interna (U).- No hay cambio de temperatura apre -

ciable, luego la energía interna es la misma, tampoco interviene.

f) Energía Calorífica (Q).- Como se dijo en el inciso anterior esta energía tampoco interviene.

De esa forma se tiene que la ecuación (1) se reduce a:

$$P_1 V_1 + W_1 = P_2 V_2 + W_2 \dots \dots \dots (2)$$

W - trabajo en lb - pie

V - Volumen pie³

P - Presión $\frac{\text{lb}}{\text{pie}^2}$

Por ser el agua un líquido incompresible.

$$V_1 = V_2$$

$$\Delta W = W_1 - W_2 = (P_2 - P_1)v$$

Sustituyendo los datos.

$$\Delta W = 100 (114.7 - 14.7) \times 144 =$$

$$\Delta W = 1,440,000 \quad \frac{\text{lbs} - \text{pie}}{\text{min.}}$$

$$\Delta W' = \frac{1,440,000}{33,000} = 43.6 \text{ HP}$$

7.- GAS PERFECTO

"Todo aquel gas que obedezca a las leyes de Boyle, Charles, Joule y Avogadro se dice que es un "gas perfecto".

De Boyle $P_1 V_1 = P_2 V_2 = P_n V_n = \text{cte.}$

Como $T_1 = T_2$

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_n V_n}{T_n} = \text{cte.}$$

De Charles

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} = \frac{P_n}{T_n} = \text{cte}$$

Vemo $V_1 = V_2$

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} = \text{Cte} = R ; PV = RT \dots\dots(1)$$

A $\frac{PV}{T}$ La llamaremos $R \left(\frac{\text{lb}}{\text{Pie}^2} \frac{\text{pies}^3}{\text{lb}} \frac{1}{\text{°R}} \right) = \frac{\text{lb} \cdot \text{pie}}{\text{lb} \cdot \text{°R}}$

La constante R tiene un valor para cada gas:

Para una libra de gas se tiene:

$$Pv = 1 \cdot X RT, \text{ donde } v = \text{pie}^3/\text{lb}; P = \frac{\text{lb}}{\text{pie}^2}; T = \text{°R}$$

• Multiplicando ambos miembros de (1) por m libras de gas, -
tenemos:

$$Pvm = m RT$$

Como $vm = V$ (V en pies^3)

Por lo tanto $PV = m RT$

que es llamada la "ecuación característica de los gases perfectos".

PROBLEMA I-2

Encontrar el valor de R para el aire.

De la ecuación de los gases perfectos.

$$PV = mRT$$

de donde $R = \frac{PV}{mT}$

Para el aire a $T = 32^\circ \text{ F}$ y $P = 14.7 \text{ psia}$, $v = 12.39 \text{ Pie}^3/\text{lb}$
(Sustituyendo y tomando $m = 1\text{lb}$)

$$R = \frac{14.7 \times 12.39 \times 144}{1 \times (460 + 32)}$$

$$R = 53.342 \frac{\text{Pie} \cdot \text{lb}}{\text{lb} \cdot \text{°R}}$$

TABLA 1-1 VALORES DE R PARA ALGUNOS GASES

G A S	$R \left(\frac{\text{Pie lb}}{\text{lb } ^\circ\text{R}} \right)$ (sist. Inglés)	$R \left(\frac{\text{kg - m}}{\text{kg } ^\circ\text{k}} \right)$ (M K S)
Aire	53.3	29.24
Amoníaco	90.73	49.648
Bióxido de carbono	35.1	19.255
monóxido de carbono	55.1	30.227
Hidrógeno	766.54	420.172
Nitrógeno	55.1	30.227
Oxígeno	48.3	26.497
Bióxido de Azufre	24.1	13.524
Vapor de agua	85.77	47.053

Estos valores son los más usados en Aire acondicionado y Refrigeración.

PROBLEMA I-3

Encontrar el volumen de 40 lbs. de aire a 80°F y 100 lbs
pulg.²

si la presión atmosférica es de 29.92 pulg. de Hg.

De acuerdo con la ecuación general de los gases perfectos.

$$PV = MRT$$

$$\text{se tiene } V = \frac{MRT}{P}$$

Sustituyendo los valores

$$V = \frac{40 \times 53.35 \times (460+80)}{144 (100 + 14.7)}$$

$$V = 69.64 \text{ Pie}^3$$

PROBLEMA I-4

40 lbs. de aire a 80 lbs/pulg² (Patm = 29.92 pulg. Hg.)
son expandidos a 300 pies³ y 10 lbs/pulg². Hallar la temperatura final.

Se tienen dos condiciones

$$1o).- P_1 = 80 \text{ lbs/pulg}^2 \quad 2o).- P_2 = 10 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$T_1 = 80^\circ \text{ F}$$

$$T_2 = ?$$

$$V_1 = ?$$

$$V_2 = 300 \text{ Pies}^3$$

Encontraremos primeramente V_1 por la ley de los gases perfectos.

$$P_1 V_1 = MRT_1$$

$$\text{de donde } V_1 = \frac{MRT_1}{P_1} = \frac{40 \times 53.35(460 + 80)}{144(80 + 14.7)} = 84.6 \text{ pies}^3$$

Ahora

$$T_2 = \frac{P_2 V_2}{P_1 V_1} \times T_1$$

$$T_2 = \frac{24.7 \times 300 \times 144 \times 540}{94.7 \times 84.6 \times 144} = 498^\circ \text{ R}$$

$$T_2 = 498 - 460 = 38^\circ \text{ F}$$

8.- LEY DE AVOGADRO

"Iguales volúmenes de todos los gases, a la misma presión y temperatura tienen el mismo número de moléculas.

De esta ley se obtiene, que el peso m_1 , de cualquier gas es - al m_2 de otro gas, como sus pesos moleculares M_1 , y M_2 , cuando cada uno ocupa el mismo volumen a la misma presión y temperatura.

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{M_1}{M_2} \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{ahora } m_1 = \frac{P_1 V_1}{RT_1} \quad \text{y} \quad m_2 = \frac{P_2 V_2}{RT_2}$$

$$\text{sustituyendo } \frac{M_1}{M_2} = \frac{P_1 V_1 / R_1 T_1}{P_2 V_2 / R_2 T_2}$$

$$\text{Por lo tanto } \frac{M_1}{M_2} = \frac{R_2}{R_1}$$

$M_1 R_1 = M_2 R_2 = B$ fórmula muy útil en problemas de mezclas de gases. El producto del peso molecular por la constante R de un gas, es igual para todos los gases y se le denomina con la letra B.

9.- MOL

Mol es una unidad de cantidad de materia que tiene una masa numéricamente igual al peso molecular, expresado en libras o gramos.

Ya que el peso molecular es proporcional a la masa de una molécula, se sigue que un mol contiene el mismo número de moléculas para cualquier gas.

Supongamos que V' es el volumen de 1 mol en pies³, tenemos:

$$PV' = MRT$$

$$\text{Si } MR = B$$

$$PV' = BT$$

Si N - número de moles

$$PV'N = NBT$$

ahora $V'N = V$, que es el volumen total

$$\text{por lo tanto } PV = NBT \text{ y } B = \frac{PV}{NT}$$

La ecuación anterior es la ecuación molar de los gases perfectos.

PROBLEMA I-5

Calcular el valor de la constante B, del aire a $t = 32^\circ \text{ F}$, $P = 14.7 \text{ lb/pg}^2$. Para estas condiciones, $v = 12.39 \text{ pies}^3/\text{lb}$.

El volumen total de un mol vale

$$V = 12.39 \times 28.967 = 358.90 \text{ pies}^3/\text{mol (Maire) = 28.967) por}$$

$$\text{lo tanto } B = \frac{14.7 \times 144 \times 358.9}{460 + 32} = \frac{759432}{492} = 1544.17$$

$B = 1544.17 \text{ pies libra/mol } ^\circ R$

Normalmente se toma $B = 1545$

Ya que $B = MR$; $R = \frac{B}{M}$

Para el aire $R = \frac{1545}{28.91} = 53.3 \frac{\text{pies lbs.}}{\text{lb}_m \text{ } ^\circ R}$

Cuando la P se expresa en lb/pg^2

$R = \frac{1545}{144 M} = \frac{10.72}{M}$

Puesto que todos los moles tienen el mismo número de moléculas- se sigue que también tienen el mismo volumen por la ley de Avogadro o sea que el volumen ocupado por un mol de cualquier gas es el mismo a una misma presión y temperatura.

DE LA LEY DE AVOGRADO

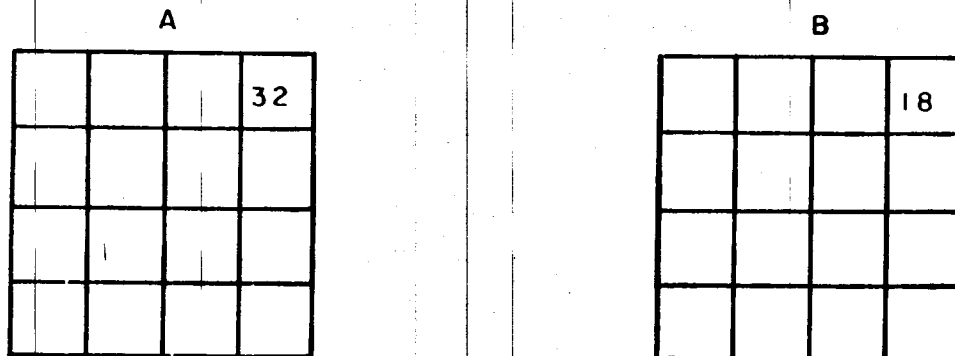


Fig. I-2

1 volumen dado que tiene 16 moléculas de un gas A (M= 32)

1 volumen dado que tiene 16 moléculas de un gas B (M = 18)

Mol A = 32 lbs, Mol B = 18 lbs, y ambos ocupan el mismo volumen. Estando ambos a la misma presión y temperatura.

PROBLEMA I-6

Encontrar el volumen de 1 mol de aire a 60°F y 14.7 lb/pg² y de 1 mol de hidrógeno a esa misma presión y temperatura.

$$PV = nRT$$

para un mol

$$PV = MRT$$

$$\text{Por lo tanto } V = \frac{MRT}{P}$$

Para el aire:

$$V = \frac{28.97 \times 53.3}{14.7 \times 144} \times \frac{(460 + 60)}{1} = 380 \text{ pies}^3/\text{mol}$$

Para el Hidrógeno

$$V = \frac{2.016 \times 767 (460 + 60)}{14.7 \times 144} = 380 \text{ pies}^3/\text{mol}$$

PROBLEMA I-7

Si el volumen de 1 mol de gas a 60°F y 14.7 lb/pg² es 379 pies³ cuánto vale el volumen de 16 lbs.

El volumen de 1 mol que por definición es el volumen de 28.97 lbs. de aire es 379 pies³, luego el volumen de 1 libra será:

$$v = \frac{379}{28.97} = 13.1 \text{ pies}^3/\text{lb.}$$

$$V = 13.1 \times 16 = 209.6 \text{ pies}^3$$

Comprobación

$$PV = m RT; \quad v = \frac{m RT}{P}$$

$$v = \frac{16 \times 53.35 \times (460 + 60)}{14.7 \times 144} = 209.6 \text{ pies}^3$$

PROBLEMA I-8

Un tanque contiene 10,000 pies³ de gas metano (CH₄) a 60°F - y 20 lb/pg².

Encontrar:

a) Número de moles

b) Peso del gas.

a) $MR = B = 1545$

$$PV = MRT$$

$$PV = NBT; \quad N = \frac{PV}{BT} = \frac{20 \times 144 \times 10,000}{1545(460+60)}$$

$$N = 35.8 \text{ moles}$$

b) $M = 16$

$$NM = m$$

$$m = 16 \times 35.8 = 574 \text{ lbs.}$$

o bien

$$m = \frac{PV}{RT}; \quad R = 96.4$$

$$m = \frac{20 \times 144 \times 10,000}{96.4 \times 520} = 574 \text{ lbs.}$$

PROBLEMA I-9

El recipiente acumulador de refrigerante de un sistema de refrigeración, contiene amoníaco con una presión de 137.2 -- lbs/pulg² abs y una temperatura de 70° F. Se le agregan 3 libras más de amoníaco y la presión y temperatura aumenta hasta $P = 159.7 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ abs}$ y $T = 80^\circ \text{ F}$.

Hallar el volumen del recipiente

De la ecuación de los gases perfectos se tiene.

$$P_1 V_1 = M_1 R T_1 \dots\dots\dots(1)$$

$$P_2 V_2 = (M_1 + 3) R T_2 \dots\dots\dots(2)$$

De la ecuación (1) se tiene

$$M_1 = \frac{P_1 V_1}{R T_1}$$

Sustituyendo el valor de M_1 en (2) nos queda.

$$P_2 V_2 = \left(\frac{P_1 V_1}{R T_1} + 3 \right) \times R T_2 \dots\dots\dots(2')$$

El volumen es el mismo, puesto que no cambiamos el recipiente, por lo tanto:

$$V_1 = V_2 = V \dots\dots\dots(3)$$

Sustituyendo (3) en (2') y despejando V nos queda.

$$P_2 V = \left(\frac{P_1 V}{R T_1} + 3 \right) R T_2$$

$$P_2 V = \frac{P_1 V T_2}{T_1} + 3 R T_2$$

$$V \left(\frac{P_2 T_1 - P_1 T_2}{T_1} \right) = 3 R T_2 \text{ de donde}$$

$$V = \frac{3 R T_2 T_1}{P_2 T_1 - P_1 T_2}$$

Sustituyendo los valores en la última ecuación y obteniendo el valor de R , para el amoníaco de la tabla, se tiene:

$$R = 90.5 \frac{\text{Pie} - \text{lb}}{\text{lb } ^\circ\text{R}}$$

$$V = \frac{3 \times 90.5 (460 + 80) (460 + 70)}{159.7 \times 144 (460 + 70) - 137.2 \times 144 (460 + 80)} = 53.2 \text{ pies}^3$$

11.- LEY DE GIBBS- DALTON

"En una mezcla de gases o vapores, cada gas o vapor ejerce la misma presión, como si la ejerciera el gas o vapor solo en el mismo espacio total, a la misma temperatura de la mezcla".

El vapor de agua en la atmósfera no sigue exactamente las leyes que gobiernan los gases, pero son lo suficientemente aproximados, para permitir su uso en la práctica.

Las mezclas de vapor aire prácticamente obedecen la ley de Gibbs-Dalton.

De esta ley se desprende que cualquier mezcla de gases ejerce una presión total, igual a la suma de las presiones parciales ejercidas independientemente por cada gas.

El aire atmosférico existe a una presión total igual a la presión atmosférica (P_b), la cual es igual a:

$$P_b = P_N + P_O + P_S = P_a + P_s \dots\dots\dots(1)$$

La máxima cantidad de vapor que puede existir en el aire, depende de la temperatura y es independiente del peso o presión del aire que puede existir simultáneamente en el espacio.

Esta cantidad de vapor existe cuando el espacio está saturado, es decir, cuando la presión corresponde a la temperatura de saturación. En estas condiciones, si se atomiza agua en dicho espacio, ésta permanecerá en estado líquido. Si el espacio se enfría empezará la condensación.

PROBLEMA I-10

A 70° F el vapor saturado, ejerce una presión igual a 0.73866 pulg. de Hg. y pesa 0.001150 lbs/pie³. Estos valores son correctos, si el vapor está solo o mezclado con aire, comprobar los valores anteriores, por medio de la ecuación de los gases perfectos, que para presiones de este orden es precisa.

Se tiene entonces
PV = MRT ,..... (1)

La R del vapor se obtiene de la siguiente forma.

$$MR = B = 1545$$

$$R = \frac{1545}{18} = 85.7 \frac{\text{lbs-Pie}}{\text{lb}^{\circ}\text{R}}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (1) se tiene:

$$(0.73866 \times 0.491 \times 144) \times 1 = 0.001150 \times 85.7 (460 + 70) \text{ de donde } 52.2 = 52.2$$

El valor de $R = 85.7 \frac{\text{lbs pie}}{\text{lbs } ^{\circ}\text{R}}$, es el que se emplea para los

cálculos de aire acondicionado.

PROBLEMA I-11

Un cuarto tiene un volumen de 5000 pies³ y contiene aire seco, a una presión barométrica de 29.92 pulg. de Hg. y una temperatura de 80°F.

A) Se requiere conocer el peso del aire.

Utilizando la ecuación de los gases perfectos, se tiene:

$$PV = MRT$$

de donde $m = \frac{PV}{RT}$

Sustituyendo los datos:

$$m = \frac{14.7 \times 144 \times 5000}{53.35 (460 + 80)}$$

$$m = 367 \text{ lbs.}$$

B) En otra ocasión el aire está saturado de vapor, se requiere el peso del aire y el peso de vapor.

2x35

La presión de saturación del vapor de 80°F es de 0.5067 lbs/pulg.² abs.

a) Peso del vapor

$$M_v = \frac{0.5067 \times 144 \times 5000}{8.7 (460 + 80)}$$

$$M_v = 7.86 \text{ lbs vapor.}$$

b) Peso del aire

Para hallar la presión del aire seco utilizamos la ley de Gibbs Dalton.

Por lo tanto $P(\text{aire}) = P(\text{mezcla}) - P(\text{vapor})$

$$P(\text{aire}) = 14.7 - 0.5067$$

$$P_a = 14.194 \text{ lbs/pulg.}^2 \text{ abs.}$$

Ahora procedamos a obtener el peso del aire

$$m_a = \frac{14.194 \times 144 \times 5000}{43.35 \times (460 + 80)}$$

$$m_a = 355 \text{ lbs.}$$

La masa de la mezcla total es:

$$M_t = m_a + m_v$$

$$M_t = 355 + 7.86$$

$$M_t = 362.86 \text{ lbs.}$$

PROBLEMA I-11

Un gas natural tiene la composición siguiente:

Metano CH_4 ----- 94.8 %

Nitrógeno N_2 ----- 4.8 %

Agua H_2O ----- 0.4 %

100.0 % (en volumen)

Tiene una presión de 10 lbs/pulg.² y una temperatura de 70°F -
hallar:

- 1.- Número de moles
- 2.- Presiones parciales
- 3.- Peso en porcentaje
- 4.- Densidad

1) Número de moles.

Si consideramos 100 moles y sabemos que todos los moles ocupan el mismo volumen tenemos:

Metano -----	94.8 Moles
Nitrógeno -----	4.8 moles
Agua -----	0.4 moles
	100.0 moles

2) Presiones parciales:

Presión parcial = Presión total X No. de moles

$$\text{Metano: } \frac{10 \times 94.8}{100} = 9.48 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ abs.}$$

$$\text{Nitrógeno } \frac{10 \times 4.8}{100} = 0.48 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ abs}$$

$$\text{Agua: } \frac{10 \times 0.4}{100} = 0.04 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ abs}$$

$$\text{Presión total} = 9.48 + 0.48 + 0.04 = 10 \text{ lbs/pulg}^2$$

Peso molecular X No. de moles = Peso

$$M_{\text{CH}_4} = 16 \times 94.8 = 1517 \text{ lbs.}$$

$$M_{\text{N}_2} = 28 \times 4.8 = 139.4 \text{ lbs.}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 18 \times 0.4 = 7.2 \text{ lbs.}$$

$$M_T = 1517 + 139.4 + 7.2 = 1663.6 \text{ lbs.}$$

Peso Molecular de la Mezcla

$$m = Mn$$

$$M = \frac{m}{N}$$

Sustituyendo valores:

$$M = \frac{1663.6}{100} = 16.636 \frac{\text{lbs}}{\text{mol}}$$

3) Peso en por ciento

$$\text{Metano} \quad \frac{1517 \times 100}{1663.6} = 91.2 \%$$

$$\text{Nitrógeno} \quad \frac{139.4 \times 100}{1663.6} = 8.38 \%$$

$$\text{Agua} \quad \frac{7.2 \times 100}{1663.6} = \frac{0.43 \%}{100 \%}$$

4) Densidad.

De la ecuación de los gases perfectos, se tiene

$$Pv = MRT$$

$$R = \frac{1545}{16.63} = 92.8 \quad \frac{\text{lb-pie}}{\text{lb} \cdot \text{R}}$$

$$m = \frac{PV}{RT}$$

$$m = \frac{10 \times 144 \times 1}{92.8 \times (460 + 70)} = 0.0293 \quad \frac{\text{lbs}}{\text{pie}^3}$$

C A P I T U L O I I

C A R A C T E R I S T I C A S

D E L A

M E Z C L A

V A P O R - A I R E

II.- CARACTERISTICAS Y PROPIEDADES DEL AIRE.

a) GENERALIDADES

Acondicionar el aire es controlar su temperatura, humedad, distribución y pureza. El objeto es procurar el confort de los ocupantes de residencias, teatros, escuelas, etc., o bien industrialmente mantener productos alimenticios, productos químicos, etc. a muy bajas temperaturas para prevenir su contaminación.

Para estudiar el acondicionamiento del aire será necesario empezar por conocer las características y propiedades del mismo.

b) AIRE

1) Composición

La atmósfera que rodea la tierra es una mezcla de gases - cuya composición es:

Vol %	Peso %
Oxígeno 20.9	23.1
Nitrógeno 78.1	76.0
Argón 1.0	0.9

Los anteriores datos se refieren al aire seco pero la humedad - puede variar del 0% al 4%.

Normalmente el aire contiene muchas impurezas como gases, sólidos, polvos, etc. en proporciones que dependen de varios factores. Se supone que en lugares montañosos y en el mar el aire es más puro aunque a veces con los vientos llegan también algunas - impurezas.

Normalmente el aire contiene:

GASES				IMPUREZAS	
	Nitrógeno	78.03	%		Humos de sulfuros
	Oxígeno	20.99	"		Humos de ácidos
	Argón	0.94	"		CO ₂
	Bicóxido de carbono	0.03	"		Polvo
	Hidrógeno				cenizas
	Xenón				Minerales
	Kriptón				Vegetales
	otros	0.01	"		Animales
					Micre-organismos

2) Calor específico

El calor específico del aire no es constante sino que depende de la temperatura, para fines prácticos se usa:

Calor específico a presión constante:

Cp = 0.2415 ó 0.24 BTU/lb-°F.

Para fines que requieren precisión:

Cp = 0.24112 + 0.000009 t.

Calor específico a volumen constante:

Cv = 0.1714 $\frac{BTU}{lb^{\circ}F}$

3) PESO ESPECIFICO

Peso de aire seco-0.07496 lb/pie³ (a 70°F y 29.92 pg Hg)

Peso del aire seco contenido en 1 pie³ de aire saturado-0.07309 lb/pie³ (70°F y 29.92 pg Hg)

Peso de la mezcla saturada 0.074239 lb/pie³ (70°F y 29.92 pg Hg).

Para encontrar el peso del aire a cualquier presión y temperatura veáanse las tablas de propiedades de la mezcla de vapor de agua con aire.

En las columnas de volumen específico de la mezcla el recíproco de estos valores, son los pesos específicos a cualquier presión y temperatura, o bien se calcula mediante la fórmula.

$$W = W_1 \frac{459.6 + t_1}{459.6 + t} \frac{P}{P_1}$$

W peso a t y p

W₁ peso a t₁ y P₁

4) VOLUMEN ESPECIFICO

Para convertir peso a volumen se utiliza la expresión $v = \frac{1}{W}$

Para t = 70°F y P = 29.92 pg Hg.

$$v = \frac{1}{0.07495} = 13.34 \frac{pies^3}{lb} \text{ (aire seco)}$$

$$v = \frac{1}{0.07310} = 13.68 \text{ (aire en 1 lb de aire saturado)}$$

$$v = \frac{1}{0.0745} = 13.47 \text{ (mezcla vapor de agua-Aire saturada).}$$

5) HUMEDAD ABSOLUTA O DENSIDAD (d_a) H

El peso de vapor de agua expresado en libras ó gramos por cada pie cúbico de espacio se llama "humedad absoluta" o "densidad del vapor de agua" y se representa con la letra d_a cuando el aire no esta saturado y con d_s cuando si lo está y en este caso se halla en las columnas 4 y 5 de las tablas de aire-vapor (1 lb = 7000 gramos.).

6) HUMEDAD ESPECIFICA O RELACION DE HUMEDAD (W_s) O

El peso de vapor de agua expresado en libras o granos por libra de aire seco se le llama humedad especifica; y se representa con la letra W_s , cuando la mezcla no está saturada y con W_d cuando la mezcla está saturada; su valor se encuentra en las columnas 6 y 7 de dichas tablas a diferentes presiones o temperaturas.

7) HUMEDAD RELATIVA (ϕ)

La humedad relativa es definida como la relación de la presión parcial del vapor en el aire a la presión de saturación del vapor correspondiente a la temperatura existente.

O bien, humedad relativa es la relación de la densidad del vapor de agua en el aire a la densidad de saturación a la temperatura correspondiente.

$$\phi = \left(\frac{P_s}{P_d} \right) \frac{d_s}{d_d} \quad \text{en donde}$$

P_s = Presión parcial

d_s = Densidad existente

P_d = Presión de saturación

d_d = Densidad del vapor saturado

PROBLEMA II-1

Cuánto vale la humedad relativa (ϕ) a 80°F si el aire contiene 5 granos/pie³.

Si la cantidad máxima de humedad que puede tener el aire a 80°F es 11.04 granos.

$$\phi = \frac{ds}{dd} = \frac{5 \cdot X}{11.04} \cdot 100 = 45.3\%$$

PROBLEMA II-2

Si a 90°F la máxima cantidad de humedad que puede haber es de 14.94 granos/pie³. Cuánto valdrá la humedad relativa del aire tratado en el problema anterior al calentarlo hasta 90°F.

$$\phi = \frac{ds}{dd} = \frac{5 \cdot X}{14.94} \cdot 100 = 33.5 \%$$

Al calentar el aire de 80°F a 90°F la humedad relativa varía de 45.3% a 33.5%.

PROBLEMA II-3

Si la misma mezcla se reduce a una temperatura de 56°F. Cuál será su humedad relativa.

$$\phi = \frac{ds}{dd} = \frac{5 \cdot X}{5} \cdot 100 = 100\%$$

8) VARIACION DE LA HUMEDAD RELATIVA

a) La humedad relativa se puede aumentar de las siguientes formas:

- 1) Reduciendo la temperatura, sin variar la humedad absoluta.
- 2) Aumentando la humedad absoluta sin variar la temperatura.

b) La humedad relativa se logra disminuir de las siguientes maneras:

- 1) Aumentando la temperatura sin variar la humedad absoluta.
- 2) Disminuyendo la humedad absoluta, sin variar la temperatura final.

PROBLEMA II-4

A 80°F el volumen de vapor en un momento dado es de 770 pie³/lb; se pregunta la humedad relativa del ambiente.

$$ds = \frac{1}{V} = \frac{1}{770} = 0.001298 \text{ lb/pie}^3$$

De tablas, el vapor saturado tiene un volumen de 633 pie³/lb a 80°F

$$d_d = \frac{1}{V} = \frac{1}{633} = 0.001579 \text{ lb/pie}^3$$

$$\phi = \frac{(d_a)}{(d_d)_{80^\circ F}} = \frac{0.001298}{0.001579} \times 100 = 82.4\%$$

Por el método de presiones parciales.

$$PV = WRT$$

$$\text{Si } V = 1 \text{ pie}^3 \quad W = 0.001298 \text{ lb/pie}^3 \quad R = 85.77 \text{ pie-lb/lb} \cdot ^\circ\text{R}$$

$$T = 460 + 80 = 540^\circ\text{R}$$

$$P_s = \frac{0.001298 \times 85.77 \times 540}{144 \times 0.491} = \frac{60.1179}{70.704}$$

$$P_s = 0.8502 \text{ pg Hg.}$$

$$\text{De tablas } P_d = 0.5068 \text{ lb/pulg}^2$$

$$P_d = \frac{0.5068}{0.491} = 1.0323 \text{ Pg Hg.}$$

$$\phi = \frac{0.8502}{1.0323} = 0.823$$

$$\phi = 82.3 \%$$

PROBLEMA II-5

La temperatura en un cuarto es de 80°F y la humedad relativa de 35% a una presión de 29.92 pg. Hg. encontrar:

- Presión parcial del vapor
- Peso del vapor de agua.
- Humedad específica.

- Presión parcial del vapor

$$P_s = \phi P_d.$$

$$\text{De tablas para } 80^\circ\text{F, } P_d = 1.0316$$

$$P_s = 0.35 \times 1.0316 = 0.3610 \text{ pg. Hg.}$$

- Peso del vapor

$$P_v = MRT \quad m = \frac{P_v}{RT}$$

$$m = \frac{0.3610 \times 0.491 \times 144 \times 1}{85.77 \times 540} = \frac{25.424}{46315.8} = 0.000552 \text{ lb/pie}^3$$

o bien

$$d_s = \phi d_d \text{ de tablas } d_d = 0.0015777 \text{ lb/pie}^3$$

$$d_s = 0.35 \times 0.0015777 = 0.000552 \text{ lb/pie}^3$$

c) Humedad específica (W_s)

De la ley de Dalton

$$P_a = P_b - P_v$$

$$P_a = 29.92 - 0.3610$$

$$P_a = 29.559 \text{ Pg Hg}$$

El volumen de una libra de aire seco será:

$$PV = MRT$$

$$V = \frac{1 \times 53.342 \times 540}{144 \times 0.491 \times 29.559} = 13.782 \text{ pie}^3$$

Como se tienen 0.000552 lb/pie³

$$W_s = 0.000552 \times 13.782 = 0.007607 \text{ lb/lba.}$$

9) RELACION ENTRE LAS PRESIONES PARCIALES Y LA HUMEDAD ESPECIFICA
(W_s)

La humedad específica se puede calcular como sigue:

El volumen ocupado por una libra de aire seco será:

$$V = \frac{MRT}{P_a} = \frac{1 \times 53.3 \times T}{P_b - P_s} \dots \dots \dots (1)$$

El peso del vapor en el volumen ocupado por una libra de aire seco es:

$$W_s = \frac{P_s \times V}{RT} = \frac{P_s \times V}{85.77(T)} \dots \dots \dots (2)$$

Sustituyendo (1) en (2)

$$W_s = \frac{P_s \times 53.3 \times T}{85.77 \times T \times (P_b - P_s)}$$

$$W_s = 0.622 \frac{P_s}{P_b - P_s}$$

PROBLEMA II-6

Encontrar la humedad específica en un cuarto cuya temperatura es 75°F la humedad relativa 35% y la presión 29.92 plg. Hg.

$$P_s = \phi P_d ; P_s = 0.35 \times 0.87448$$

$$P_s = 0.3060 \text{ pg Hg}$$

$$W_s = \frac{0.622 (0.3060)}{(29.92 - 0.3060)}$$

$$W_s = 0.622 \times 0.0103$$

$$W_s = 0.00640 \frac{\text{lbv}}{\text{lba}}$$

PROBLEMA II-7

El aire exterior a 15°F y $\phi = 55\%$ pasa a través de un calentador humidificador y entra al cuarto después de salir del calentador a 75°F y 55%. Se pregunta cuánta agua se añade por libra de aire seco, si $P_b = 29.8$ pg Hg.

a) Exterior $P_s = P_d \times 0.55$ De tablas $P_d = 0.08067$ pg. Hg.

$$P_s = 0.044368 \text{ pg. Hg.}$$

$$W_{se} = 0.622 \frac{P_s}{P_b - P_s}$$

$$W_{se} = 0.622 \frac{0.044368}{29.755} = 0.622 \times 0.0014908$$

$$W_{se} = 0.000927 \frac{\text{lbv}}{\text{lba}}$$

b) Interior $P_s = P_d \times 0.55$ de tablas $P_d = 0.87448$ pg. Hg.

$$P_s = 0.48096 \text{ pg. Hg.}$$

$$W_{si} = 0.622 \frac{0.48096}{29.319}$$

$$W_{si} = 0.622 \times 0.016404$$

$$W_{si} = 0.010203 \frac{\text{lbv}}{\text{lba}}$$

$$W_{si} - W_{se} = 0.010203 - 0.000927$$

$$W_{si} - W_{se} = 0.009276 \frac{\text{lbv}}{\text{lba}}$$

Este valor se puede calcular también de la siguiente manera:

$$a) \text{ Exterior } P_s V = M_1 R T_1$$

$$M_1 = \frac{PV}{RT} = \frac{0.044169 \times 0.491 \times 144 \times 1}{85.6 \times 475}$$

$$M_1 = \frac{3.1368}{40660} = 0.00007714 \text{ lb/pie}^3$$

Volumen específico del aire seco a 15°F

$$V = \frac{MRT}{P} = \frac{1 \times 53.3 \times 475}{(29.8 - 0.044368)(0.491 \times 475)} = \frac{25317}{29.755 \times 70.7}$$

$$V = \frac{25317}{2103.6} = 12.03 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

$$W_s = 0.00007714 \times 12.03 = 0.000927 \text{ lbv/lba}$$

b') Aire interior

$$PV = M_2 R T_2$$

$$M_2 = \frac{PV}{RT_2} = \frac{0.48096 \times 0.491 \times 144 \times 1}{85.6 \times 535} = \frac{33.7}{45796}$$

$$M_2 = 0.000741 \text{ lbv/pie}^3$$

Volumen específico del aire seco a 75°F

$$V = \frac{MRT}{P} = \frac{1 \times 53.3 \times 535}{(29.8 - 0.48096)(0.491 \times 144)}$$

$$V = \frac{28515.5}{2072.8} = 13.75 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

$$W_s = 0.000741 \times 13.75 = 0.010188 \text{ lbv/lba}$$

$$W_{si} - W_{se} = 0.010188 - 0.000927$$

$$W_{si} - W_{se} = 0.009261 \text{ lbv/lba}$$

10.- RELACION DE SATURACION

A) La relación de saturación designada con la letra μ , es definida como la "relación del peso de vapor mezclado con una libra de aire seco en un momento dado, al peso de vapor que satura esa libra de aire a la temperatura de la mezcla"

$$\mu = \frac{W_s}{W_d}$$

B) RELACION ENTRE "HUMEDAD RELATIVA" Y "RELACION DE SATURACION"

$$\phi = \frac{P_s}{P_d} ; \mu = \frac{W_s}{W_d}$$

$$\mu = \frac{0.622 (P_s / (P_b - P_s))}{0.622 (P_d / (P_b - P_d))} = \frac{P_s}{P_d} \times \frac{P_b - P_d}{P_b - P_s}$$

$$\mu = \frac{\phi \times P_b \times (1 - \frac{P_d}{P_b})}{P_b (1 - \frac{P_s}{P_b})} = \frac{\phi \times (1 - \frac{P_d}{P_b})}{1 - \frac{P_s}{P_b} \frac{P_d}{P_b}} = \frac{\phi (1 - \frac{P_d}{P_b})}{1 - (\frac{P_s}{P_b} \times \frac{P_d}{P_b})}$$

$$\mu = \frac{1 - \frac{P_d}{P_b}}{1 - \phi \frac{P_d}{P_b}} \times \phi \dots \dots \dots (1)$$

$$\text{Similarmente } \phi = \mu \times \frac{P_b - P_s}{P_b - P_d} = \frac{\mu}{1 - (1 - \mu) \frac{(P_d)}{(P_b)}} \dots (2)$$

La siguiente figura muestra las curvas de corrección para pasar de la humedad relativa a la relación de saturación.

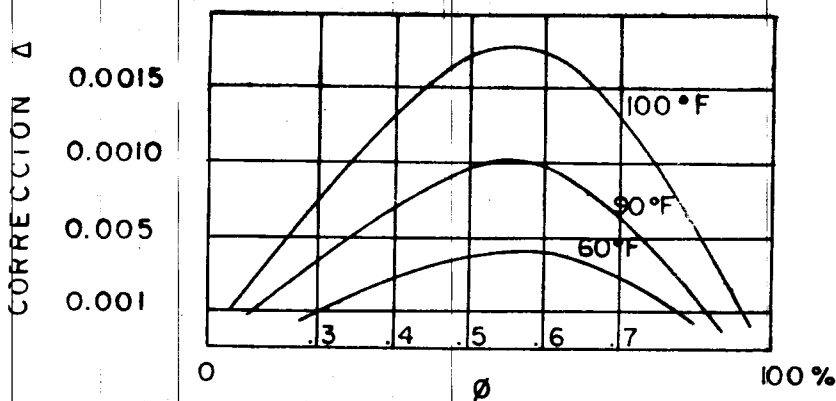


Fig. II-1

PROBLEMA II-8

Cuánto vale μ cuando $\phi = 35\%$, $t = 60^\circ\text{F}$ y $P_b = 29.92$ pg Hg.

$$\mu = \frac{W_g}{W_d} \quad dd(\text{de tabla columna 4}) = 0.0008278 \text{ lb/pie}^3$$

$$ds = \phi dd ; ds = 0.35 \times 0.0008278 = 0.000289 \text{ lb/pie}^3$$

Cada libra de aire a 60°F y $\phi = 35\%$ tendrá el siguiente volumen

$$P_s = 0.35 P_d \quad P_s = 0.35 \times 0.52142 = 0.1824 \text{ pg Hg}$$

$$P_a = 29.92 - 0.1824 = 29.739 \text{ pg Hg.}$$

$$V = \frac{1 \times 53.3 \times (460 + 60)}{144 \times 0.491(29.739)} = \frac{27716.0}{2012.5} = 13.77 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

$$W_s = 13.77 \times 0.000290 = 0.00397 \text{ lbv/lba}$$

$$W_s = 0.00397 \text{ lbv/lba}$$

Ahora cada libra de aire seco saturado a 60°F $\phi = 100\%$ y $P_b = 29.92$ Pg Hg tendrá el siguiente volumen:

$$P_s = P_d = 0.52142 \text{ pg Hg.}$$

$$P_a = 29.92 - 0.52142 = 29.398 \text{ Pg Hg.}$$

$$V_a = \frac{1 \times 53.3 \times (460 + 60)}{(144 \times 0.491 \times 29.398)} = \frac{27716}{2078.43} = 13.34 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

$$Wd = 13.34 \times 0.0008278 = 0.01104 \text{ lbv/lba}$$

$$\mu = \frac{0.00397}{0.01104} = 0.359$$

$$\mu = 35.9 \%$$

o bien

$$\mu = \frac{\phi \left(1 - \frac{(Pd)}{(Pb)} \right)}{\left(1 - \phi \frac{(Pd)}{(Pb)} \right)} = 0.35 \frac{1 - \frac{0.7392}{29.92}}{\left(1 - 0.35 \frac{0.7392}{29.92} \right)} = 0.3543 \%$$

$$\mu = 35.43 \%$$

De la figura II-1

$$\mu = \phi - \Delta$$

$$\phi = 35 \%$$

$$\text{a } 60^\circ\text{F y } 35\% \Delta = 0.004$$

$$\mu = 35 - 0.004 = 34.996 \%$$

11) TEMPERATURA DE ROCIO (tw)

La temperatura de rocío es la medida de la humedad contenida en el aire. Es la temperatura a la cual el aire se satura cuando se enfría, considerando que no hay ni adición ni sustracción de humedad.

La temperatura de rocío no puede ser cambiada si no se adiciona o sustrae humedad del aire, aunque se adicione o substraiga calor.

Si el aire es enfriado a una temperatura menor que la de rocío empieza la condensación y se establece una nueva temperatura de rocío.

La temperatura de rocío puede ser disminuida sustrayendo humedad del aire o sea sustrayendo vapor de agua de un peso dado de aire y puede aumentarse añadiendo vapor de agua a un peso dado de aire.

Si un aire saturado a 70°F se enfría a 65°F se dice que hay 5°F de precipitación y quedará aire con una temperatura de rocío de 65°F , saturado a 65°F también. Si ese mismo aire se calienta a 70°F el punto de rocío permanece en 65°F .

La temperatura de rocío de cualquier mezcla de aire y vapor de agua se puede determinar de la manera siguiente:

- 1.- Enfriando gradualmente un recipiente que contenga aire, la temperatura a la cual empieza a aparecer condensación en las paredes del recipiente es la temperatura de rocío.
- 2.- Psicrométricamente la temperatura de rocío puede encontrarse partiendo de la temperatura de bulbo húmedo y de bulbo seco.

La temperatura de Rocío tiene las siguientes características.

Medida de la humedad.

Temperatura a la cual se satura el aire.
Temperatura que no cambia sin cambiar la humedad.

Si se enfría abajo de esta empieza la condensación.

Solo se reduce substrayendo vapor.

Sólo aumenta añadiendo vapor.

12) TEMPERATURA DE BULBO SECO Y DE BULBO HUMEDO

A) TEMPERATURA DE BULBO SECO

La temperatura de bulbo seco es la temperatura medida con un termómetro ordinario, y es la medida del calor sensible del aire expresado en grados Fahrenheit o Centígrados.

B) TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO

La temperatura del bulbo húmedo es la medida del calor total del aire y está expresado en grados Fahrenheit o Centígrados.

Se determina cubriendo el bulbo de un termómetro con franela o un trapo húmedo y haciendo pasar aire rápidamente; en esta for-

ma la humedad principia a evaporarse . Las temperaturas del agua y del aire circunvecino bajarán de una manera proporcional a la evaporación ocurrida.

Si el aire que rodea el termómetro es seco la evaporación será rápida y la caída de temperatura es grande (relativamente), si por el contrario el aire está muy humedo la evaporación es lenta y consecuentemente la diferencia de temperatura entre el bulbo seco y el húmedo será pequeña. Si el aire está saturado no habrá evaporación ni bajará la temperatura.

La diferencia entre la temperatura de bulbo seco y la de bulbo húmedo se le llama "depresión del bulbo húmedo".

El calor necesario para causar la evaporación de la manera descrita anteriormente se toma del calor sensible del aire medido con el bulbo seco.

