



Ventilación y aire acondicionado

Semestre 2017-B

I-3 PSICROMETRIA

Índice

I-3-1 Propiedades del aire

- ❑ El aire húmedo. Composición
- ❑ El aire húmedo. Gas perfecto
- ❑ Variables del aire húmedo
 - humedad relativa
 - humedad específica o absoluta
 - temperaturas de bulbo seco, húmedo y de rocío
 - entalpías y volumen específico

I-3-2 El diagrama psicrométrico

I-3 PSICROMETRIA

I-3-3 Procesos típicos en Aire Acondicionado

- ❑ Calor sensible y calor latente. Factor de calor sensible
 - ❑ Mezcla adiabática
 - ❑ Calentamiento
 - ❑ Enfriamiento (sin humidificación ni deshumidificación)
 - ❑ Calentamiento y humidificación
 - ❑ Enfriamiento y deshumidificación
 - ❑ Enfriamiento evaporativo
-

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

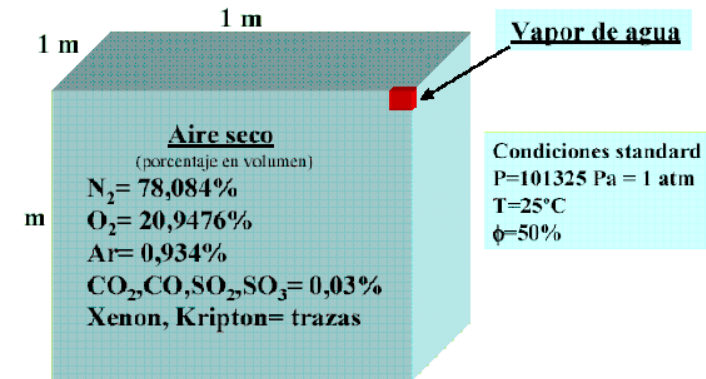
El Aire húmedo. Composición

El aire atmosférico es una mezcla de componentes químicos, mayoritariamente Nitrógeno y Oxígeno, entre los que se encuentra el **vapor de agua** (la humedad). Aunque el peso de esta humedad es inferior al 3% de la masa total, influye decisivamente sobre el nivel de confort

M_{as} = Peso Molecular del aire seco

$$M_{as} = 0.7808 \times 28 + 0.209476 \times 32 + 0.00934 \times 39.9 + 0.0003 \times 44.01 = 28.965 \text{ kg/kmol}$$

M_v = Peso Molecular del agua = 18.015 kg/kmol



La PSICROMETRIA trata de las propiedades y procesos del aire húmedo

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

Ley de Dalton (mezcla de gases)

Presión Total = suma de presiones parciales

Aire seco	
Presión	P_{as}
Volumen	V
Masa	m_{as}
n° moles	n_{as}

+

vapor de agua	
Presión	P_v
Volumen	V
Masa	m_v
n° moles	n_v

→

Aire húmedo = Aire seco + vapor de agua	
Presión	$P_{as} + P_v$
Volumen	V
Masa	$m_{as} + m_v$
n° moles	$n_{as} + n_v$

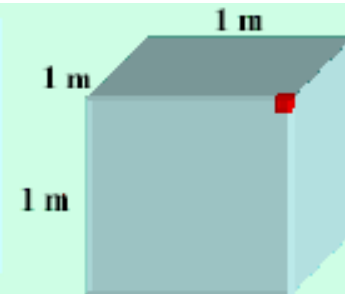
$$P_{as} = \frac{n_{as} R T}{V} = \frac{m_{as}}{M_{as}} \frac{R T}{V}$$

$$P_v = \frac{n_v R T}{V} = \frac{m_v}{M_v} \frac{R T}{V}$$

$$P = P_{as} + P_v = (n_{as} + n_v) \frac{R T}{V} = \frac{n R T}{V}$$

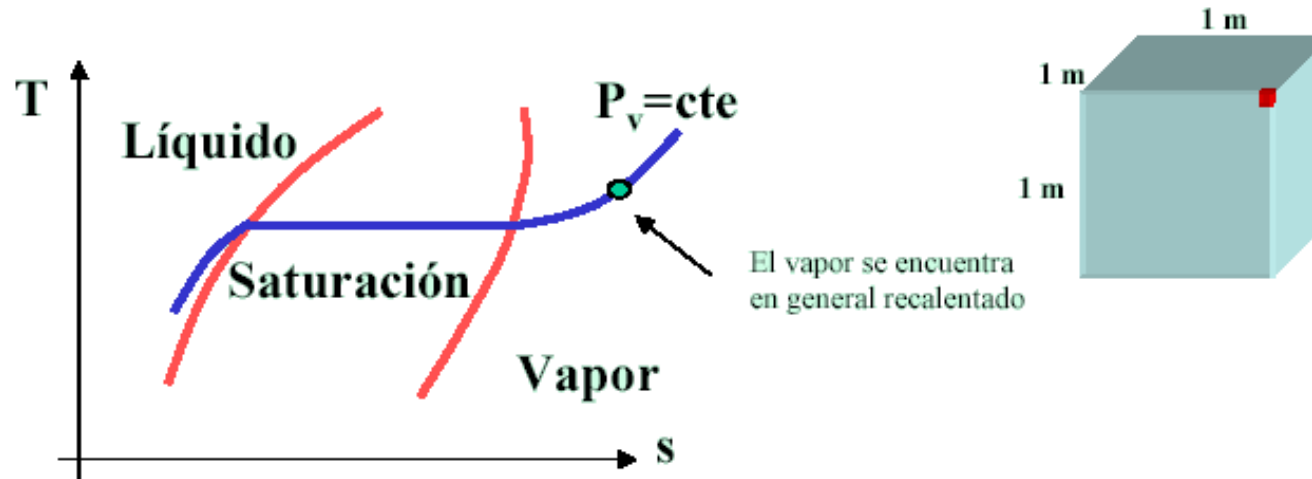
Ley de Gibbs

N° variables independientes =
N° componentes - N° de fases + 2 = 2 - 1 + 2 = 3



I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

PRESION DE CAMBIO DE ESTADO PARA EL AGUA



Existen diversas correlaciones entre la presión y temperatura en la saturación

Simple correlación
 $200^\circ\text{C} > T > 0^\circ\text{C}$

$$\log P_{vs} = \frac{7,5 (T_{sat} - 273,159)}{T_{sat} - 35,85} + 2,7858$$

Según ASHRAE

$$\ln(P_{vs}) = \frac{C_1}{T_{sat}} + C_2 + C_3 T_{sat} + C_4 T_{sat}^2 + C_5 T_{sat}^3 + C_6 T_{sat}^4 + C_7 \ln(T_{sat})$$

	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7
$-100^\circ\text{C} < T < 0^\circ\text{C}$	$-5.674359 \cdot 10^3$	6.3925247	$-9.677843 \cdot 10^{-3}$	$6.2215701 \cdot 10^{-7}$	$2.0747825 \cdot 10^{-9}$	$-9.4840240 \cdot 10^{-13}$	4.1635019
$0^\circ\text{C} < T < 200^\circ\text{C}$	-5.800220610^3	1.3914993	$-4.8640239 \cdot 10^{-2}$	$4.1764768 \cdot 10^{-5}$	$-1.4452093 \cdot 10^{-8}$	0.0	6.54596763

Unidades T_{sat} (K) P_{vs} (Pa)

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

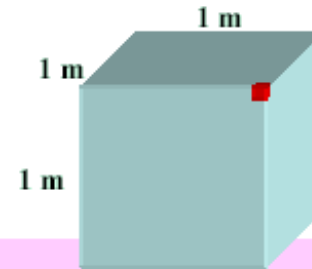
Tabla de Presión de vapor
del agua saturada

Temp (°C)	Presion (Pa)	Temp (°C)	Presion (Pa)
0	610.7	20	2337.0
1	666.6	21	2485.6
2	705.5	22	2642.5
3	757.6	23	2807.9
4	813.1	24	2982.3
5	872.1	25	3166.1
6	934.9	26	3359.7
7	1001.6	27	3563.6
8	1072.4	28	3778.2
9	1147.7	29	4003.9
10	1227.5	30	4241.3
11	1312.2	31	4490.8
12	1401.9	32	4753.0
13	1497.1	33	5028.4
14	1597.8	34	5317.5
15	1704.5	35	5620.9
16	1817.3	36	5939.3
17	1936.7	37	6273.1
18	2062.8	38	6623.1
19	2196.2	39	6989.8