Durante el proceso de evaporación el calor sensible se transforma en calor latente de vaporización, pero el calor total del aire permanece el mismo y la temperatura de bulbo húmedo es constante. Al cambiar el calor sensible por el latente no hay cambio en el calor total.

Si la evaporación continuara de la misma manera hasta saturar el aire la saturación sería "parecida" a la adiabática y la temperatura de bulbo seco del aire se reduciría hasta la de bulbo húmedo.

En condiciones de saturación.

BS = BH = TR

BS = Bulbo seco

BH = Bulbo húmedo

TR = Temperatura de rocío

Durante el proceso de añadir humedad al aire adiabáticamente el bulbo seco se abate aproximadamente 1 (un)*F, por cada 8.5 granos de humedad absorbidos.

Cuando se añade humedad a una mezcla de aire no saturada el punto de rocío aumenta de acuerdo con la cantidad incrementada.

Para 70°F

Rocío	Granos/pie ³	Humedad relativa %
50	4	50
55	5	60
60	5.7	72
65	6.8	83
70	8	100

13) TEMPERATURA DE SATURACION ADIABATICA

Se requiere calor para evaporar el agua. Cuando el aire no saturado se le hace circular sobre una superficie de agua tibia su humedad empieza a incrementarse hasta que el aire se satura. Para este proceso el calor latente se suministra de alguna fuente. Inicialmente parte de este calor proviene de la misma agua que aún no se evapora, la cual se enfriará hasta la temperatura de evaporación después de la cual permanecerá a esa temperatura. Después de este proceso el calor latente se suplirá del mismo aire el cual se enfriará.

La mínima temperatura a la cual el aire puede ser enfriado es la temperatura de vaporización del agua, conocida como la "temperatura de vaporización adiabática",

Esta temperatura se alcanza cuando el aire ha sido totalmente saturado.

El proceso de saturación adiabática se lleva a cabo aproximadamente haciendo pasar, aire por un atomizador de aire muy fino o bien por medio de una caja larga llena de una gasa húmeda a través de la cual se hace pasar el aire.

Después de que el equilibrio se lleva a cabo, el calor latente se toma exclusivamente del aire y por lo tanto se enfría.

La temperatura resultante ó temperatura adiabática de saturación depende de la temperatura inicial del aire, su contenido inicial de humedad y de la presión barométrica.

Una expresión que determina la temperatura adiabática de saturación puede basarse al igualar el calor latente ganado por el aire al calor sensible perdido.

$$(W' - W) h_{fg} = (t - t') S \dots \dots \dots (1) \text{ en donde}$$

W - Humedad específica inicial

W' - Humedad específica después de saturarse

t - Temperatura inicial

t' - Temperatura de saturación

h_{fg} - Calor latente a t'

S - Calor específico de la mezcla aire-agua por libra de aire seco.

$$S = 0.24 + 0.45 W \text{ BTU/lb-}^\circ\text{F}$$

Donde 0.24 y 0.45 son los calores específicos del aire y vapor de agua que forman la mezcla inicial.

$$t' = t - h_{fg} / s (W' - W) \dots \dots \dots (2)$$

La ecuación puede ser también escrita considerando que la entalpia del aire final es igual a la entalpia del aire entrando más la pérdida de entalpia del agua líquida.

$$h' = h + (W' - W) (t' - 32) \dots \dots \dots (3)$$

$$\text{ó, } h - W (t' - 32) = h' - W' (t' - 32) \dots \dots \dots (4)$$

Una ecuación similar puede escribirse para un caso intermedio entre el límite de entrada al de saturación completa.

Por lo tanto existe una relación muy parecida a la entalpia - que es exactamente constante y que se denomina "relación Sigma"

$$\Sigma = h - W (t' - 32) = h' - W' (t' - 32) \dots\dots\dots(5)$$

El término "W (t - 32)" es una cantidad muy pequeña, normalmente menor al 1% de la entalpia h, por lo cual es evidente que el proceso de saturación adiabática está muy cercano a ser un proceso a "entalpia constante"

Conociendo la temperatura de saturación adiabática es posible encontrar la cantidad de humedad que entra con el aire o la que sale con el aire, substituyendo el valor de "S" en la ecuación-

(1)

$$(W' - W) hfg = 0.24 t + 0.45 Wt - 0.24 t' - 0.45 Wt'$$

$$W' hfg - Whfg = 0.24(t - t') + W(0.45 t - 0.45 t')$$

$$W' hfg - 0.24(t - t') = W (0.45 t - 0.45 t' + hfg)$$

$$W = \frac{W' hfg - 0.24 (t - t')}{hfg + 0.45 (t - t')} \dots\dots\dots(6)$$

No es conveniente tomar una muestra de aire y hacerla pasar por un saturador para determinar la temperatura adiabática de saturación, afortunadamente existe una equivalencia entre la temperatura adiabática de saturación y la temperatura de bulbo húmedo.

Cuando se establece una temperatura constante del bulbo húmedo se crea un balance entre el calor de convección transferido al bulbo húmedo y el calor requerido para evaporar el agua.

En efecto, en el proceso del bulbo húmedo una pequeña cantidad de agua está expuesta al flujo del aire no-saturado y no hay cambio en el estado del aire, por el contrario, en el proceso de saturación adiabática en el que la cantidad de agua expuesta es muy grande, el estado del aire si cambia.

El mecanismo seguido en el proceso del bulbo húmedo es el de la difusión del vapor de agua desde la superficie de agua a través de una película de gas a la corriente de aire, mientras simultáneamente a través de la misma película de gas el calor es transferido del aire al agua.

El calor transferido por unidad de area Q/A del aire al agua puede ser expresado en términos del coeficiente de transferencia de la película de gas h (BTU/hora pie³ °F).

o sea:

$$\frac{Q}{A} = h (t - t') \dots\dots\dots (7)$$

t - temperatura de bulbo seco.

t' - temperatura de bulbo húmedo

Puede expresarse también en términos del coeficiente de masa transferida en la película k_g (lb/pie³ hr.)

$$\frac{Q}{A} = k_g (W' - W) hfg \dots\dots\dots (8)$$

W - lb/lb aire seco del aire de circulación

W' - lb/lb aireseco de saturación a temp. bulbo húmedo.

Combinando (7) y (8)

$$h (t - t') = k_g (W' - W) hfg$$

$$t' = t - \left(\frac{k_g}{h} \right) (hfg X (W' - W)) \dots\dots\dots (9)$$

Comparando las ecuaciones (9) y (2) se muestra que la temperatura de saturación adiabática y la temperatura de bulbo húmedo son numéricamente equivalentes, si

$$S = \left(\frac{h}{k_g} \right) \dots\dots\dots (10)$$

La relación $\frac{h}{k_g}$ es esencialmente constante

y para vapor y agua tiene un valor de 0.26; que puede ser comparado con S que en este caso vale $0.24 + 0.45 W$.

Debe hacerse notar que esto es exclusivamente para agua-aire, pero para otros gases puede ser bien diferente.

Por tanto, para cálculos psicrométricos el término temperatura-del bulbo húmedo es sinónimo de temperatura de saturación adiabática.

O bien, un proceso de bulbo húmedo constante es un proceso de función sigma constante y es aproximadamente un proceso a entalpia constante.

La desviación entre la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura de saturación adiabática puede ser disminuida dando suficiente velocidad al aire sobre el bulbo húmedo.

Conclusión:

El proceso de bulbo húmedo se lleva a cabo tomando el calor latente del sensible del agua de la gasa, y el de la temperatura adiabática de saturación la toma del mismo aire, enfriándolo.

Conociendo la temperatura de bulbo húmedo existen fórmulas experimentales que pueden dar a conocer la presión parcial del vapor de agua.

1) $P_s = P_w - P_b \times \frac{t_d - t_w}{30 \times 90}$ (A p j o h n 1837)

2) $P_s = P_w - 0.000367 P_b (t_d - t_w) (1 + \frac{t_w - 32}{1571})$ (Farrel 1886)

3) $P_s = P_w - \frac{(P_b - P_w) (t_d - t_w)}{2800 - 1.3 t_w}$ (Carrier 1911)

P_s - Presión actual del vapor de agua

P_w - Presión de evaporación del líquido a t_w

t_d - Temperatura bulbo seco

t_w - Temperatura bulbo húmedo

PROBLEMA II-9

El aire tiene una temperatura de bulbo seco de 80°F y de bulbo húmedo de 65°F a una P = 29.92 pg. Hg.

Encontrar sin usar la carta Psicrométrica.

- a) Humedad relativa del aire
- b) Densidad del vapor
- c) Temperatura de rocío
- d) Humedad específica
- e) Volumen ocupado por la mezcla por lb de aire seco

a) Humedad relativa del aire.

$$\phi = \frac{P_s}{P_d} \quad P_d = 1.0316 \text{ pg Hg (de tablas)}$$

$$P_w = 0.62179 \text{ pg Hg (de tablas)}$$

$$P_s = P_w - \frac{(P_b - P_w)(t_d - t_w)}{2800 - 1.3 t_w} \dots \dots \dots \text{Carrier}$$

$$P_s = 0.62179 - \frac{(29.92 - 0.62179)(80 - 65)}{2800 - 1.3 \times 65} = 0.45996$$

$$P_s = 0.45996 \text{ Pg Hg}$$

$$\phi = \frac{0.45996}{1.0316} \times 100 = 44.5 \%$$

b) Densidad del vapor

$$d_s = \phi \text{ dd} \quad \text{dd} = 0.0015777 \text{ lbv/ft}^3 \text{ (de tablas)}$$

$$d_s = 0.4458 \times 0.0015777 = 0.0007033 \text{ lbv/ft}^3$$

o bien

$$P_s V = d_s RT$$

$$PV = m R t$$

$$d_s = \frac{P_s V}{RT} = \frac{0.45996 \times 0.491 \times 144 \times 1}{85.6 \times (460 + 80)}$$

$$d_s = \frac{32.51}{46224}$$

$$d_s = 0.0007033 \text{ lbv/ft}^3$$

c) Temperatura de rocío

Conocemos $P_s = 0.45996 \text{ Pg Hg}$, por tanto de tablas $t_w = 56.9^\circ\text{F}$

d) Humedad específica.

$$W_s = 0.622 \frac{P_s}{P_b - P_s} = 0.622 \frac{0.45996}{29.92 - 0.45996}$$

$$W_s = 0.0009711 \text{ lb/lba.}$$

e) Volumen ocupado por 1 lb. de aire seco.

$$PV = MRT$$

$$V = \frac{MRT}{P} = \frac{1 \times 53.3 \times (460 + 80)}{(29.92 - 0.45996) \times 0.491 \times 144}$$

$$V = 13.818 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

14) RELACION ENTRE TEMPERATURAS DE BULBO SECO, HUMEDO Y DE ROCIO
AL PASAR EL AIRE POR UNA ESPREA DE AGUA

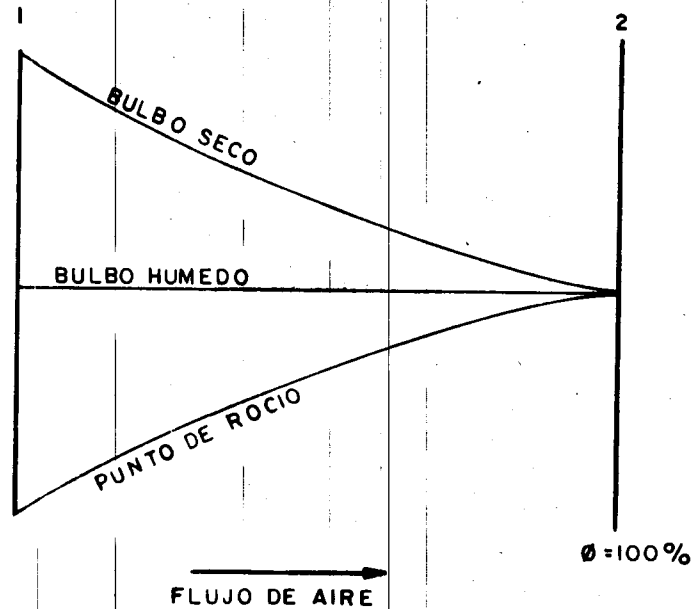


FIG. II-2

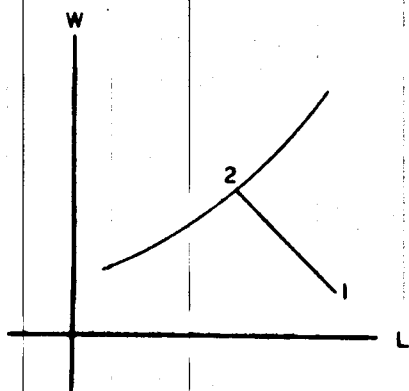


FIG. II-3

El aire entra no saturado, al absorber agua aumenta el punto de rocío, finalmente se satura y la temperatura de bulbo seco, bulbo húmedo y punto de rocío son iguales.

El proceso que se realiza es el de saturación adiabática donde el calor total de la mezcla permanece constante, cambiando su humedad específica. Al llegar al punto dos se tiene una humedad relativa del 100%.

15) CALOR TOTAL DEL AIRE

La entalpia del aire húmedo es igual a la suma de la entalpia del aire seco más la entalpia del vapor de agua contenido en la mezcla.

Al calor del aire (entalpia del aire) se le llama calor sensible del aire.

El calor sensible sera:

$$h = C_p (t_2 - t_1) \text{ en donde}$$

$$C_p = \text{Calor específico del aire} = 0.24 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F.}$$

$$t_2 = \text{Temperatura bulbo seco final.}$$

$$t_1 = \text{Temperatura bulbo seco inicial.}$$

Si tomamos como referencia 0°F , nos queda:

$$h_1 = C_p \times t_2$$

La entalpia del vapor de agua contenido en la mezcla por la cantidad de vapor dará el calor total del vapor de agua.

$$h_2 = W_s h_v$$

h_v - entalpia del vapor saturado o sobrecalentado tomado de las tablas de vapor usualmente referido a 32°F.

El calor total será:

$$\begin{array}{r} 10 \\ 45 \\ \times 60 \\ \hline 2700 \end{array}$$

$$h_a = C_p t_d + W_s h_v \dots\dots\dots(1)$$

Muchas veces el valor de h_v , no se toma de las tablas sino que se usa la siguiente expresión:

Para temperatura de 70°F a 190°F

$$h_v = 10.61.7 + 0.439 t_d$$

y para temperatura abajo de 70°F, $h_v = 1061.7 + 0.439 t_d$

$$h_a = C_p t_d + (1061.7 + 0.45 t_d) W_s \dots\dots\dots(2)$$

Existe también otra expresión para determinar h_v

$$h_v = 1091.6 - 0.55 t.$$

OBSERVACION

El calor total contenido en el vapor de agua a varias temperaturas se encuentra tabulado en la columna 11 de las tablas de Propiedades de Vapor de Agua y aire a bajas presiones, y debe hacerse notar que en este caso el calor tabulado es el calor total (entalpia total), o sea el calor del agua más el calor latente de vaporización.

Como el calor total de la mezcla es realmente el calor sensible del aire seco más el calor total del vapor o sea entalpia del agua más calor latente y muchas tablas la toman como calor sensible del aire más calor latente sin tomar en cuenta la entalpia del líquido existen ciertas diferencias. Debido a que el calor del líquido (h_f) es muy pequeño la diferencia no es importante.

En general siempre se toma el calor total aunque sólo se hable de latente.

ENTALPIA DE UNA MEZCLA AIRE-VAPOR

ha = Cptd + Wd hv ø

PROBLEMA II-10

Encontrar el calor latente contenido en 1 lb de aire si el punto de Rocío es 50°F.

Consultando las tablas mencionadas para 50°F

dd = 0.007626 lb/lba.

Calor total = 1081.7 BTU/lb.

243.5
928.6
1172.1

De donde

Calor latente = 0.007626 X 1081.7 = 8.249 BTU/lba.

Como las tablas dan el calor total h_g, 8.249 es realmente el calor total.

8.24

Ahora según la fórmula anteriormente vista

hv = 1061.7 + 0.439 t.

hv = 1083.65 (corresponde a hg también) (tablas de la American-Society of refrigerating Engineers)

0.007626 X 1083.1 = 8.262 BTU/lb

Si fuera realmente calor latente se tomaría

hg - hf = hfg = 1083.7 - 18.07 = 1065.6

18.07
1083.7

Según la fórmula dada:

hv = 1091.6 - 0.55 t

50
-32
18

hv = 1064.1 BTU/lb

que si es el calor latente

0.0011507
X 13.68
1576

PROBLEMA II-11

Encontrar el calor total contenido en una libra de aire saturado a 70°F.

dd = 0.0011507 lb/ft³ y V = 13.68 pies³/lb

W_d = 0.0011507 X 13.68 = 0.01574 lb/lba

El calor total será ha = Cpxt + W (1091.6 - 0.55t)

ha = 0.24 x 70 + 0.01574 (1091.6 - 055t)

34521
11507
0.015741576

$$h_a = 16.8 + 0.01574 (1053.1)$$

$$h_a = 33.37 \text{ BTU/lb}$$

o bien:

$$h_a = C_{pt} + W (1060.5 + 0.45 T)$$

$$h_a = 16.8 + 0.01574 \times 1092$$

$$h_a = 33.98 \text{ BTU/lb}$$

o bien de tablas:

$$h_a = 34.04 \text{ BTU/lb}$$

$$h_a = 33.95 \text{ BTU/lb}$$

$$\begin{array}{r} 70 \\ - 32 \\ \hline 38 \\ .45 \end{array}$$

PROBLEMA II-12

Encontrar la entalpia del aire vapor a 40°F , 29.92 pg-Hg con $\phi = 60\%$

$$h_a = C_p t_d + W_s h_g \phi$$

$$h_a = 9.596 + 0.005194 \times 1077.2 \times 0.6$$

$$h_a = 12.946 \text{ BTU/lb}$$

16) VOLUMEN DE AIRE SECO QUE SE INCREMENTA 1°F POR CADA BTU QUE SE SUMINISTRA.

$$Q = m C_p dt$$

$$m = \frac{Q}{C_p dt} = \frac{1}{0.24 \times 1} = 4.167 \text{ lbs}$$

a 70°F

$$V_1 = m \times v = 4.167 \times 13.34 = 55.58 \text{ pie}^3$$

Con aire saturado

$$V_2 = m v_d = 4.167 \times 13.47 = 56.13 \text{ pie}^3$$

Para cálculos de aire acondicionado donde las variaciones de temperatura no son excesivas se puede tomar.

$$V = 56 \text{ pie}^3$$

17) VOLUMEN DE UNA MEZCLA DE AIRE Y VAPOR DE AGUA.

$$\text{Vol Tot} = V \text{ aire seco} + (V_{\text{sat}} - V_{\text{aire seco}}) \phi$$

PROBLEMA II-13

Encontrar el volumen en pie^3/lb cuando $t = 70^\circ\text{F}$ y $\phi = 70\%$

$$P_b = 29.92 \text{ pg Hg.}$$

Conocemos

Vol 70°F saturado = 13.68 pies³/lb

Vol 70°F seco = 13.34 pies³/lb

Vol Vap agua = 0.34 pies³/ lb (diferencia de los anteriores)

Vol tot = 13.34 + 0.34 x 0.7 = 13.578 pies³/lb

18) LEYES PSICROMÉTRICAS

1.- Cuando el aire seco se satura adiabáticamente la temperatura es reducida y la humedad relativa incrementada, y la reducción de calor sensible es igual al simultáneo incremento de calor latente.

2.- Cuando el contenido de humedad del aire es incrementado adiabáticamente, la temperatura es reducida simultáneamente hasta que la presión de vapor corresponda a la temperatura de saturación.

A esta temperatura se le llama "temperatura de saturación adiabática".

3.- Cuando una cierta cantidad de agua aislada se le permite evaporarse se asume que la temperatura final será la adiabática de saturación y está inafectada por convección, por lo que la temperatura de bulbo húmedo será la adiabática de saturación.

4.- La temperatura de bulbo húmedo del aire depende exclusivamente del calor total sensible y latente y es independiente de sus proporciones relativas. En otras palabras la temperatura de bulbo húmedo es constante ya que el calor total es también constante.

C A P I T U L O I I I

T A B L A S

Y

C A R T A P S I C R O M E T R I C A S

1.- TABLAS PSICROMETRICAS.

Las tablas psicrométricas que se muestran a continuación fueron tomadas del capítulo I, 1939 del "Heating, Ventilating and Air Conditioning Guide".

En las tablas se muestran las propiedades del vapor de agua saturado con aire desde -25°F a 164°F.

TABLA 31. PROPIEDADES DE VAPOR DE AGUA SATURADO CON AIRE A BAJAS TEMPERATURAS

Temp. °F (1)	Presión del vapor saturado × 10 ⁶		Peso del vapor saturado				Volumen en pies ³ Barom. 29.92 plg Hg		Entalpía por Libra		
	Plg Hg (2)	Lb/plg ³ (3)	Por pie ³		Por lb de aire seco		de 1 lb de aire seco (8)	de 1 lb de aire seco + vapor para sat. (9)	Aire seco Datum O°F (10)	Vapor Datum 32°F (11)	Aire seco con vapor para sat. (12)
			Libras × 10 ⁶ (4)	Granos (5)	Libras × 10 ⁶ (6)	Granos (7)					
-25	946.4	464.87	1.8016	0.12611	19.68	1.3776	10.95	10.95	-6.011	1048.0	-5.805
-24	1,003.	492.67	1.9049	0.13334	20.86	1.4002	10.97	10.97	-5.770	1048.4	-5.551
-23	1,064.	522.64	2.0162	0.14113	22.13	1.5491	11.00	11.00	-5.529	1048.9	-5.297
-22	1,125.	553.09	2.1287	0.14901	23.42	1.6394	11.02	11.02	-5.288	1049.3	-5.042
-21	1,192.	585.51	2.2484	0.15739	24.79	1.7353	11.05	11.05	-5.047	1049.8	-4.787
-20	1,262.0	619.89	2.3750	0.16625	26.25	1.8375	11.07	11.07	-4.807	1050.2	-4.531
-19	1,337.	655.73	2.5105	0.17574	27.81	1.9467	11.10	11.10	-4.566	1050.7	-4.274
-18	1,413.	695.54	2.6527	0.18569	29.45	2.0615	11.13	11.13	-4.325	1051.1	-4.015
-17	1,496.	734.84	2.7963	0.19574	31.12	2.1784	11.15	11.15	-4.085	1051.6	-3.758
-16	1,584.	778.06	2.9542	0.20679	32.95	2.3065	11.18	11.18	-3.844	1052.0	-3.497
-15	1,675.0	822.76	3.1168	0.21818	34.84	2.4388	11.20	11.21	-3.604	1052.5	-3.237
-14	1,772.	870.41	3.2899	0.23029	36.86	2.5802	11.23	11.24	-3.363	1052.9	-2.975
-13	1,874.	920.51	3.4714	0.24300	38.98	2.7286	11.25	11.26	-3.123	1053.4	-2.712
-12	1,980.	972.58	3.6596	0.25617	41.19	2.8833	11.28	11.29	-2.883	1053.8	-2.449
-11	2,093.	1,028.1	3.8599	0.27019	43.54	3.0478	11.30	11.31	-2.642	1054.3	-2.183
-10	2,210.0	1,085.6	4.0666	0.28466	45.98	3.2186	11.33	11.34	-2.402	1054.7	-1.917
-9	2,335.	1,147.0	4.2871	0.30009	48.58	3.4006	11.35	11.36	-2.162	1055.2	-1.649
-8	2,463.	1,209.8	4.5120	0.31584	51.25	3.5875	11.38	11.39	-1.921	1055.6	-1.380
-7	2,592.	1,279.0	4.734	0.32014	52.06	3.6442	11.40	11.41	-1.681	1056.1	-1.131
-6	2,745.	1,348.3	5.0066	0.35046	57.12	3.9984	11.43	11.44	-1.441	1056.5	-0.8375
-5	2,894.0	1,423.5	5.2738	0.36917	60.30	4.2210	11.45	11.46	-1.201	1057.0	-0.5636
-4	3,055.	1,500.6	5.5473	0.38831	63.57	4.4499	11.48	11.49	-0.9604	1057.4	-0.2882
-3	3,222.	1,582.0	5.8379	0.40865	67.05	4.6935	11.50	11.51	-0.7203	1057.9	-0.01038
-2	3,397.	1,668.6	6.1414	0.42990	70.69	4.9483	11.53	11.54	-0.4802	1058.3	+0.2679
-1	3,589.	1,758.5	6.4583	0.45208	74.50	5.2150	11.55	11.57	-0.2401	1058.8	+0.5487
0	3,773.0	1,853.3	6.7914	0.47500	78.52	5.5000	11.58	11.59	0	1059.2	+0.8317

De "Heating, Ventilating y Air Conditioning Guide", Cap. 1, 1939; Compilación de W. M. Sawdon, presiones de vapor convertidas de International Critical Tables. Reproducida con autorización de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

TABLA 3-2. PROPIEDADES DEL VAPOR DE AGUA SATURADO CON AIRE DE 0 A 164°F

Temp. °F (1)	Presión del vapor saturado		Peso del vapor saturado				Volumen en pies: Barom. 29.92 plg Hg		Entalpia por Libra		
	Plg Hg (2)	Lb/plg ² (3)	Por pie ³		Por lb de aire seco		de 1 lb de aire seco (8)	de 1 lb de aire seco + vapor para sat. (9)	Aire seco Datum O°F (10)	Vapor Datum 32°F (11)	Aire seco con vapor para sat. (12)
			Libras (4)	Granos (5)	Libras (6)	Granos (7)					
0	0.03773	0.01853	0.000067914	0.475	0.0007852	5.50	11.58	11.59	0.0000	1059.2	0.8317
1	0.03975	0.01963	0.000071395	0.500	0.0008275	5.79	11.60	11.62	0.2401	1059.7	1.117
2	0.04180	0.02056	0.000075021	0.525	0.0008714	6.10	11.63	11.64	0.4801	1060.1	1.404
3	0.04409	0.02166	0.000078851	0.552	0.0009179	6.43	11.65	11.67	0.7201	1060.6	1.694
4	0.04645	0.02282	0.000082800	0.580	0.0009671	6.77	11.68	11.70	0.9601	1061.0	1.986
5	0.04886	0.02400	0.000087005	0.609	0.001017	7.12	11.70	11.72	1.200	1061.5	2.280
6	0.05144	0.02527	0.000091399	0.640	0.001071	7.50	11.73	11.75	1.440	1061.9	2.577
7	0.05412	0.02658	0.000095955	0.672	0.001127	7.89	11.75	11.77	1.680	1062.4	2.877
8	0.05692	0.02796	0.00010070	0.705	0.001186	8.30	11.78	11.80	1.920	1062.8	3.180
9	0.05988	0.02941	0.00010572	0.740	0.001247	8.73	11.80	11.83	2.160	1063.3	3.486
10	0.06295	0.03092	0.00011090	0.776	0.001311	9.18	11.83	11.85	2.400	1063.7	3.795
11	0.06618	0.03251	0.00011634	0.814	0.001379	9.65	11.86	11.88	2.640	1064.2	4.108
12	0.06958	0.03418	0.00012206	0.854	0.001450	10.15	11.88	11.91	2.880	1064.6	4.424
13	0.07309	0.03590	0.00012794	0.896	0.001523	10.66	11.91	11.93	3.120	1065.1	4.742
14	0.07677	0.03771	0.00013410	0.939	0.001600	11.20	11.93	11.96	3.359	1065.5	5.064
15	0.08067	0.03963	0.00014062	0.984	0.001682	11.77	11.96	11.99	3.599	1066.0	5.392
16	0.08469	0.04160	0.00014732	1.031	0.001766	12.36	11.98	12.01	3.839	1066.4	5.722
17	0.08895	0.04369	0.00015440	1.081	0.001855	12.99	12.00	12.04	4.079	1066.9	6.058
18	0.09337	0.04586	0.00016174	1.132	0.001947	13.63	12.03	12.07	4.319	1067.3	6.397
19	0.09797	0.04812	0.00016935	1.185	0.002043	14.30	12.06	12.09	4.559	1067.8	6.741
20	0.1028	0.05050	0.00017747	1.242	0.002144	15.01	12.08	12.12	4.798	1068.2	7.088
21	0.1078	0.05295	0.00018564	1.299	0.002250	15.75	12.11	12.15	5.038	1068.7	7.443
22	0.1132	0.05560	0.00019439	1.361	0.002361	16.53	12.13	12.18	5.278	1069.1	7.802
23	0.1186	0.05826	0.00020335	1.423	0.002476	17.33	12.16	12.20	5.518	1069.6	8.166
24	0.1244	0.06111	0.00021276	1.489	0.002596	18.17	12.18	12.23	5.758	1070.0	8.536
25	0.1304	0.06405	0.00022255	1.558	0.002722	19.05	12.21	12.26	5.998	1070.5	8.912
26	0.1366	0.06710	0.00023278	1.629	0.002853	19.97	12.23	12.29	6.237	1070.9	9.292
27	0.1432	0.07034	0.00024342	1.704	0.002991	20.94	12.26	12.32	6.477	1071.4	9.682
28	0.1500	0.07368	0.00025445	1.781	0.003133	21.93	12.28	12.34	6.717	1071.8	10.075
29	0.1571	0.07717	0.00026597	1.862	0.003283	22.99	12.31	12.37	6.957	1072.3	10.477
30	0.1645	0.08080	0.00027797	1.946	0.003439	24.07	12.33	12.40	7.197	1072.7	10.886
31	0.1722	0.08458	0.00029043	2.033	0.003601	25.21	12.36	12.43	7.437	1073.2	11.302
32	0.1803	0.08856	0.00030343	2.124	0.003771	26.40	12.38	12.46	7.677	1073.6	11.726
33	0.1879	0.09230	0.00031471	2.203	0.003931	27.52	12.41	12.49	7.917	1074.1	12.139
34	0.1957	0.09610	0.00032690	2.288	0.004094	28.66	12.43	12.51	8.157	1074.5	12.556
35	0.2036	0.1000	0.00033994	2.376	0.004262	29.83	12.46	12.54	8.397	1075.0	12.979
36	0.21195	0.1041	0.0003527	2.469	0.004438	31.07	12.48	12.57	8.636	1075.4	13.409
37	0.22050	0.1083	0.0003662	2.563	0.004618	32.33	12.51	12.60	8.876	1075.9	13.845
38	0.22925	0.1126	0.0003799	2.660	0.004803	33.62	12.53	12.63	9.116	1076.3	14.285
39	0.23842	0.1171	0.0003943	2.760	0.004996	34.97	12.56	12.66	9.356	1076.8	14.736
40	0.24778	0.1217	0.0004090	2.863	0.005194	36.36	12.59	12.69	9.596	1077.2	15.191
41	0.25755	0.1265	0.0004243	2.970	0.005401	37.80	12.61	12.72	9.836	1077.7	15.657
42	0.26773	0.1315	0.0004401	3.081	0.005616	39.31	12.64	12.75	10.08	1078.1	16.13
43	0.27832	0.1367	0.0004566	3.196	0.005840	40.88	12.66	12.78	10.32	1078.6	16.62
44	0.28911	0.1420	0.0004735	3.315	0.006069	42.48	12.69	12.81	10.56	1079.0	17.11
45	0.30031	0.1475	0.0004909	3.436	0.006306	44.14	12.71	12.84	10.80	1079.5	17.61
46	0.31191	0.1532	0.0005088	3.562	0.006553	45.87	12.74	12.87	11.04	1079.9	18.12
47	0.32393	0.1591	0.0005274	3.692	0.006808	47.66	12.76	12.90	11.28	1080.4	18.64
48	0.33635	0.1652	0.0005465	3.826	0.007072	49.50	12.79	12.93	11.52	1080.8	19.16
49	0.34917	0.1715	0.0005663	3.964	0.007345	51.42	12.81	12.96	11.76	1081.3	19.70
50	0.36241	0.1780	0.0005866	4.106	0.007626	53.38	12.84	12.99	12.00	1081.7	20.25
51	0.37625	0.1848	0.0006078	4.255	0.007921	55.45	12.86	13.02	12.23	1082.2	20.80
52	0.39051	0.1918	0.0006296	4.407	0.008226	57.58	12.89	13.06	12.47	1082.6	21.38
53	0.40496	0.1989	0.0006516	4.561	0.008534	59.74	12.91	13.09	12.71	1083.1	21.95
54	0.42003	0.2063	0.0006746	4.722	0.008856	61.99	12.94	13.12	12.95	1083.5	22.55

TABLA 3-2. (Continuacion)

Temp °F (1)	Presión del vapor saturado		Peso del vapor saturado				Volumen en pies ³ Barom. 29.92 plg Hg		Entalpía por Libra		
	Plg Hg (2)	Lb/plg ³ (3)	Por pie ³		Por lb de aire seco		de 1 lb de aire seco (8)	de 1 lb de aire seco + vapor para sat. (9)	Aire seco Datum O°F (10)	Vapor Datum 32°F (11)	Aire seco con vapor para sat. (12)
			Libras ¹ (4)	Granos (5)	Libras (6)	Granos (7)					
55	0.43570	0.2140	0.0006984	4.889	0.009192	64.34	12.96	13.15	13.19	1084.0	23.15
56	0.45179	0.2219	0.0007228	5.060	0.009536	66.75	12.99	13.19	13.43	1084.4	23.77
57	0.46828	0.2300	0.0007477	5.234	0.009890	69.23	13.01	13.22	13.67	1084.9	24.40
58	0.48538	0.2384	0.0007735	5.415	0.01026	71.82	13.04	13.25	13.91	1085.3	25.05
59	0.50310	0.2471	0.0008003	5.602	0.01064	74.48	13.06	13.29	14.15	1085.8	25.70
60	0.52142	0.2561	0.0008278	5.795	0.01103	77.21	13.09	13.32	14.39	1086.2	26.37
61	0.54035	0.2654	0.0008562	5.993	0.01144	80.08	13.11	13.35	14.63	1086.7	27.06
62	0.55970	0.2749	0.0008852	6.196	0.01186	83.02	12.14	13.39	14.87	1087.1	27.76
63	0.57985	0.2848	0.0009153	6.407	0.01229	86.03	13.16	13.42	15.11	1087.6	28.48
64	0.60042	0.2949	0.0009460	6.622	0.01274	89.18	13.19	13.46	15.35	1088.0	29.21
65	0.62179	0.3054	0.0009778	6.845	0.01320	92.40	13.21	13.49	15.59	1088.5	29.96
66	0.64378	0.3162	0.0010105	7.074	0.01368	95.76	13.24	13.53	15.83	1088.9	30.73
67	0.66638	0.3273	0.0010440	7.308	0.01417	99.19	13.26	13.57	16.07	1089.4	31.51
68	0.68980	0.3388	0.0010816	7.571	0.01468	102.8	13.29	13.60	16.31	1089.8	32.31
69	0.71382	0.3506	0.0011140	7.798	0.01520	106.4	13.31	13.64	16.55	1090.3	33.12
70	0.73866	0.3628	0.0011507	8.055	0.01574	110.2	13.34	13.68	16.79	1090.7	33.96
71	0.76431	0.3754	0.0011884	8.319	0.01631	114.2	13.37	13.71	17.03	1091.2	34.83
72	0.79058	0.3883	0.0012269	8.588	0.01688	118.2	13.40	13.75	17.27	1091.6	35.70
73	0.81766	0.4016	0.0012667	8.867	0.01748	122.4	13.42	13.79	17.51	1092.1	36.60
74	0.84555	0.4153	0.0013075	9.153	0.01809	126.6	13.44	13.83	17.75	1092.5	37.51
75	0.87448	0.4295	0.0013497	9.448	0.01873	131.1	13.47	13.87	17.99	1093.0	38.46
76	0.90398	0.4440	0.0013927	9.749	0.01938	135.7	13.49	13.91	18.23	1093.4	39.42
77	0.93452	0.4590	0.0014371	10.06	0.02005	140.4	13.52	13.95	18.47	1093.9	40.40
78	0.96588	0.4744	0.0014825	10.38	0.02075	145.3	13.54	13.99	18.71	1094.3	41.42
79	0.99825	0.4903	0.0015295	10.71	0.02147	150.3	13.57	14.03	18.95	1094.8	42.46
80	1.0316	0.5067	0.0015777	11.04	0.02221	155.5	13.59	14.08	19.19	1095.2	43.51
81	1.0661	0.5236	0.0016273	11.39	0.02298	160.9	13.62	14.12	19.43	1095.7	44.61
82	1.1013	0.5409	0.0016781	11.75	0.02377	166.4	13.64	14.16	19.67	1096.1	45.72
83	1.1377	0.5588	0.0017304	12.11	0.02459	172.1	13.67	14.21	19.91	1096.6	46.88
84	1.1752	0.5772	0.0017841	12.49	0.02543	178.0	13.69	14.26	20.15	1097.0	48.05
85	1.2135	0.5960	0.0018389	12.87	0.02629	184.0	13.72	14.30	20.39	1097.5	49.24
86	1.2527	0.6153	0.0018950	13.27	0.02718	190.3	13.74	14.34	20.63	1097.9	50.47
87	1.2933	0.6352	0.0019531	13.67	0.02810	196.7	13.77	14.39	20.87	1098.4	51.74
88	1.3346	0.6555	0.0020116	14.08	0.02904	203.3	13.79	14.44	21.11	1098.8	53.02
89	1.3774	0.6765	0.0020725	14.51	0.03002	210.1	13.82	14.48	21.35	1099.3	54.35
90	1.4211	0.6980	0.0021344	14.94	0.03102	217.1	13.84	14.53	21.59	1099.7	55.70
91	1.4661	0.7201	0.0021982	15.39	0.03205	224.4	13.87	14.58	21.83	1100.2	57.09
92	1.5125	0.7429	0.0022634	15.84	0.03312	231.8	13.89	14.63	22.07	1100.6	58.52
93	1.5600	0.7662	0.0023304	16.31	0.03421	239.5	13.92	14.69	22.32	1101.1	59.99
94	1.6088	0.7902	0.0023992	16.79	0.03535	247.5	13.94	14.73	22.56	1101.5	61.50
95	1.6591	0.8149	0.0024697	17.28	0.03652	255.6	13.97	14.79	22.80	1102.0	63.05
96	1.7108	0.8403	0.0025425	17.80	0.03772	264.0	13.99	14.84	23.04	1102.4	64.62
97	1.7638	0.8663	0.0026164	18.31	0.03896	272.7	14.02	14.90	23.28	1102.9	66.25
98	1.8181	0.8930	0.0026925	18.85	0.04024	281.7	14.04	14.95	23.52	1103.3	67.92
99	1.8741	0.9205	0.0027700	19.39	0.04156	290.9	14.07	15.01	23.76	1103.8	69.63
100	1.9316	0.9487	0.0028506	19.95	0.04293	300.5	14.10	15.07	24.00	1104.2	71.40
101	1.9964	0.9776	0.0029316	20.52	0.04433	310.3	14.12	15.12	24.24	1104.7	73.21
102	2.0507	1.0072	0.0030156	21.11	0.04577	320.4	14.15	15.18	24.48	1105.1	75.06
103	2.1128	1.0377	0.0031017	21.71	0.04726	330.8	14.17	15.25	24.72	1105.6	76.97
104	2.1763	1.0689	0.0031887	22.32	0.04879	341.5	14.20	15.31	24.96	1106.0	78.92

TABLA 3-2. (Continuación)

Temp °F	Presión del vapor saturado		Peso del vapor saturado				Volumen en pies ³ Barom. 29.92 pág Hg		Entalpía per Libra		
	Pig Hg	Lb/pig ³	Por pie ³		Por lb de aire seco		de 1 lb de aire seco	de 1 lb de aire seco + vapor para sat.	Aire seco Datum O°F	Vapor Datum 32°F	Aire seco con vapor para sat.
			Libras (4)	Granos (5)	Libras (6)	Granos (7)					
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
105	2.2414	1.1009	0.0032780	22.85	0.05037	332.8	14.22	15.37	25.20	1108.5	80.93
106	2.3084	1.1338	0.0033715	23.60	0.05200	364.0	14.25	15.44	25.44	1108.9	83.00
107	2.3770	1.1675	0.0034650	24.26	0.05368	375.8	14.27	15.50	25.68	1107.4	85.13
108	2.4473	1.2020	0.0035612	24.93	0.05541	387.9	14.30	15.57	25.92	1107.8	87.30
109	2.5196	1.2375	0.0036603	25.62	0.05719	400.3	14.32	15.64	26.16	1108.3	89.54
110	2.5939	1.274	0.0037622	26.34	0.05904	413.3	14.35	15.71	26.40	1108.7	91.86
111	2.6692	1.311	0.0038669	27.07	0.06092	426.4	14.37	15.78	26.64	1109.2	94.21
112	2.7466	1.350	0.0039729	27.81	0.06292	440.4	14.39	15.85	26.88	1109.6	96.70
113	2.8250	1.389	0.0040816	28.57	0.06493	454.5	14.42	15.93	27.12	1110.1	99.20
114	2.9054	1.429	0.0041911	29.34	0.06700	469.0	14.45	16.00	27.36	1110.5	101.76
115	2.9829	1.470	0.0043047	30.13	0.06913	483.9	14.47	16.08	27.60	1111.0	104.40
116	3.0784	1.512	0.0044208	30.95	0.07134	499.4	14.50	16.16	27.84	1111.4	107.13
117	3.1660	1.555	0.0045372	31.76	0.07361	515.3	14.52	16.24	28.08	1111.9	109.92
118	3.2576	1.600	0.0046620	32.63	0.07600	532.0	14.55	16.32	28.32	1112.3	112.85
119	3.3492	1.645	0.0047840	33.49	0.07840	548.8	14.57	16.41	28.56	1112.8	115.80
120	3.4449	1.692	0.0049115	34.38	0.08093	566.5	14.60	16.50	28.80	1113.2	118.89
121	3.5406	1.739	0.0050410	35.28	0.08348	584.4	14.62	16.58	29.04	1113.7	122.01
122	3.6404	1.788	0.005173	36.21	0.08616	603.1	14.65	16.68	29.28	1114.1	125.27
123	3.7422	1.838	0.005311	37.18	0.08892	622.4	14.67	16.77	29.52	1114.6	128.63
124	3.8460	1.889	0.005450	38.15	0.09175	642.3	14.70	16.87	29.76	1115.0	132.06
125	3.9519	1.941	0.005590	39.13	0.09466	662.6	14.72	16.96	30.00	1115.5	135.59
126	4.0618	1.995	0.005734	40.14	0.09770	683.9	14.75	17.06	30.24	1115.9	139.26
127	4.1718	2.049	0.005882	41.17	0.1008	705.6	14.77	17.17	30.48	1116.4	143.01
128	4.2858	2.105	0.006031	42.22	0.1040	728.0	14.80	17.27	30.72	1116.8	146.87
129	4.4039	2.163	0.006188	43.32	0.1074	751.8	14.83	17.38	30.96	1117.3	150.96
130	4.5220	2.221	0.006344	44.41	0.1107	774.9	14.85	17.49	31.20	1117.7	154.93
131	4.6411	2.281	0.006504	45.53	0.1143	800.1	14.88	17.61	31.45	1118.2	159.26
132	4.7603	2.343	0.006671	46.70	0.1180	826.0	14.90	17.73	31.69	1118.6	163.68
133	4.8806	2.406	0.006839	47.87	0.1218	852.6	14.93	17.85	31.93	1119.1	168.24
134	5.0029	2.470	0.007010	49.07	0.1257	879.9	14.95	17.97	32.17	1119.5	172.89
135	5.1633	2.536	0.007185	50.30	0.1297	907.9	14.98	18.10	32.41	1120.0	177.67
136	5.2897	2.603	0.007364	51.55	0.1339	937.3	15.00	18.23	32.65	1120.4	182.67
137	5.4402	2.672	0.007547	52.83	0.1382	967.4	15.03	18.36	32.89	1120.9	187.80
138	5.5827	2.742	0.007732	54.12	0.1427	998.9	15.05	18.50	33.13	1121.3	193.14
139	5.7293	2.814	0.007923	55.46	0.1473	1,031.1	15.08	18.65	33.37	1121.8	198.61
140	5.8770	2.887	0.008116	56.81	0.1521	1,064.7	15.10	18.79	33.61	1122.2	204.30
141	6.0306	2.962	0.008313	58.19	0.1570	1,099.0	15.13	18.94	33.85	1122.7	210.11
142	6.1874	3.039	0.008516	59.61	0.1622	1,135.4	15.15	19.10	34.09	1123.1	216.26
143	6.3482	3.118	0.008724	61.07	0.1675	1,172.5	15.18	19.26	34.33	1123.6	222.53
144	6.5111	3.198	0.008933	62.53	0.1730	1,211.0	15.20	19.43	34.57	1124.0	229.02
145	6.6781	3.280	0.009148	64.04	0.1787	1,250.9	15.23	19.60	34.81	1124.5	235.76
146	6.8471	3.363	0.009366	65.56	0.1846	1,292.2	15.25	19.78	35.05	1124.9	242.71
147	7.0222	3.449	0.009590	67.13	0.1908	1,335.6	15.28	19.96	35.29	1125.4	250.02
148	7.1933	3.536	0.009817	68.72	0.1971	1,379.7	15.30	20.15	35.53	1125.8	257.43
149	7.3805	3.625	0.010040	70.28	0.2037	1,425.9	15.33	20.35	35.77	1126.3	265.20
150	7.5658	3.716	0.010284	71.99	0.2105	1,473.5	15.35	20.55	36.02	1126.7	273.19
151	7.7551	3.809	0.010526	73.68	0.2176	1,523.2	15.38	20.76	36.26	1127.2	281.54
152	7.9485	3.904	0.010772	75.40	0.2250	1,575.0	15.40	20.97	36.50	1127.6	290.21
153	8.1460	4.001	0.011022	77.15	0.2327	1,628.9	15.43	21.20	36.74	1128.1	299.25
154	8.3476	4.100	0.011279	78.95	0.2407	1,684.9	15.45	21.43	36.98	1128.5	308.61

TABLA 3-2. (Continuación)

Temp "F"	Presión del vapor saturado		Peso del vapor saturado				Volumen en pies ³ Barom. 29.92 pulg Hg		Entalpía por Libra		
	Pulg Hg (2)	Lib/pulg ² (3)	Por pie ³		Por lb de aire seco		de 1 lb de aire seco (8)	de 1 lb de aire seco + vapor para sat. (9)	Aire seco Datum 0°F (10)	Vapor Datum 32°F (11)	Aire seco con vapor para sat. (12)
			Libras (4)	Granos (5)	Libras (6)	Granos (7)					
155	8.5532	4.201	0.011539	80.77	0.2490	1,743.0	15.48	21.67	37.22	1129.0	318.34
156	8.7650	4.305	0.011807	82.65	0.2577	1,803.9	15.50	21.93	37.46	1129.4	328.51
157	8.9788	4.410	0.012077	84.54	0.2667	1,866.9	15.53	22.19	37.70	1129.9	339.04
158	9.1986	4.518	0.012354	86.48	0.2761	1,932.7	15.56	22.46	37.94	1130.3	350.02
159	9.4200	4.627	0.012634	88.44	0.2858	2,000.6	15.58	22.74	38.18	1130.8	361.36
160	9.6480	4.739	0.012919	90.43	0.2961	2,072.7	15.61	23.03	38.43	1131.2	373.38
161	9.8807	4.853	0.013211	92.48	0.3067	2,146.9	15.63	23.33	38.67	1131.7	385.76
162	10.119	4.970	0.013509	94.56	0.3179	2,225.3	15.66	23.65	38.91	1132.1	398.80
163	10.361	5.089	0.013812	96.68	0.3295	2,306.5	15.68	23.98	39.15	1132.5	412.34
164	10.608	5.210	0.014120	98.84	0.3416	2,391.2	15.71	24.33	39.39	1133.0	426.42

De "Heating, Ventilating and Air Conditioning Guide", Cap. 1, 1939; compilación de W. M. Sawdon, presiones de vapor convertidas de International Critical Tables. Reproducido con autorización de la American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.