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

EL AIRE HUMEDO. VARIABLES

P_T Presión total (en general 1 atm=101325 Pa)
 P_{as} Presión del aire seco (del orden de los 98000 Pa)
 P_v Presión del vapor de agua (del orden de los 2000 Pa)



T_s Temperatura seca (la temperatura “normal”)
 T_r Temperatura de rocío (temperatura a la que condensa agua en ese ambiente)
 T_h Temperatura húmeda (temperatura del agua líquida en ese ambiente)
 T_{sa} Temperatura saturación adiabática (temperatura que alcanza el aire al saturarlo de vapor de agua sin comunicarle energía)

ϕ Humedad relativa (proporción entre el n° de moles de vapor de agua respecto al máximo que podría tener ese ambiente)
 W Humedad específica (proporción másica de vapor de agua sobre el aire seco)
 GS Grado de saturación (proporción másica de vapor de agua respecto a la máxima que podría tener ese ambiente)

h Entalpía aire (cantidad de energía cedida al aire húmedo por kg de aire seco para llevarlo a unas condiciones dadas desde otras de referencia)

ve Volumen específico (ocupado por el aire húmedo por kg de aire seco existente)

Otras variables, densidad del aire seco, húmedo,...

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

EL AIRE HUMEDO. VARIABLES

ϕ Humedad relativa (proporción entre el nº de moles de vapor de agua respecto al máximo que podría tener ese ambiente)

Recordemos

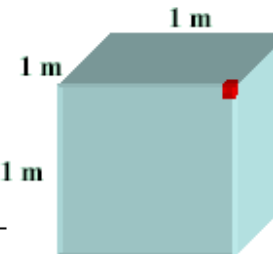
Aire húmedo

$$X_v = \frac{n_v}{n_{as} + n_v} = \frac{\frac{P_v V}{RT_s}}{\frac{P_{as} V}{RT_s} + \frac{P_v V}{RT_s}} = \frac{P_v}{P_T}$$

Aire húmedo saturado

$$X_{vs} = \frac{n_{vs}}{n_{as} + n_{vs}} = \frac{P_{vs}}{P_T}$$

$P_{vs} = f(T_s)$ correlación para el agua
(suponiendo $T_{sat} = T_s$)



$$\phi = 100 \left(\frac{X_v}{X_{vs}} \right)_{T_s=cte} = 100 \left(\frac{P_v}{P_{vs}} \right)_{T_s=cte}$$

Unidades ϕ (% , adimensional)

Condiciones standard

$P_T = 101325 \text{ Pa}$

$T_s = 25^\circ\text{C}$ $P_{vs} = 3166,1 \text{ Pa}$

$\phi = 50\%$ $P_v = 1583 \text{ Pa}$

$V = 1 \text{ m}^3$ $m_v = 0,0115 \text{ kg}$

$m_{as} = 1,1654 \text{ kg}$

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

EL AIRE HUMEDO. VARIABLES

W Humedad específica (proporción másica de vapor de agua sobre el aire seco)

Recordemos

Aire seco

$$P_{as}V = \frac{m_{as}}{M_{as}} R T_s$$

Vapor de agua

$$P_vV = \frac{m_v}{M_v} R T_s$$

$$R = 8,3144 \text{ kJ} / \text{kmol K}$$

$$M_{as} = 28,965 \text{ kg} / \text{kmol}$$

$$M_v = 18,015 \text{ kg} / \text{kmol}$$

$$W = \frac{m_v}{m_{as}} = \frac{M_v}{M_{as}} \frac{P_v}{P_T - P_v} = 0,62198 \frac{P_v}{P_T - P_v}$$