PROBLEMA III-1

Se tiene aire cuya temperatura de bulbo seco es de 35°F, y $\phi = 80\%$, se calienta y se agrega agua, hasta que tiene una $T_{bs} = 70^\circ\text{F}$, y una $\phi = 50\%$; con ayuda de las tablas, calcular:

- 1o.-El cambio de la presión parcial del vapor
- 2o.-La cantidad de agua que se agrega durante el proceso
- 3o.-El cambio de volumen de la mezcla (vapor aire) durante el proceso
- 4o.-Calor total agregado
- 5o.-Cambio de calor sensible
- 6o.-Cambio de calor latente

Solución:

1o.-Cambio de la presión parcial del vapor.

De las tablas se tienen:

$$T_{bs_1} = 35^\circ\text{F} \quad \overset{\text{Pres. sat.}}{P_{d_1}} = 0.1000 \quad \text{Lbs/pulg.}^2$$

$$\overset{\text{Pres. parcial}}{P_{s_1}} = 0.8 \times 0.1000 = 0.0800 \quad \text{Lbs/pulg.}^2$$

$$\text{Para } T_{bs_2} = 70^\circ\text{F} \quad P_{d_2} = 0.3628 \quad \text{Lbs/pulg.}^2$$

$$P_{s_2} = 0.5 \times 0.3628 = 0.1814 \quad \text{Lbs/pulg.}^2$$

$$\text{Por lo cual } \Delta P = (P_{s_2} - P_{s_1}) = 0.1814 - 0.0800$$

$$\underline{\Delta P = 0.1014} \quad \text{lbs/pulg.}^2$$

2o.-La cantidad de agua agregada.

$$\text{Para } T_{bs} = 35^\circ\text{F}, \quad W_d = 0.004262 \text{ lbs vapor/lb aire seco.}$$

$$H = \frac{W_s}{W_d} = \left(\frac{P_b - P_s}{P_b - P_d} \right) \phi$$

$$H = \phi$$

$$W_s = 0.8 \times W_d$$

$$W_{s_1} = 0.8 \times 0.004262$$

$$W_{s_1} = 0.0034096 \text{ lbs vapor/lbs aire seco.}$$

Para $t_{b2} = 70^{\circ}\text{F}$ $W_{ds} = 0.01574$ lbs vapor/lb aire seco

$$W_{s2} = 0.5 \times 0.01574 = 0.007870 \text{ lbs vapor/lbs aire seco.}$$

Por lo tanto el agua agregada durante el proceso es igual.

$$W = W_{s2} - W_{s1}$$

$$W = 0.007870 - 0.0034096$$

$$W = 0.0044604 \text{ lbs vapor/lbs aire seco}$$

3o.- El cambio del volumen de la mezcla durante el proceso.

Para $T_{b1} = 35^{\circ}\text{F}$

$$V_a = 12.46$$

$$\frac{\text{Pie}^3}{\text{lb. aire seco}}$$

$$V_{\text{sat.}} = 12.54 \frac{\text{Pie}^3}{\text{lb aire sat.}}$$

Para $\phi = 80\%$

$$V_1 = V_{\text{at}} + (V_{\text{as}} - V_a) \phi$$

$$V_1 = 12.46 + (12.54 - 12.46) 0.8$$

$$V_1 = 12.524 \text{ pie}^3/\text{lbs de mezcla}$$

Para $T_{b2} = 70^{\circ}\text{F}$ $V_a = 13.34 \text{ Pie}^3/\text{lb aire seco}$

$$V_{\text{sat.}} = 13.68 \text{ Pie}^3/\text{lb aire sat.}$$

$$V_2 = 13.34 + (13.68 - 13.34) 0.5$$

$$V_2 = 13.485 \text{ Pie}^3/\text{lbs mezcla}$$

De donde el cambio de volumen.

$$\Delta V = V_2 - V_1$$

$$\Delta V = 13.485 - 12.524$$

4o.- Calor total agregado.

$$\text{Para } t_{b_1} = 35^\circ\text{F } h_{s_1} = 8.397 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \text{ hfg}_1 = 1075.0 \text{ BTU/lb}$$

$$h_{t_1} = h_{s_1} + h_{L_1}$$

$$h_{L_1} = \text{hfg}_1 \times W_{s_1} = 1075 \times 0.003409$$

$$h_{L_1} = 3.66 \text{ BTU/lb}$$

$$h_{T_1} = 8.397 + 3.66 = 12.057 \text{ BTU/lb}$$

$$\text{Para } t_{b_2} = 90^\circ \text{ h}_{s_2} = 16.79 \text{ BTU/lbs}$$

$$\text{hfg}_2 = 1090.7 \text{ BTU/lb}$$

$$h_T = h_{s_2} + h_{L_2}$$

$$h_{L_2} = \text{hfg}_2 \times W_{s_2} = 1090.7 \times 0.00787 = 8.59 \text{ BTU/lb}$$

$$h_T = 16.79 + 8.59$$

$$h_{T_2} = 25.38 \text{ BTU/lb}$$

El calor total agregado es.

$$Q_T = 25.38 - 12.057$$

$$Q_T = 13.323 \text{ BTU/lb.}$$

5o.- Cambio de calor sensible.

$$\Delta h_s = h_{s_2} - h_{s_1}$$

$$\Delta h_s = 16.79 - 8.397$$

$$\Delta h_s = 8.393 \text{ BTU/lb}$$

6o.- Cambio de calor latente.

$$\Delta h_L = h_{L_2} - h_{L_1}$$

$$\Delta h_L = 8.59 - 3.66$$

$$\Delta h_L = 4.93 \text{ BTU/lb.}$$

2.- CARTA PSICROMETRICA

La carta psicrométrica es la representación gráfica de las tablas.

El uso de la carta, permite el análisis gráfico de las propiedades psicrométricas y facilita la solución de diferentes problemas.

Básicamente la carta muestra la relación entre las cinco siguientes propiedades del aire.

- 1) Temperatura del bulbo húmedo.
- 2) Temperatura de Rocío.
- 3) Temperatura de bulbo seco.
- 4) Humedad relativa.
- 5) Humedad específica.

Cuando dos de estas propiedades son conocidas, el resto se encuentran en la carta con toda facilidad.

La carta parte de la línea de saturación o sea que sabemos que a cada temperatura de bulbo seco corresponde una cierta cantidad de humedad para que haya saturación, luego si en las abscisas tenemos las temperaturas y en las ordenadas las humedades específicas, la línea de saturación tiene la forma mostrada en la fig. III-1.

Para darse una idea más precisa de como se maneja la carta psicrométrica, se harán los siguientes problemas.

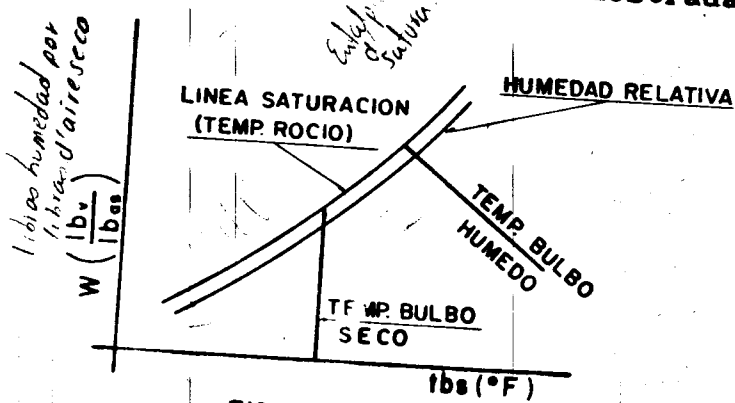


FIG. III-1 Bulbo seco

PROBLEMA III-2

Se tiene una cierta cantidad de aire, cuya temperatura de bulbo seco es de 70°F y la temperatura de bulbo húmedo es de 61°F .

Obtener de la carta Psicrométrica los siguientes datos.

- 1.- Temperatura de rocío
 - 2.- Humedad específica
 - 3.- Humedad relativa
 - 4.- Presión del vapor de H₂O
 - 5.- Volumen específico
 - 6.- Calor total por libra de aire h = 27.15 BTU/lb de mezcla
- (Ver figura III-2)

Respuestas:

$T_w = 56.8^\circ F$

$W_s = 66$ granos/lb aire seco

$\phi = 60\%$

$P_v = 0.21$ lbs/pulg.²

$v = 13.55$ pies³/lb

$h = 27.15$ BTU/lb de mezcla

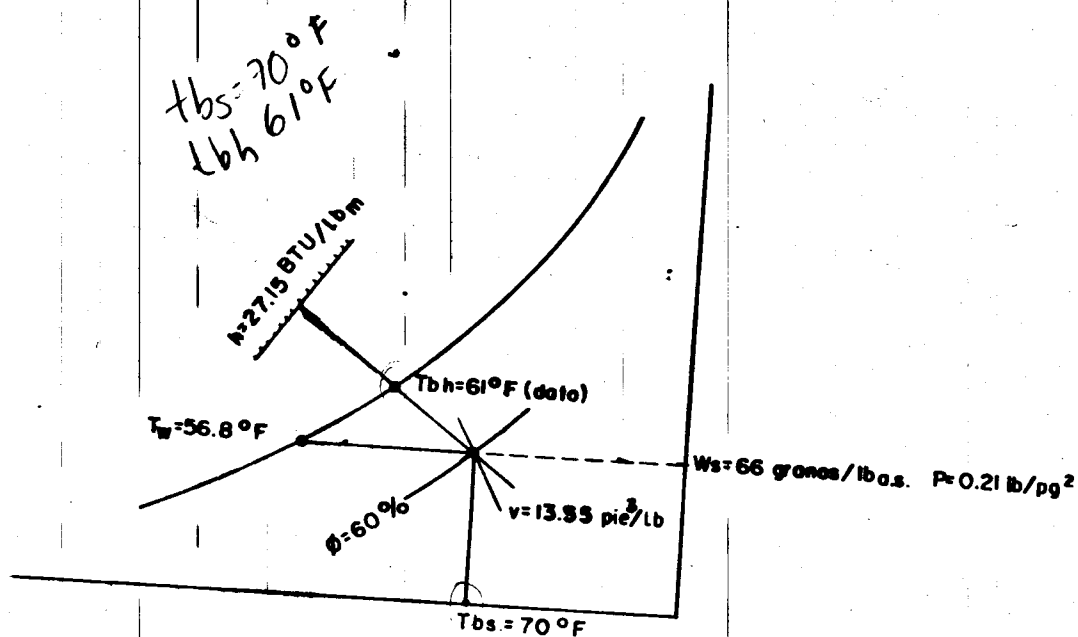


FIG. III-2

Con los datos del problema anterior ($T_{bs} = 70^\circ F$ $T_{bh} = 61^\circ F$) determinar:

- 1.- Calor sensible
- 2.- Calor latente

De las tablas obtenemos el calor sensible del aire para $T=70^\circ F$ de donde $h_s = 16.79$ BTU/lb

Ahora el calor total del aire es

$h_T = h_L + h_s.$

$$h_L = h_T - h_s.$$

$$h_T = 27.15 \text{ para } T_{bs} \text{ y } T_{bh} \text{ dadas.}$$

$$h_L = 27.15 - 16.79$$

$$h_L = 10.36 \text{ BTU/lb}$$

PROBLEMA III-3

Se enfría aire de $T_{bs} = 75^\circ\text{F}$ y $T_{bh} = 68^\circ\text{F}$ a $T_{bs} = 68^\circ\text{F}$ encontrar:

- 1.-Temperatura de Rocío.
- 2.-Temperatura final de Bulbo húmedo.
- 3.-Humedad relativa al final y al principio.
- 4.-Calor total al final del proceso.
- 5.-Calor total removido durante el proceso.
- 6.-Calor sensible removido durante el proceso.

Solución:

Haciendo uso de la carta Psicrométrica, obtenemos lo siguiente:
(fig III-3)

- 1) $T_w = 65^\circ\text{F}$
- 2) $T_{BH_2} = 66^\circ\text{F}$
- 3) $\phi_1 = 70\%$, $\phi_2 = 90\%$
- 4) $h_2 = 27.15 \text{ BTU/lb}$

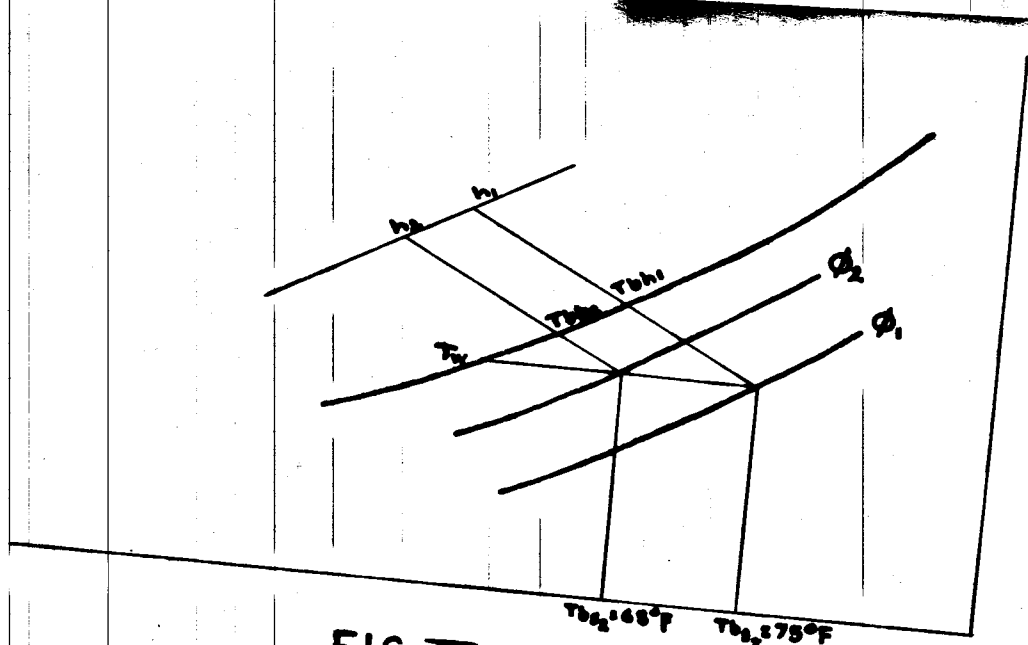


FIG. III-3

5 - El calor total removido es $Q = h_1 - h_2$ de la carta Psicrométrica $h_1 = 32.3 \text{ BTU/lb}$
 $Q = 32.3 - 27.15 = 5.15 \text{ BTU/lb.}$
 $30.3 = 1.5$

6.- Calor sensible removido durante el proceso. Puesto que no eliminamos agua durante el proceso, el calor removido es exclusivamente calor sensible o sea el mismo -
 $Q_s = Q_T = 5.15 \text{ BTU/lb.}$

PROBLEMA III-4

Se enfría aire cuya $T_{bs} = 85^\circ\text{F}$ y $\phi = 70\%$ hasta que su T_{bs_2} sea 70°F obtener.

- 1.- Calor total removido
- 2.- Calor latente removido
- 3.- Calor sensible removido
- 4.- Cantidad de agua removida

De la Carta Psicrométrica se obtiene lo siguiente (Fig. III-4).

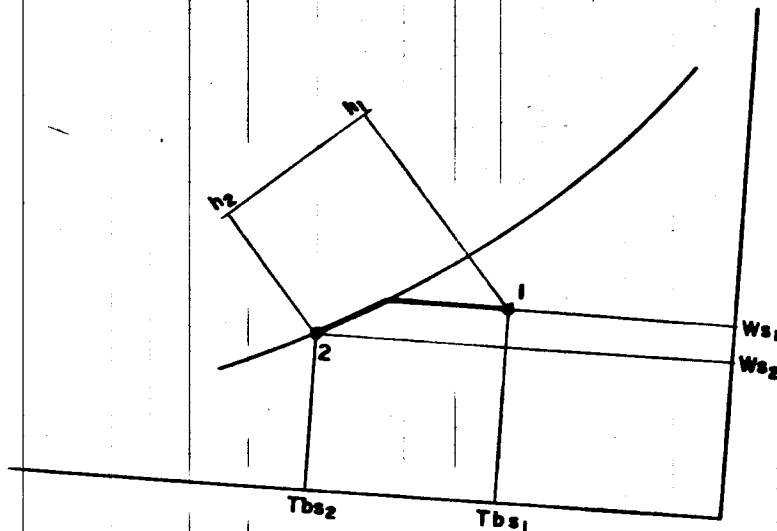


FIG. III-4

$$h_1 = 40.5 \text{ BTU/lb}$$

$$ws_1 = 128 \text{ Granos/lb.}$$

$$h_2 = 34 \text{ BTU/lb}$$

$$ws_2 = 110 \text{ Granos/lb.}$$

1).- El calor total removido es

$$Q_T = h_1 - h_2 = 40.5 - 34 = 6.5 \text{ BTU/lb}$$

2).- El calor sensible removido es

$$Q_s = C_{p\text{aire}} (T_1 - T_2)$$

$$Q_s = 0.24 (85 - 70) = 0.24 \times 15$$

$$Q_s = 3.6 \text{ BTU/lb}$$

3).- El calor latente removido

Puesto que el calor total es

$$Q_T = Q_L + Q_s$$

$$Q_L = Q_T - Q_s$$

$$Q_L = 6.5 - 3.6 = 2.9 \text{ BTU/lb.}$$

4).- El agua removida se obtiene de

$$ws = ws_1 - ws_2$$

$W_s = 128 - 110 = 18$ Granos/lb.

3.- PROPIEDADES PSICROMÉTRICAS A DIFERENTES ALTITUDES.

En general todas las cartas psicrométricas se han construido para la presión atmosférica al nivel del mar, excepto algunas como la de la Ciudad de México, y otras ciudades a diferentes altitudes.

Cuando no se tiene una carta a una altitud determinada que no sea el nivel del mar, es necesario hacer las correcciones correspondientes. (Ver tabla de correcciones en la carta psicrométrica).

Para un bulbo húmedo dado y conociendo la diferencia de altitud con respecto al nivel del mar, podemos encontrar en las tablas para este propósito la corrección ΔW (humedad específica) y Δh (entalpía), además con la fórmula que a continuación se expone también se encuentra v (volumen específico).

Para encontrar la corrección exacta de la humedad específica, es necesario hacer una segunda corrección que consiste en que al valor de la corrección hay que reducirle el 1% cuando $t_{bs} - t_{bh} = 24^\circ F$ y corregir proporcionalmente para cualesquier valor de t_{bh} y t_{bs}

$$\Delta W_s = \Delta W'_s \left(1 - 0.01 \left(\frac{t_{bs} - t_{bh}}{24} \right) \right)$$

donde ΔW_s - corrección final

$\Delta W'_s$ - corrección leída en la tabla de correcciones.

La presión correspondiente a la temperatura de rocío puede calcularse con la siguiente expresión:

I) Para temperaturas abajo de $80^\circ F$

$$P_s = \frac{W_s P_b}{4354 + W_s}$$

II) Para temperaturas arriba de 80°F

$$P_s = \frac{W_s P_b}{4380 + W_s}$$

donde W_s está en granos/lb

P_s está en pg de Hg.

Con la presión del punto de rocío conocida, se puede encontrar en las tablas el punto de rocío (o la temperatura de rocío).

Consecuentemente la humedad relativa ϕ se encuentra, al conocer P_d correspondiente a la temperatura del bulbo seco.

El volumen específico se puede encontrar a partir de las ecuaciones de los gases y de la humedad relativa.

$$v = \frac{0.754 (t_{bs} + 460)}{P_b} \left(1 + \frac{W_s}{4360} \right)$$

en donde

P_b - Presión barométrica en pg Hg

W_s - Granos/lba.

t_{bs} - (°F)

4.- DESVIACIONES DE LA ENTALPIA.

La entalpia no es exactamente constante a temperaturas de saturación adiabáticas constantes (o a temperatura bulbo húmedo), - sino que la entalpia crece ligeramente cuando se aproxima a la saturación.

En las cartas se muestran las entalpias del aire saturado a varias temperaturas y así mismo en algunas cartas se muestran las curvas de "desviación" para condiciones no saturadas. (ver carta psicrométrica)

La desviación sólo se usa cuando se requieren valores muy precisos.

PROBLEMA III-5

Calcular la entalpia si $t_{bs} = 80^{\circ}\text{F}$ y $t_{bh} = 60^{\circ}\text{F}$

$$h = 26.45 - 0.13 = 26.32 \text{ BTU/lb}$$

(Ver carta psicrométrica)

PROBLEMA III-6

Hacer las correcciones para la W , h y V para un lugar en el que la presión atmosférica es de 24.92 pulg. de Hg, la temperatura de bulbo seco es 70°F y la temperatura de bulbo húmedo 61°F .

1) Humedad específica W_s .

Para hacer las correcciones, se utiliza la tabla de correcciones que viene en el extremo superior izquierdo de la carta Psicrométrica.

En dicha tabla se entra con la ΔP y la temperatura de bulbo húmedo.

$$\Delta P = 24.92 - 29.92 = -5 \text{ pulg. de Hg.}$$

de la tabla para $\Delta P = -5$ y $T_{bh} = 61^{\circ}\text{F}$

$$\Delta W' = 16.5$$

Corrigiendo ahora por medio de la fórmula.

$$\Delta W = \Delta W' \left(1 - 0.01 \right) \left(\frac{t_{bs} - t_{bh}}{24} \right)$$

$$\Delta W = 16.5 \left(1 - 0.01 \right) \left(\frac{70 - 61}{24} \right)$$

$$\Delta W = 16.49 \text{ Granos/lb}$$

Para una $P_b = 29.92$ pulg. de Hg.

$$W = 66 \text{ Granos/lb.}$$

de donde la W para el sitio donde la $P_b = 24.92$ pulg. Hg. será:

$$W = 66 + 16.49 = 82.49 \text{ Granos/lb aire seco.}$$

2) Entalpia

De la misma tabla anterior para $t_{bh} = 61$ y $\Delta P = - 5$

$$\Delta h = 2.57$$

de donde la entalpia para una $P_b = 24.92$ pulg. Hg. será:

$$h = \Delta h + h' + h (29.92)$$

h' = desviación de la entalpia

Para $t_{bh} = 61^\circ F$ y $T_{bs} = 70^\circ F$ se tiene.

$$h(29.92) = 27.3 \text{ BTU/lb } h' = 0.06 \text{ BTU/lb (desviación) } \Delta h = 2.57$$

$$h = 2.57 + 27.3 - 0.06$$

$$h = 29.81 \text{ BTU/lb}$$

3) Volumen específico.

Aplicando la fórmula se tiene:

$$V = 0.745 \left(\frac{t_{bs} + 459.7}{P} \right) \left(1 + \frac{W}{4360} \right)$$

Donde P es la presión barométrica local en pulgada de Hg. y W es la humedad específica del lugar ya corregida en granos/lb- de aire seco.

$$v = \frac{0.745 (70+460)}{24.92} \left(1 + \frac{82.49}{4360} \right)$$

$$V = 17.2 \text{ pie}^3/\text{lb.}$$

PROBLEMA III-7

La ciudad de Monterrey N.L. se encuentra a una altura de 1764 - pies SNM la temperatura de bulbo seco promedio es de $72^\circ F$, y - una temperatura de bulbo húmedo de $57^\circ F$. Encontrar las características del aire.

En la tabla de corrección se halla que para una altitud de 1800- pies. Se tiene una $\Delta P = - 2$ pulg. Hg.

$$P = 29.92 - 2 = 27.92 \text{ pulg. de hg.}$$

Los valores de corrección, para una altitud de 1800 pies y una $T_{bh} = 57^{\circ}\text{F}$. son

$$\Delta W' = 5.1 \frac{\text{Granos}}{\text{lb}} \quad \Delta h = 0.79 \text{ BTU/lb}$$

Ahora bien de la carta para $P = 29.92$ pulg. de Hg. (Nivel del Mar), obtenemos:

$$W = 45.5 \text{ Granos/lb y } h = 24.5 \text{ BTU/lb}$$

La desviación de la entalpia $h' = -0.085 \text{ BTU/lb}$.

Por lo tanto haciendo las correcciones se tiene

$$\Delta W = 5 \left(1 - 0.01 \frac{72 - 57}{24} \right) = 5.08 \text{ Granos/lb.}$$

$$W = 5.08 + 45.5 = 50.58 \text{ granos/lb.}$$

Para la entalpia se tiene

$$h = 24.5 - 0.085 + 0.79$$

$$h = 25.205 \text{ BTU/lb A}$$

Cálculo de la ϕ del lugar.

La presión parcial de vapor P_s se calcula de la siguiente forma

$$P_s = \frac{W P_b}{4380 + W_s} \quad (\text{Para temperatura abajo de } 80^{\circ}\text{F.})$$

$$P_s = \frac{50.58 \times 27.92}{4380 + 50.58} = 0.3185 \text{ pulg. de Hg.}$$

De tablas para $T = 72^{\circ}\text{F}$ $P_d = 0.7911$

$$\phi = \frac{0.3181}{0.7911} = 0.402$$

La temperatura de rocío para $P_s = 0.3185$ es $T = 46.5^{\circ}\text{F}$ (de tablas).

El volumen específico del aire en la ciudad de Monterrey -- N.L. es

$$v = \frac{0.745(72+460)}{27.92} \left(1 + \frac{50.58}{4360} \right)$$

$$v = \frac{532 \times 0.745}{27.92} (1 + 0.0116)$$

$$v = 14.35 \text{ Pie}^3/\text{lb}$$

IV.- PROCESOS

PSICROMETRICOS.

IV PROCESOS PSICROMETRICOS

I) MEZCLA DE 2 FLUJOS DE AIRE

Se tienen dos Masas de aire M_1 y M_2 las cuales al mezclarse se comportan de acuerdo con las siguientes expresiones:
(ver fig. IV-1 IV-2 y IV-3)

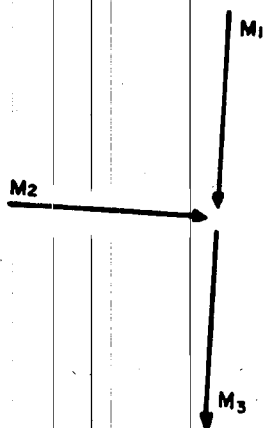


FIG. IV-1

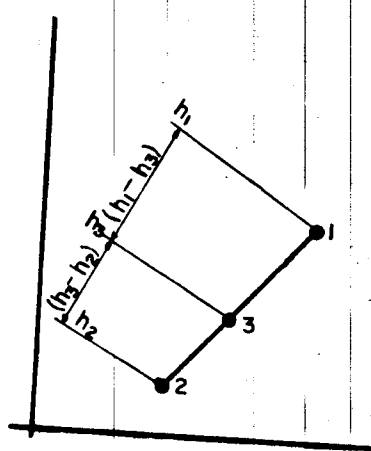


FIG. IV-2
ENTALPIAS

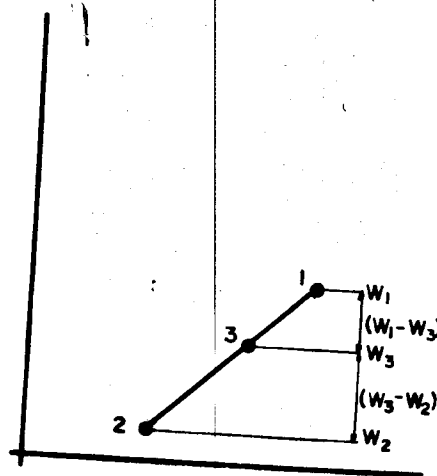


FIG. IV-3
HUMEDAD ESPECIFICA

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

$$M_1 W_1 + M_2 W_2 = M_3 W_3 \dots \dots \dots (2)$$

$$M_1 h_1 + M_2 h_2 = M_3 h_3 \dots \dots \dots (3)$$

Este proceso se lleva a cabo sin adición ni substracción de calor o humedad.

En la carta psicrométrica la humedad específica y la entalpia tienen escalas lineales ignorando la desviación de entalpia. Por lo tanto el estado final 3, cae en la línea recta que une 1 y 2, dividiendo esta en dos porciones que son proporcionales a los pesos del aire seco.

Al obtener un dato a partir de las fórmulas 2 ó 3, lo situamos sobre la línea descrita y podremos leer los datos complementarios de la mezcla efectuada.

En el caso extremo de que el punto 3 quede como lo indica la fig. IV-4, sobrevendrá la condensación y el verdadero punto final 4 se encuentra trazando desde el punto 3 una línea paralela a las de bulbo húmedo, hasta interceptar la línea de saturación, luego este punto será el que nos represente la nueva mezcla

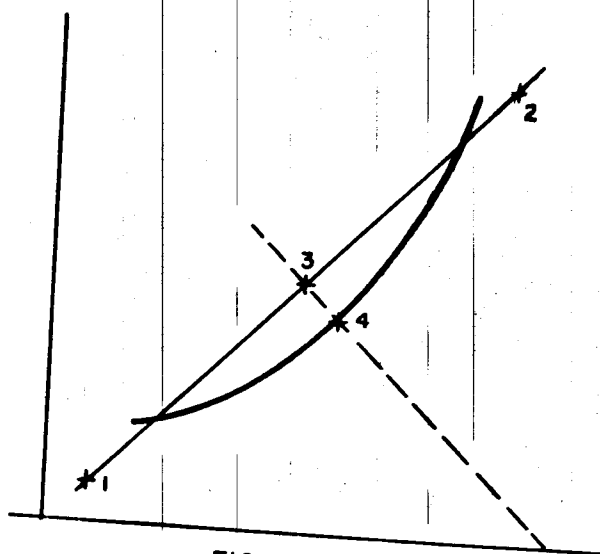


FIG. IV-4

Combinando 2 y 3

$$M_1 (w_1 - w_3) = M_2 (w_3 - w_2) \dots\dots\dots (4)$$

$$M_1 (h_1 - h_3) = M_2 (h_3 - h_2) \dots\dots\dots (5)$$

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{(w_3 - w_2)}{(w_1 - w_3)} = \frac{(h_3 - h_2)}{(h_1 - h_3)} \dots\dots\dots (6)$$

En el aire acondicionado algunos problemas se resuelven usando en las anteriores fórmulas el volumen del aire en vez del peso, o sea que se desprecian las diferencias de densidades.

PROBLEMA IV-1

Teniendo una cantidad de 175 lb de aire seco con su humedad que está a temperaturas de 85°BS y 70°BH y lo mezclamos con otra cantidad de 220 lb de aire seco con su humedad a 80°F BS y $\phi = 65\%$ se requiere conocer lo siguiente.

a) Entalpia de la Mezcla final (utilizando carta)

$$M_3 h_3 = M_1 h_1 + M_2 h_2$$

$$h_3 = \frac{M_1 h_1 + M_2 h_2}{M_3}$$

$$h_3 = \frac{175 \times 34.1 + 220 \times 35}{395}$$

$$h_3 = 34.7 \text{ BTU/lb.}$$

b) Humedad específica de la Mezcla (utilizando carta)

$$M_3 w_3 = M_1 w_1 + M_2 w_2$$

$$w_3 = \frac{M_1 w_1 + M_2 w_2}{M_3}$$

$$w_3 = \frac{175 \times 86 + 220 \times 100}{395}$$

$$w_3 = 93.8 \text{ granos/lb}$$

Datos complementarios leídos en la carta:

- a) Temperatura B.S. = 82.3 °F
- b) Temperatura B.H. = 70.6 °F
- c) Humedad relativa $\phi = 59\%$

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

Calentamiento por encima del punto de rocío (fig. IV-5)

En este proceso el aire aumenta su temperatura de bulbo seco, la que se aproxima a la de la superficie con quien entra en contacto; la humedad específica permanece constante.

Como se dijo la temperatura del aire se aproxima a la de la superficie caliente, esta aproximación se expresa como el "factor de By Pass" (B.F.).

Se supone constante la temperatura de la superficie caliente.

El factor de "by pass" equivalente se define como la relación entre la diferencia entre la temperatura efectiva de la superficie y salida del aire a la diferencia entre la temperatura efectiva de la superficie y la entrada del aire; y se considera que representa la fracción del aire que no entra en contacto con la superficie del serpentín.

En la figura, t_a y t_b representan las temperaturas de entrada y salida del aire respectivamente y t_c es la temperatura de la superficie del serpentín, entonces:

$$B.F. = \frac{t_c - t_b}{t_c - t_a}$$

O sea según la figura $BF = \frac{bc}{ac}$

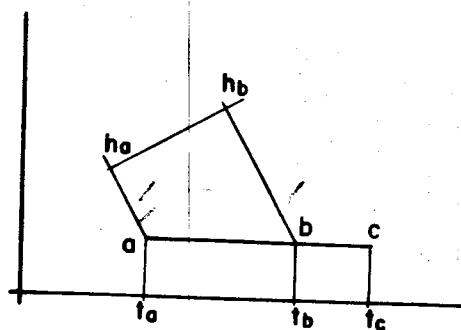


FIG. IV-5

El valor de B.F. dependerá del diseño del serpentín y la velocidad del aire. Este proceso es el más usado pues es el que se sigue al calentar aire a través de un serpentín de agua caliente o vapor.

El calor absorbido será $(h_b - h_a)$ o bien $(t_b - t_a)$ $(0.24 + 0.45 W)$

Para tener el calor total absorbido tendremos que multiplicar-

$Q = q \times W a . \text{ donde } q = (t_b - t_a) (0.24 + 0.45 W)$

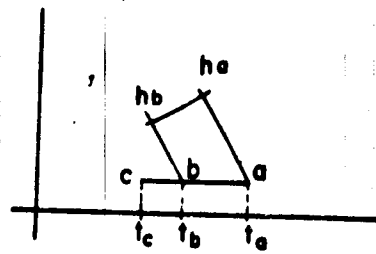
3.- FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MAS FRIA QUE EL AIRE .

El aire baja su temperatura en este proceso; se supone que la temperatura de bulbo seco de la superficie tiene un valor, y que esta no es menor que la temperatura de rocío, por lo tanto la humedad específica se mantendrá constante, queriendo decir que no llegaremos a la condensación (fig.IV-6).

El factor de by pass equivalente será:

$BF = \frac{t_b - t_c}{t_a - t_c}$

FIG.IV-6



El calor removido es $(h_a - h_b)$ o bien $(t_a - t_b) (0.24+0.45W)$

Para conocer el calor total suministrado tendremos que multiplicar $(h_a - h_b)$ por el consumo de aire.

4.-PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION

Si el aire pasa a través de una superficie, o a través de un rociador de agua cuya temperatura sea menor que el punto de rocío del aire, se condensará parte de la humedad del aire y se enfriará simultáneamente la mezcla. (fig. IV-7)

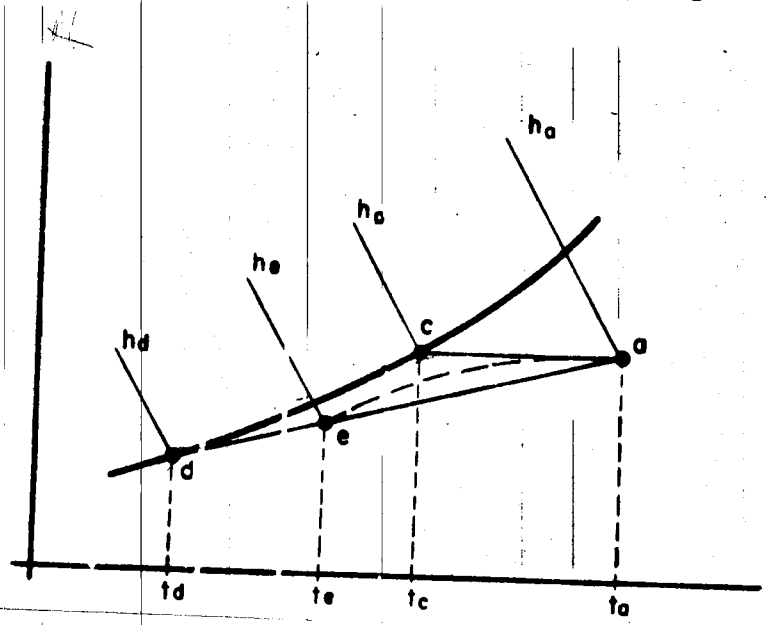


FIG. IV-7

Parte del aire que sí está en contacto directo con la superficie, reducirá su temperatura hasta la temperatura media de la superficie, según el trazo "acd", con condensación y consecuente deshumidificación de c a d .

El aire que no está en contacto con la superficie será finalmente enfriado al mezclarse con el aire que sí tuvo contacto y su estado final caerá sobre la línea recta entre a y d. El trayecto real no es la línea recta ad, sino una curva parecida a la punteada. - Esto se debe a la continua mezcla del aire que estuvo en contacto directo, con el aire que nunca estuvo en contacto directo (o sea el que hace "by pass") .

En los procesos prácticos no se obtiene el punto de saturación d, sino que se llega a e con su respectivo "efecto equivalente de by pass".

Para procesos que envuelven condensación, a la temperatura t_d , se le llama "punto de rocío del aparato" (A.D.P.).

La relación entre calores sensibles y latentes es muy importante en la práctica; la relación del calor sensible al calor total se le llama "Factor de Calor sensible".

$$SHF = \frac{Q_s}{Q_t} \quad \text{en donde}$$

Q_s - Calor sensible

Q_t - Calor Total

PROBLEMA IV-2

Aire inicialmente a 90°F (B.S.) y 70°F (B.H.) es pasado a través de un serpentín de enfriamiento con una temperatura efectiva en su superficie de 50°F, el aire sale a 58°F (B.S.)

Se pregunta:

- 1) Punto de rocío del aparato (ADP)
- 2) Temperatura de bulbo húmedo de salida
- 3) Factor de by pass

- 5) Calor total removido por el serpentín
- 6) Factor de calor sensible para el proceso

- 1) Por definición el punto de rocío del aparato será 50°F.
- 2) El proceso se realiza sobre la línea recta AB donde A es la condición inicial y B el punto de rocío del aparato, como el aire sale a 58°F (B) el punto C nos da las características del aire en su salida:

Por lo tanto $T_{B,H} = 54.5^\circ\text{F}$. (ver figura IV-8)

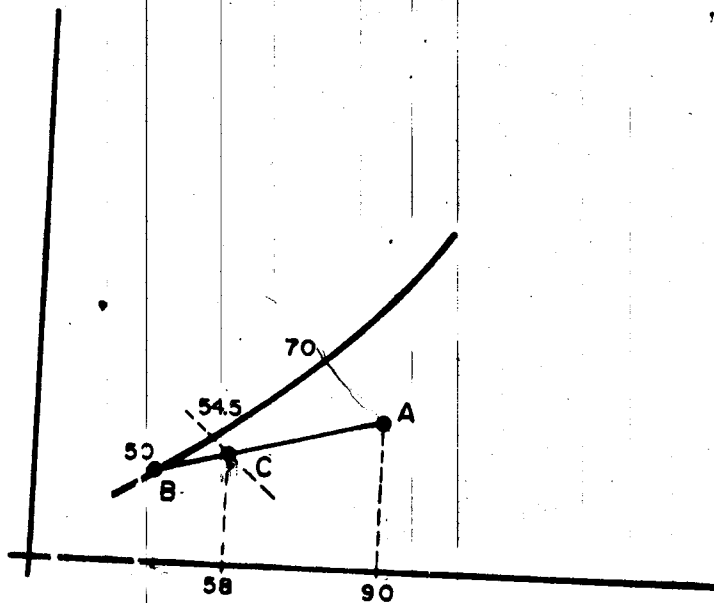


FIG. IV-8

- 3) Factor de "by pass"

$$B.P. = \frac{t_b - t_c}{t_a - t_c} = \frac{58 - 50}{90 - 50} = 0.20$$

- 4) El peso de humedad condensada será:

$$W_t = W_A - W_C = 78 - 58 = 20 \text{ granos/lb}_a$$

- 5) Calor removido

$$A_h = (34.08 - 0.18) - 23 - 20 (50 - 32) / 7000 \dots \dots (1)$$

$$\Delta h = 33.2 - 23 - 0.05$$

$$\Delta h = 10.9 \text{ BTU/lb}_a$$

El calor correspondiente a los 20 granos se elimina totalmente y no nada más el latente, por eso en la expresión (1) anterior, hay que sustraer el calor sensible de esa agua.

6) Factor de calor sensible.

Calor latente removido

$$\text{a } 90^\circ\text{F (BS) y } (70^\circ\text{F) B.H. ; } h = 34.08 - 0.18 = 33.9$$

$$\text{a } 58^\circ\text{F (BS) y } 54.5^\circ\text{F B.H. ; } h = 23$$

$$\text{Calor latente inicial } 33.9 - 21.59 = 12.31$$

$$\text{Calor latente final } 23 - 13.91 = 9.09$$

$$\Delta h_L = 12.31 - 9.09 = 3.22 \text{ BTU/lb}_a$$

Calor sensible removido.

$$\Delta h_s = 21.59 - 13.91 = 7.68$$

$$\text{SHF} = \frac{Q_s}{Q_t} = \frac{7.68}{7.68 + 3.22} = \frac{7.68}{10.90} = 0.704$$

5) PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y HUMIDIFICACION

Siempre que el aire no-saturado pase a través de un aspersor de agua, la humedad específica aumentará mientras la temperatura de B.S., bajará, que es el proceso de saturación adiabático previamente discutido, o sea como se vió es un proceso a bulbo húmedo-constante. (Fig. IV-9).

El bulbo húmedo del aire está representado por el punto C, y el aire saldrá a esta temperatura siempre que exista un buen "contacto" aire-agua.

El concepto de factor de "by pass" también se aplica en este caso, pero para este proceso de humidificación existe otro concepto llamado "eficiencia de humidificación" que se define como sigue:

$$E = \frac{t_a - t_b}{t_a - t_c} \times 100$$

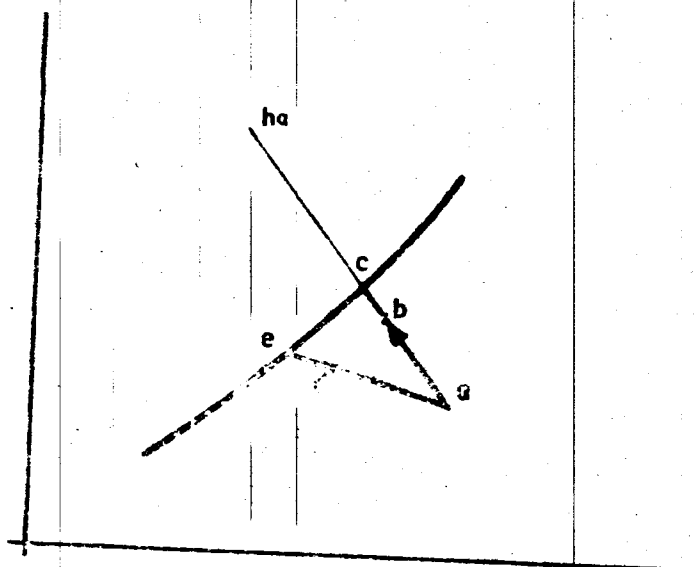


FIG.-IV-9

Que es igual a uno menos el efecto de by pass. Como ya se ha estudiado, este proceso es a entalpia constante.

Es también posible que el agua esté a una temperatura menor que la del bulbo húmedo pero mayor que el punto de rocío, en cuyo caso lo muestra la línea ad , y se enfría y humidifica simultáneamente. El aspersor de agua tendrá que ser de recirculación continua para que se establezca el equilibrio.

6.- PROCESO DE CALENTAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION

El calentamiento y la simultánea deshumidificación se pueden realizar o haciendo pasar el aire por un absorbente sólido o a través de un líquido absorbente. En ambos casos el absorbente tendrá una presión de vapor de agua menor que la del aire (fig. IV-10)

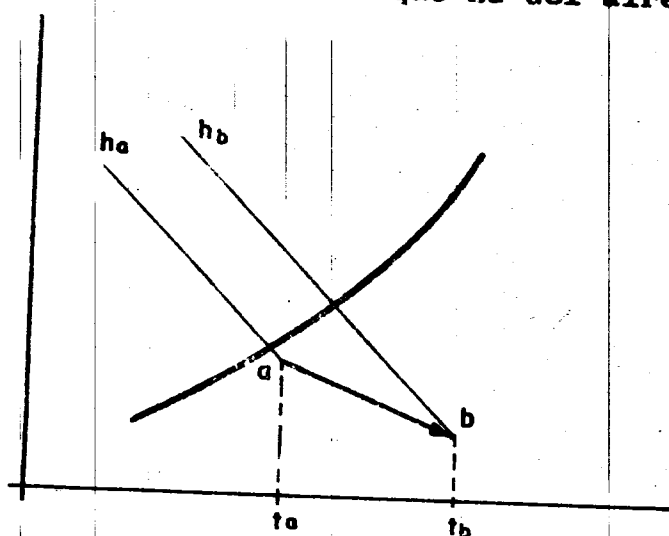


FIG. IV-10

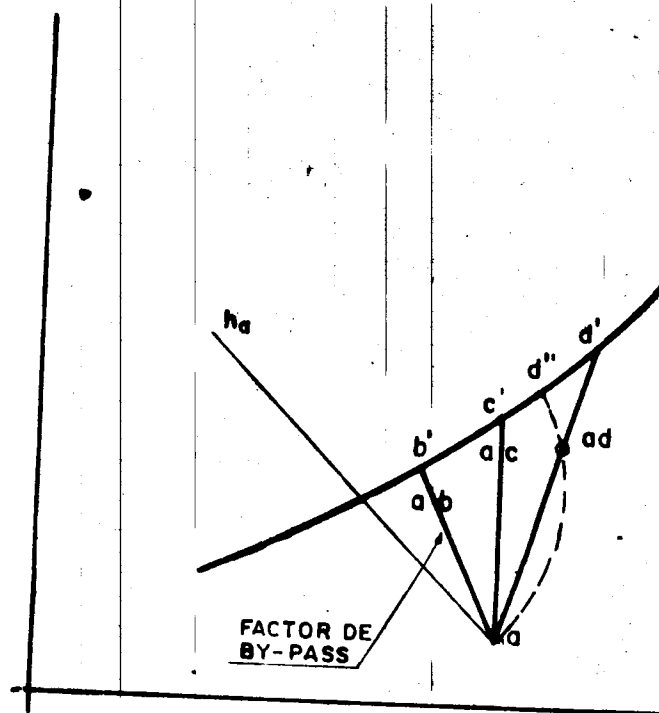
La humedad se condensa fuera del aire, consecuentemente el calor latente es liberado y aumenta el calor sensible del aire.

Si estas fueran las únicas energías que intervinieran, el proceso sería inverso al adiabático de saturación; pero existe un calor absorbido o generado por el material activo que se llama "calor de absorción".

Para absorbentes sólidos se usa la sílica, la alúmina y para los líquidos absorbentes se usan sales inorgánicas como glicol, etc., en ambos casos el calor desprendido interviene en el proceso, incrementando el calor sensible y la temperatura de bulbo húmedo del estado final, siempre es mayor que la del punto a.

7.- PROCESO DE CALENTAMIENTO Y HUMIDIFICACION

Cuando el aire pasa a través de un humidificador, el aire se humidifica y puede ser calentado, enfriado o permanecer a la misma temperatura. Durante este proceso el aire incrementa su humedad específica y entalpia, y la temperatura de bulbo seco aumentará o disminuirá de acuerdo con la temperatura inicial del aire y del agua. Si se suministra suficiente agua en relación al aire, este se acercará a la saturación. (Fig. IV-11).



Según la figura:

a-b-caso en el que la temperatura del agua es menor que la del aire.

a-c- caso en que el agua está a la misma temperatura del aire.

a-d- caso en la que el agua está a mayor temperatura que el aire.

Cuando el agua es relativamente poca la línea ad cae según la punteda.

Existen otros procesos psicrométricos que pueden ser en algunos casos combinación de los anteriores, pero básicamente los que se han estudiado son los más importantes tratándose de acondicionar el aire para fines prácticos.

C A P I T U L O V

HUMIDIFICACION

Y

DESHUMIDIFICACION

HUMIDIFICACION Y DESHUMIDIFICACION

1.- Humidificación

La humidificación es el proceso mediante el cual se ~~un~~ aumenta la humedad específica y la cantidad de calor al aire.

En algunos procesos es necesario aumentar la humedad específica agregándole agua, que es absorbida en forma de vapor.

Al vaporizarse el agua en el aire absorbe calor del propio aire, lo cual trae como consecuencia un descenso en la temperatura, de modo que para conservar o aumentar la temperatura es necesario - agregar calor de otra fuente.

La figura V-1 muestra como se logra un proceso sencillo de humidificación, usado en aire acondicionado. :

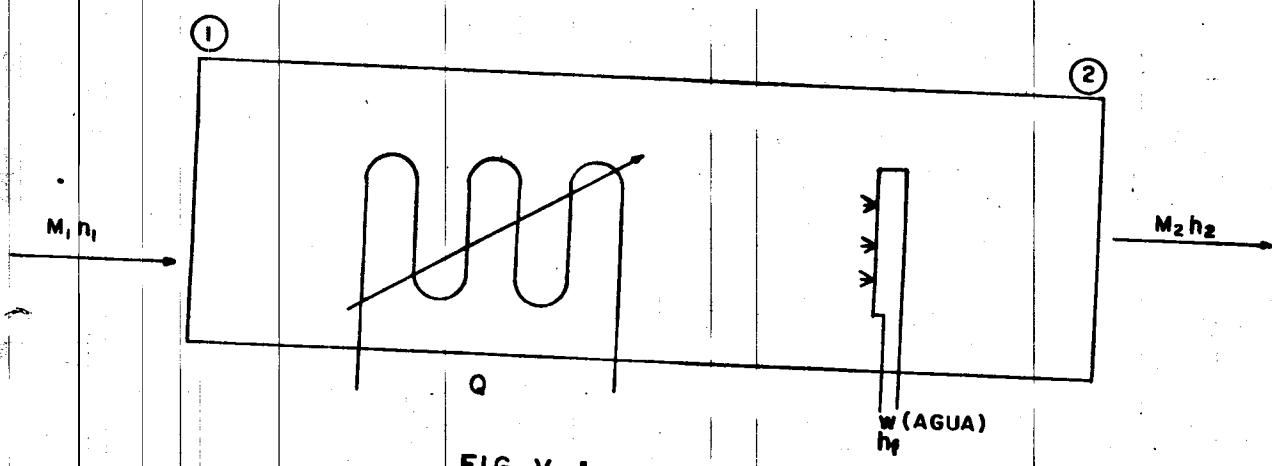


FIG. V-1

Usando la ecuación de la primera ley de la Termodinámica se tiene la siguiente expresión.

$$M_1 h_1 + Q + W h_f = M_2 h_2$$

Con lo cual obtenemos la distribución de la energía durante el proceso. En dicha ecuación se tiene que:

M_1 = masa de aire a la entrada.

h_1 = entalpia total del aire a la entrada.

Q = Calor agregado en el calentador.

$Wh f_1$ = Energia que trae el agua agregada en el proceso

M_2 = Masa de aire a la salida.

h_2 = Entalpia total del aire a la salida

En la carta psicrométrica se muestra el proceso como sigue:

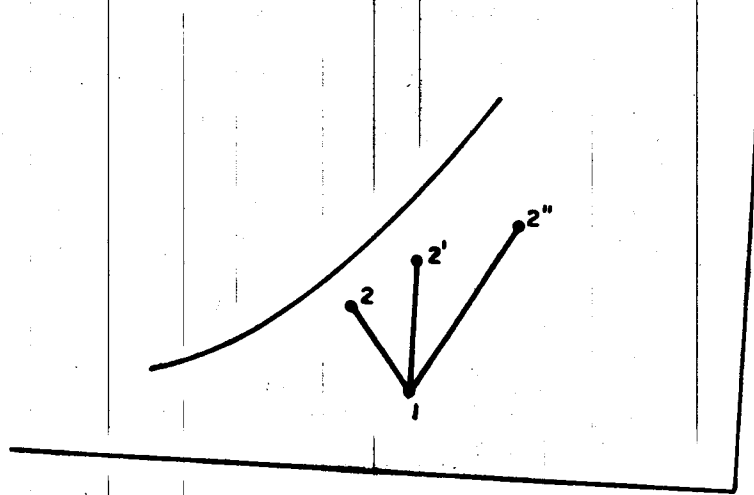


FIG. V-2

Como se ve se pueden obtener tres formas de proceso (ver fig.V-2) dependiendo de la temperatura final del aire que se desee, o sea.

- 1 - 2 (la tbs final - disminuye)
- 1 - 2' (la tbs final - permanece constante)
- 1 - 2'' (la tbs final - aumenta)

Para efectuar este proceso existen dos métodos dependiendo de las condiciones iniciales que se tengan, a saber:

- 1.- Calentamos primero y después humidificamos como se ve en la - fig. V-3 y como se indica en la fig. V-1 de este capítulo.

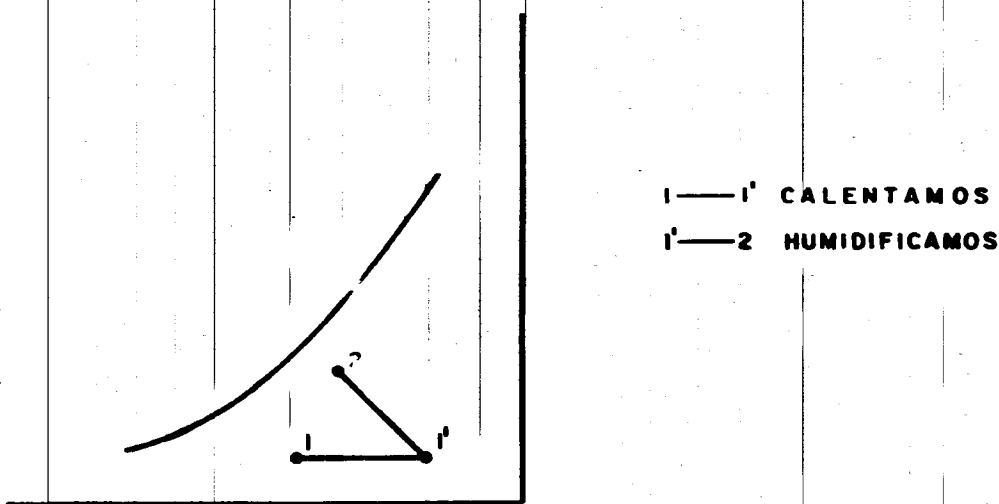


FIG. V-3

2.- Primero calentamos en un atemperador, después humidificamos hasta saturación con agua caliente, y después volvemos a calentar hasta obtener la condición 2, el punto de saturación 2' debe ser tal que sea el punto de rocío de la condición 2. (fig. V-4- y V-5)

- 1 - 1' Calentamos en el atemperador.
- 1'- 2' Humidificación hasta saturarlo.
- 2'- 2' Calentamos hasta la condición 2.

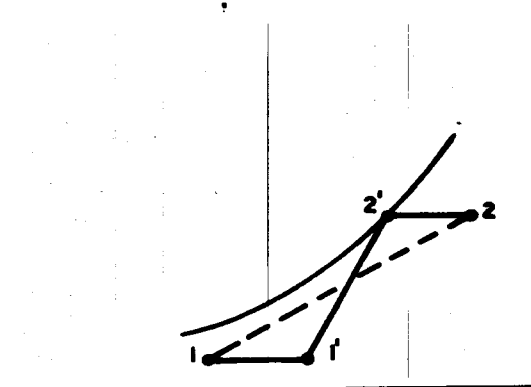


FIG. V-4

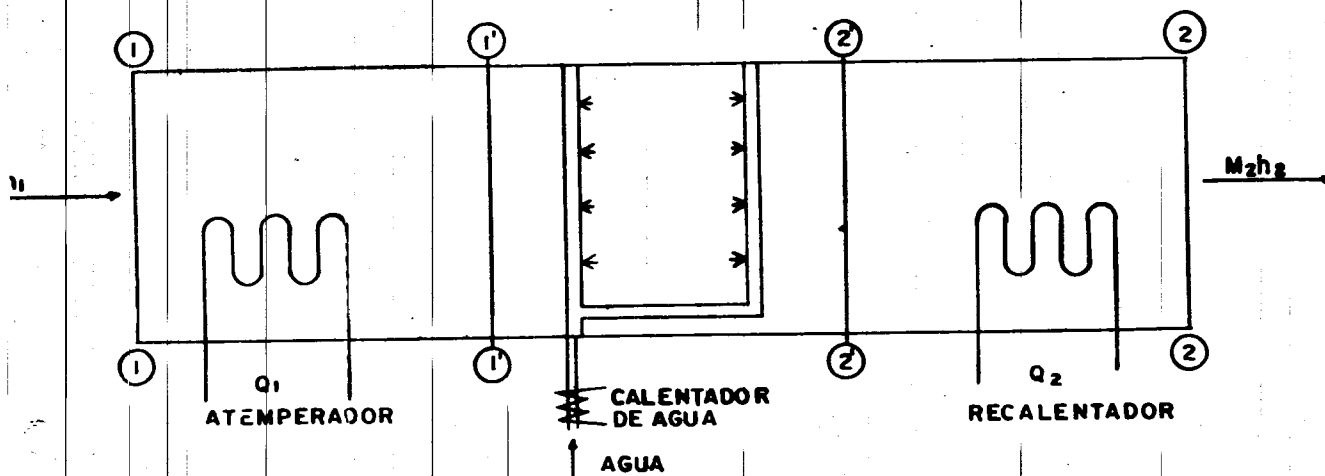


FIG. V-5

PROBLEMA V-1

El aire exterior de cierta ciudad cuya presión barométrica es - 29.92 pulg. de Hg. tiene una $T_{bs} = 35^{\circ}\text{F}$ y una $\phi = 70\%$; se desea descargarlo en el interior de un salón con una $T_{bs} = 70^{\circ}\text{F}$ y $\phi = 50\%$ calcular:

- 1.- Cuánta agua a 50°F se deberá añadir
- 2.- Cuánto calor se debe añadir en el calentador.
- 3.- A que temperatura de bulbo seco se calienta antes del atomizador. (Fig. V-6 y V-7).

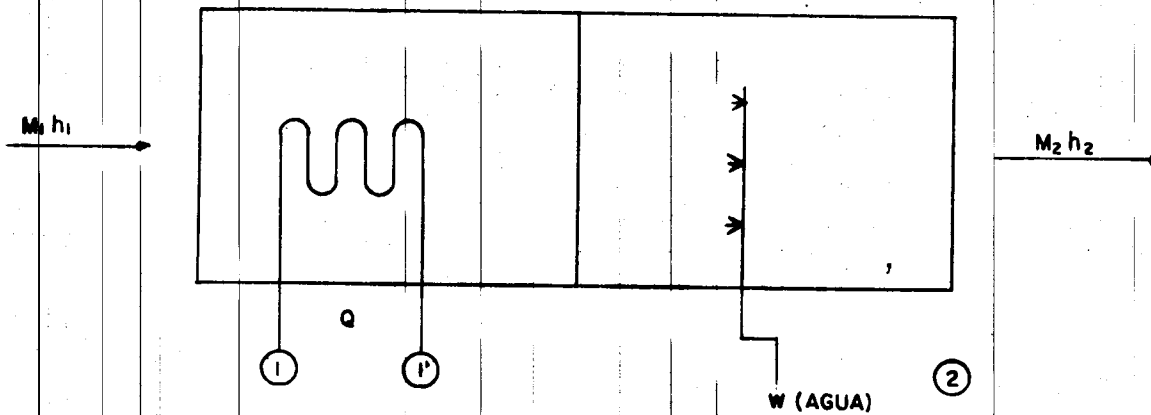


FIG. V-6

Diagrama del proceso en la carta Psicrométrica:

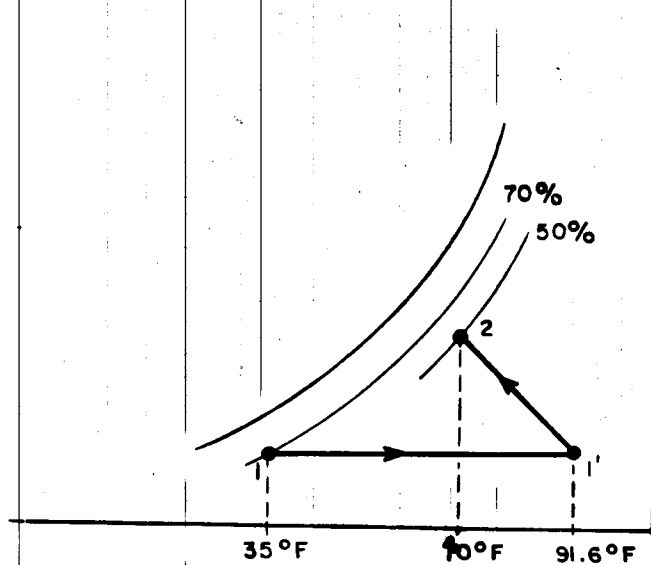


FIG. V-7

1.- Cuánta agua se debe agregar:

a) Condiciones de entrada $T_{b1} = 35^\circ\text{F}$ y $\phi = 70\%$

$$W_{s1} = 0.7 \times 0.004262 = 0.0029834 \text{ lb vapor/lb aire seco.}$$

$$h_{a1} = 8.397 + (0.002983 \times 1075) = 11.60 \text{ BTU/lb de aire.}$$

b) Condiciones de salida.

$$T_{b2} = 70^\circ\text{F y } \phi = 50\%$$

$$W_{s2} = 0.5 \times 0.01574 = 0.00787 \text{ lbs vapor/lb aire seco.}$$

$$h_2 = 16.79 + (0.00787 \times 1090.7) = 25.35 \text{ BTU/lb de aire.}$$

$$\text{Agua añadida} = 0.00787 - 0.00293$$

$$A_a = 0.004887 \text{ lb agua/lb a.s.}$$

2) Calor añadido en el calentador

$$M_1 h_1 + Q + W h_f = M_2 h_2$$

$$Q = M_2 h_2 - M_1 h_1 - W h_f$$

$$Q = 25.35 - 11.6 - 0.0049 (18)$$

$$Q = 13.66 \text{ BTU/lba}$$

3) A que temperatura de bulbo seco se calienta antes del atomizador.

Si vemos la carta psicrométrica se tienen dos procesos.

1 - 1' se calienta con $W_s = \text{cte.}$

1' - 2 se humidifica a $h = \text{cte.}$

De modo que en la carta se tiene.

$$T = 91.6^\circ\text{F}$$

$$\text{o también } Q = C_p A t$$

Donde Q es el calor agregado, debido a que ese calor es propiamente calor sensible se tiene.

$$13.66 = 0.24 (T_{1'} - 35)$$

$$T_{1'} = \frac{13.66}{0.24} + 35$$

$$T_{b2} = T_{1'} = 56.6 + 35 = 91.6^\circ\text{F}$$

Se desea mantener en el interior de un salón una $T_{b2} = 70^{\circ}\text{F}$ y una $\phi = 50\%$ el aire se toma del exterior a una $T_{b1} = -4^{\circ}\text{F}$ y una $\phi = 10\%$ se pide calcular. (Fig. V-8 y V-9).

- 1o.- La cantidad de calor en el atemperador.
- 2o.- La cantidad de agua en el humidificador y cantidad de calor.
- 3o.- Cantidad de calor en el recalentador.

Se tiene la siguiente figura.

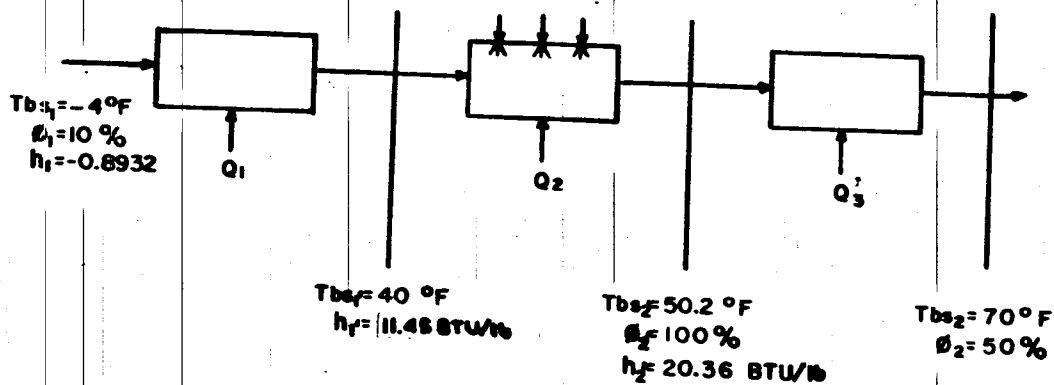


FIG. V-8

En la carta:

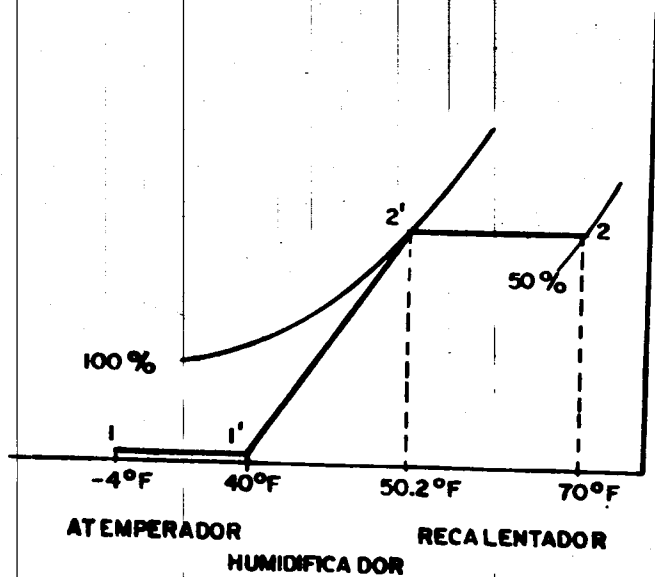


FIG. V-9

a) Calor en el atemperador

$$Q_1 = h'_1 - h_1$$

Para las condiciones 1 se tiene

$$T_{bs_1} = -4^\circ F$$

$$\phi_1 = 10 \%$$

$$h_1 = -0.9604 + (0.1 \times 63.57 \times 10^{-5} \times 1057.4) = -0.9604 + 0.0672$$

$$h_1 = -0.8932 \text{ BTU/lba}$$

Para las condiciones 1' se tiene

$$T_{bs_{1'}} = 40^\circ F$$

$$Q_{1'} = C_p \times \Delta t = 0.24 (40+4) = 10.56 \text{ BTU/lb}$$

$$h_{1'} = 10.56 - (-0.8932) = 11.45 \text{ BTU/lb}$$

b) Calor y cantidad de agua agregada en el Humidificador

Las condiciones en 1' son: (a la entrada del humidificador)

$$T_{bs_{1'}} = 40^\circ F \quad W'_{1'} = 0.1 W_s = 0.1 \times 63.57 \times 10^{-5} = 63.57 \times 10^{-6}$$

Las condiciones a la salida del humidificador son

$$T_{bs_2} = 50.2^\circ F \text{ (temperatura de Rocío para } T_{bs_2} = 70^\circ F \text{ y } \phi_2 = 50\%)$$

$$\phi_2 = 100 \%$$

$$h_2 = 20.36 \text{ BTU/lb aire.}$$

$$W_2 = 0.007686$$

La cantidad de agua agregada es

$$W_a = 0.007685 - 0.000063 = 0.007622 \text{ lbs agua/lb aire.}$$

Calor agregado en el humidificar por libra de aire.

$$20.36 - 11.45 = 8.91$$

c) Calor en el recalentador.

Las condiciones de entrada al recalentador son:

$$T_{bs_2'} = 50.2^\circ F$$

$$\phi_2' = 100 \%$$

$$h_2' = 20.36 \text{ BTU/lb aire.}$$

Las condiciones a la salida del recalentador son:

$$T_{bs} = 70^{\circ}\text{F}$$

$$\phi = 50\%$$

$$h_2 = 16.79 + (0.5 \times 0.0174 \times 1090.7)$$

$$h_2 = 25.46 \text{ BTU/lba}$$

Calor dado en el recalentador.

$$Q_3 = 25.46 - 20.36 = 5.10 \text{ BTU/lb de aire.}$$

PROBLEMA V-3

En el problema anterior si el agua del humidificador esta a 72°F ,
¿ cuánto calor debe añadirse, además del dado por el agua?

(Exclusivamente en el humidificador)

$$1) k'_1 h'_1 + Q + W h_{f1} = k'_2 h'_2$$

$$11.45 + Q_2 + 0.007622 \times 40 = 20.36$$

$$Q_2 = 20.36 - 11.45 - 0.305$$

$$Q_2 = 8.605 \text{ BTU/lb}$$

2.- DESHUMIDIFICACION.

La deshumidificación es muy a menudo necesaria en procesos de -
aire acondicionado o en procesos industriales.

La humedad puede ser removida por absorción en líquidos o sólidos
procesos llamados de "absorción química" o enfriando abajo del -
punto de rocío.

La deshumidificación en el diagrama TS puede verse en la figura -
(V-10), que muestra solamente el proceso del vapor de agua.

El proceso se lleva a cabo en dos etapas:

Primero enfriando hasta el punto de rocío, y después hasta conden

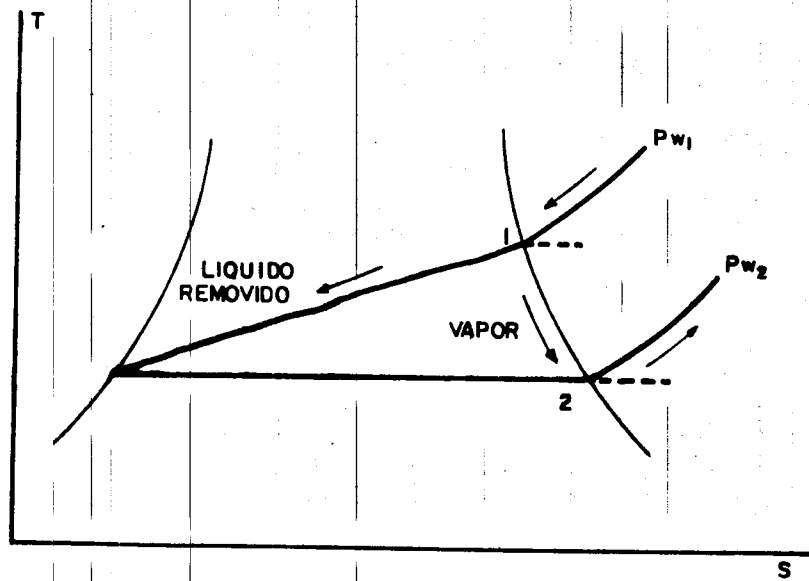


FIG. V-10

sar y eliminar el agua necesaria, para alcanzar el punto de rocío del estado final. Una vez separada la humedad se puede recalentar hasta la condición final, sin añadir ni absorber agua. (Fig. V-10 y V-11)

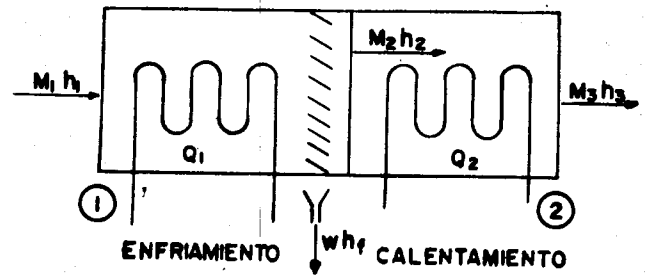


FIG. V-11

1a. Etapa. - $M_1 h_1 - Q_1 = M_2 h_2 + Wh_f$

M_1 - lbs/hr de aire en la condición 1

Q_1 - Calor absorbido BTU/lba.

h_1 - Entalpia del aire o la entrada (condición 1) BTU/lba

M_2 - lb/hr. de aire en la condición 2 ($k_1=k_2$)

Q_2 - Calor para recalentar BTU/lba

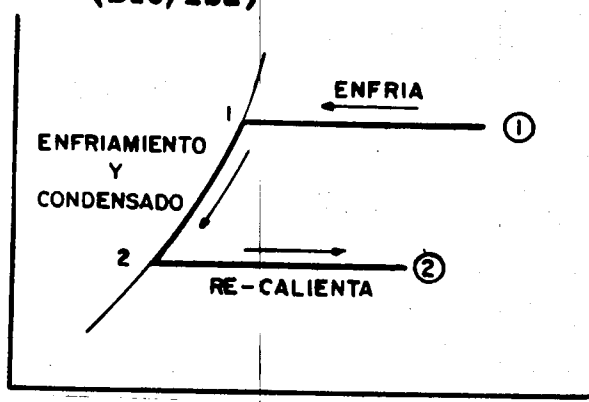
h_2 - Entalpia del aire en la condición 2 (BTU/lba)

W - Humedad removida lb/lba.

2a. Etapa

$M_2 h_2 + Q_2 = M_3 h_3$

Q_2 - Calor para recalentar.



En esencia el calor total Q_1 y Q_2 , son grandes comparados con lo que realmente se absorbe o cede en total durante el proceso. Sin embargo, es indispensable añadir y absorber calor; por un lado Q_1 se absorbe y Q_2 se añade.

En las ecuaciones se puede observar que Q_1 es negativo y Q_2 positivo, en un momento dado $Q_1 = -Q_2$ por lo que el calor total cedido absorbido es cero (0); sin embargo necesitamos de esas fuentes calor para llevar a cabo el proceso.

PROBLEMA V-4

Se necesita acondicionar un auditorio para lo cual se requiere en el interior $T_{i,s} = 60^\circ\text{F}$ y $\phi = 50\%$, el aire en el exterior está a 90°F $\phi = 40\%$ calcular: (fig. V-13)

- 1o.- Temperatura a la entrada del calentador.
- 2o.- Calor absorbido en el serpentín y cantidad de agua removida
- 3o.- Calor agregado en el calentador.
- 4o.- Qué porcentaje del calor removido se usa para enfriar y condensar.

SOLUCION

- 1o.- La temperatura a la entrada del calentador.

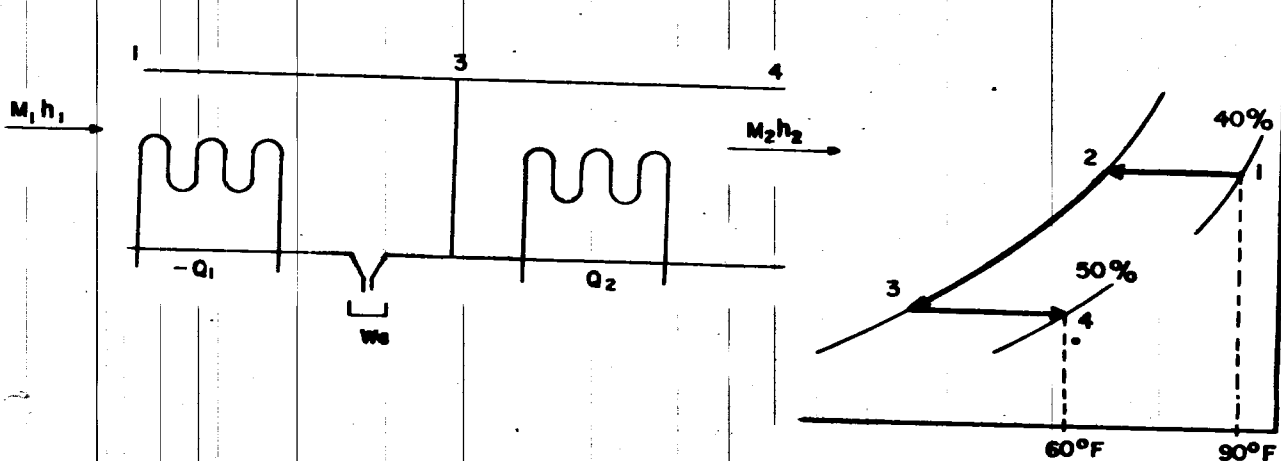


FIG. V-13

La temperatura de entrada en el calentador es la temperatura de Rocío para $\phi_2 = 50\%$ y $T_{bs_2} = 60^\circ\text{F}$ y como se ve en la carta es $T_w = 41^\circ\text{F}$.

2o.- Calor absorbido en el serpentín y cantidad de agua removida.

Las condiciones en 1 son:

$$T_{bs_1} = 90^\circ\text{F}$$

$$\phi = 40\%$$

$$h_1 = 21.59 + (0.4 \times 0.03102 \times 1099.7)$$

$$h_1 = 35.21 \text{ BTU/lb aire.}$$

$$W_{s_1} = 0.03102 \times 0.4 = 0.012408 \text{ lbs vapor/lb aire.}$$

Las condiciones en 3 son:

$$T_{bs_3} = 41^\circ\text{F}$$

$$\phi_3 = 100\%$$

$$h_3 = 15.66 \text{ BTU/lba.}$$

$$W_{s_3} = 0.005401 \text{ lbs vap/lb de aire.}$$

El calor extraído en el deshumidificador es:

$$Q_1 = h_1 - h_3 = 35.21 - 15.66 = 19.55 \text{ BTU/lba.}$$

La cantidad de agua removida del aire es:

$$W_{\text{agua}} = W_{s_1} - W_{s_2} = 0.012408 - 0.005401$$

$$W_{\text{agua}} = 0.007007 \text{ lbs agua/lb de aire}$$

3o.- Calor agregado en el calentador.