Unidades **W (kg vapor/kg a.s.)**

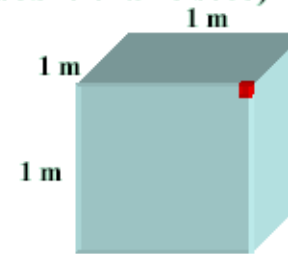
Condiciones standard

$$P_T = 101325 \text{ Pa}$$

$$T_s = 25^\circ\text{C} \quad P_{vs} = 3166,1 \text{ Pa}$$

$$\phi = 50\% \quad P_v = 1583 \text{ Pa}$$

$$W = 0,00987 \text{ kg/kg as}$$



I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

EL AIRE HUMEDO. VARIABLES

GS Grado de saturación (proporción másica de vapor de agua respecto a la máxima que podría tener ese ambiente)

Recordemos

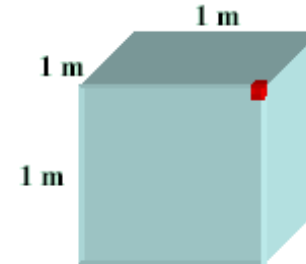
Aire húmedo

$$W = 0,62198 \frac{P_v}{P_T - P_v}$$

Aire húmedo saturado

$$W_s = 0,62198 \frac{P_{vs}}{P_T - P_{vs}}$$

$P_{vs} = f(T_s)$ correlación para el agua



$$GS = \frac{W}{W_s} = \frac{P_v(P_T - P_{vs})}{P_{vs}(P_T - P_v)} = \frac{\phi(P_T - P_{vs})}{100(P_T - P_v)} \approx \frac{\phi}{100}$$

Unidades GS (adimensional)

Condiciones standard

$P_T = 101325 \text{ Pa}$

$T_s = 25^\circ\text{C}$ $P_{vs} = 3166,1 \text{ Pa}$

$\phi = 50\%$ $P_v = 1583 \text{ Pa}$

$GS = 0,492$

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

EJERCICIO 1:

La temperatura del aire es de 35 °C y la humedad relativa del 50%

¿Cuál es la humedad absoluta o específica en Guayaquil y en Quito?

SOLUCIÓN

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

EJERCICIO 1:

La temperatura del aire es de 35 °C y la humedad relativa del 50%

¿Cuál es la humedad absoluta o específica ?

SOLUCIÓN

La presión de saturación del agua a 35°C es $P_{vs} = 5620.9 \text{ Pa}$

$$P_v = P_{vs} \phi = 5620.9 \times 0.50 = 2810.45 \text{ Pa}$$

$$W = 0.62198 P_v / (P_T - P_v) =$$
$$= 0.62198 \times 2810.45 / (101325 - 2810.45)$$

$$W = 0.0177 \text{ kg/kg as}$$

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

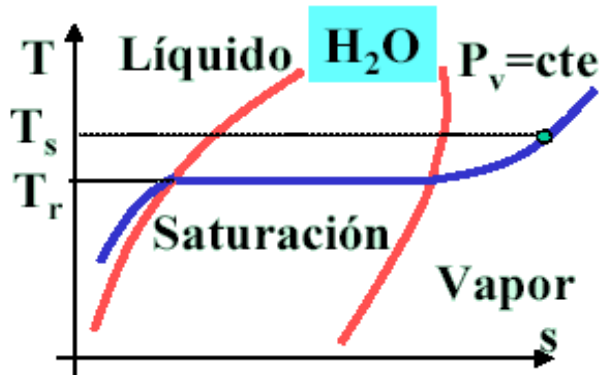
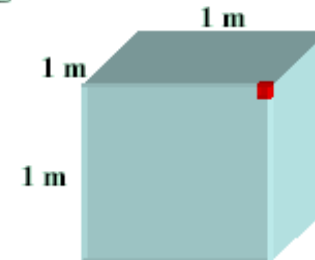
EL AIRE HUMEDO. VARIABLES

T_r Temperatura de rocío (temperatura a la que condensa agua en ese ambiente)

Recordemos

$P_{vs} = f(T_{sat})$ correlación para el agua

Por tanto $P_v = f(T_r)$ y despejando $T_r = f(P_v)$



Correlación simple
 $200^{\circ}\text{C} > T_s > 0^{\circ}\text{C}$

$$T_r = \frac{35,85 \log P_v - 2148,496}{\log P_v - 10,2858}$$

$P_v(\text{Pa}) \quad T_r(^{\circ}\text{C})$

Correlaciones ASHRAE

No se obtiene de forma explícita la temperatura

Dada una T_r se tiene una presión parcial de vapor P_v y una humedad específica W

$$P_v = \frac{P_T W}{0,62198 + W} = f(T_r)$$

Unidades P_v y P_T (Pa) W (kg/kg as)