Condiciones en 3.

$$T_{bs_3} = 41^\circ\text{F}$$

$$\phi_3 = 100\%$$

$$h_3 = 15.66 \text{ BTU/lba}$$

$$W_{s_3} = 0.005401 = W_{s_2}$$

Condición en 4:

$$T_{bs_4} = 60^\circ\text{F}$$

$$\phi = 50 \%$$

$$h_4 = 14.39 + (0.005401 \times 1086.2) = 14.39 + 5.87 = 20.26 \text{ BTU/lba.}$$

El calor que se debe agregar es

$$Q_2 = 20.26 - 15.66 = 4.6 \text{ BTU/lb de aire.}$$

4°.- ¿Qué porcentaje del calor total removido corresponde al latente?

El calor disipado en el proceso 2-3 vale:

$$Q_E = h_1 - h_3 = 19.55 \text{ BTU/lb}$$

donde 2 es el punto de Rocío para $t_{bs} = 90^\circ\text{F}$ y $\phi = 40 \%$ que vale 62°F .

Para $t_{bs} = 62^\circ\text{F}$ y $\phi = 100 \%$

$$h_2 = 27.76 \text{ BTU/lba.}$$

$$Q = 27.76 - 15.66 = 12.10 \text{ BTU/lb.}$$

$$Q_o = W_{agua} \times h_{g2}$$

$$h_{g2} = 1087 \text{ BTU/lb para } 62^\circ\text{F}$$

$$Q_o = 0.007007 (1087) = 7.62 \text{ BTU/lb aire.}$$

$$\text{Porcentaje } \frac{7.62}{20.26} \times 100 = 37.6 \%$$

PROBLEMA V-5

Con aire exterior que está a 80°F y $\phi = 80\%$, se requiere acondicionar un salón a 60°F y $\phi = 50\%$ ¿Qué cantidad de humedad y de calor se necesita remover ?

Primero se enfría y se remueve la humedad hasta obtener la W_s para

$$t_{bs} = 60^\circ\text{F y } \phi = 50\%. \text{ (FIG. V-14)}$$

Para $t_{bs} = 60^\circ\text{F}$ y $\phi = 50\%$

$$W_{s1} = 0.8 \times 0.0221 = 0.01768$$

$$h_1 = 19.19 + (0.01768 \times 1095.2)$$

$$h_1 = 38.51 \text{ BTU/lba.}$$

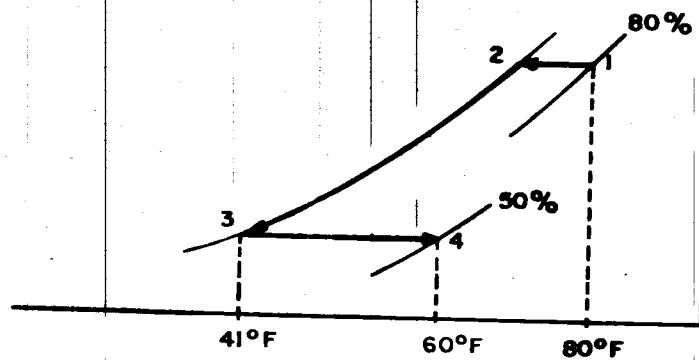


FIG. V-14

Para $T_{bs} = 60^\circ\text{F}$, $\phi = 50\%$

$$W_{s4} = 0.5 \times 0.01103$$

$$W_{s4} = 0.005515 \text{ lb vap/lba.}$$

$$h_4 = 14.39 + (0.00551 \times 1086.2) = 20.35 \text{ BTU/lba.}$$

La cantidad de agua removida es:

$$0.01768 - 0.00551 = 0.01217 \text{ lbs agua/lba.}$$

El calor removido será.

$$Q_r = h_1 - h_3$$

3 es el punto de rocío para $T_{bs} = 60^\circ\text{F}$, $\phi = 50\%$, de la carta
 $T_w = 41^\circ\text{F}$.

$$h_3 \text{ para } T_{bs} = 41^\circ\text{F}, \phi = 100\%$$

$$h_3 = 15.657 \text{ BTU/lba.}$$

de donde

$$Q_r = 38.51 - 15.66 = 22.85 \text{ BTU/lb aire.}$$

Para llegar al punto 4 tenemos que agregar calor

$$Q_1 = h_4 - h_3 = 20.35 - 15.66 = 4.69 \text{ BTU/lb aire.}$$

PROBLEMA V-6

En un auditorio para 2000 personas se requiere aire a razón de -
 1500 pie³/hr. por persona. Este aire debe de estar a 65°F. $\phi = 50\%$.

El aire exterior, está a 75°F y $\phi = 70\%$ calcular:

a) El calor cedido en los diferentes pasos por lb de aire

b) Calor total absorbido (fig. V-15)

a) En el punto 1 se tiene

$$T_{bs1} = 75^{\circ}\text{F}$$

$$\phi_1 = 70\%$$

$$W_{s1} = 0.7 \times 0.01873 = 0.013311 \text{ lb vap/lba.}$$

$$h_1 = 17.99 + (0.013311 \times 1093) = 32.54 \text{ BTU/lba.}$$

La temperatura del punto 3 es la de Rocío para $T_{bs1} = 65^{\circ}\text{F}$ y -

$$\phi = 50\%$$

$$T_w = 46^{\circ}\text{F}$$

Para $T = 46^{\circ}\text{F}$ y $\phi = 100\%$

$$W_{s3} = 0.006553 \text{ lbs Vap/lba}$$

$$h_3 = 18.12 \text{ BTU/lba.}$$

En el punto 4 se tiene.

$$T_{bs4} = 65^{\circ}\text{F}$$

$$\phi_4 = 50\%$$

$$W_{s4} = 0.006553$$

$$h_4 = 15.59 + (0.006553 \times 1088.5) = 22.71 \text{ BTU/lb aire.}$$

Agua absorbida

$$W_{abs} = 0.013311 - 0.006553 = 0.006758 \text{ lb agua/lba.}$$

Calor absorbido de 1 a 3

$$Q_A = 32.54 - 18.12 = 14.42 \text{ BTU/lba.}$$

Calor cedido de 3 a 4

$$Q_c = 22.71 - 18.12 = 4.59 \text{ BTU/lb mezcla.}$$

b) Calor total.

$$V = 2000 \times 1500 = 3 \times 10^6 \text{ pie}^3/\text{hr.}$$

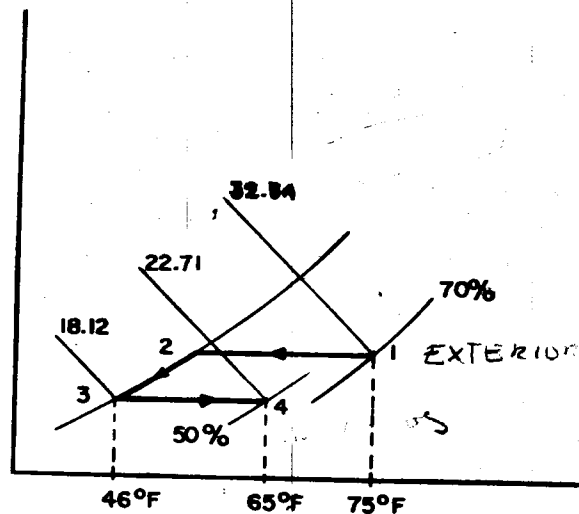


FIG. V-15

Se necesita 3×10^6 pies³/hr. de mezcla en el auditorio.

El volumen para $T_b = 65^\circ F$ y $\phi = 50\%$ es

$$V = 13.21 + (13.49 - 13.21) 0.5$$

$$V = 13.35 \text{ pie}^3/\text{lb de mezcla.}$$

Las libras W_1 de mezcla serán.

$$W_{\text{mezcla}} = \frac{3 \times 10^6}{13.35} = 220,000 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$H_4 = 220,000 \times 22.71 = 4,996,200 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

La humedad en esa mezcla por Pies³ será.

$$W_{s4} = 0.5 \times 0.0009778 \text{ lbv/pie}^3 = 0.0004889 \text{ lbv/pie}^3$$

$$W_{s4} = 0.0004889 \text{ lbv/pie}^3$$

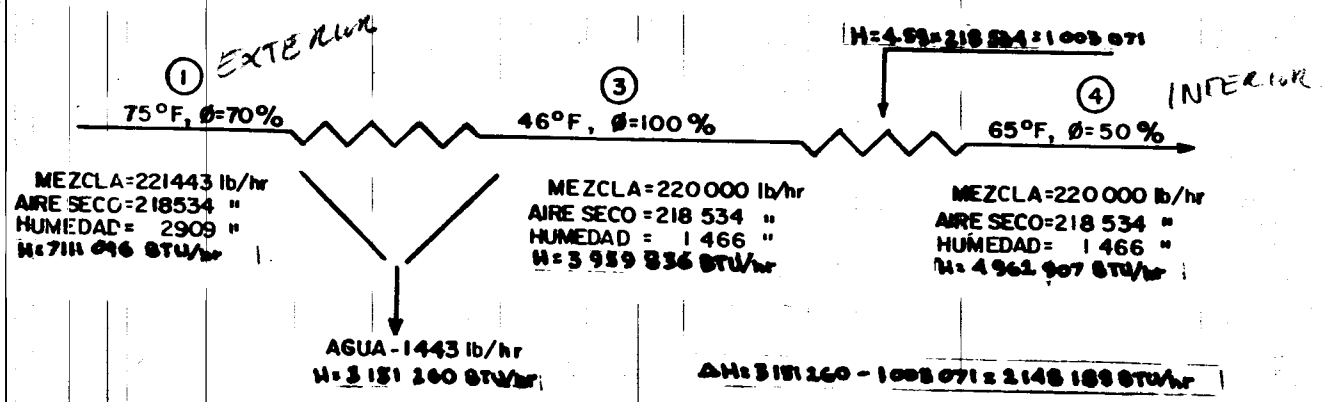
La cantidad de agua que entra en forma de vapor es

$$W_a = 0.0004889 \times 3 \times 10^6 = 1466 \text{ lbs agua/hr.}$$

El aire seco que entra con el agua

$$W_{a \text{ seco}} = 220000 - 1466 = 218534 \text{ lbs aire seco/hr.}$$

Diagrama de resultados (Fig. V - 16)



El balance anterior no se requiere en calculos comunes, por lo general se toma el volumen especifico promedio $v = 13.6$ pies³/lb y se obtiene el peso de la mezcla.

$$W = \frac{3,000,000}{13.6} = 220,000 \text{ lb/hr} ; \Delta H = (22.71 - 22.71) 220,000 = 0 \text{ BTU/hr}$$

3.- VOLUMEN DE AIRE REQUERIDO PARA MANTENER UNA HUMEDAD RELATIVA CONSTANTE.

El objeto de este proceso es mantener una humedad relativa constante, dentro de un espacio que tiene una carga de calor Q . (Fig. V-17)

Para cada humedad relativa se puede decir que existe una depresión del punto de rocío independientemente de la temperatura de bulbo seco. Esta depresión está tabulada como sigue:

ϕ	Depresión $[t(BS) - t_w]$ (°F)
100	0
95	1.8
90	3.2
85	4.9
80	6.8
75	8.7
70	10.8
65	12.9
60	15.2
55	17.6
50	20.4
45	23.3
40	26.5

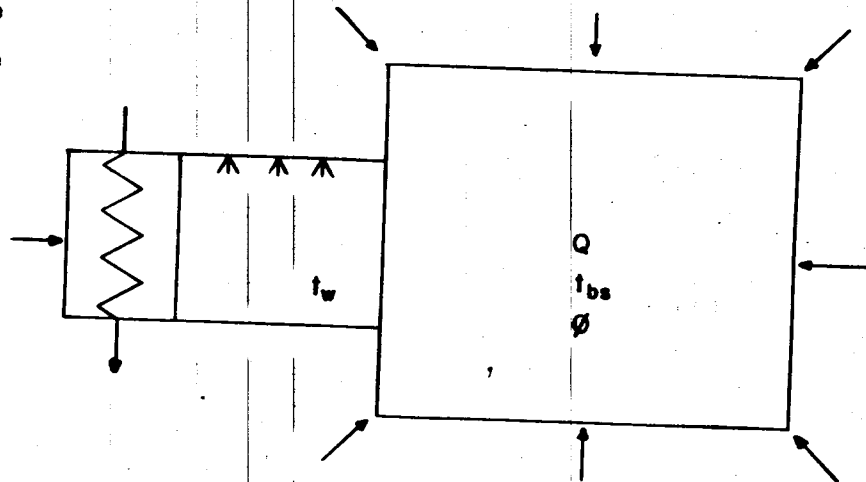


FIG. V-17

El significado de la tabla es la siguiente: Si se requiere mantener $\phi = 70\%$ se necesita abatir la temperatura de bulbo seco 10.8°F , o sea si requieren 70°F y $\phi = 70\%$ el punto de rocío o sea la temperatura a la que se necesita saturar el aire será $t_w = (BS) - \text{Depr.}$

$$t_w = 70 - 10.8$$

$$t_w = 59.2^\circ\text{F}$$

a) Caso en Verano: (ver figura V-17)

$$Q = W \cdot C_p \cdot [t \text{ (BS)} - t_w] \text{ -----1}$$

Q - Carga de calor BTU/min

W - aire necesario lb/min

Cp- 0.24 BTU/lb - °F

Tw - temp. de rocío a tbs y φ

$$W = \frac{Q}{C_p \cdot (t_{bs} - t_w)} \text{ -----2}$$

$$V = W \cdot v \text{ -----3}$$

V - volumen requerido en pies³/min

v - volumen específico en pies³/lb

b) Caso en invierno. (Fig. V-18)

El aire inicialmente pasa por un calentador o enfriador para obtener la temperatura de rocío t_w correspondiente a t_2 y ϕ en seguida se satura y después pasa a un calentador en donde adquiere la temperatura de salida en los difusores de aire, la cual por lo general varía de 170°F a 130°F.

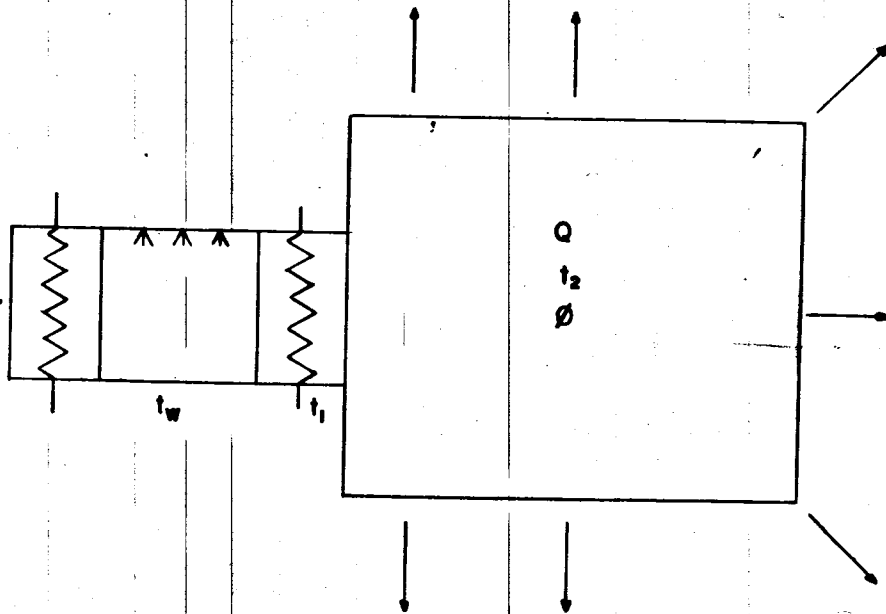


FIG. V-18

$$Q = W C_p (t_1 - t_2) \text{4}$$

$$W = \frac{Q}{C_p (t_1 - t_2)} \text{5}$$

t_1 - temp. a la salida de los difusores (de 170 a 130°F)

t_2 - temp. deseada en el espacio.

c) Caso de ventilación solamente.

En este caso no hay carga de calor Q , por lo que el aire necesario que se obtiene por cambios por hora ϕ volumen por persona; se le satura a la temperatura de rocío correspondiente a t_{bs} y ϕ y en seguida se recalienta a la requerida en el espacio por ventilar.

PROBLEMA V-7

Se requiere controlar la humedad de un espacio que tiene una carga de refrigeración de 3600 BTU/min $\phi = 60\%$ y una $t(BS) = 70^\circ F$. (Fig. V-19)

El punto de rocío ($t = 70^\circ F$ y $\phi = 60\%$) es $t_w = 54.8$

Usando la tabla

$$t_w = 70 - 15.2 = 54.8$$

$$Q = W \times C_p \times (70 - 54.8)$$

$$W = \frac{3600}{0.24 \times 15.2} = 986 \text{ lb/min}$$

① - La temperatura del agua para no incrementar ni reducir calor deberá ser la del bulbo-húmedo.

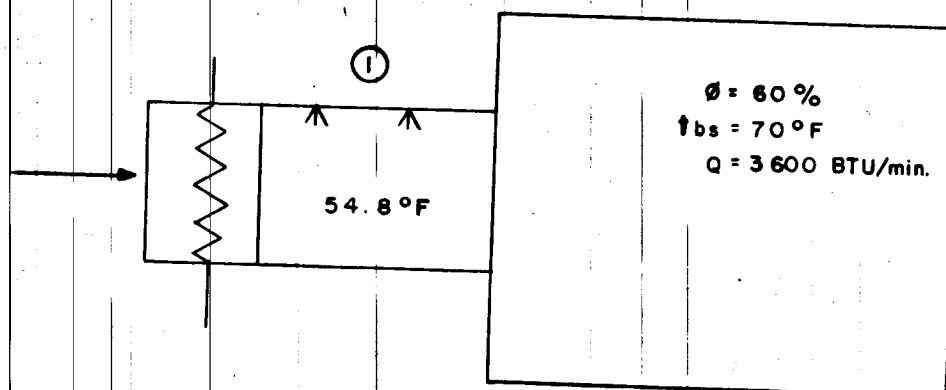


FIG. V-19

El volumen específico debe tomarse en el lugar donde el ventilador toma el aire o bien tomar un promedio, en este caso a 54.8°F y

$$\phi = 100 \%$$

$$V = 13.14 \text{ pies}^3/\text{lb}$$

$$V = 13.14 \times 986 = 12920 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

Independientemente de la temperatura deseada de 70°F , el volumen, si ϕ es constante es siempre el mismo ya que para mantener una $\phi = 60 \%$ según la tabla la depresión es siempre $t_{ds} - t_w = 15.2$, en otras palabras, el dato de t_{ds} sale sobrando para encontrar el flujo del aire.

Usando el conocido dato (cap. II pag. 24 inciso 16) de que para aumentar 1°F con 1 BTU suministrado se requieren 56 pies^3 , tenemos:

$$V = \frac{3600 \times 56}{15.2} = 13\,200 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

La diferencia es debido a que el $13.14 \text{ pies}^3/\text{lb}$ se tomó a 54.8°F y $\phi = 100 \%$, y el 56 se obtuvo a 70°F . Considerando el volumen a 70°F tenemos:

$$V = 13.34 \times 986 = 13\,180 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

4.- TORRE DE ENFRIAMIENTO

En vista de que el proceso que se sigue en una torre de enfriamiento es un proceso de humidificación del aire, a continuación se verá el balance térmico de la Torre. En los cálculos que se muestran no se está considerando la energía que el ventilador proporciona al aire.

Supongamos en la figura V - 20 que tenemos las siguientes condiciones.

t_1 - temperatura del agua entrando ($^{\circ}\text{F}$)

Q = lb/hr. del agua que entra a la torre.

h_1 - Entalpia del agua que entra (BTU/lb).

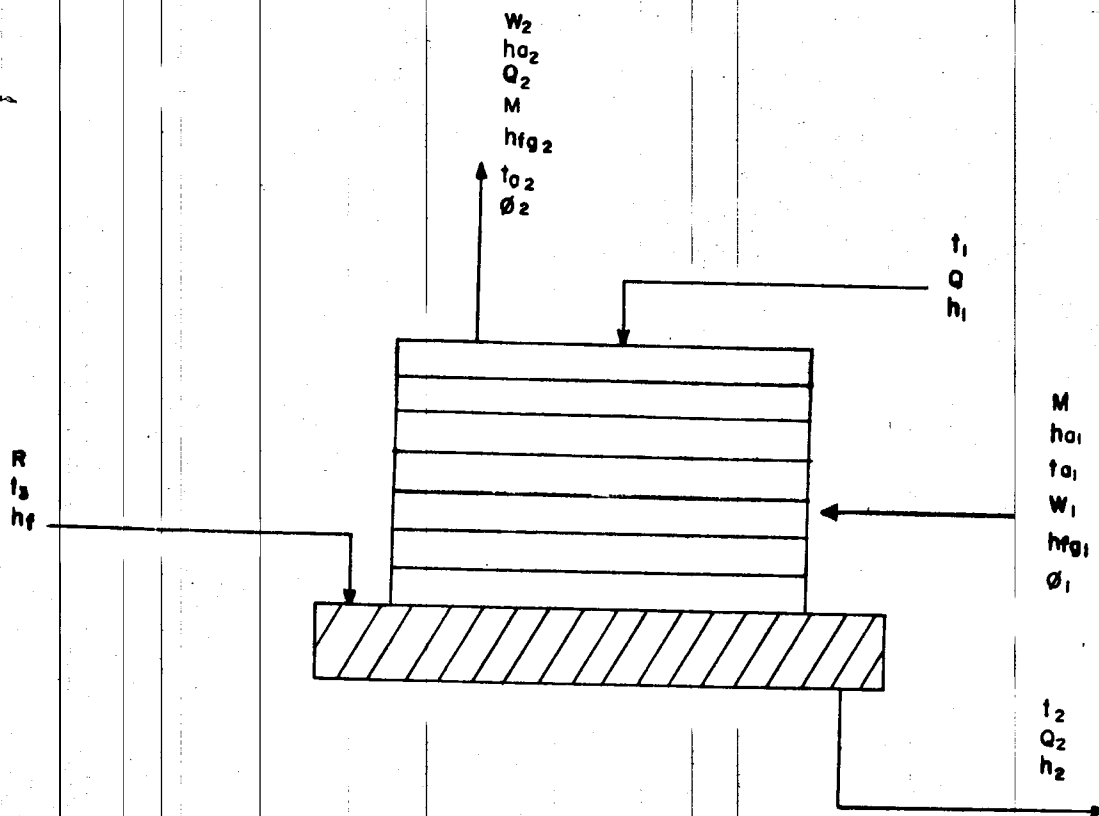


Figura V-20

- t_2 - Temperatura del agua saliendo ($^{\circ}\text{F}$)
 Q_2 - lb/hr. del agua que sale de la torre.
 h_2 - Entalpia del agua que sale (BTU/lb)
 M - lb/hr. de aire seco.
 h_{a1} - Calor sensible del aire entrando ($\frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$)
 t_{a1} - Temperatura del aire a la entrada. ($^{\circ}\text{F}$)
 W_1 - Humedad especifica del aire entrando (lbv/lba) *de saturación*
 h_{fg1} - Calor latante del vapor de agua que entra con el aire (BTU/lb)
 ϕ_1 - Humedad relativa del aire entrando (%)
 h_{a2} - Calor sensible del aire saliendo (BTU/lb)
 t_{a2} - Temperatura del aire saliendo ($^{\circ}\text{F}$)
 W_2 - Humedad especifica del aire saliendo ($\frac{\text{lbv}}{\text{lba}}$)
 h_{fg2} - Calor latante del vapor de agua que sale con el aire (BTU/lb)
 ϕ_2 - Humedad relativa del aire saliendo (%)

R - Agua de repuesto en (lb/hr.)

t_3 - Temperatura del agua de repuesto ($^{\circ}$ F)

h_1' - Entalpia del agua de repuesto (BTU/lb)

Igualando energias: $(Mh_{a1} + MW_1 h_{fg}) + Qh_1 + Rh_{f1} = (Mh_{a2} + MW_2 h_{fg2}) + Qh_2 -$
 $(Mha_1 + W_1 M h_{fg1} \phi_1) + Qh_1 + Rhf = (Mha_2 + W_2 M h_{fg2} \phi_2) + Qh_2 \dots \dots 1$

W₁ no es de saturacion

W₁ de saturacion

$R + MW_1 = MW_2 \dots \dots \dots 2$

Teóricamente suponemos:

$\phi_2 = 100 \%$

$t_1 = t_{a2}$

Sin embargo en la práctica:

$\phi = 90 \%$

$t_{a2} = t_1 - 10^{\circ}$ F

El proceso que se lleva a cabo puede verse en la Fig. (V-21)

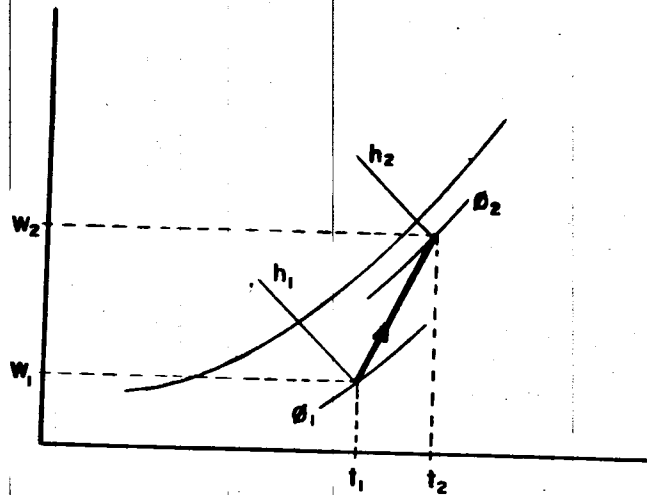


FIG. V-21

Tomando en cuenta la purga continua de la torre, se tiene (Fig. V-22)

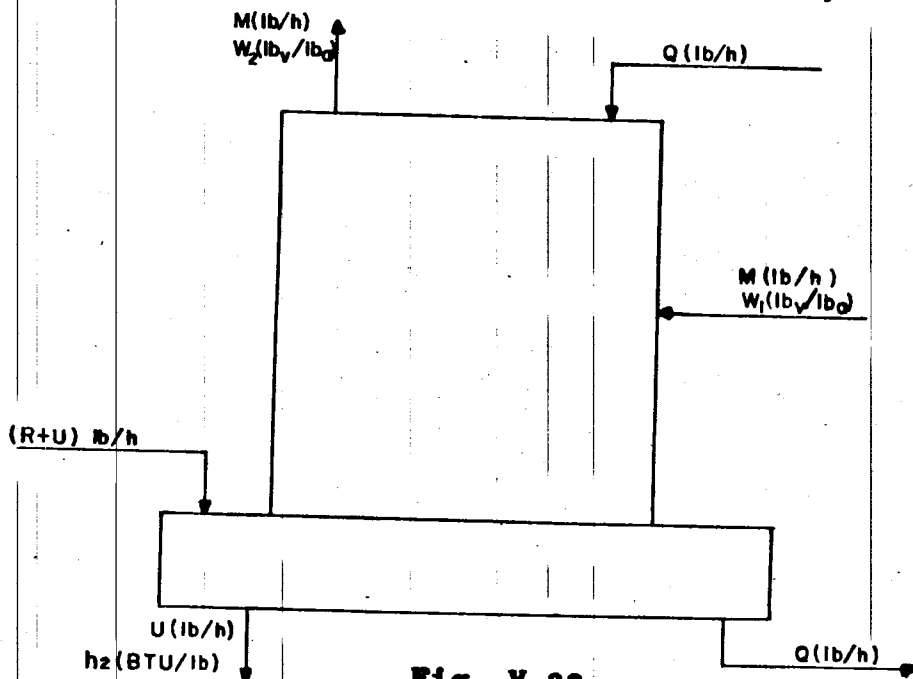


Fig. V-22

$$(Mh_{a_1} + W_1 M hfg_1 \phi_1) + Qh_1 + (R + U) hf = (Mh_{a_2} + W_2 M hfg_2 \phi_2) -$$

$$+ Qh_2 + Uh_2 \dots\dots\dots 1'$$

$$R + Mw_1 = Mw_2 \dots\dots\dots 2'$$

La cantidad de agua de purga continua requerida para mantener una concentración de minerales disueltos, a un nivel razonable, depende de la diferencia de temperaturas del agua, y de las condiciones del agua de repuesto.

Como sugerición puede tomarse la siguiente:

Diferencia de temperatura agua (°F)	% de purga.
6	0.15
7.5	0.22
10.0	0.33
15.0	0.54
20.0	0.75
30.0	1.30

DEFINICIONES

1o.- La diferencia de temperaturas entre la del agua saliendo de la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire entrando se llama "Aproximación de la torre".

Esta diferencia es de gran importancia en el diseño, tamaño y costo de la torre, pues obviamente mientras más reducida sea la diferencia mayor será la Torre. Un rango económico y común es de 10°F a 20°F.

2o.- La diferencia de temperaturas del agua a enfriar se le llama "Rango de la torre".

3o.- A la siguiente relación se le llama "Eficiencia de enfriamiento".

$$N_o = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{bh}}$$

PROBLEMA V-8

El flujo de agua a través de una torre de enfriamiento es de 1890 lb/m a 120°F, debiendo salir a 90°F. El agua de repuesto está a 60°F la $P_a = 29.92 \text{ pgHg}$, $t_{a1} = 85^\circ\text{F}$. (Fig. V-23)

Se pide:

- 1) Cantidad de aire en pies³/min y agua repuesto.
- 2) Aproximación de la torre.
- 3) Rango de la torre.
- 4) Eficiencia de Enfriamiento.

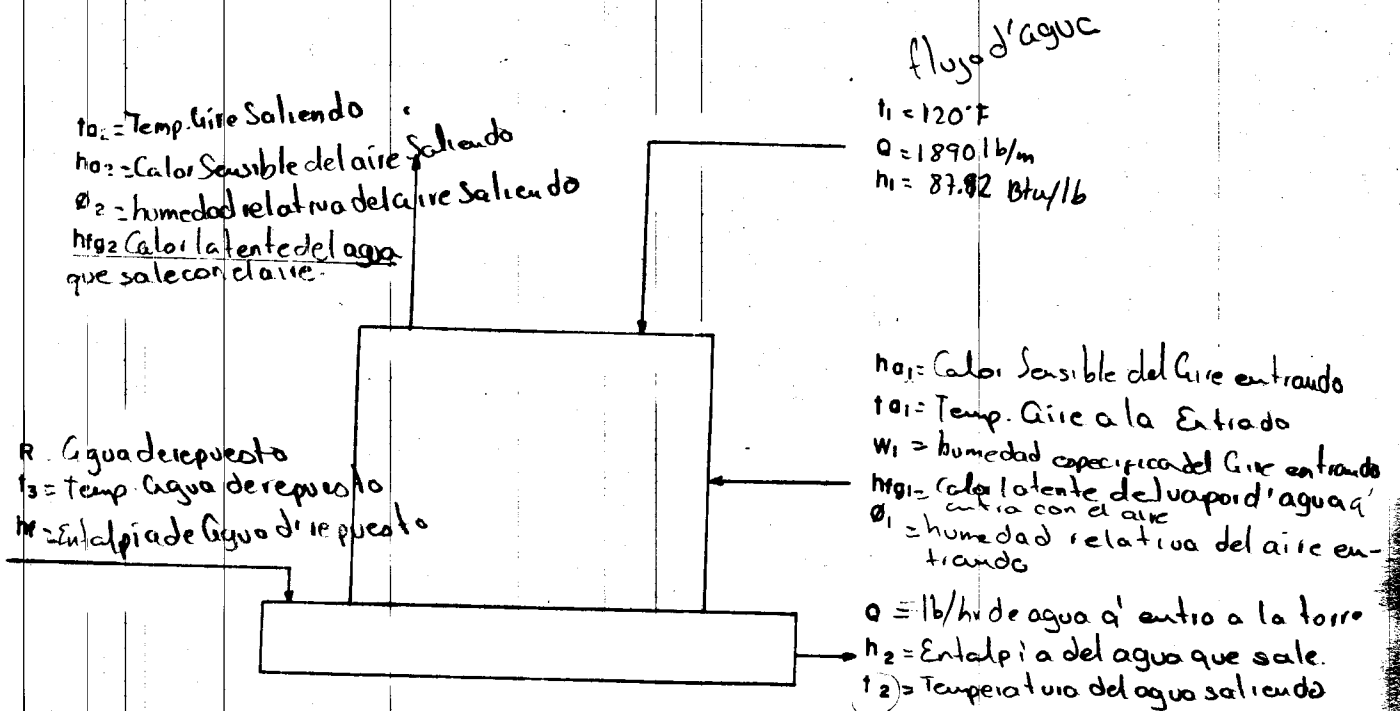


Fig. V-23

$t_1 = 120^\circ\text{F} \rightarrow$
 $Q = 1890 \text{ lb/min}$
 $h_1 = 87.92 \text{ BTU/lb.}$
 $t_2 = 90^\circ\text{F Salida}$

$$Q = 1800 \text{ lb./min.}$$

$$h_2 = 57.99 \text{ BTU/lb.}$$

M = incógnita.

$$h_{a1} = 20.39 \text{ BTU/lba.}$$

$$t_{a1} = 85^\circ\text{F (de tablas)}$$

$$\phi_1 = 47\% \quad (t_{bh} = 70^\circ\text{F})$$

$$W_1 = 0.47 \times 0.02629 = 0.01236 \text{ lbv/lba (de tablas)}$$

$$hfg_1 = 1097.5 \text{ BTU/lb (de tablas)}$$

$$t_{a2} = \text{suponemos } 120^\circ\text{F} - 10^\circ\text{F} = 110^\circ\text{F}$$

$$h_{a2} = 26.4 \text{ BTU/lb (de tablas)}$$

$$\phi_2 = \text{suponemos } 90\%$$

$$W_2 = 0.9 \times 0.05904 = 0.053136 \text{ lbv/lba (de tablas)}$$

$$hfg_2 = 1108.7 \text{ BTU/lb (de tablas)}$$

$$R = M (W_2 - W_1) = 0.040776 M.$$

$$t_3 = 60^\circ\text{F}$$

$$h_f = 28.06 \text{ BTU/lb.}$$

Igualando energías.

Entrada:

$$1890 \times 87.92 + 0.0408 M \times 28.06 + M \times 20.39 + M \times 0.01236 \times 1097.5 = 166.000 + 35.08 M.$$

Salida:

$$1890 \times 57.99 + 26.4 M + M \times 0.053 \times 1108.7 = 109600 + (26.4 + 58.6)M = 109600 + 85 M$$

Igualando.

$$166.000 + 35.08 M = 109600 + 85 M$$

$$56400 = 49.92 M$$

$$M = 1130 \text{ lb/m (aire seco)}$$

Mezcla total a la entrada. - $M + MW_2$

$$1130 + 1130 \times 0.01236$$

$$1130 + 14 = 1144 \text{ lb/m.}$$

Mezcla total a la salida. - $M + MW_2$

$$1130 + 1130 \times 0.0531$$

$$1130 + 60 = 1190 \text{ lb/min.}$$

Volumen específico de la mezcla a la salida que es donde el extractor toma el aire.

$$V = 14.35 + (15.71 - 14.35) \times 0.9 = 15.58 \text{ pies}^3/\text{lb.}$$

$$V = 1190 \times 15.58 = 18\,540 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

RESPUESTAS

a) $V = 18\,540 \text{ pies}^3/\text{min.}$ (a la salida)

b) Agua de repuesto.

$$R = 1130 \times 0.0408 = 46 \text{ lb/min.}$$

c) bien $1190 - 1144 = 46 \text{ lb/min.}$

Aproximación

$$A = T_2 - t_{bh} = 90 - 70 = 20^\circ\text{F}$$

d) Rango

$$T_1 - T_2 = 120 - 90 = 30^\circ\text{F}$$

e) Eficiencia de enfriamiento.

$$Ne = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{bh}} = \frac{120 - 90}{120 - 70} = 60\%$$

PROBLEMA V-9

Consideréense los mismos datos que el problema anterior, pero tómese en cuenta una purga continua.

Con 30°F diferenciales puede aproximarse la purga continua a 1.3%

$$U = 0.013 \times 1890 = 24.6 \text{ lb/min.}$$

$$136000 + 35.08M + 24.6 \times 28 = 109600 + 85M + 24.6 \times 58$$

$$M = \frac{55658}{49.92} = 1115 \text{ lb/min (aire seco)}$$

Como se ve se requiere menos aire ya que la purga continua como -
tiene baja temperatura el agua de repuesto ayuda a enfriar.

Mezcla total a la entrada: $M + MW_1$

$$1115 + 1115 \times 0.01236$$

$$1115 + 14 = 1129 \text{ lb/m.}$$

Mezcla total a la salida $M + MW_2$

$$1115 + 1115 \times 0.0531$$

$$1115 + 59 = 1174 \text{ lb/min.}$$

Volumen específico de la mezcla saliendo.

$$V = 14.35 + (15.71 - 14.35) \times 0.90 = 15.58 \text{ pies}^3/\text{lb.}$$

$$V = 1174 \times 15.58 = 18\,291 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

PROBLEMA V-10

Suponiendo que en el problema anterior se usara un cambiador de -
calor aire-agua en vez de la torre, se pregunta qué cantidad de -
aire se requiere. (Fig. V-24)

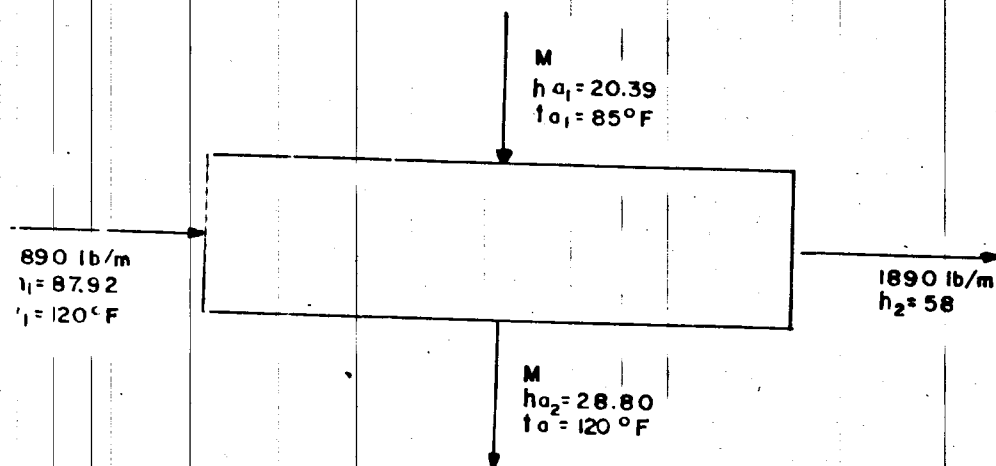


Fig. V-24

$$M (28.8 - 20.39) = 1890 (88-58)$$

$$M = \frac{56700}{841} = 6740 \text{ lb/min.}$$

A pesar de haber considerado 120°F la temperatura de salida del aire, la cantidad es 6 veces menor con torre de enfriamiento.

CAPITULO VI

CONDICIONES

DE

CONFORT.

CONDICIONES DE CONFORT

1o.- FACTORES QUE INFLUYEN EL CONFORT.

El confort de las personas depende de 4 factores primordiales que son:

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

El comportamiento fisiológico del cuerpo humano demanda una igualdad entre cantidad de calor interno producido por el cuerpo y la cantidad de calor externo perdido.

El cuerpo humano tiene un sistema de control de temperatura para regular sus pérdidas las cuales ocurren por convección, radiación y evaporación. La proporción relativa de cada una dependerá de la cantidad de calor generado por el cuerpo que a su vez depende de la actividad, también depende de la ropa y de la temperatura y condiciones del aire.

Por ejemplo con exceso de ropa se reduce la pérdida por radiación y convección pero se aumenta debido a evaporación; del mismo modo si suponemos que existen paredes muy frías una persona puede estar muy cómoda aunque el aire ambiente esté relativamente caliente, pero hay mucha radiación.

- a) Temperatura.

Si el control de la temperatura sería imposible la vida, por lo que el control de la temperatura artificialmente dentro de un espacio cerrado fué el primer intento para lograr el "confort humano".

- b) Humedad.

Una gran parte del calor que pierde el cuerpo humano se pierde por

evaporación de la piel. La evaporación es debida a la baja humedad relativa del aire y es retardada en altas humedades, lo que dá una idea de la importancia del control de esta humedad.

Los extremos en la humedad relativa no solamente produce indeseables reacciones fisiológicas, sino que también afecta las propiedades de algunos materiales.

c) Movimiento del aire.

El movimiento del aire sobre el cuerpo humano incrementa la disipación de calor y humedad modificando la sensación de frío o calor, además produce sensaciones de chiflón que pueden ser agradables o desagradables.

d) Pureza del aire

La composición química y física del aire es también de mucha importancia.

El aumento de CO_2 y disminución de oxígeno debido a la combustión fisiológica es de poca importancia ya que con muy poca ventilación se resuelve el problema. La nulificación de olores requieren sin embargo mucha ventilación.

La nulificación de partículas sólidas en el aire es de vital importancia no solo para la salud humana sino porque produce un gasto muy considerable por limpieza.

El humo requiere una ventilación considerable debido a la molestia en ojos y nariz.

La exclusión de polen en ciertos casos es también importante pues produce asma y molestias a las personas que padecen cierto tipo de alergias.

La regulación del contenido de Mones en el aire será en el futuro de mucha importancia aunque por el momento poco se sepa del asunto,

VI-3

así mismo la esterilización del aire para matar bacterias llegará a ser de mucha importancia.

2o.- LA SENSACION DE CONFORT

Para establecer "Standards" de temperatura, humedad, movimiento y pureza del aire, es indispensable encontrar los valores óptimos para tener el confort humano.

Debido a las grandes diferencias que hay entre individuos, encontrar valores determinados es prácticamente imposible, pues pueden depender de efectos fisiológicos, o bien simplemente psicológicos.

La mejor forma para la solución de este problema es la carta de "temperatura efectiva". Debido a que la temperatura, humedad y movimiento del aire influyen en las pérdidas de calor del cuerpo humano, en esta carta se ha tratado de encontrar una relación entre ellas que produzcan comodidad.

De la carta de confort (ver fig. VI-2) se sigue que una determinada temperatura con cierta humedad y movimiento del aire produzca la misma sensación de calor o frío que otra temperatura, con otra humedad y otro movimiento de aire.

La ASHRAE ha realizado infinidad de pruebas con muchos tipos de individuos y ha llegado a la conclusión que la carta de la "temperatura efectiva" es la más recomendable.

TEMPERATURA EFECTIVA.

La temperatura efectiva es un índice empírico de grado de calor percibido al ser un individuo expuesto a varias combinaciones de temperatura, humedad y movimiento de aire.

Aunque alguna temperatura efectiva pueda tener cualquier humedad que varía desde 0 a 100 % y el movimiento de aire desde quieto a altas velocidades, esto no quiere decir que todas las combinaciones son igualmente confortables. Cada combinación produce la misma sensa-

ción de calor pero los otros efectos pueden producir sensación de incomodidad.

Muy baja humedad produce una sensación de "tostamiento" en la piel boca y nariz. Las humedades altas causa una acumulación de humedad en las ropas y provoca malos olores del cuerpo. Altas velocidades del aire causa chiflones y molestias.

Cuando la humedad y movimiento del aire se controlan adecuadamente el índice de temperatura efectiva realmente mide el confort.

30.- CARTA DE CONFORT (COMODIDAD)

Ver la figura VI-2 que corresponde a la carta de confort a una velocidad del aire de 15 a 25 pies/min.

PROBLEMA VI-1

Qué H.R. a 77°F y 79°F da una comodidad igual a 75°F y H.R. = 50% (fig. VI-1)

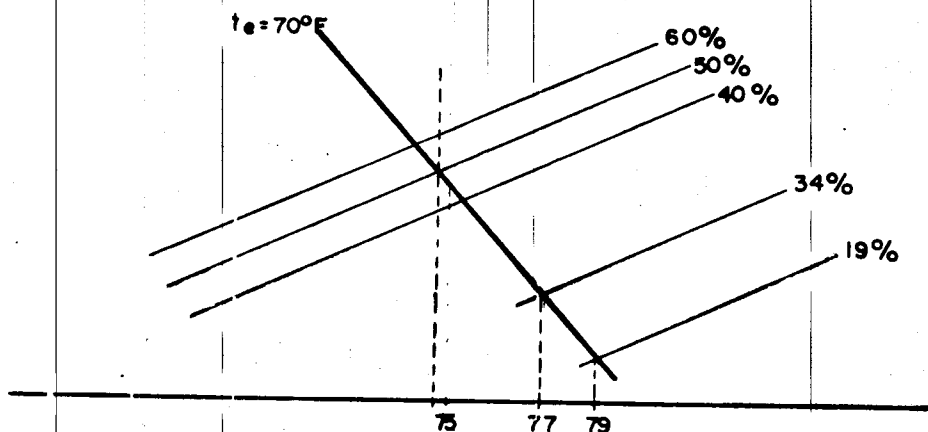


Fig. VI-1

La condición 75°F, 50% H.R. está sobre la línea de temperatura efectiva de 70°F, para no cambiar la temperatura de confort o efectiva de 70°F bajamos hasta cortar 77°F y 79°F y encontramos H.R. = 34 y H.R. = 19 respectivamente.

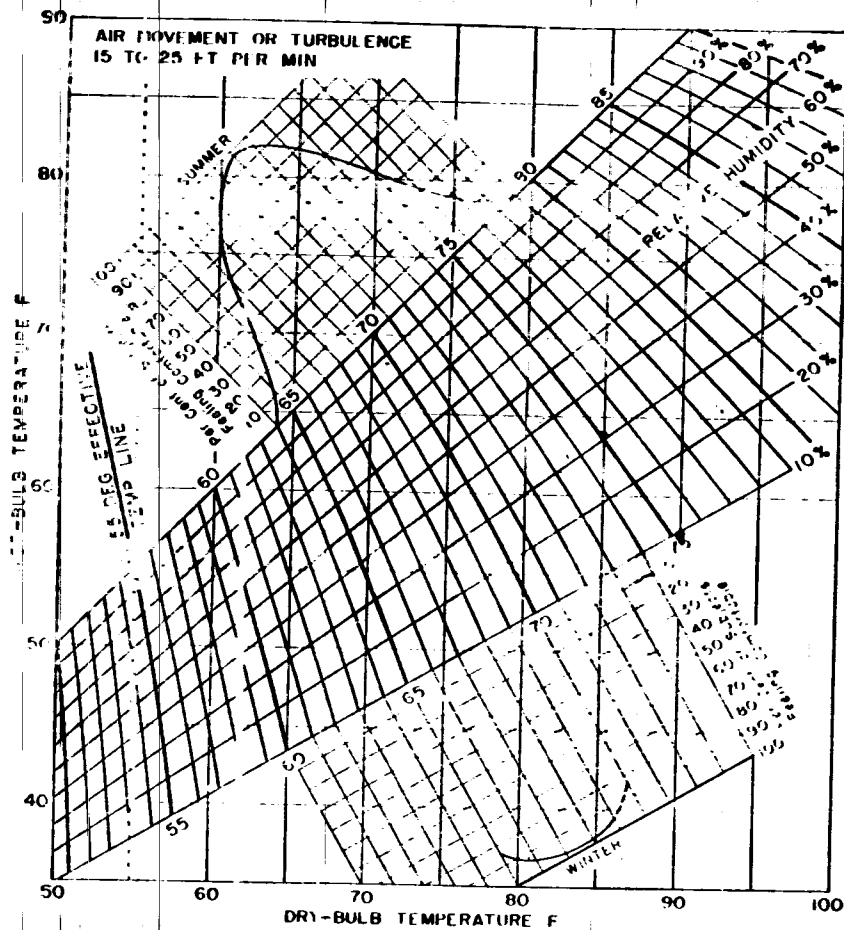


Fig. VI-2

Carta de confort de la A.S.H.A.E., para aire tranquilo. Zonas de confort para invierno y verano. La de invierno no puede utilizarse en cuartos calentados por calefacción radiante. La aplicación de la zona de confort está limitada a casas, oficinas y lugares similares, donde los ocupantes se adaptan completamente a las condiciones del aire interior; esta zona no es aplicable a teatros, tiendas y otros lugares en donde las permanencias son menores de dos horas.

Debe aumentarse en un 1°F la temperatura efectiva aproximadamente, por cada 5 grados de reducción de Latitud Norte, a partir de la zona Sur de Canadá y el Norte de los E.E.U.U.

40.- FACTORES QUE GOBIERNAN LA TEMPERATURA EFECTIVA.

La carta muestra aproximadamente en por ciento la cantidad de personas que están cómodas en cada combinación, de acuerdo con pruebas de la ASHAE siempre existen personas a disgusto, es por ésto que se han hecho las normas de comodidad para la mayoría.

Los factores que pueden cambiar la temperatura efectiva son:

a) Acclimatación diferente.

Es evidente que las personas que viven en climas fríos están cómodas con temperatura efectiva más bajas que las que desearan - personas que viven en lugares cálidos.

La temperatura efectiva confortable depende entre otras cosas de la temperatura exterior la cual obviamente cambia de día a día y de estación a estación, y el efecto en la temperatura efectiva - deseable es pequeño.

Sin embargo la temperatura deseable entre el verano y el invierno es diferente como puede apreciarse con la carta.

Temperatura deseable efectiva.

Invierno 67 a 71°F

Verano 69 a 73°F

En general la temperatura efectiva deseable varía para cada individuo, cada país, cada región, lo mismo sucede con la humedad.

b) Duración de la Ocupación.

Una importante variación a la temperatura efectiva es la duración dentro del volumen controlado.

La experiencia ha demostrado que mientras más poco tiempo se ocupe un volumen controlado mayor cambio de temperatura deberá haber, el cambio es con respecto a la temperatura exterior.

En ciertos casos como tiendas, Bancos, etc., es importante esta consideración.

c) Ropa

Durante el invierno la ropa ayuda mucho con respecto a los puntos (a) y (b) ya que sólo despojándose o colocándose más ropa muchos problemas se solucionan.

La ropa es en muchos casos factor determinante para escoger la temperatura efectiva; el ejemplo sería cuando las mujeres deben usar vestido de noche caso en el que se requerirá una mayor temperatura efectiva.

La diferencia entre el peso de ropa entre la mujer y el hombre trae serios problemas para escoger la temperatura efectiva.

d) Edad y Sexo.

Por lo general las personas de más de 40 años requieren 1°F más de temperatura efectiva. Las mujeres requieren también en general 1° más de temperatura efectiva que los hombres; sin embargo las temperaturas de la carta de confort están consideradas para los hombres.

e) Efectos de choque.

Este efecto es debido a las entradas rápidas del exterior a un lugar controlado; este problema es más importante en verano. Para evitar el choque, en los pasillos o corredores se mantiene una temperatura efectiva media entre la exterior y la final.

Sin embargo se ha demostrado que el choque no es perjudicial para la salud en personas que viven en lugares donde el aire acondicionado es indispensable y están acostumbradas a este tipo de cambios de temperaturas bruscas.

f) Actividad

Es evidente que la actividad es un importante factor para determinar la temperatura efectiva. En una sala de baile, los bailarines requieren una temperatura efectiva menor que los observadores que están sentados alrededor; el problema es diseñar un sistema que a todos satisfaga.

g) Calor Radiado.

Cuando existe una muchedumbre como en un teatro o cine el efecto del calor radiado del cuerpo humano de persona a persona amerita un decremento en la temperatura efectiva. Mucho más importante es el calor radiado de una persona a muros o ventanas frías lo que requiere compensación aumentando la temperatura efectiva.

5o.- MAXIMAS CONDICIONES TOLERABLES.

En trabajos de ventilación este concepto es muy importante particularmente en áreas muy calurosas sin ventanas y con fuertes cargas de alumbrado.

La temperatura efectiva no debe exceder de 85°F.

6o.- CONDICIONES RECOMENDABLES PARA DISEÑAR EN VERANO.

La temperatura mínima exterior de diseño tiene picos que rara vez se llega a ellos, por eso no es conveniente tomar estos picos como temperatura de diseño, sino encontrar una temperatura lógica que no sea un "caso raro". En E.U. se toma de 1°F a 3°F arriba de los picos, y ha dado buenos resultados. En los casos de refrigeración la temperatura exterior de diseño juega un papel primordial en el costo inicial del equipo.

Para la República Mexicana ver tabla (6-4).

7o.- CONDICIONES RECOMENDABLES PARA DISEÑAR EN INVIERNO.

Existen varias tablas para determinar las condiciones interiores de diferentes lugares para el invierno. La siguiente tabla (6-1) da las condiciones recomendables en habitaciones para calentamiento con y sin humidificación.

La humedad permisible para diferentes tipos de ventanas está también tabulada (tabla 6-2). Esta humedad que se lee en la tabla evita condensaciones, en los cristales.

APLICACION	BS, °F	BH, °F	ϕ , %	TE, °F
En general.-Casas; departamentos; oficinas; colegios; teatros; cuartos de hotel y hospital; restaurantes:				
Adultos y niños sanos, normalmente vestidos, sentados.	76/74	* / 57.4	* / 35	68/68
Personas enfermas e invalidos, normalmente vestidos, sentados.	80/77	* / 59.7	* / 35	70/70
Ocupaciones que requieren trabajo ligero.	72/70	* / 54.2	* / 35	65/65
Ocupaciones que requieren trabajo pesado.	68/66	* / 51.5	* / 35	62/62
Garages	65	*	*	60
Gimnasios	65	*	*	60
Quirófanos	80	66.7	50	74
Cocinas	70	*	*	63.5
Lavanderías	70	*	*	63.5
Vestidores	70	*	*	63.5
Tiendas: clientes con ropa de calle	70/68	* / 52.8	* / 35	63.5/63.5
Albercas	80	69.6	60	75
Tocadores	72	*	*	65

* Calefacción sin humidificación; se toma un $\phi=15$ para determinar los T.E. (temperaturas efectivas)

Tabla 6-1

TIPO DE VENTANA	U ^a	Temperatura exterior (°F)				
		30	20	10	0	-10
Marco sencillo y cristal sencillo	1.25	33%	24%	18%	13%	9%
Marco doble y cristal sencillo	0.50	65%	58%	72%	47%	42%
Marco metálico sencillo, cristal doble	1.00	42%	33%	26%	20%	15%
Marco de madera sencillo, cristal doble	0.60	60%	52%	45%	40%	35%
Bloque de cristal (de 4")	0.65	57%	49%	42%	37%	32%

g.- Se permiten altos valores de U para efectos de viento considerables.

Tabla 6-2

La siguiente expresión puede usarse para obtener la temperatura de rocío permisible y no tener condensaciones.

$$t_{dp} = t_r - (t_r - t_o) \frac{U}{f_1}$$

t_{dp} - temperatura de rocío a la que ocurre la primera condensación en °F.

t_r .. Temperatura bulbo seco interior.

t_o .. Temperatura bulbo seco exterior.

u .. Coeficiente de transmisión (BTU/hr - pie² - °F)

f_1 .. Coeficiente de la película interior.

8o.- CONDICIONES DE DISEÑO PARA EL MOVIMIENTO DE AIRE.

La ASHAE ha establecido como límite una velocidad de 15 a 40 pies/min. cuando las personas están sin hacer alguna actividad física, arriba de 40 pies/min. causa quejas de chiflones y se usa solamente en lugares donde las personas están sometidas a trabajos físicos.

9o.- CONDICIONES DE VENTILACION

Las necesidades de ventilación para diluir el CO₂ de la combustión-fisiológica son muy pequeñas. La cantidad de aire requerida está gobernada por la contaminación del aire como olores y humo.

La relación entre el volumen del espacio el número de personas, y la contaminación, da la pauta para determinar la ventilación necesaria.

Los fumadores de puro requieren por ejemplo por lo menos 100 pies/min. y el cigarro es uno de los principales problemas de la ventilación.

El aire contaminado con humo sólo se puede recircular si es electrog tacticamente limpiado y si es pasado a través de un medio absorbente como carbón activado para remover los gases que molestan a los ojos. Los olores son más objetables a humedades mayores de 55 % y a altas-

Los standards de ventilación basados en cambios por hora no son recomendables.

La tabla siguiente (6-3) proporciona los estandares aceptados en ventilación, obtenidos de la experiencia por diseñadores.

APLICACION	Humo de cigarros.	ft ³ /min POR PERSONA		ft ³ /min. mínimos de aire por ft ² de cielo.
		Recomendado	Mínimo	
Departamentos { Normales de Lujo.	Poco	20	15	-
	Poco	30	25	0.33
Bancos	Ocasional	10	7.5	-
Peluquerías	Considerable.	15	10	-
Salones de Belleza	Ocasional	10	7.5	-
Bares	Mucho	30	25	-
Corredores	-	-	-	0.25
Sala de Juntas	Excesivo	50	30	-
Departamentos de Tiendas	Nada	7.5	5	0.05
Garages	-	-	-	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

Temperaturas de Diseño para la Republica Mexicana

LUGAR	B.S.		B.H.	
	oC	oF	oC	oF
AGUASCALIENTES				
Aguascalientes	34	93	19	66
BAJA CALIFORNIA				
Ensenada	34	93	27	79
Mexicali	43	109	22	82
La Paz	36	97	27	81
Tijuana	35	95	26	79
CAMPECHE				
Campeche	36	97	26	79
Ciudad del Carmen	37	99	26	79
COAHUILA				
Monclova	35	100	24	75
Nueva Rosita	37	100	25	77
Piedras Negras	40	104	26	79
Saltillo	35	95	22	72
COLIMA				
Colima	36	97	24	75
Manzanillo	35	95	27	81
CHIAPAS				
Tapachula	34	93	25	77
Tuxtla Gutiérrez	35	95	25	77
CHIHUAHUA				
Chihuahua	35	95	23	73
Ciudad Juárez	37	99	24	75
DISTRITO FEDERAL				
México Chapultpec	32	90	17	63
DURANGO				
Durango	33	91	17	63
Ciudad Lerdo	35	97	21	70
GUANAJUATO				
Calaya	33	100	20	68
Guanajuato	32	90	18	64
Leon	34	93	20	68
Salvatierra	35	95	19	66
GUERRERO				
Acapulco	33	91	27	81
Chilpancingo	33	91	23	73
Taxco	34	93	20	68
HIDALGO				
Pachuca	29	84	18	64
Tulancingo	32	90	19	66
JALISCO				
Guadalajara	33	91	20	68
Lagos	39	102	20	68
Puerto Vallarta	36	97	26	79
MÉXICO				
Texcoco	32	90	19	66
Toluca	26	79	17	63
MICHOACÁN				
Apatzingán	39	102	25	77
Morélin	30	86	19	66
Zamora	35	95	20	68

LUGAR	B.S.		B.H.	
	oC	oF	oC	oF
Zacapú	32	90	19	65
MORELOS				
Cuautla	42	108	22	72
Cuernavaca	31	88	20	68
NAYARIT				
San Blas	33	91	26	79
Tepic	36	97	26	79
NUEVO LEÓN				
Montemorelos	39	102	25	77
Monterrey	38	100	26	79
OAXACA				
Oaxaca	35	95	22	72
Salina Cruz	34	93	26	79
PUEBLA				
Puebla	29	84	17	63
Tehuacán	34	93	20	68
QUERETARO				
Querétaro	33	91	21	70
QUINTANA ROO				
Cozumel	33	91	27	81
Payo Obispo	34	93	27	81
SAN LUIS POTOSÍ				
San Luis Potosí	34	93	18	64
SINALOA				
Culiacán	37	99	27	81
Mazatlán	31	88	26	79
Topolobampo	37	99	27	81
SONORA				
Guaymas	42	108	22	72
Hermosillo	41	106	28	82
Nogales	37	99	26	79
Ciudad Obregón	43	109	28	82
TABASCO				
Villahermosa	37	99	26	79
TAMAULIPAS				
Matamoros	36	97	26	79
Nuevo Laredo	41	106	25	77
Tampico	36	97	28	82
Ciudad Victoria	38	100	26	79
TLAXCALA				
Tlaxcala	28	82	17	63
VERACRUZ				
Jalapa	32	90	21	70
Orizaba	34	93	21	70
Veracruz	33	91	27	81
YUCATAN				
Mérida	37	99	27	81
Progreso	36	97	27	81
ZACATECAS				
Fresnillo	36	97	19	66
Zacatecas	28	82	17	63

TABLA 6-4

C A P I T U L O V I I

C A L E F A C C I O N

CALEFACCION.

1.- Consideraciones básicas.

En el capítulo anterior se ha discutido sobre las condiciones de confort para diferentes aplicaciones; los requerimientos que exige el confort deben traducirse en unidades físicas de calor, cantidades de aire, unidades de potencia, etc.

Antes de estimar los requerimientos, debemos establecer o determinar las condiciones de diseño.

En tiempo de invierno, por lo general, el problema consiste en calentar y humidificar un espacio; por lo que se tratará de determinar la cantidad de BTU/hr que se suministrarán o bien el volumen de aire requerido. Para valorizar esta información es necesario computar todas las pérdidas o ganancias de calor que puedan intervenir, como son:

- 1) Transmisión de calor sensible a través de paredes, techos y pisos.
- 2) Pérdidas de calor sensible o latente debidas al aire que entra al espacio ya sea por infiltración o ventilación positiva.
- 3) Ganancias o pérdidas debidas a otros factores, como personas, motores, etc.

2.- Condiciones de diseño en invierno.

Las condiciones interiores de diseño se han discutido ya en el capítulo anterior.

Las condiciones exteriores, dependen de muchos factores, principalmente de las temperaturas mínimas que se puedan presentar. Cuando en un cierto lugar existen frecuentes ondas frías se considera muy a menudo que la temperatura durante el día permite "almacenar" en la estructura del edificio el suficiente calor para amortiguar la-

onda fría nocturna; puede decirse que la estructura de los edificios trabaja como un volante que almacena energía y permite tomar ventaja de las fluctuaciones entre el día y la noche. Es evidente que los edificios de mampostería tienen más marcado este efecto de "almacenamiento" de calor, que los que tienen estructuras más ligeras.

La ASHRAE define la "temperatura exterior de diseño" como la temperatura de bulbo seco exterior que es igual o mayor durante el 97.5 % de las horas de diciembre, enero, febrero y marzo. Sin embargo, hay opiniones más conservadoras.

A las temperaturas que se toman como base en los cálculos se las conoce como:

"Temperatura de diseño exterior" y
"Temperatura de diseño interior"

La "temperatura interior de diseño" se toma a menudo como 70°F, sin embargo en casos especiales llega a 75°F.

La tabla (7-1) da una idea de las diferentes temperaturas interiores de diseño en invierno, en °F, para diferentes lugares.

Auditorios.....	68-72	Hospitales:	
Salones de baile.....	65-68	Sala operaciones.....	70-95
Baños.....	70-80	Cuartos.....	70-72
Comedores.....	65-70	Edificios Públicos.....	68-72
Fabricas:		Salón de clases.....	70-72
Trabajo ligero.....	60-65	Baños de vapor.....	110
Trabajo pesado.....	50-60	Tiendas.....	65-68
Gimnasios.....	55-65	Albergas.....	75
Residencias.....	70-72	de teatros.....	68
Cuartos de hotel.....	70	Baños públicos.....	68
Cocinas, lavanderias.....	66		

TABLA 7-1

La temperatura de diseño interior debe considerarse sobre la altura de respiración de un individuo o sea a 5 pies de altura. Es obvio que en muchas ocasiones la línea de respiración no es un promedio de todo el espacio ya que el aire caliente tiende a irse hacia arriba. Puede decirse que en lugares donde la altura de techos no es mayor de 20 pies la temperatura aumenta un 2% por cada pie arriba de la línea de respiración.

PROBLEMA VII-1

Considerése un cuarto con 15 pies de altura cuya temperatura en la línea de respiración es de 80°F. Se pregunta:

- a) Temperatura en el techo.
- b) Temperatura en el piso.
- c) Temperatura promedio.

a) La temperatura en el techo es:

$$t_1 = 80 + 0.02 \times 10 \times 80 = 96^\circ\text{F}$$

b) La temperatura en el suelo es:

$$t_2 = 80 - 0.02 \times 5 \times 80 = 72^\circ\text{F}$$

c) La temperatura promedio.

$$t_p = (96 + 72)/2 = 84^\circ\text{F}$$

Para cálculos de transferencia de calor (pérdidas en paredes techos y pisos) con sistema de radiación se debe tomar como temperatura interior 84°F.

Para calcular la temperatura promedio de un espacio conociendo la temperatura de la línea de respiración puede usarse la siguiente fórmula:

$$t_p = t_b \left[1.0 + 0.02 \left(\frac{H}{2} - 5 \right) \right] \text{ °F} \dots\dots\dots (1)$$

PROBLEMA VII-2

Encontrar la temperatura promedio del problema anterior usando la fórmula (1).

$$t_p = 80 \left[1.0 + 0.02 \left(\frac{15}{2} - 5 \right) \right]$$

$$t_p = 80 (1.05)$$

$$t_p = 84\text{°F}$$

Debe hacerse notar que los cálculos anteriores sólo se aplican a espacios calentados por radiación, pues cuando la calefacción se hace a base de aire caliente o convección, la distribución del aire es mejor y los cálculos anteriores para encontrar la temperatura en el piso y en el techo no se aplican; en estos casos a veces se supone un 1% de aumento por cada pie arriba de la línea de respiración. Cuando el techo está a más de 15 pies se supone 0.1°F por cada pie que se exceden de los 15 primeros.

PROBLEMA VII-3

Encontrar la temperatura del techo, del piso y la temperatura promedio en un cuarto de 15 pies de altura, si en la línea de respiración hay 85°F y se calienta por medio de ductos que llevan aire caliente.

$$t_1 = (85 + 0.01 \times 10 \times 85) + 0.1 \times 10 = 94.5\text{°F}$$

$$t_2 = (85 - 0.01 \times 5 \times 85) = 80.75\text{°F}$$

$$t_p = (94.5 + 80.75)/2 = 87.625\text{°F}$$

Observando los resultados de los problemas anteriores se deduce que cuando la calefacción es por radiación se debe incrementar ligeramente la temperatura de diseño interior.

La temperatura de diseño exterior dependerá del clima de la localidad; por lo general las temperaturas de diseño exterior se encuentran tabuladas para cada población, sin embargo en México con excepción de las ciudades más importantes de la República en donde ya se ha determinado, en el resto es necesario investigarlas o suponerlas.

La temperatura que se considera en el piso es difícil de determinar exactamente ya que ésta varía con la profundidad y con la cantidad de aire que pudiera pasar en un momento dado y en cierto tipo de cimientos.

Existen tablas que proporcionan ciertos datos, los cuales a veces dependen de la temperatura del agua del subsuelo, o bien de la profundidad de los cimientos o de la temperatura de diseño exterior.

Suele a veces tomarse 50°F como la temperatura del subsuelo; en otros casos se recomienda considerar 2 BTU/hr-pie² o todavía de acuerdo con el perímetro 0.81 BTU/hr-°F pie lineal.

Cuando se tiene un espacio adyacente que no tiene calefacción, la temperatura de diseño se puede considerar como sigue:

$$t_e = 0.5 (t_1 + t_o) \quad \text{en donde}$$

t_e = temperatura del cuarto adyacente

t_1 = temperatura de diseño interior

t_o = temperatura de diseño exterior

PROBLEMA VII-4

Si la temperatura interior de diseño es 80°F y la exterior 10°F se pregunta cuánto debe considerarse la temperatura de un cuarto adyacente sin calefacción.

$$t_e = 0.5 (80 - 10)$$

$$t_e = 35^\circ\text{F}$$

O sea que al calcular la conducción de calor a través del muro AA' -

$$\Delta t = 80 - 35 = 45^{\circ}\text{F}$$

La temperatura de la superficie de la pared interna juega un papel - muy importante en el diseño de un sistema de calefacción.

La temperatura de la superficie no puede considerarse igual a la temperatura del aire ya que dependerá de las condiciones de convección de la película y de las condiciones exteriores.

Si la temperatura de la superficie es menor que la temperatura de rocío del aire interior, se formará condensado en las paredes, techos o ventanas creando un serio problema de humedad. Para corregir esta anomalía se podría bajar la humedad relativa del interior, pero además de ser difícil, la humedad que resulte sería demasiado baja; o bien se podría también bajar la resistencia térmica de la película - incrementando la circulación de aire sobre la superficie.

Además del problema de la condensación, con las paredes muy frías, - la sensación de frío de los ocupantes es grande por la radiación del cuerpo a las paredes.

Para calcular la temperatura de la superficie de una pared, techo o - piso, se toma en cuenta la relación entre la resistencia de la película interior a la resistencia del resto de la pared.

PROBLEMA VII-1:

Una pared consiste de 6 pulgadas de concreto, con 3/4 pg. de yeso - con metal desplegado. (Fig. VII-1).

a) Con un viento de 15 mph a 10°F, cual es la temperatura de la superficie interior si el ambiente está a 70°F (B.S.) y 60°F (B.H.).

b) Habrá condensación en las paredes?

De las tablas

$$f_o = 5; f = 1.65, k = 12 \text{ Btu pg/h} - \text{pie}^2 - ^{\circ}\text{F (concreto)}$$

$$C = 4.4 \text{ BTU/h} - \text{pie}^2 - ^{\circ}\text{F (yeso)}$$

$$R = \frac{1}{f_1} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{1}{c} + \frac{1}{f_2}$$

$$R = \frac{1}{1.65} + \frac{6}{12} + \frac{1}{4.4} + \frac{1}{6} = 1.5 \quad \text{hr. pie}^2 \cdot \text{F}/\text{BTU}$$

$$\frac{R_{pel}}{R_{tot}} = \frac{\Delta t_{pel}}{\Delta t_{tot}} ; \frac{1/1.65}{1.5} = \frac{\Delta t_{pel}}{70}$$

$$\Delta t_{pel} = 28.28^\circ\text{F}$$

Por lo tanto

$$\text{Temperatura pared} = 70 - 28.28 = 41.72^\circ\text{F}$$

$$\text{b) Para } t_{BS} = 70^\circ\text{F}$$

$$\text{y } t_{BH} = 60^\circ\text{F}$$

$$t_w = 53.7^\circ\text{F}$$

Luego sí se formará condensado.

PROBLEMA VII-6

En el problema anterior cuántas capas de aislamiento de 3/4 pg con una $k = 0.33$ deberán instalarse para eliminar la condensación.

El punto de rocío es 53.7°F , luego la caída en la película no deberá exceder $70 - 53.7 = 16.3^\circ\text{F}$. La resistencia de la película no se podrá variar de $R = 1/1.65$, pero sí la resistencia total.

$$\frac{R_{pel}}{R_{tot}} = \frac{\Delta t_{pel}}{\Delta t_{tot}} ; \frac{0.606}{R_{tot}} = \frac{16.3}{70}$$

$$R_{tot} = 2.6 \quad \text{hr pie}^2 \cdot \text{F}/\text{BTU}$$

$2.6 - 1.5 = 1.1$ será la resistencia adicional.

$$R' = 1/k = 1/0.33 = 3.03 \quad \text{por cada pg.}$$

$$\text{luego con } 3/4 \text{ pg, } R' = 2.27 \quad \text{hr pie}^2 \cdot \text{F}/\text{BTU}$$

y por tanto con una placa de 3/4 pg bastará para evitar la condensación.

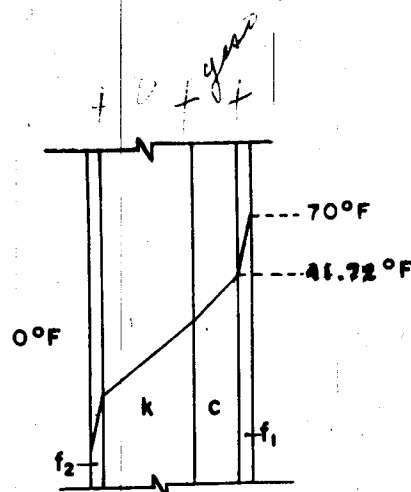


FIG. VII-1

FACULTAD
DE
INGENIERIA

DIVISION
PROFESIONAL
BIBLIOTECA

3.- Carga de calor.

a) Conducción a través de barreras.

Por lo general la carga de calor de mayor importancia para un cálculo de calefacción es la debida a la conducción de calor a través de muros, techos y pisos.

Estas pérdidas pueden determinarse a partir de la expresión siguiente:

$$Q = U A (t_i - t_o) \dots (1), \text{ en donde}$$

Q.- Pérdida de calor en BTU/hr.

A.- Area neta en pies²

U.- Coeficiente de transmisión de calor en BTU/hr pie²°F

t_i- Temperatura de diseño interior en °F

t_o- Temperatura de diseño exterior en °F

La temperatura t_i debe corregirse por altura del espacio ya que en la ecuación (1) se debe considerar la temperatura media, cuando se trata de calefacción por radiación.

Así mismo al seleccionar t_i deberá tomarse en cuenta la humedad relativa, pues si es muy baja quizás se requerirá mayor temperatura para dar la sensación de confort que marca la curva.

En áreas que tuvieran mucho cristal, el cuerpo humano radiará más calor y la sensación de frío será mayor por lo que quizás se requiera una mayor temperatura interior por este motivo.

La temperatura t_o se obtiene como ya se dijo, de tablas; en caso de que no se disponga de ellas se tomará siguiendo la regla del 97.5% de temperaturas máximas durante los meses de diciembre a marzo, cobien se selecciona tomando la temperatura mínima aumentada en 10 ó 15°F.

Coefficiente de transmisión de calor "U"

Basándose en la teoría de transmisión de calor por conducción del matemático francés J.B. Fourier.

$$\frac{dQ}{d\theta} = - kA \frac{dt}{dx} \dots\dots\dots(2)$$

donde $\frac{dQ}{d\theta}$.-Calor transmitido por unidad de tiempo en BTU/hr.

A.- Area de la sección donde el calor está fluyendo en pies²

dt.-Diferencia de temperatura en °F

k.- Factor proporcional llamado conductividad térmica, expresado en BTUxpie/hr pie² °F

dx.-Longitud de trayecto del calor en su dirección de flujo en pies

Si $\frac{dQ}{d\theta} = q$ (BTU/hr); $q = - kA \frac{dt}{dx} \dots\dots\dots(3)$

tenemos $k = - \frac{q}{A} \frac{dx}{dt} \dots\dots\dots(4)$

El valor de k varía ampliamente con la temperatura pero para materiales de uso común estos valores se encuentran tabulados.

Para una sección plana la ecuación de Fourier puede modificarse como sigue:

$$q = k \frac{A}{x} (t_1 - t_2) = k \frac{A}{x} \Delta t \dots\dots\dots(5)$$

si llamamos a

$$R = \frac{x}{kA} \quad (R = \text{Resistencia Térmica}), \text{ tenemos:}$$

$$q = k \frac{A}{x} (t_1 - t_2) = \frac{t_1 - t_2}{x/kA} ; q = \frac{t_1 - t_2}{R} \dots\dots\dots(6)$$

Con este factor R se puede calcular con facilidad la conducción a través de varios materiales diferentes. (Fig. VII-2)

Según la figura la cantidad de calor que fluye por cada material es la misma o sea:

$$q = q_a = q_b = q_c$$

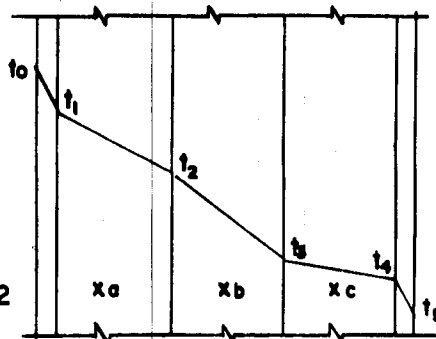


FIG. VII-2

$$q = \frac{t_1 - t_2}{R_a} = \frac{t_2 - t_3}{R_b} = \frac{t_3 - t_4}{R_c}$$

En general

$$q = \frac{t_1 - t_n}{R_t} \dots \dots \dots (7) \quad t_1 - t_n$$

$$\text{o sea } q = \frac{t_1 - t_n}{\frac{x_a}{K_a A_a} + \frac{x_b}{K_b A_b} + \frac{x_c}{K_c A_c} \dots \dots \dots \frac{x_n}{K_n A_n}}$$

En el caso de ser superficies planas y que se requiera el flujo - de calor por cada pie² se tiene:

$$q = \frac{t_1 - t_n}{\frac{x_a}{k_a} + \frac{x_b}{k_b} + \frac{x_c}{k_c}} = \frac{t_1 - t_n}{R_t}$$

En el caso de flujo de calor a través de una pared de un fluido - a otro fluido siempre existe una película que se pega a la super- ficie sólida y que actúa como una resistencia adicional al flujo. El espesor de la película depende de las condiciones de convec - ción que se tengan, ó sea, de la velocidad del fluido; depende - también de la forma y clase de la superficie y de la naturaleza - del fluido.

Por los factores anteriores es difícil hacer un cálculo exacto de la transferencia de calor a través de esas películas, por lo que - la solución al problema se lleva a cabo con la ayuda de fórmulas - experimentales ó empíricas.

Se designan con f (y a veces h) el coeficiente filmico y se expre - sa en BTU/hr. pie²·F.

$$f = k/x$$

como x es prácticamente indeterminado f se da como un valor inde - pendiente de k y de x para cada medio.

1/f... resistencia filmica de flujo de calor por pie²

$$\therefore q = \frac{t_i - t_e}{\frac{1}{f_i} + \frac{x_a}{k_a} + \frac{x_b}{k_b} + \frac{x_c}{k_c} + \dots + \frac{1}{f_e}}$$

El valor de f crece al incrementarse la rugosidad de la superficie y también crece casi linealmente con la velocidad del viento sobre la superficie.

"Houghten y McDermott" encontraron las siguientes expresiones para diferentes materiales de construcción:

$f = 1.4 + 0.28 v$	Superficies lisas.
$f = 1.5 + 0.3 v$	madera lisa y yeso
$f = 2 + 0.4 v$	concreto vaciado y ladrillo liso
$f = 2.1 + 0.5 v$	superficies rugosas

donde v es la velocidad del viento.

El valor de f también varía con la diferencia de temperaturas - creciendo al incrementarse dicha diferencia.

Como costumbre se han tomado los siguientes valores de f :

$$f_i = 1.65 \text{ BTU/hr. pie}^2 \cdot \text{F}$$

$$f_e = 6.0 \text{ BTU/hr. pie}^2 \cdot \text{F}$$

Es a menudo impracticable encontrar en cada caso de muros ó paredes de varios materiales sus valores de k , f , y x , por lo que recurrimos a un valor tabulado y total que llamamos " U " y que es el "Coeficiente de transferencia de calor total"

$$R = 1/U$$

$$q = U A(t_i - t_e) \text{ BTU/hr.}$$

Existen en cualquier manual de aire acondicionado tablas que dan estos valores de U ; para diferentes materiales.

Tabla 5.6 "Winter Air Conditioning" (Konzo, Carrell)

Tabla 4.4 a 4.18 "Air Conditioning and Refrigeration" (Jenning and Lewis).

PROBLEMA VII-7

Asuma que la pared de la figura VII-3 se compone de un muro de 1 - pg de ladrillo, 5 pg de concreto y $\frac{1}{2}$ pg de aplanado de cemento.

El aire interior está a 66°F y el exterior a 15°F con un viento de 15 mph. Encontrar:

- Resistencia térmica de la pared
- Conductividad de la pared
- Calor transferido por hora
- Calor transferido si no se toma en cuenta la resistencia-filmica.

a) De tablas (Jenning Lewis 4-3)

$$k_p = 5.0 \text{ (ladrillo común)}$$

$$k_c = 12.0 \text{ (concreto)}$$

$$k_p = 8.0 \text{ (aplanado de cemento)}$$

De tablas también

$$f_e = 6.00 \text{ (15 mph)}$$

$$f_i = 1.65 \text{ (aire quieto)}$$

$$R = \frac{1}{f_e} + \frac{x_b}{k_b} + \frac{x_c}{k_c} + \frac{x_p}{k_p} + \frac{1}{f_i} = \frac{1}{6} + \frac{1}{5} + \frac{5}{12} + \frac{0.5}{8} + \frac{1}{1.65}$$

$$R = 1.452 \text{ hr pie}^2 \cdot \text{F}/\text{BTU}$$

$$b) U = 1/R = 1/1.452 = 0.688 \text{ BTU/hr pie}^2 \cdot \text{F}$$

$$c) q = U A (t_1 - t_o) = 0.688 \times 1 \times (66 - 15) = 35.09 \text{ BTU/hr}$$

d) Si eliminamos f_1 y f_o tendremos $R' = 0.68$

$$q' = \frac{1}{R'} A (t_1 - t_o) = \frac{1}{0.68} \times 1 \times (66 - 15) = 75$$

$$q' = 75 \text{ BTU/hr}$$

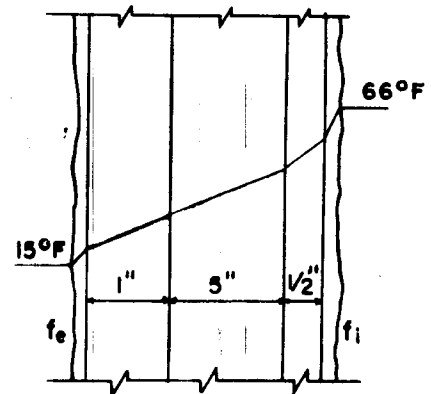


FIG. VII-3

PROBLEMA VII-8

Un cuarto interior colinda con un vestíbulo cerrado; el muro de -
separación tiene 30 x 10 pies; tiene una puerta de cristal de -
3 x 7 pies, ocupando el cristal el 75% de la puerta que está --

construida de madera de 2 pg. La pared está formada de 2 capas de 3/4 pg. de yeso y madera en cada lado, con un espacio de aire(4pg) entre las dos. La temperatura del vestíbulo es de 48°F y la del cuarto de 80°F. Encontrar la pérdida de calor a través de dicho muro. (Fig. VII-4).

Los coeficientes f_i y f_e serán 1.65 en ambos casos, ya que no hay viento.

De tablas:

C = 2.5 para yeso y madera en 3/4 pg.

De tablas:

Para el aire:

a = 1.17 tomadas para una temperatura media del aire de $(80+48)/2=64°F$ y el espesor máximo.

Para la puerta con cristal sencillo

U = 0.75 (cristal)

U = 0.49 (madera de 1 1/2 pg. de espesor) 6

U' = 0.40 (corregido para aire quieto)

$$R = \frac{1}{1.65} + \frac{1}{1.17} + \frac{1}{2.5} + \frac{1}{2.5} + \frac{1}{1.65}$$

$$R = 0.606 + 0.8547 + 0.4 + 0.4 + 0.606$$

$$R = 2.8667$$

$$U = 1/R = 1/2.8667 = 0.349 \text{ BTU/hr pie}^2 \cdot F$$

Area neta de la pared

$$A = 30 \times 10 - 3 \times 7 = 279 \text{ pies}^2$$

$$q_1 = U A (t_i - t_e) = 0.349 \times 279 \times (80 - 48) = 311587$$

Area del cristal

$$3 \times 7 \times 0.75 = 15.75 \text{ pies}^2$$

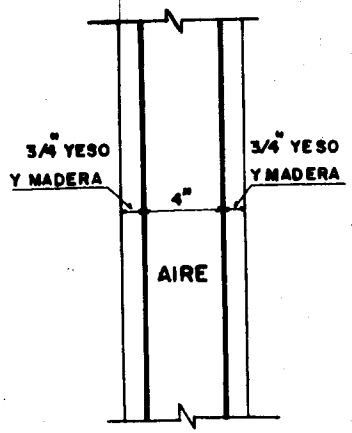


FIG. VII-4

Area de la madera

$$3 \times 7 \times 0.25 = 5.25 \text{ pies}^2$$

$$q_2 = 0.75 \times 15.75 \times (80-48) + 0.4 \times 5.25 \times (80-48)$$

$$q_2 = 378 + 67.20 = 445.2 \text{ BTU/hr.}$$

Por tanto el flujo total de calor será:

$$q_t = 445.2 + 3115.87 = 3561.07$$

$$q_t = 3561.07 \text{ BTU/hr.}$$

b).- Infiltración de aire.