Condiciones standard

$P_T = 101325 \text{ Pa}$

$T_s = 25^{\circ}\text{C} \quad P_{vs} = 3166,1 \text{ Pa}$

$\phi = 50\% \quad P_v = 1583 \text{ Pa}$

$T_r = 13,86^{\circ}\text{C}$

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

EJERCICIO 2:

La temperatura del aire es de 35 °C y la humedad relativa del 50%

¿Cuál es la temperatura de rocío ?

¿Cuál es la humedad del aire si se enfria a 25°C ? Y a 15°C ?

SOLUCIÓN

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

EJERCICIO 2:

La temperatura del aire es de 35 °C y la humedad relativa del 50%

¿Cuál es la temperatura de rocío ?

¿Cuál es la humedad del aire si se enfría a 25°C ? Y a 15°C ?

SOLUCIÓN

- *La presión de saturación del agua a 35°C es $P_{vs} = 5620.9 \text{ Pa}$*

$$P_v = P_{vs} \phi = 5620.9 \times 0.50 = 2810.45 \text{ Pa}$$

- *La temperatura de rocío es $T_r = 23 \text{ °C}$ (tabla de presiones de vapor saturado)*

- *Luego si enfriamos a 25°C (mayor que T_r), no habrá condensación y la humedad específica continuará siendo la misma que a 35°C*

$$W = 0.62198 P_v / (P_T - P_v) = 0.0177 \text{ kg vapor agua/kg aire seco}$$

- *En cambio si se enfría a 15°C, parte del vapor habrá condensado y por tanto el aire estará saturado $P_{vs} (15^\circ\text{C}) = 1704.5 \text{ Pa}$ y*

$$W = 0.0106 \text{ kg/ kg as}$$

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

EL AIRE HUMEDO. VARIABLES

h Entalpía aire (cantidad de energía cedida al aire húmedo por kg de aire seco para llevarlo a unas condiciones dadas desde otras de referencia)

Entalpía aire seco H_{as} $H_{as} = C p_{as} (T_s - T_{ref})$

Entalpía vapor agua H_v $H_v = C f_{Tref} + C p_v (T_s - T_{ref})$

Entalpía aire h

$$h = \frac{m_{as} H_{as} + m_v H_v}{m_{as}} = C p_{as} (T_s - T_{ref}) + W [C f_{Tref} + C p_v (T_s - T_{ref})]$$

La temperatura de referencia se toma en 0°C

Aire seco
 $C p_{as} = 1 \text{ kJ} / \text{kg} ^\circ \text{C}$

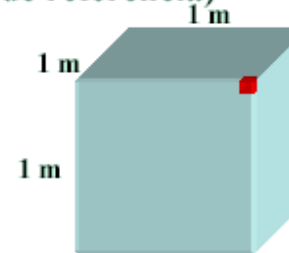
Agua
 $C p_v = 1,805 \text{ kJ} / \text{kg} ^\circ \text{C}$
 $C f_{Tref=0^\circ \text{C}} = 2501 \text{ kJ} / \text{kg}$

en las condiciones de referencia

$$h = T_s + W(2501 + 1,805 T_s)$$

Unidades

$h(\text{kJ/kg as})$ $W(\text{kg/kg as})$ $T_s (^\circ \text{C})$



Condiciones standard

$P_T = 101325 \text{ Pa}$

$T_s = 25^\circ \text{C}$ $P_{vs} = 3166,1 \text{ Pa}$

$\phi = 50\%$ $P_v = 1583 \text{ Pa}$

$W = 0,00987 \text{ kg/kg as}$

$h = 50,16 \text{ kJ/kg as}$

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

EJERCICIO 3:

Una corriente de 907 kg de aire seco por hora a 35°C y 50% de humedad relativa se enfría a presión constante hasta condiciones de saturación. Calcular el calor de enfriamiento