Otra carga de calor de mucha importancia es la llamada carga por infiltración de aire, que es el aire frío que penetra en el interior a través de las ranuras de puertas y ventanas o aberturas.

Esta pérdida dependerá del tipo de sello entre puertas y ventanas y de la velocidad del viento.

Para valuar de un modo aproximado la cantidad de aire que se infiltra existen 2 o 3 métodos:

1.- Método de las ranuras.

En este caso se mide la longitud de todas las ranuras en puertas y ventanas y con la ayuda de unas tablas experimentales (tablas 7-2) que dan la cantidad de pies³/min o pies³/hr por pie lineal de ranura se calcula la infiltración total.

2.- Método del área.

En este caso se obtienen las áreas de las puertas y ventanas y con la ayuda de tablas experimentales que dan la cantidad de pie³/min por pie² de ventana o puerta se determina la infiltración total.

(Ver tablas 7-3 y 7-4)

Tipo de Ventana ó Puerta	Características	pies ³ /min por pie de ranura.					
		Velocidad del viento (mph)					
		5	10	15	20	25	30
Ventana de doble hoja guillotina (madera)	Ventana normal; sin protección especial incluyendo fugas a través del marco de madera	.12	.35	.65	.98	1.33	1.73
	Idem; con protección especial	.07	.22	.40	.60	.82	1.05
	Ventana de construcción barata, sin protección especial; incluyendo fugas a través del marco.	.45	1.15	1.85	2.6	3.3	4.2
	Idem; con protección especial	.10	.32	.57	.85	1.18	1.53
Ventanas de metal de doble hoja	Sin cerrojo; sin protección especial.	.33	.78	1.23	1.73	2.3	2.8
	Sin cerrojo; con protección especial.	.10	.32	.53	.77	1.00	1.27
Ventana metálica de guillotina	Ranura de 1/16" (con fugas a través del marco)	.87	1.80	2.9	4.1	5.1	6.2
	Ranura de 1/32" (sin fugas a través del marco)	.25	.60	1.03	1.43	1.86	2.3
	Ranura de 3/64" (sin fugas a través del marco)	.33	.87	1.47	1.93	2.50	3.0
	Ranura de 1/64" (en residencias sin fugas)	.10	.30	.55	.78	1.00	1.23
	Ranura de 1/32" (en residencias sin fugas)	.23	.53	.87	1.27	1.67	2.1
	Ranura de 1/64" (sin fugas a través del marco)	.05	.17	.30	.43	.58	.80
	Ranura de 1/32" (sin fugas a través del marco)	.13	.40	.63	.90	1.20	1.53
Estructura tubular	Ventana con pivote vertical (con fugas)	.50	1.46	2.4	3.1	3.7	4.0
Puertas de vidrio	Ranura de 1/8" (buena instalación)	3.2	6.4	9.6	13.0	16.0	19.0
	Ranura de 3/16" (mediana instalación)	4.8	15.0	14.0	20.0	24.0	29.0
	Ranura 1/4" (pobre instalación)	6.40	13.0	19.0	26.0	32.0	38.0
Puerta nor- mal de me- tal o made- ra	Buena construcción; sin protección especial	.90	1.2	1.8	2.6	3.3	4.2
	Mala construcción; sin protección especial	.90	2.3	3.7	5.2	6.6	8.4
Puertas de plástica	1/8" de Ranura	3.2	6.4	9.6	13.00	16.0	19.0

TABLA 7-2

Tipo de Ventana	OBSERVACIONES	pie ³ /min por pie ² de sup. de ventana ^(1,2)									
		Velocidad del viento 15 millas/hr. ⁽³⁾									
		Ventanas pequeñas - (aproximadamente 30X72 pg)					Ventanas grandes (aproximadamente 54X96pg)				
Ventanas de doble hoja (guillotina de madera)	Ventana normal, sin protección especial incluyendo fugas a través del marco de madera	0.85					0.53				
	Idem, con protección especial	0.52					0.33				
	Ventana de construcción barata, sin protección*especial, incluyendo fugas a través del marco de madera.	2.4					1.52				
	Idem, con protección especial.	0.74					0.47				
Ventanas de metal de doble hoja.	Sin cerrojo, sin protección especial*	1.60					1.01				
	Sin cerrojo, con protección especial	0.69					0.44				
		Por ciento ventilado ⁽⁴⁾									
		0	25	33	40	45	50	60	66	75	100
Ventana táctica de guillotina	Ranuras 1/16" (con fugas a través del marco)	0.65	1.44		1.98				2.9		5.2
	Ranuras de 3/64" (sin fugas a través del marco).		0.78				1.10	1.48			
	Ranuras de 1/32" (sin fugas a través del marco) (Residencias)			0.56			0.88				1.26
	Ranuras de 1/32" (Sin fugas a través del marco)					0.45		0.63	0.78		
estructura bular	Ventana con pivote vertical (con fugas a través del marco)	0.54	1.19		1.64			2.4			4.3

TABLA 7-3

* Recomendada para uso normal

- 1 Datos basados en la A.S.H.A.E, factores de guía para el método de las ranuras. Estos factores están convertidos al método de áreas - mediante análisis de un gran número de tipos de ventanas. El área de la ventana es el área total de ventana dentro del marco.
- 2 El número de paredes expuestas deberá ser considerado similarmente al método de las ranuras.
- 3 Para convertir a 10 millas/hr multiplicar los valores de la tabla por 0.60.
- 4 Por ciento ventilado = $\frac{\text{área de la parte móvil de la ventana}}{\text{área total de ventana}} \times 100$

Tabla 7 - 4

Tipo de puerta	Infiltración	Infiltración
	pie ³ /min por pie ²	pie ³ /min por pie ²
Puerta de cristal; construcción normal 2/16" de ranura.	9.0	20.0
Puerta normal de madera (3' X 7')	2.0	13.0
Puerta de garage	4.0	9.0
Puertas de fábricas pequeñas	1.5	3.0

3.- Método del volumen.

Con este método se calcula el volumen del espacio a calentar; se selecciona un factor de infiltración y este factor multiplicado por el volumen anterior y por la At existente proporciona directamente los BTU/hr perdidos por infiltración.

Este método se aplica solamente cuando las ventanas son relativamente pequeñas.

En la tabla 7-5 aparecen estos factores de infiltración tomados del "Winter Air Conditioning" (Konzo).

A.- Ventanas y puertas exteriores sin sello especial	
a) Cuartos con ventanas o puertas exteriores de un solo lado.....	0.017
b) Cuartos con ventanas o puertas exteriores en dos lados.....	0.027
c) Cuartos con ventanas o puertas exteriores en tres lados.....	0.036
d) Vestíbulos de entrada.....	0.036
e) Cuartos con varias ventanas en tres lados.....	0.054
B.- Ventanas y puertas exteriores con sello especial	
a) Cuartos con ventanas o puertas exteriores de un solo lado.....	0.011
b) Cuartos con ventanas o puertas exteriores en dos lados.....	0.017
c) Cuartos con ventanas o puertas exteriores en tres lados.....	0.027
d) Vestíbulos de entrada.....	0.027
e) Cuartos con varias ventanas en tres lados.....	0.036

Tabla 7-5

Infiltración a través de muros.

La infiltración a través de los muros puede despreciarse en la mayoría de los casos, aunque en construcciones pobres esta infiltración puede ser muy considerable.

En ocasiones se toma como regla práctica un cambio por hora si existe un muro que colinde al exterior; si hay dos muros colindando al exterior 1.5 cambios/hora.

Las pérdidas por infiltración se calculan de la manera siguiente:

Se supone que el aire que entra, causa que el aire caliente se desplace y salga, por lo que la pérdida valdrá:

$$\text{Calor sensible } Q_s = 0.24 \times W \times (t_i - t_e) \quad (\text{BTU/hr})$$

en donde 0.24 — Calor específico del aire

W — Lb/hr de aire

t_i — Temperatura interior

t_e — Temperatura exterior

o bien

$$\text{Calor sensible } Q_s = 0.24 \times \left(\frac{\text{pies}^3}{\text{hr}} \right) \times d \times (t_i - t_e) \quad (\text{BTU/hr})$$

en donde d — densidad del aire en lb/pie³

A 70°F d = 0.075 lb/pie³, por tanto

$$\text{Calor sensible } Q_s = 0.018 \left(\frac{\text{pies}^3}{\text{hr}} \right) (t_i - t_e) \quad \text{en BTU/hr } \delta$$

$$Q_s = 1.08 \left(\frac{\text{pies}^3}{\text{min}} \right) (t_i - t_e) \quad \text{en BTU/hr} \dots (1)$$

$$\text{Calor latente } Q_L = W (W_i h_i - W_e h_e)$$

Como $h_i = 1060 + 0.45 t_i$ W_i : Humedad específica en lbv/lba

$h_e = 1060 + 0.45 t_e$ W_e : Humedad específica en lbv/lba

sustituyendo en la expresión anterior del calor latente, tendremos:

$$\text{Calor latente } Q_L = W(W_i - W_e) 1060 \quad (\text{BTU/hr})$$

$$\text{o bien calor latente } Q_L = (0.075) (60) (1060/7000) \left(\frac{\text{pies}^3}{\text{min}} \right) \times (W_i' - W_e')$$

$$\delta \text{ calor latente } Q_L = 0.68 \times \left(\frac{\text{pies}^3}{\text{min}} \right) \times (W_i' - W_e') \quad \text{en BTU/hr} \quad (2)$$

donde W_i' y W_e' están en granos/lb.

El calor latente ganado o perdido por infiltración sólo se considera cuando hay control de humedad.

PROBLEMA VII-9

Un edificio tiene 22 ventanas de 2 hojas c/u de 5 X 4 pies distribuidas por los lados, en una construcción pobre. Tiene 4 puertas -

de 3 X 7 pies. La velocidad del viento es de 9 m.p.h. (NW).

Se pregunta la pérdida por infiltración si la temperatura interior es 80°F y la exterior -5°F.

Ranura de ventanas: $22 [2(5 + 4) + 4] = 484$ pies.

Ranura de puertas: $4 [2(7 + 3)] = 80$ pies.

Por criterio, considerando que la mitad de las ranuras contribuyen a la infiltración y de la tabla (7 - 2) interpolamos para 9 mph y obtenemos 18.5 pies³/hr en las ventanas por pie de ranura, y 121 - pie³/hr en puertas; por lo tanto:

$$q_1 = \left(\frac{1}{2} \times 484\right) \times 18.5 = 4477 \text{ pie}^3/\text{hr} \quad (\text{en ventanas})$$

$$q_2 = \left(\frac{1}{2} \times 80\right) \times 121 = 4848 \text{ pie}^3/\text{hr} \quad (\text{en puertas})$$

La infiltración total será:

$$q_t = 4477 + 4848 = 9325 \text{ pies}^3/\text{hr}$$

Y el calor sensible perdido:

$$Q_s = 0.018 \times 9325 [70 - (-5)] = 12588.0 \text{ BTU/hr.}$$

PROBLEMA VII-10

Si en el ejemplo anterior la humedad relativa del aire de entrada a -5°F es 40% y se requiere mantener en el interior 30% a 80°F, se desea saber cuánta hace falta evaporar y cuanto calor habrá que su administrar para la evaporación.

Condiciones exteriores: $W_{se} = 0.4 \times 4.2210 = 1.6884 \text{ gr/lba.}$

$$v = 11.45 \text{ pie}^3/\text{lba.}$$

Condiciones interiores:	$W_{si} = 0.3 \times 155.5 = 46.65 \text{ gr/lba}$
Agua evaporada:	$46.65 - 1.6884 = 44.96 \text{ gr/lba}$
Aire infiltrado:	$9325/11.45 = 814.41 \text{ lba/hr.}$
Agua evaporada total:	$44.96 \times 814.41 = 36617 \text{ gr/hr} = 5.231 \text{ lb/hr}$
Calor suministrado:	$5.231 \times 1060 = 5544.86 \text{ BTU/hr}$

c) Existen partidas misceláneas que en ciertas ocasiones deben tomarse en cuenta, de las cuales se nombrarán las siguientes:

- 1) Si en una región existen cambios demasiado bruscos de temperatura o si el edificio se calienta intermitentemente, la carga de calor debe incrementarse.
- 2) Las chimeneas abiertas son difíciles de calcular; como costumbre arbitraria la pérdida se valúa como 2500 BTU/hr.
- 3) La humedad, como ya se vió en infiltraciones, a veces se toma en cuenta.
- 4) En algunos edificios, como escuelas, iglesias, etc, la absorción de calor del propio edificio que es intermitente, es grande y la carga de calor debe ser a veces una vez y media o dos la carga calculada.
- 5) Las personas producen calor, pero por lo general el edificio se debe calentar de antemano, por lo que no se toma en cuenta como ganancia. Lo mismo se dice de motores y alumbrado.

PROBLEMA VII-11

Encontrar la carga de calor de la siguiente residencia mostrada en la figura, VII-5.

$$t_o = 0^\circ\text{F} \text{ y } t_i = 70^\circ\text{F}$$

Considerando las siguientes características de construcción

Ventanas sencillas con $U = 1.13$
 Paredes de madera, papel y yeso con $U = 0.25$
 Techo con aislamiento $U = 0.08$
 Piso: sótano abajo y aislamiento con $U = 0.04$
 Infiltración $f = 0.017$

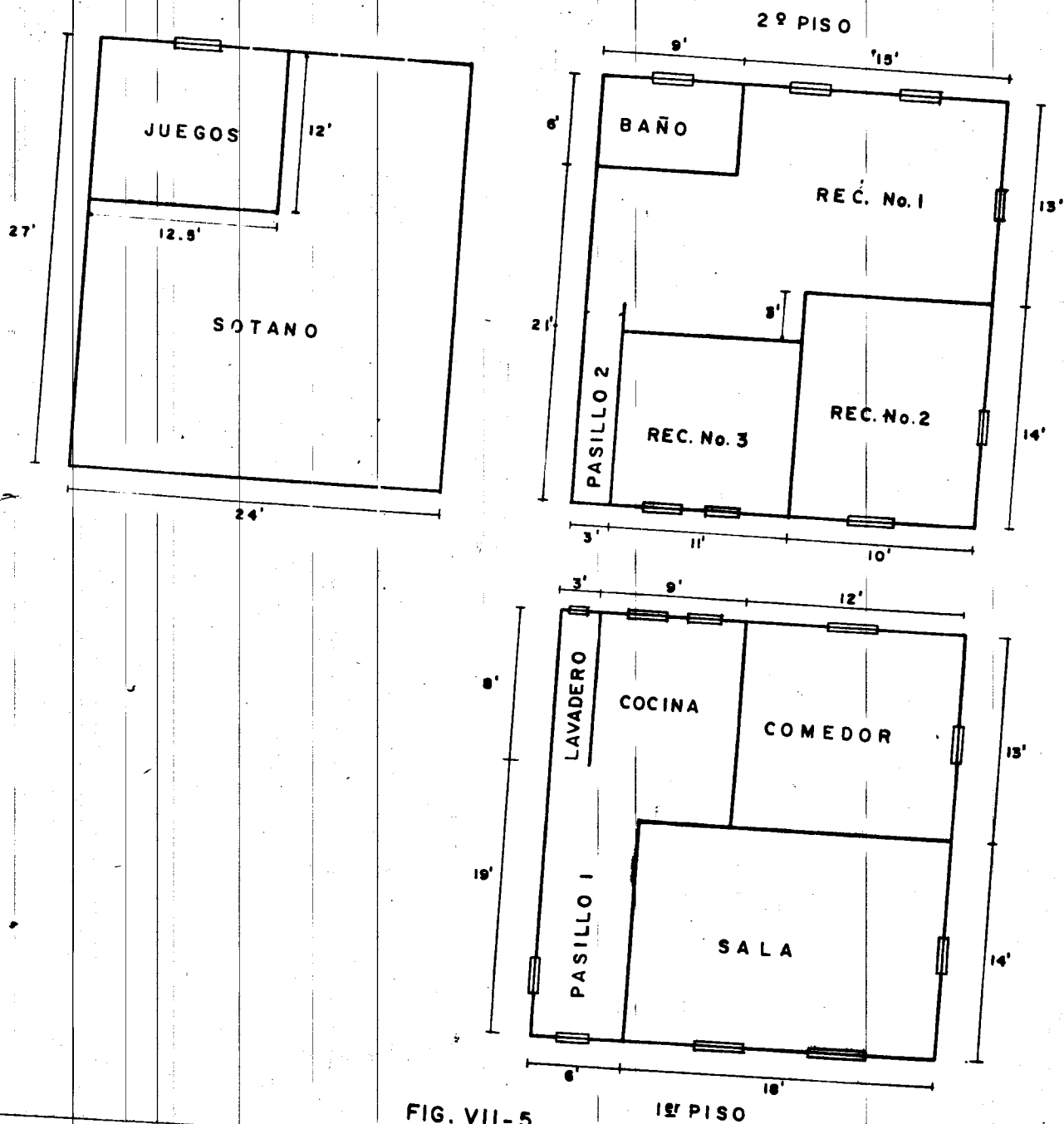


FIG. VII-5 1º PISO

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Cuartos	Dimensiones en pies			Ventanas Puertas		Area en pies ²					pies ³	Carga
	L	A	H	Ancho pies	Alto pies	Area Expto.	Vidrio 1.13	Pared Neto 0.25	Techo 0.08	Piso 0.04	Infiltr. 0.017	BTU/hr
Juegos	12.5	12	14	1/2	2	343	4	339	-	150	2100	9167
				-	-	-	316	5932	-	420	2499	
Sala	18	14	7	3/3	5	224	45	179	-	-	1764	8792
				-	-	-	3560	3132	-	-	2100	
Comedor	13	12	7	2/5	5	175	50	125	-	-	1092	7442
				-	-	-	3955	2187	-	-	1300	
Cocina	13	9	7	2/3	3	63	18	45	-	-	819	3186
				-	-	-	1424	787	-	-	975	
Lavadero	8	3	7	1/2	3	77	6	71	-	-	168	1995
				-	-	-	475	1242	-	-	238	
Pasillo 1	6	19	7	2/3	4	175	24	151	-	-	798	5474
				-	-	-	1899	2642	-	-	933	
Pasillo 2	Varios		7	-	-	-	24	150	63	-	966	6026
				1/3	8	147	1899	2625	353	-	1150	
Rec. # 1	15	13	7	3/3	4	196	36	160	195	-	1365	8308
				-	-	-	2848	2800	1036	-	1623	
Rec. # 2	14	10	7	2/3	4	168	24	144	140	-	980	6368
				-	-	-	1899	2520	784	-	1166	
Rec. # 3	11	11	7	2/3	4	77	24	53	121	-	847	4512
				-	-	-	1899	928	678	-	1008	
Baño	9	6	7	1/3	4	105	12	93	54	-	378	3338
				-	-	-	949	1650	300	-	450	

NOTAS :

a) Se supuso que todo el piso tiene una-
U = 0.040

b) Se supuso que el -
factor de infiltra-
ción es f = 0.017

Carga total.-64568 BTU/hr.

EXPLICACION DE LA TABLA DEL PROBLEMA

Columna (1)	Se refiere a los nombres de los cuartos .	
Columna (2)	Longitud del cuarto en pies	
Columna (3)	Ancho del cuarto en pies	
Columna (4)	Alto del cuarto en pies	
Columna (5)	Número de ventanas y ancho	(parte alta)
	Número de puertas y ancho	(parte baja)
Columna (6)	Alto de la ventana	(parte alta)
	Alto de la puerta	(parte baja)
Columna (7)	Area expuesta al exterior en pies ²	
Columna (8)	Area del cristal en pies ²	(parte alta)
	Carga $Q=UA\Delta t$ en BTU/hr	(parte baja)
Columna (9)	Pared neta expuesta al exterior (7-8)	(parte alta)
	Carga $Q = UA \Delta t$ en BTU/hr	(parte baja)
Columna (10)	Techo expuesto al exterior en pies ² ,	(parte alta)
	Carga $Q = UA \Delta t$ en BTU/hr	(parte baja)
Columna (11)	Piso arriba de la tierra en pies ²	(parte alta)
	Carga $Q = UA \Delta t$ en BTU/hr	(parte baja)
Columna (12)	Volumen del cuarto en pies ³	(parte alta)
	Carga de infiltración $Q=Vx\Delta t$	(parte baja)
Columna (13)	Carga total del cuarto en BTU/hr.	

4.- Equipo distribuidor de calor

El equipo que distribuye el calor puede dividirse en dos grandes grupos:

- 1.- Radiadores y convectores por gravedad
- 2.- Convección forzada

1.-Radiadores

Un radiador convencional para calefacción puede definirse como una superficie de calefacción expuesta a la vista, que emite alrededor del 50% del calor por radiación y el otro 50 por convección.

Su diseño y dimensiones dependen de su capacidad y del uso que se le va a dar.

2.- Convectores por gravedad

Los convectores por gravedad son superficies de calefacción encerrados, con rejillas de salida de calor; usualmente son serpentines instalados lo más cercano posible al piso con objeto de ganar "tiro" o "efecto de chimenea".

Existen muchos tipos tales como los colgados, autosoportados, etc, todos ellos en varios anchos, alturas y largos.

3.- Equivalente de radiación directa.

Las capacidades de los radiadores y los convectores por gravedad son a menudo expresados en "pies cuadrados equivalentes de radiación directa".

Un pie cuadrado "equivalente" de radiación directa con vapor (EDR) se define como la cantidad necesaria de superficie para emitir 240 BTU/hr con una temperatura de vapor de 215°F y una temperatura del aire del espacio de 70°F. Con agua caliente debe usarse un valor de 150 a 160 BTU/hr.

La unidad EDR está cayendo en desuso y en su lugar se utilizan los BTU/hr.

4.- Códigos.

Los códigos o standards que rigen los proyectos y diseños de calefacción son los siguientes:

- a) "Commercial Standards for testing and Rating Convectors" -- (1947), National Bureau of Standards CS 140-47".
- b) "Code for testing Radiators, adopted June 1927 (Transactions ASHVE, Vol 33, page 18)"
- c) "Code for testing and Rating Concealed Gravity type Radiation (conectores que usan agua caliente adoptado en June-1933) (Transactions, ASHVE, Vol 39, page 237)".

5.- Corrección por variación de temperaturas.

Las tablas para seleccionar los radiadores y los convectores están basadas en vapor a 215°F y ambiente a 70°F; cuando las temperaturas no son esas se usan los siguientes factores de corrección:

a) Para radiadores de vapor

$$C_s = \left(\frac{215 - 70}{t_s - t_r} \right) 1.3$$

en donde t_s - Temperatura del vapor (°F)

t_r - Temperatura del espacio (°F)

b) Para convectores de vapor

$$C_s = \left(\frac{215 - 65}{t_s - t_r} \right) 1.5$$

c) Para convectores de agua

$$C = \left(\frac{t_w - 65}{\frac{t_{iw} - t_{ow}}{2} - t_i} \right) 1.5$$

en donde t_w - Temperatura promedio del agua (170, 190, 210 ó 230 °F)

t_{iw} .. Temperatura promedio del agua entrando (°F)

t_{ow} .. Temperatura promedio del agua saliendo (°F)

t_i .. Temperatura promedio del aire entrando (°F)

6.- Calefacción con serpentín

Con este sistema se permite una radiación pareja en todo el espacio; los serpentines para este sistema funcionan por lo general con agua caliente a más o menos 120°F y van embebidos o ahogados en el concreto, ya sea en pisos o techos.

Debe tenerse especial cuidado de que la temperatura de la superficie del piso no sobrepase los 85°F.

En la figura VII-6 se muestra una instalación típica de un sistema de calefacción con serpentín.

Para estudiar a fondo un proyecto de este tipo de calefacción puede consultarse el libro "Modern Air Conditioning, Heating and Ventilating" de Carrier, Cherne, Grant y Roberts.

7.- Calentadores de convección forzada

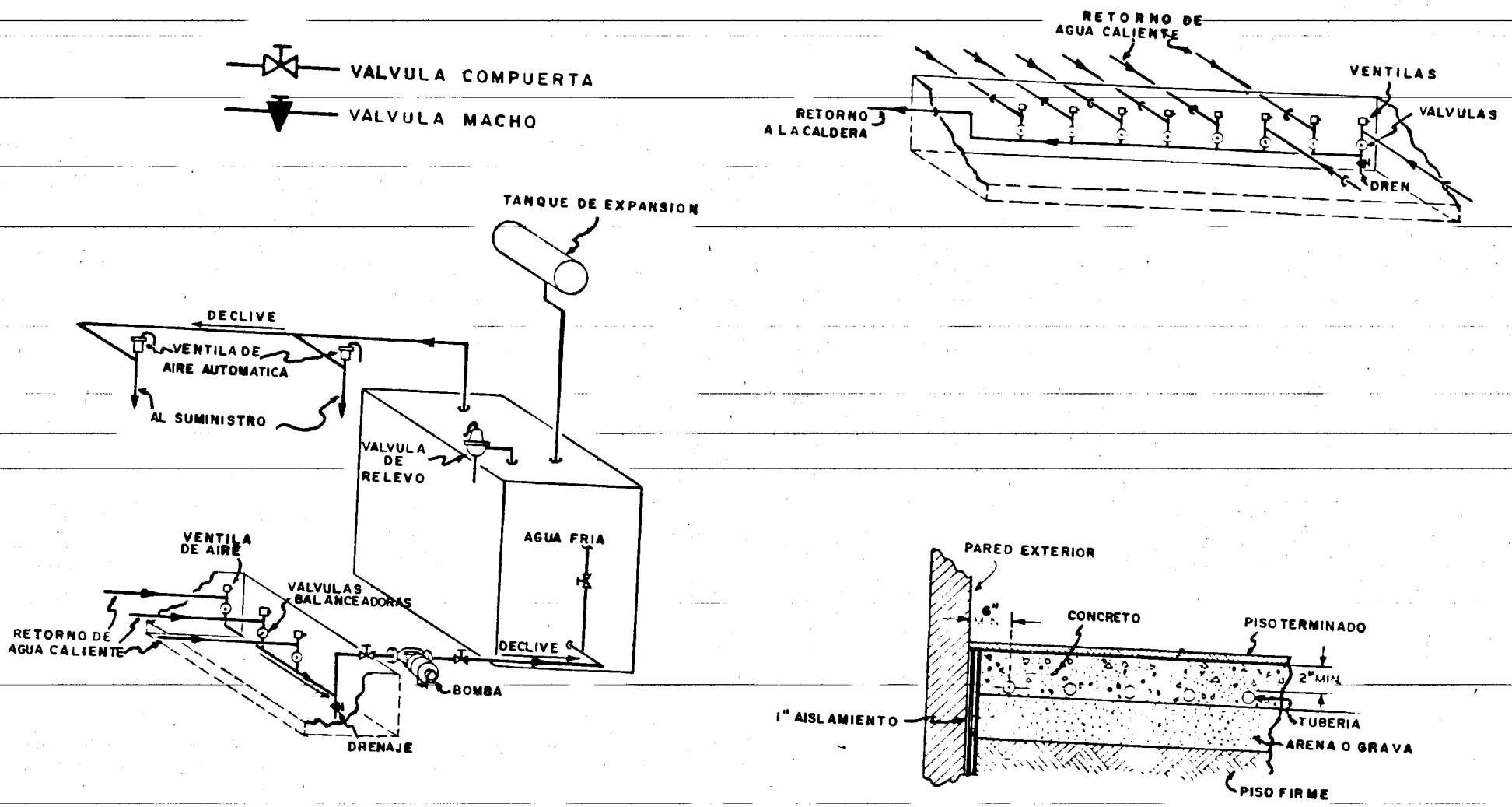
Son convectores que contienen un abanico con objeto de forzar la circulación del aire; al igual que los otros vienen montados en mueble metálico que dé armonía con el resto de los muebles; pueden tener control individual o bien en conjunto y pueden también usarse como ventiladores exclusivamente cuando no hay necesidad de calefacción.

8.- Calefacción central.

La calefacción central, que consiste en calentar el aire en un lugar determinado y de allí por medio de ductos llevarlo a los espacios por calentar, puede decirse que cae dentro de la división de la convección forzada.

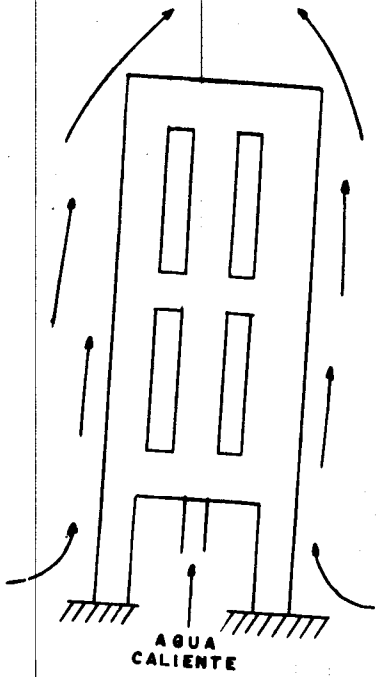
Posteriormente se estudiará más a fondo la calefacción central.

9.- Tipos de convectores y radiadores. (fig. VII-7 a VII-12)

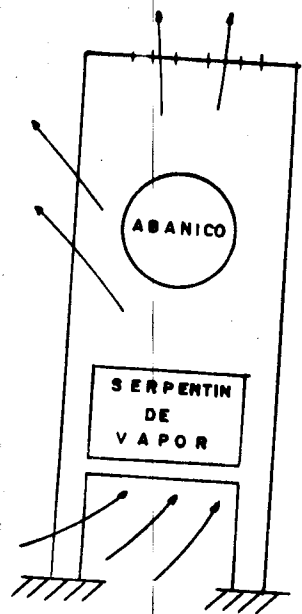


INSTALACION TIPICA DE UN SISTEMA DE CALEFACCION CON SERPENTIN AHOGADO EN EL PISO.

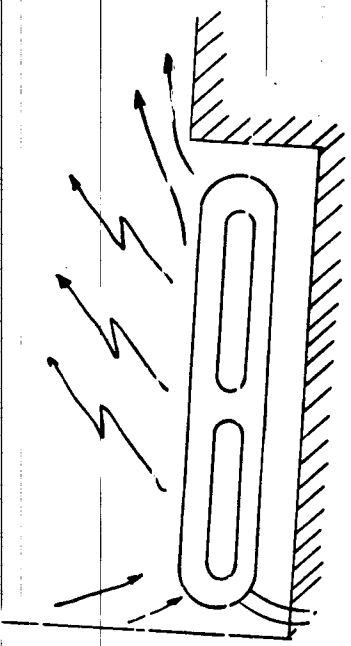
FIG. VII-6



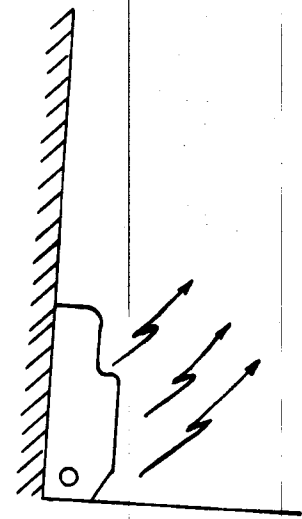
CONVECCION NATURAL
 FIG. VII- 7



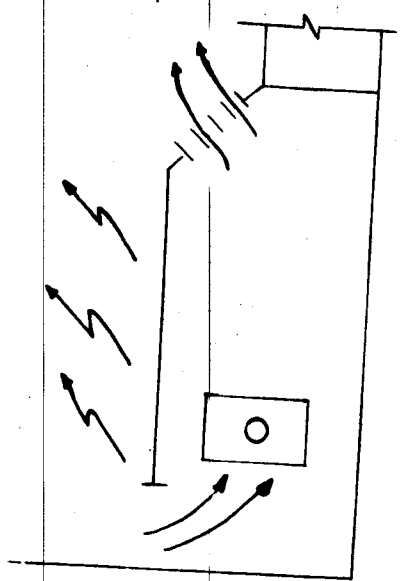
CONVECCION FORZADA
 FIG. VII- 8



RADIADOR DE PARED
 FIG. VII- 9

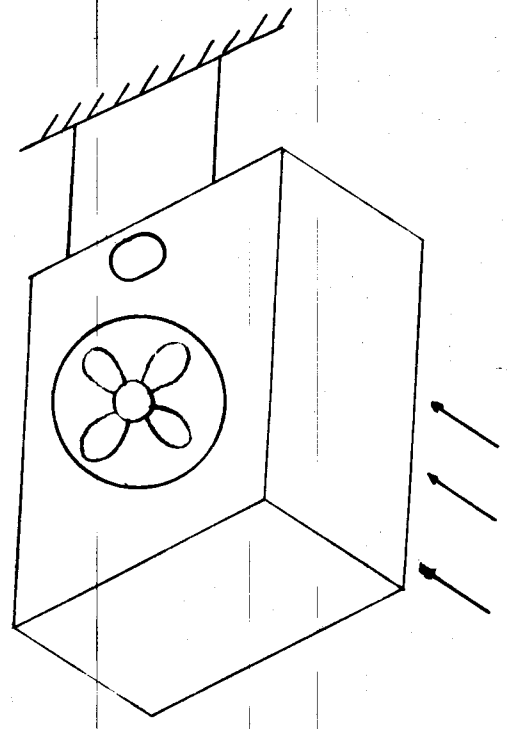


ZOCLO DE RADIACION
 FIG. VII-10



CONVECTOR NATURAL

FIG. VII-11



CONVECTOR FORZADO SUSPENDIDO DE GAS.

FIG. VII-12

Existen además todos los radiadores eléctricos, de petróleo, y de gas y también los convectores eléctricos, de gas y de petróleo.

5.- Sistemas de calefacción.

a) Sistemas de vapor.

Existen varios modos de clasificar los sistemas de vapor pero en general puede decirse que se clasifican como sigue:

1.- Sistemas por gravedad

- a) Con un tubo
- b) Con dos tubos

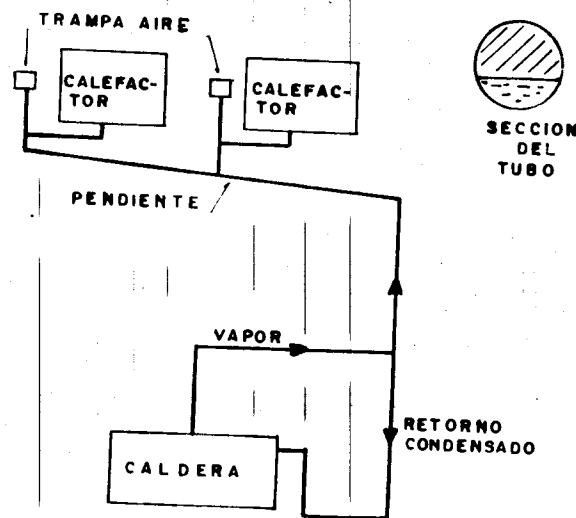
2.- Retorno mecánico con trampas de vapor y con dos tubos

3.- Sistemas de vacío

1.- En el sistema por gravedad con un solo tubo, el vapor y el condensado fluyen en sentidos opuestos y por lo general las tuberías son voluminosas; no se puede decir que es un sistema económico. Se requieren además trampas de aire en cada aparato y en la línea principal de vapor. La fig. VII-13 muestra un esquema del sistema por gravedad con un sólo tubo.

El sistema por gravedad de dos tubos ha llegado a ser descontinuado por lo que no vale la pena su estudio.

- 2.- El sistema de retorno mecánico con trampas de vapor se usa regresando el condensado a un tanque y utilizando una bomba o simplemente un sifón de "Hartford" para inyectarlo de nuevo en la caldera.



SISTEMA POR GRAVEDAD (UN TUBO)

Fig. VII-13

- 3.- En un sistema ordinario de vacío se suministra vapor a los aparatos a cierta presión y se mantiene vacío con ayuda de una bomba y un venturi en el retorno. Este sistema ha sido muy popular en los grandes edificios de Estados Unidos. (Ver esquema Fig. VII-14)

El venturi remueve el condensado y el aire del sistema, mandando el condensado a la caldera y el aire a la atmósfera; al eliminar el aire se obtiene una rápida circulación del vapor en tuberías de diámetros menores, sin embargo es un sistema de costo inicial elevado.

Se usa en grandes edificios que tiene calefacción por sistema de vapor.

La bomba envía el agua a través de un "Venturi" que succiona agua y aire del tanque acumulador, el agua entra a la caldera y el aire se envía a la atmósfera.

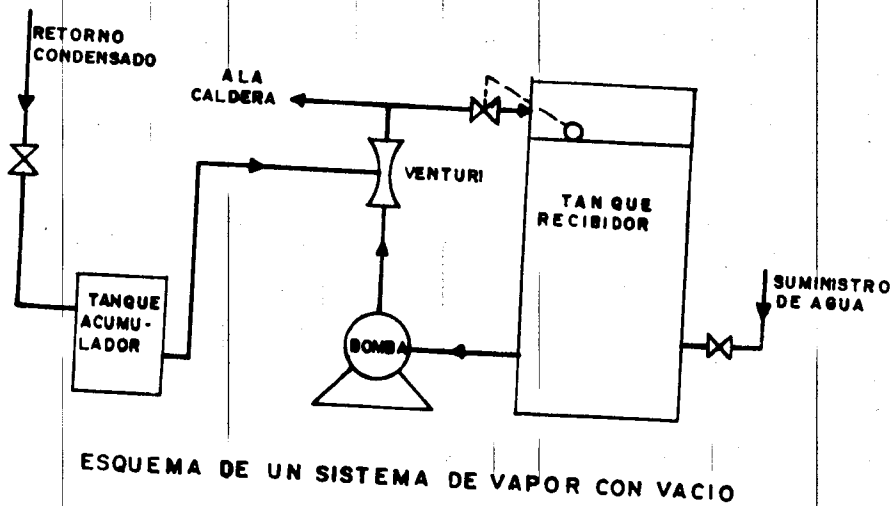


Fig. VII-14

b).- Sistemas de agua caliente.

En los sistemas de agua caliente la misma agua puede circular indefinidamente por lo que hay un mínimo de depósitos de sólidos en el sistema, y la corrosión es mínima ya que la cantidad de agua de repuesto es también casi nula.

La temperatura del agua varía un poco dependiendo del tipo de clima; esta posibilidad de la variación de la temperatura también da cierta ventaja a este sistema sobre el de vapor.

En climas no muy extremos puede recircularse agua de 100 a 120°F mientras que en climas muy extremos se suele recircular de 180 a 240°F.

El sistema de agua caliente no requiere de trampas y no existe el problema de mantener un nivel en la caldera, aunque hay la posibilidad de golpes de ariete.

Por otro lado las tuberías son más reducidas que en los sistemas de vapor y existe la posibilidad de usarse en verano con agua helada, aunque puede presentarse el caso de congelación.

Se requiere para los sistemas forzados de agua caliente una pequeña bomba.

Los sistemas de agua caliente pueden dividirse en dos grandes grupos:

- 1.- Sistemas por gravedad
 - 1a- Con un tubo
 - 1b- Con dos tubos
- 2.- Sistemas con circulación forzada
 - 2a - Con un tubo
 - 2b - Con dos tubos

1.- Los sistemas con un tubo tienen los aparatos en serie con la desventaja de que a los últimos aparatos el agua puede llegar muy fría.

Ver esquema de este sistema en la figura VII-15

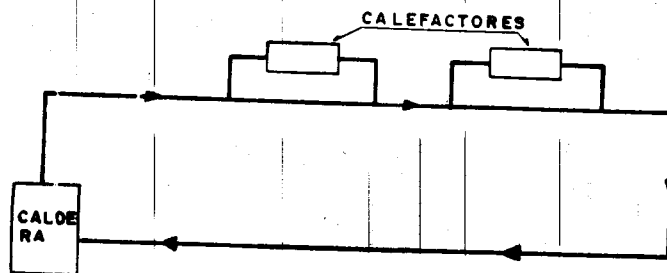


Fig. VII-15

Esquema de un sistema por gravedad de un solo tubo.

El sistema por gravedad de un solo tubo es poco recomendable y su uso se limita a sistemas de no más de 10 aparatos.

Los sistemas con dos tubos pueden ser de "retorno directo" que hasta cierto punto no es muy recomendable pues son difíciles de balancear y de "retorno indirecto" en los que aunque las tuberías son de mayor longitud son más estables. (Ver Fig. VII-16.)

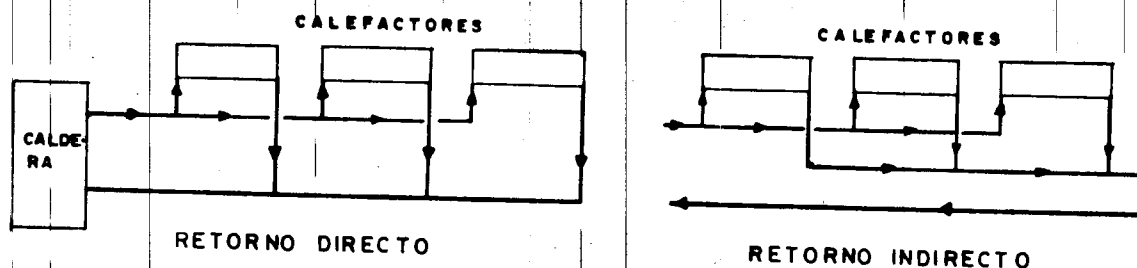


Fig. VII-16 Esquemas de un sistema por gravedad de dos tubos.