SOLUCION

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

EJERCICIO 3:

Una corriente de 907 kg de aire seco por hora a 35°C y 50% de humedad relativa se enfría a presión constante hasta condiciones de saturación. Calcular el calor de enfriamiento

SOLUCION

La presión de saturación del agua a 35°C es $P_{vs}=5620.9 \text{ Pa}$

$$P_v = P_{vs} \phi = 5620.9 \times 0.50 = 2810.45 \text{ Pa}$$

$$W = 0.62198 P_v / (P_T - P_v) = \\ = 0.62198 \times 2810.45 / (101325 - 2810.45)$$

$$W = 0.0177 \text{ kg/kg as}$$

■ La presión de saturación del agua a 35°C es $P_{vs}=5620.9 \text{ Pa}$

$$P_v = P_{vs} \phi = 5620.9 \times 0.50 = 2810.45 \text{ Pa}$$

■ La temperatura de rocío es $T_r = 23^\circ\text{C}$ (tabla de presiones de vapor saturado)

$$h = T_s + W(2501 + 1.805T_s)$$

$$h_1 = 80.4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 68 \text{ kJ/kg}$$

$$q = 907 / 3600 * (68 - 80.4)$$

$$q = -3.12 \text{ kW}$$

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

EL AIRE HUMEDO. VARIABLES

T_{sa} Temperatura saturación adiabática (temperatura que alcanza el aire al saturarlo de vapor de agua sin comunicarle energía)

Balance de energía $m_{as}h + m_{w\text{ evap}} h_w = m_{as}h_s^*$ $\Rightarrow h + (W_s^* - W)h_w = h_s^*$

Balance de agua $m_{w\text{ evap}} = m_{as}W_s^* - m_{as}W$

donde h_s^* W_s^* (cond. Salida)

$W_s^* = f(P_{vs}(T_{sa}))$ (ec. anteriores)

$h_s^* = f(W_s^*, T_{sa})$ (ec. anteriores)

$h_w = C_{p_w}(T_w - T_{ref}) = 4,186 T_w$

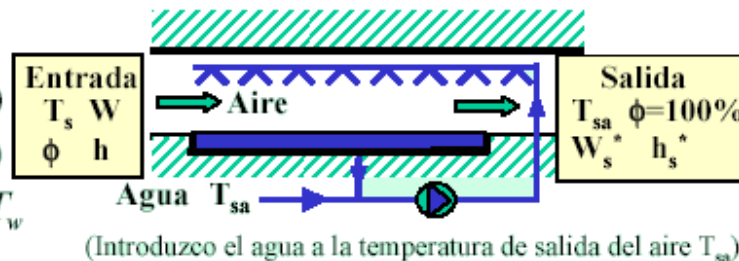
sustituyendo

$$T_s + W(2501 + 1,805T_s) + (W_s^* - W)4,186T_{sa} = T_{sa} + W_s^*(2501 + 1,805T_{sa})$$

despejando

$$T_{sa} = \frac{T_s(1 + 1,805W) + 2501(W - W_s^*)}{1 + 4,186W - 2,381W_s^*}$$

T_{sa} y T_s (°C) W y W_s^{*}(kg/kg as)



Condiciones standard

P_T = 101325 Pa

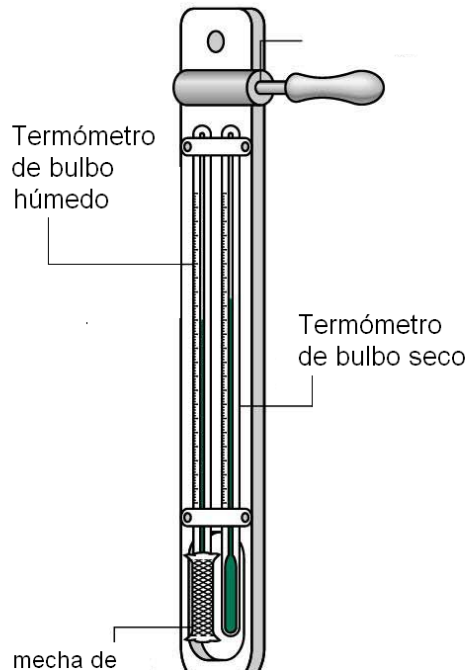
T_s = 25°C P_{vs} = 3166,1 Pa

φ = 50% P_v = 1583 Pa

W = 0,00987 kg/kg as

T_{sa} = 17,87°C

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE



Temperatura húmeda o de bulbo húmedo:

En lugar del saturador adiabático, para determinar la humedad se utilizan dos termómetros, uno de los cuales tiene el bulbo cubierto con un algodón húmedo.