En los sistemas por gravedad el agua circula por la diferencia de densidades, o sea

$$\Delta P = h (d_R - d_a) = h \left(\frac{1}{v_R} - \frac{1}{v_a} \right)$$

en donde ΔP - Diferencia de presiones en lb/pie²

h - Altura en pies

d_R - Densidad del agua de retorno en lb/pie³

d_a - Densidad del agua de alimentación en lb/pie³

v_R - Volumen específico del agua de retorno en pie³/lb

v_a - Volumen específico del agua de alimentación en pie³/lb

Puede expresarse también:

$$\Delta P' = h \left(\frac{1}{v_R} - \frac{1}{v_a} \right) \times 0.016 \times 12000$$

$$\Delta P' = 193 h \left(\frac{1}{v_R} - \frac{1}{v_a} \right)$$

en donde $\Delta P'$ - en milipulgadas de agua.

Problema VII - 12

En la figura VII - 17 la temperatura del agua de entrada es 220°F y a la salida del radiador 172°F. ¿Cuanto vale la carga disponible por diferencia de densidades?.

$$h = 30 \text{ pies}$$

$$\text{a } 220^\circ\text{F}; v_R = 0.01677 \text{ pies}^3/\text{lb}$$

$$\text{a } 172^\circ\text{F}; v_a = 0.01646 \text{ pies}^3/\text{lb}$$

$$P = 30 \left(\frac{1}{0.01646} - \frac{1}{0.01677} \right) = 33.69 \text{ lb/pie}^2$$

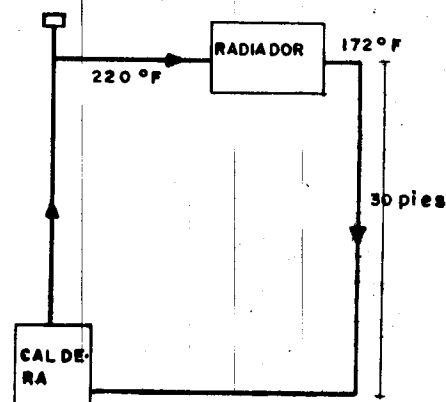


FIG. VII-17

o bien $P = 33.69 \times 193 = 6502.17$ ml pulg de agua.

Para encontrar la cantidad de agua requerida para un sistema, se tiene:

$$Q = W \times C \times (t_e - t_s) \text{ en BTU/hr} \dots\dots\dots(1)$$

en donde

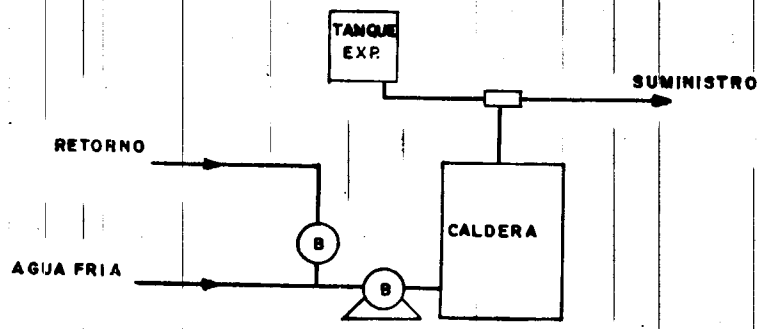
- Q - Carga de calor en BTU/hr
- W - Gasto de agua en Lb/hr
- t_e - Temperatura de entrada del agua en °F
- t_s - Temperatura de salida del agua en °F
- C - Calor específico del agua en BTU/F - Lb.

o bien:

$$Q = 490 \times (\text{GPM}) \times (t_e - t_s)$$

de donde $\text{GPM} = \frac{Q}{490 \times (t_e - t_s)} \dots\dots\dots(2)$

Puede haber varios arreglos de calderas de agua caliente, entre ellos, los que aparecen con las figuras VII-18 y VII-19.



En el primer caso se instalan dos bombas de recirculación.

Fig. VII-18

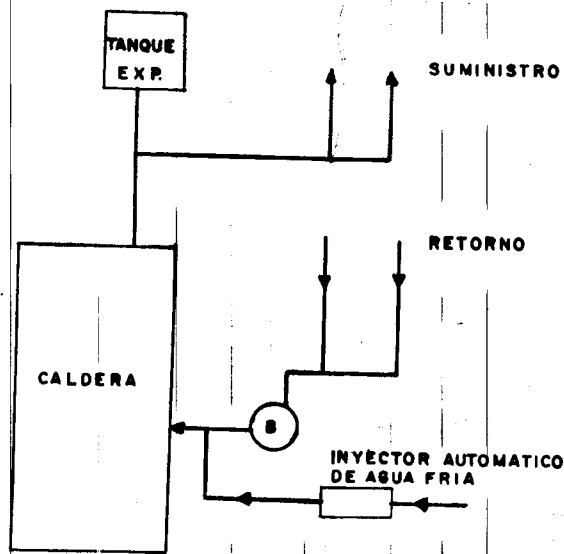


Fig. VII-19

En el segundo caso se usa una sola bomba recirculadora.

En otros casos el agua de repuesto se inyecta en el tanque de expansión.

C - SISTEMAS DE AIRE CALIENTE.

Los sistemas de calefacción con aire caliente se suelen dividir en dos grandes grupos:

- 1.- Sistemas por gravedad
- 2.- Sistemas de aire forzado

Los sistemas por gravedad hoy en día no son de gran importancia, pues están prácticamente descontinuados: entre ellos están las estufas que se colocaban en sótanos y que por medio de ductos ó bien sin ellos, se permitía al aire caliente subir a todo el espacio por diferencia de densidades, así mismo dentro de este grupo se encuentran los calefactores de petróleo que todavía suelen usarse.

Los sistemas de calefacción con aire caliente forzado tienen innumerables ventajas sobre los otros; se puede añadir humedad para elevar la humedad relativa de un espacio, se puede suministrar ventilación y lavado del aire y con poco equipo adicional se puede proporcionar enfriamiento y deshumidificación del aire.

Entre los equipos que trabajan a base de aire caliente están los ya mencionados en otro capítulo, como las unidades calefactoras de gas o unidades calefactoras de cualquier combustible o energía que proporcionen aire caliente.

El enfoque principal que se le va a dar a este inciso de "sistema de aire caliente" será a la calefacción central.

En general, se pueden presentar los siguientes casos en el diseño de un sistema de calefacción con aire caliente.

I.- Calefacción central cuando se toma todo el aire fresco del exterior. (fig. VII-20)

Si:

Q_1 .- Calor dado por el calentador en BTU/hr.

q .- Carga de calor en BTU/h

M_o .- Peso del aire exterior lbs/hr.

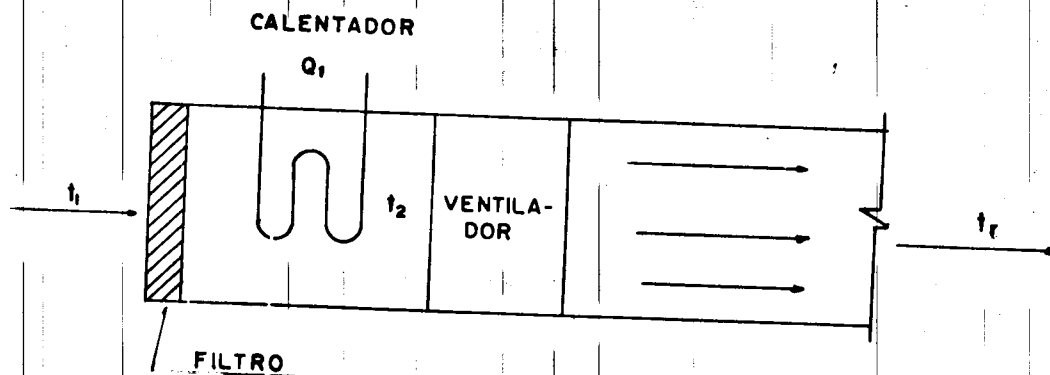


Fig. VII-20

t_1 .- Temperatura del aire exterior.

t_2 .- Temperatura del aire saliendo de los difusores.

t_r .- Temperatura por mantener en el espacio.

$$q = MC_p (t_2 - t_r)$$

$$Q_1 = MC_p (t_2 - t_1)$$

PROBLEMA VII-13

Una fábrica tiene una carga de calor de 783,000 BTU/hr.

La temperatura debe mantenerse a 71°F, la temperatura exterior es de

10°F, suponiendo que no hay pérdidas de temperaturas en los ductos, - el aire a la salida de los difusores está a 150°F. Todo el aire se toma del exterior

Se pregunta el calor absorbido

$$q = M \times 0.24 (t_2 - t_r)$$

$$q = 783,000 \text{ BTU/hr.}$$

$$t_2 = 150^\circ\text{F}$$

$$t_r = 71^\circ\text{F}$$

$$M = \frac{783,000}{0.24(150-71)} = \frac{783,000}{18.96} = 41,297 \text{ lb/hr}$$

Calor dado en el calentador:

$$Q_1 = M \times 0.24 (t_2 - t_1)$$

$$Q_1 = 41,297 \times 0.24 (150 - 10)$$

$$Q_1 = 1,387,580 \text{ BTU/h.}$$

Calor desperdiciado:

$$Q_3 = 1387,580 - 783,000$$

$$Q_3 = 604,580 \text{ BTU/hr.}$$

O bien,

$$Q_3 = 41,297 \times 0.24 (71 - 10)$$

$$Q_3 = 604,580 \text{ BTU/hr}$$

II.- Calefacción central cuando todo el aire se recircula.

En este caso la temperatura de entrada al calentador es igual a la temperatura del espacio. (Ver fig. VII-21)

$$t_1 = t_r$$

Donde t_r - temperatura del espacio por calentar

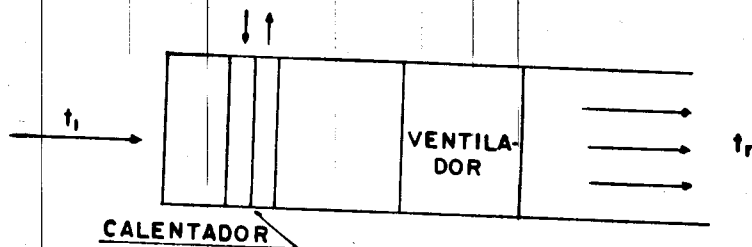


FIG. VII-21

PROBLEMA VII-14

Mismas condiciones que el anterior, sólo que todo el aire se recircula.

Sabemos del problema anterior que

$$M = 41,297 \text{ BTU/hr.}$$

$$Q1 = M \times 0.24 (150 - 71)$$

$$Q1 = 783,000$$

En este caso no hay desperdicio de calor, ya que la carga de calor es igual al calor necesario para calentar el aire.

III.- Calefacción central cuando parte del aire recircula y el resto se toma del exterior (Fig. VII-22)

$$M1 = Mo + Mr \quad (1)$$

$$Q = M1 \times 0.24 (t_2 - t_1) \quad (2)$$

$$Mo to + Mr tr = M1 t1 \quad (3)$$

La cantidad de aire del exterior se supone a modo de tener una buena ventilación. En las ecuaciones anteriores:

Mo y to - condiciones exteriores

Mr y tr - condiciones del aire de recirculación

$M1$ y $t1$ - condiciones del aire mezclado

$t2$ - condiciones del aire al salir de los difusores.

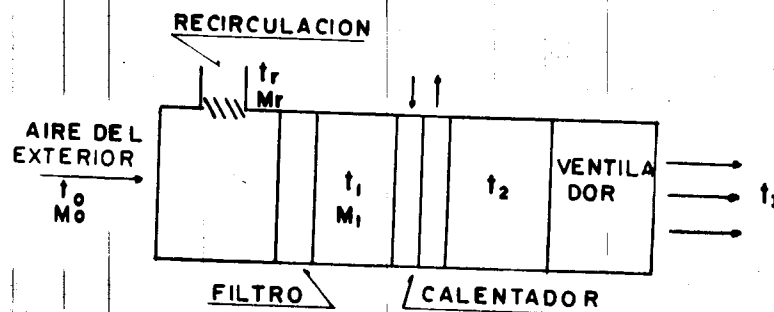


FIG. VII-22

PROBLEMA VII-15

Asumamos que en el problema anterior por ventilación se requiere -
83,300 pies³/hr.

$$M_o = \frac{83,300}{v_o} = \frac{83,300}{13.37} = 6,230 \text{ lb/hr.}$$

v_o a 71°F

$$M_r = 41,297 - 6,230 = 35067 \text{ lb/hr}$$

$$6,230 \times 10 + 35067 \times 71 = 41,297 \times t_1$$

$$t_1 = 61.8^\circ\text{F}$$

$$Q = 41,297 \times 0.24 \times (150 - 61.8)$$

$$Q = 874,257 \text{ BTU/hr}$$

IV.- Calefacción central manteniendo una humedad relativa constante y tomando todo el aire del exterior (fig. VII-23)

La máxima humedad relativa que se puede mantener dentro de un espacio, deberá ser tal que no se forme condensado en el interior de las superficies de muros o ventanas; este dato es muy importante para poder determinar la humedad relativa interior de diseño

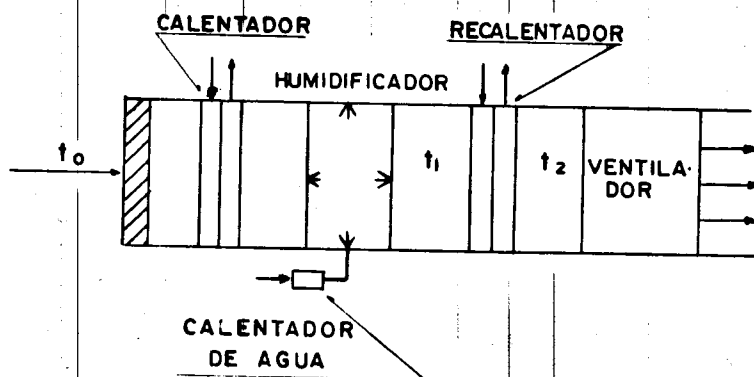


Fig. VII-23

PROBLEMA VII-16

Las condiciones exteriores de un edificio son 30°F y $\phi = 10\%$, en el interior se requieren 80°F y $\phi = 40\%$ que es la máxima para que no haya condensado en las ventanas sencillas cuando la temperatura exterior es de 30°F .

Se requiere saber la cantidad de calor en cada una de los diferentes pasos del proceso, cuando la carga calorífica vale $500,000 \text{ BTU/hr}$.

ler caso - Usando en el humidificador agua con calentador.

a).- Para evitar congelación usemos un atemperador de a a b -- hasta calentar digamos a 45°F (fig. VII-24)

$$Q_1 = 0.24 (45 - 30) M$$

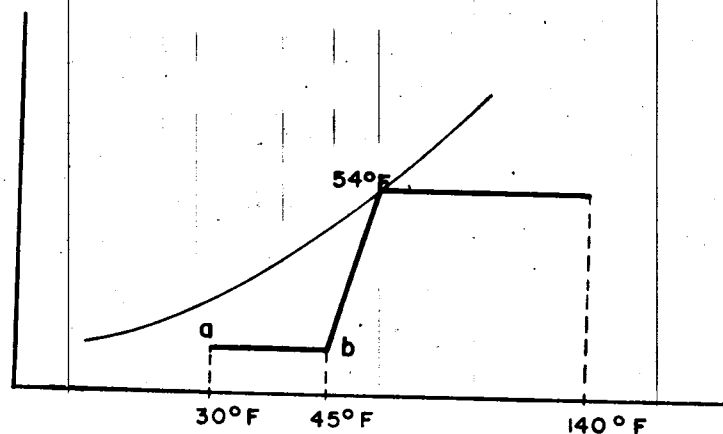


Fig. VII-24

b) Enseguida deberemos calentar y saturar en el humidificador al punto de rocío de las condiciones interiores (80°F y $\phi = 40\%$)

O sea:

$t_w = 54^{\circ}\text{F}$ aproximadamente

$$Q_2 = [0.24 (54-45) + W_d \times h_{fg}] M + [h_f W_d] M$$

$h_f W_d$ es la energía que suministra el agua de repuesto (60°F)

c) Recalentamos de 54°F a 140°F que es la temperatura a la salida de los difusores.

$$Q_3 = 0.24 (140-54) M$$

La cantidad de aire requerida será:

$$500,000 = M \times 0.24 (140-80)$$

$$M = \frac{500,000}{0.24 \times 60} = 34722 \text{ lb/hr.}$$

Calor en el atemperador

$$Q_1 = 34722 \times 0.24 (45 - 30)$$

$$Q_1 = 125,000 \text{ BTU/h}$$

Calor en el humidificador

$$Q_2 = 34722 [0.24 \times 9 + 0.0088 \times 1083.5] + [28 \times 0.0088] 34722$$

$$Q_2 = 34,722 (2.16 + 9.535 + 0.246)$$

$$Q_2 = 414,580 \text{ BTU/h}$$

Calor en el recalentador

$$Q_3 = 34722 \times 0.24 (140-54)$$

$$Q_3 = 34722 \times 20.64$$

$$Q_3 = 716,666 \text{ BTU/hr}$$

$$\text{Calor total} = 125,000 + 414,580 + 716,666$$

$$Q = 1,256,246 \text{ BTU/h}$$

2do. Caso:

Supongamos que el humidificador no tiene calentamiento, y que el proceso de humidificación es adiabático de saturación donde no se proporciona ni se absorbe calor. En este caso, el humidificador tiene una eficiencia de aproximadamente 85%, entonces se necesita calentar el aire a una temperatura mayor, de modo que este al pasar se sature parcialmente y esa humedad que absorba corresponda a la de 80°F y 40% (o sea $t_w = 54^\circ\text{F}$). (fig. VII-25, VII-26 y VII-27)

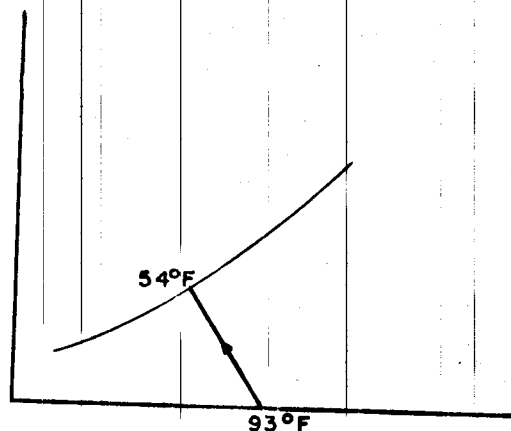


FIG. VII-25

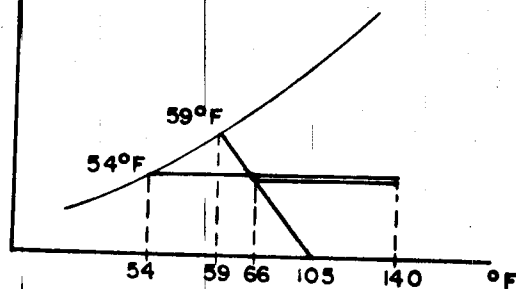


FIG. VII-26

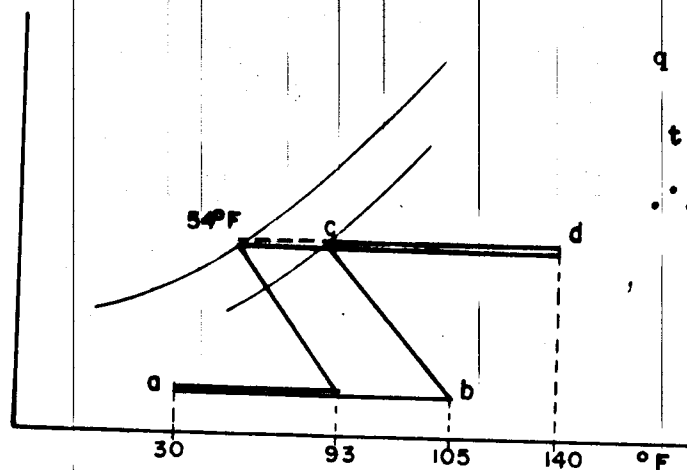


FIG. VII-27

$$q = tC_p, \quad t = \frac{q}{C_p}$$

$$t = \frac{22.55 - 7.2}{0.24} = 63$$

$$\therefore t = 63 + 30 = 93^\circ\text{F}$$

Si el humidificador tuviera 100% de eficiencia, se necesitaría precalentar a 93°F para que al humidificar adiabáticamente el aire se enfriara a 54°F y se saturara también a esa temperatura, en este caso decimos que la eficiencia de humidificación es 100%; ahora con 100% el enfriamiento durante el proceso será:

$$93 - 54 = 39^\circ\text{F}$$

Esta diferencial de 39°F tendrá que ser constante cualquiera que sea la temperatura a la que se caliente, pero para que la eficiencia de humidificación sea 85%: la diferencia tendrá que ser:

$$\frac{39}{0.85} = 46^\circ\text{F}$$

Ahora el problema consiste en encontrar una condición a modo que durante el proceso adiabático haya un enfriamiento de 46°F desde la condición inicial a la saturación, con 100% de eficiencia.

En este caso, de 105°F a 59°F cumple con la condición, entonces con 85% de eficiencia se consigue enfriar de 105°F a 66°F o sean 39°F

$$Q_1 = 0.24 (105 - 30) M$$

$$Q_2 = 0.24 (140 - 66) M$$

Aire necesario

$$M = \frac{500,000}{0.24(140-80)} = 34,722 \text{ lb/hr}$$

$$Q_1 = 0.24 \times 75 \times 34722 = 624996 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_2 = 0.24 \times 74 \times 34722 = 616,663 \text{ BTU/hr}$$

$$Q = 1,241,659 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

V.- Calefacción central manteniendo una humedad relativa constante y tomando el aire del exterior, de recirculación y del by pass del humidificador.

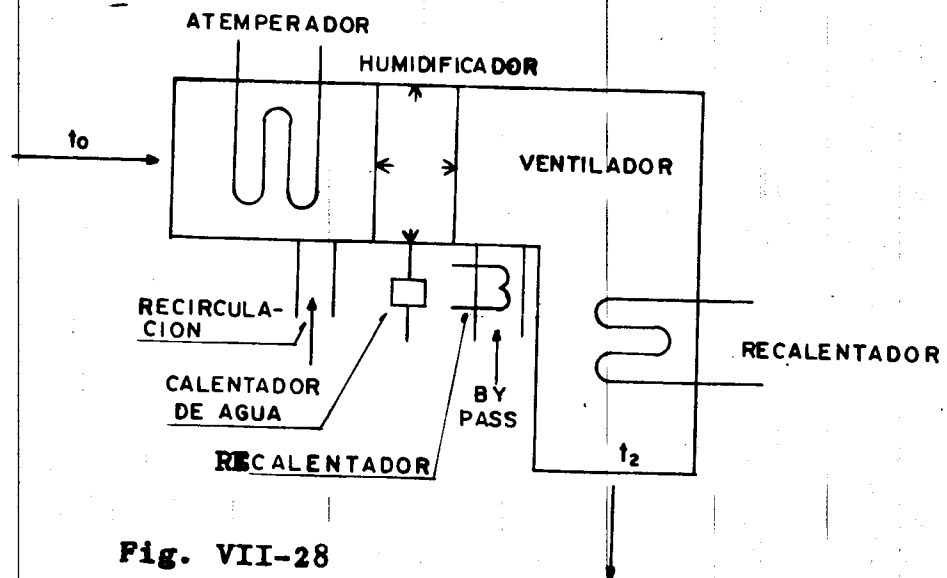


Fig. VII-28

Una parte del aire se toma del exterior, la cual se mezcla con la-recirculación y así pasan por el humidificador; enseguida se mez-
 clan con el aire del by pass del humidificador. El recalentador se
 puede localizar, en el extremo de cada ducto, o bien en el ducto -
 del aire de by pass.

PROBLEMA VII-17

Una oficina se debe mantener a 80°F y $\phi = 40\%$ cuando la temperatura exterior es 0°F . Se suministran $6,000 \text{ pies}^3/\text{m}$ a 100°F de acuerdo con la carga de calor calculada de antemano. La capacidad del humidificador es del 60% de los $6,000 \text{ pies}^3/\text{m}$, de lo cual un tercio se mete del exterior y el resto se recircula.

El volumen específico a 100°F b.s. y 70°F b.h. es:

$$v = 14.3 \text{ pies}^3/\text{lb}$$

$$M = \frac{6,000}{14.3} = 420 \frac{\text{lb}}{\text{m}}$$

Del exterior

$$M_o = 0.333 (0.6 \times 420) = 84 \text{ lb/m}$$

Recirculación

$$M_r = 0.666 (0.6 \times 420) = 168 \text{ lb/h}$$

By pass

$$M_b = 0.4 \times 420 = 168 \text{ lb/h}$$

El punto de rocío de 80°F

y $\phi = 40\%$ es $t_w = 54^{\circ}\text{F}$.

La entalpia del aire recirculado es

$$H = 29.1 = \text{BTU}/\text{lb}$$

Entalpia de la mezcla

$$84 \times 0 + 168 \times 29.1 = 252 \times h$$

$$h = 19.4 \text{ BTU}/\text{h}$$

$$168 \times 80 = 252 \times t$$

$$t = 53^{\circ}\text{F}$$

Una vez mezclado se satura a 54°F , cuya entalpia es $h = 22.62$ (fig.-VII-29)

Calor dado en el humidificador.

$$Q = 252 (22.62 - 19.4) 60$$

$$Q = 46,700 \text{ BTU}/\text{h}.$$

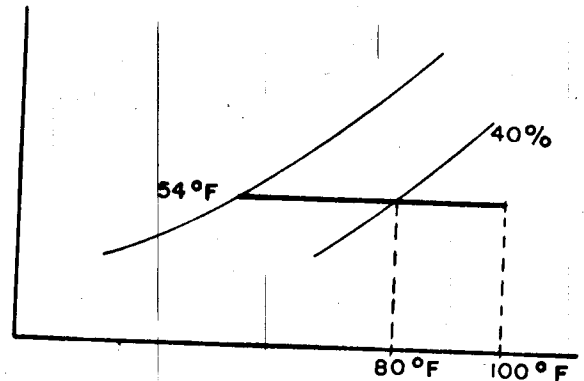


Fig. VII-29

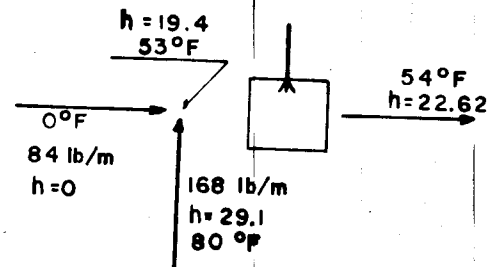


FIG. VII-30

a).- Si el recalentador está situado en el regreso del by-pass (fig VII-31)

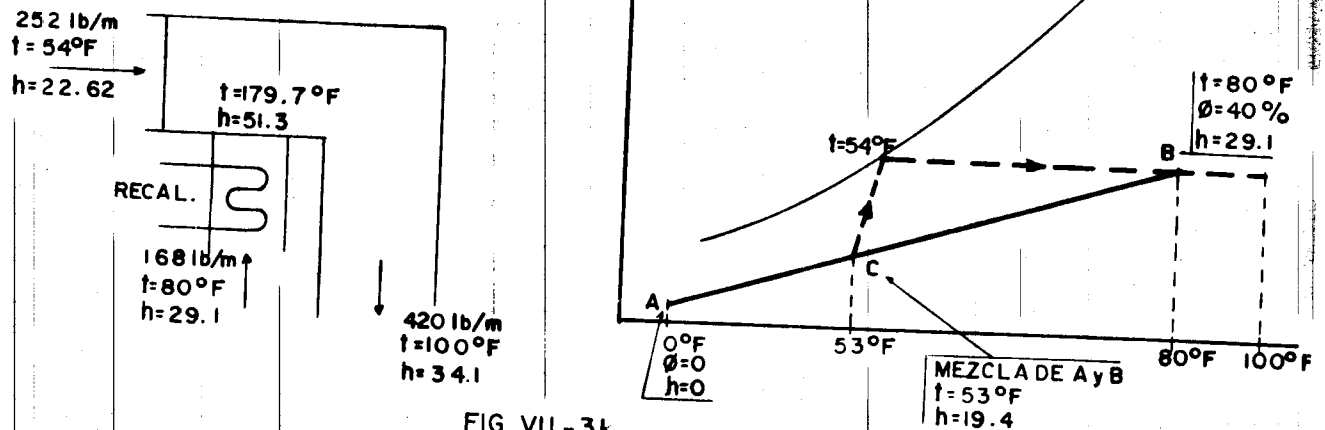


FIG. VII-31

La entalpia del aire a 100° F y $t_w = 54^\circ\text{F}$ es $h = 34.1$

La temperatura del aire del by pass después del recalentador y la entalpia, para obtener las condiciones finales de 100° F, $t_w = 54^\circ\text{F}$ y $h = 34.1$ al mezclarse con el aire que viene del humidificador valdrán:

$$252 \times 54 + 168 \times t = 420 \times 100$$

$$t = 179.7^\circ\text{F}$$

$$252 \times 22.62 + 168 \times h = 420 \times 34.1$$

$$h = 51.3 \text{ BTU/lb}$$

Calor dado en el recalentador:

$$Q_2 = 168 (51.3 - 29.1) \times 60$$

$$Q_2 = 223,500 \text{ BTU/h}$$

Calor total dado en el proceso.

$$Q_t = Q_1 + Q_2$$

$$Q_t = 46,700 + 223500$$

$$Q_t = 270,200 \text{ BTU/h.}$$

b.- Si el recalentador está situado en la descarga del ventilador -
(fig. VII-32)

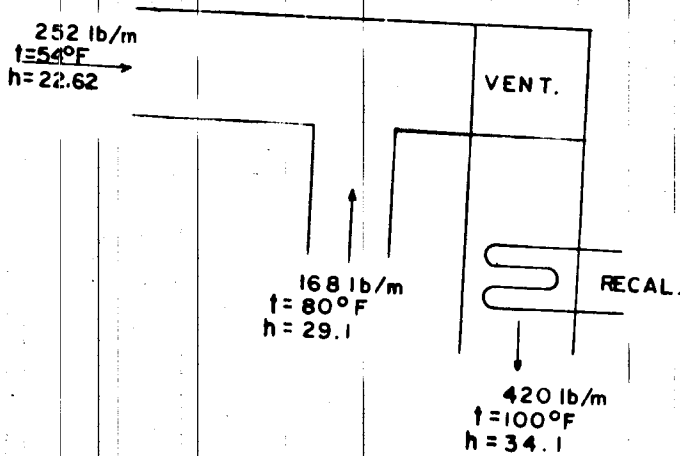


Fig. VII-32

$$252 \times 54 + 168 \times 80 = 420 t$$

$$t = 42^\circ\text{F}$$

$$252 \times 22.6 + 168 \times 29.1 = h_{20} \times h$$

$$h = 25 \text{ BTU/lb}$$

Calor suministrado

$$Q'_2 = 420(34.1 - 25) \times 60$$

$$Q'_2 = 229\,320 \text{ BTU/hr.}$$

VI.- CALEFACCION CENTRAL CUANDO SE REQUIEREN DIFERENTES TEMPERATURAS EN DIFERENTES CUARTOS (Fig. VII-33)

En estos casos se instala para cada bifurcación independiente de cada cuarto un recalentador "booster".

$$Q = 0.24 \text{ Mg } (t_y - t_2).$$

Generalmente el calentador se instala muy cerca de la salida y la cantidad de vapor que pasa por el serpentín se controla con un termostato individual por cada cuarto.

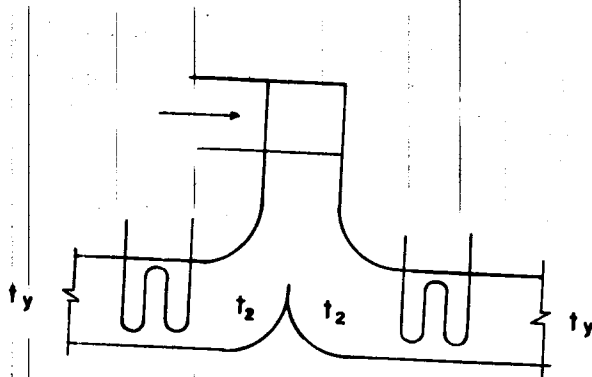


FIG. VII-33

d).- SISTEMAS CON ENERGIA ELECTRICA.

Uno de los sistemas más sencillos de calefacción es por medio de resistencias eléctricas ya sea para radiadores o convectores.

Ventajas

- 1.- La energía eléctrica no envuelve problemas de combustión, por lo que no hay chimeneas ni tuberías de combustible o tanques, quemadores, etc.
- 2.- No hay problemas de gas u hollín.
- 3.- El control se hace directamente en cada cuarto, por medio de termostatos individuales.
- 4.- La instalación es sencilla.
- 5.- Fácil manejo y muy poco riesgo.

Desventajas

- 1.- Muy costoso.
- 2.- No hay posibilidad de controlar la humedad.
- 3.- Cuando también se requiere enfriamiento, no hay la posibilidad de combinarla, por lo que se requerirá otro sistema completamente independiente.

e).- SISTEMAS CON GAS

Los calefactores de gas, ya sean radiadores, o convectores, pueden usarse en la industria, o para uso doméstico, ejemplo: clubs, oficinas, etc.

Ventajas:

- 1.- Poco costo; sobre todo en lugares donde hay instalación de gas natural.
- 2.- Fáciles de instalar inclusive en lugares donde no haya habido calefacción anteriormente.
- 3.- Puede usarse con termostatos independientes, lo que produce un magnífico control.

Desventajas:

- 1.- Peligroso por lo venenoso e inflamable.
- 2.- Roba el oxígeno del ambiente.
- 3.- Puede ser oloroso.
- 4.- No se puede controlar la humedad

6.- CALCULO DEL COSTO DEL COMBUSTIBLE.

Uno de los métodos prácticos para medir el consumo anual de combustible de un sistema de calefacción es el llamado "Método del Grado-Día".

Se ha observado que cuando la temperatura exterior está arriba de 65°F (18.3°C), la demanda de calor por calefacción es cero.

Desde luego que el 65°F se refiere a la temperatura promedio de un día.

Por ejemplo, si la máxima temperatura exterior fué de 75°F durante la tarde y la mínima durante la noche fué de 55°F , la temperatura media fué 65°F , para la cual no hay demanda de calefacción.

Por la razón anterior el 65°F (18.3°C) ha servido como una referencia práctica de cuando se requiere calefacción y cuando no se requiere.

Este dato desde luego es experimental pues se supone que durante el tiempo que la temperatura sube se acumula el calor y se aprovecha a la hora en que la temperatura baja, dando por resultado que 65°F es el límite experimental.

Cuando por ejemplo se tiene una temperatura promedio de 64°F en un día, se dice que en general se usó la calefacción para subir 1°F , por lo que este grado es conocido como "un grado-día".

El concepto de grado día se muestra en la figura VII-34 en la cual la curva de temperatura en 24 horas es parecido a la senoidal.

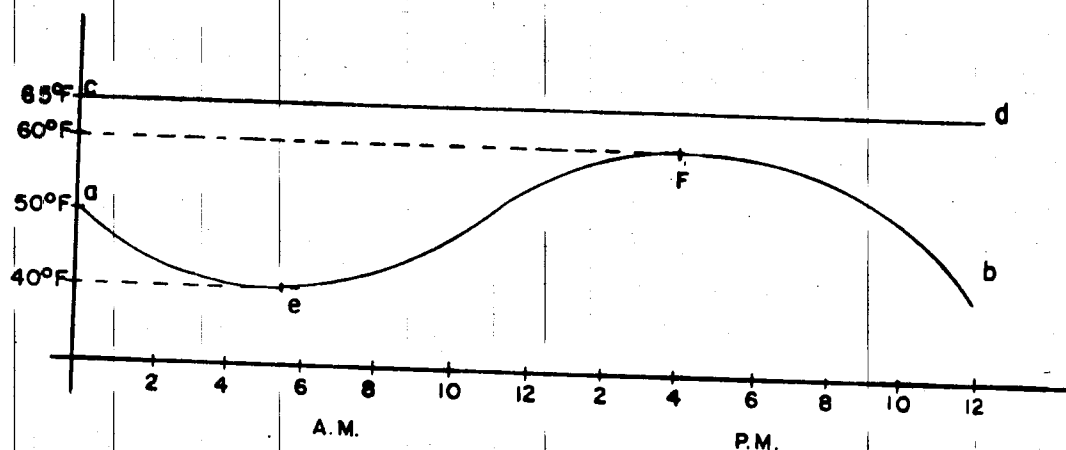


Figura VII-34

En este caso la temperatura mínima está en el punto "e" ($t=40^{\circ}\text{F}$) y la máxima en "F" ($t = 60^{\circ}\text{F}$), por lo que aproximadamente tenemos para este día una temperatura promedio de 50°F o sea 15°F abajo de la que se ha tomado como base (65°F) y se dice que en este día se tuvieron 15° grados-día.

En algunos lugares de la República se considera que el invierno empieza el primero de octubre, por lo que para cada día a partir del primero de octubre al 31 de marzo se deben conocer los grados-días.

En algunos lugares de E.U., los grados-días están perfectamente computados por año, en el caso de México habrá que conocer los máximos y mínimos, y encontrar en cada caso los grados-días.

Ejemplos:

Los Angeles.....	1451
Denver.....	5673
Havre (Montana).....	8213
San Antonio.....	1579
México.....	1200
Cd. Juárez.....	2641

Como se ve, los Grados-Día/Año, pueden considerarse hasta cierto punto como un índice para saber realmente el frío que hace en un lugar.

CONSUMO DE COMBUSTIBLE.

Los Grados-Día, la pérdida de calor, el poder calorífica y la eficiencia general nos darán el consumo estimado de combustible

Si llamamos

Q Pérdida total de calor por año

H Carga de calor calculada en BTU/hr.

D Número de Grados-Día/Año.

T Temperatura de diseño diferencial ($T_{int} - T_{ext}$) obtenemos

$$Q = \frac{H \times 24 \times D}{T} \quad (\text{BTU/año})$$

A modo de explicación de la fórmula anterior

$$H \times 24/T \quad (\text{BTU/día/diferencia } ^\circ\text{F})$$

Por lo tanto $\frac{H \times 24}{T} \times D$ (BTU/año) ya que

$$\begin{array}{l} D = \text{Grados} - \text{día/año} \quad \text{siendo sus unidades} \\ \frac{\text{BTU} - \text{Grados} - \text{Día}}{\text{día} - \text{año} \quad - \text{Grado}} = \text{BTU/año} \end{array}$$

PROBLEMA VII-18

Determinar la pérdida total por año de un edificio localizado en Ciudad Juárez. La pérdida de calor de diseño es 130 000 BTU/h y la temperatura de diseño diferencial es 60°F.

$$Q = \frac{130\,000 \times 24 \times 2640}{60} = 138,500\,000 \text{ BTU/año}$$

Una vez encontrada la pérdida, anual de calor se debe conocer el poder calorífico del combustible y estimar una eficiencia general, con estos datos podemos calcular el consumo de combustible.

$$F = \frac{Q}{(PC)X\eta}$$

F.- Consumo de combustible en lb/año

Q.- Pérdida de calor anual BTU/año

P.C. Poder calorífico del combustible BTU/lb

η .- Eficiencia estimada.

EFICIENCIAS APROXIMADAS.

Carbón antracita	0.80 (Control automático)
Tipo suave	0.65 (Control automático)
Cualquier tipo	0.55 (Control manual)
Diesel	0.80
Gas natural	0.80
Botella	0.80
Eléctricos	100%

PROBLEMA VII-19

Supóngase un edificio con una pérdida anual de calor de 250,000 000 BTU/h, determinarse los consumos de combustible aproximados en los siguientes casos.

1) Con carbón suave, control manual.

$$\text{Ton/año} = \frac{250,000,000}{2,000 \times 11,000 \times 0.55} = 20.66 \text{ Ton/año.}$$

2) Control suave, control por termostato

$$\text{Ton/año} = \frac{250,000,000}{2,000 \times 11,000 \times 0.65} = 17.48 \text{ Ton/año}$$

3) Diesel

$$\text{Ton/año} = \frac{250,000,000}{2000 \times 18000 \times 0.8} = 8.68 \text{ Ton/año}$$

4) Gas natural

$$\text{Pies cúbicos} = \frac{250,000,000}{980 \times 0.8} = 318877.5 \text{ pies}^3/\text{año}$$

5) Gas propano Butano

$$\text{Ton/año} = \frac{250,000,000}{2000 \times 0.8 \times 21,000} = 7.44 \text{ Tons./año}$$

6) Energía Eléctrica

$$\text{Kilowats - hora} = \frac{250.000.000}{3412} = 73270.8 \text{ KW-hr.}$$

CUADRO COMPARATIVO

Tipo de Combustible	Consumo/año	Costo Unitario	Costo total
1) Carbón suave	20.66 Ton	_____	_____
2) Carbón suave (automático)	17.48 Ton	_____	_____
3) Diesel	8.68 Ton	_____	_____
4) Gas natural	31887.75 pies ³	_____	_____
5) Gas Propano-Butano	7.44 Ton	_____	_____
6) Energía eléctrica	73270.8 Kw-hr.	_____	_____

Indudablemente existirán otros factores que determinen que tipo de combustible se debería usar, tales como:

- 1) Costo del equipo
 - 2) Espacio de Almacenamiento
 - 3) Problemas con cenizas, limpieza, etc.
 - 4) Disponibilidad
 - 5) Riesgos
 - 6) Mantenimiento
 - 7) Instalación
- etc.