Las temperaturas indicadas se denominan **temperatura seca o de bulbo seco** y **temperatura húmeda o de bulbo húmedo**.

La temperatura del bulbo seco es la temperatura del aire (T_s), mientras que la temperatura húmeda (T_h) es muy aproximadamente la temperatura de saturación adiabática (T_{sa}). La humedad se puede calcular de la siguiente expresión:

$$W = \frac{(T_h - T_s) + W'_s (2501 - 2.381 T_h)}{2501 + 1.805 T_s - 4.186 T_h}$$

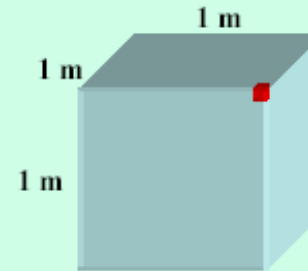
I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

EL AIRE HUMEDO. VARIABLES

ve Volumen específico (ocupado por el aire húmedo por kg de aire seco existente)

Con la ecuación de gas perfecto

$$ve = \frac{V}{m_{as}} = \frac{R T_s}{M_{as} P_{as}} = 287 \frac{T_s}{P_T - P_v}$$



ρ_h Densidad del aire húmedo (peso del aire húmedo por m³ ocupado)

$$\rho_h = \frac{m_{as} + m_v}{V} = \frac{M_{as} P_{as} + M_v P_v}{R T_s} = \frac{M_{as} P_T + (M_v - M_{as}) P_v}{R T_s} = \frac{P_T - 0,378 P_v}{287 T_s}$$

Unidades

ve(m³/kg as) ρ_h (kg/m³)

T_s (K) P_v y P_T (Pa)

Condiciones standard

$P_T = 101325$ Pa

$T_s = 25^\circ\text{C}$ $P_{vs} = 3166,1$ Pa

$\phi = 50\%$ $P_v = 1583$ Pa

$ve = 0,8579$ m³/kg as

$\rho_h = 1,177$ kg/m³

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

EJERCICIO 4:

***La temperatura del bulbo seco es de 30°C y la del bulbo húmedo 23°C
¿Cuál es la humedad absoluta ? ¿y la relativa ?***

SOLUCION

I-3-1 PROPIEDADES DEL AIRE

EJERCICIO 4:

La temperatura del bulbo seco es de 30°C y la del bulbo húmedo 23°C
¿Cuál es la humedad absoluta ? ¿y la relativa ?

SOLUCION

La presión de saturación del agua a $T_h = 23^\circ\text{C}$ es $P_{vs} = 2807.9 \text{ Pa}$

$W'_s = 0.62198 \times 2807.9 / (101325 - 2807.9) = 0.0177 \text{ kg /kg as}$

Luego sustituyendo en

$$W = \frac{(T_h - T_s) + W'_s (2501 - 2.381 T_h)}{2501 + 1.805 T_s - 4.186 T_h}$$

resulta $W = 0.01479 \text{ kg/kg as}$

Como la presión de saturación del agua a 30°C es $P_{vs} = 4241.3 \text{ Pa}$

$$P_v = W P_T / (0.62198 + W) = 2353 \text{ Pa}$$

Y entonces $\phi = P_v / P_{vs} = 2353 / 4241.3 = 0.555$, o sea **55.5%**

I-3-2 DIAGRAMA SICROMÉTRICO

•CARRIER

Toma como variables independientes la **temperatura seca** y la **humedad específica**. Los ejes adoptados para temperatura y humedad específica no son perpendiculares y se suelen representar con un ángulo de $92,5^\circ$; con ello se consigue que la líneas de entalpía y temperatura húmeda constante sean prácticamente rectas.

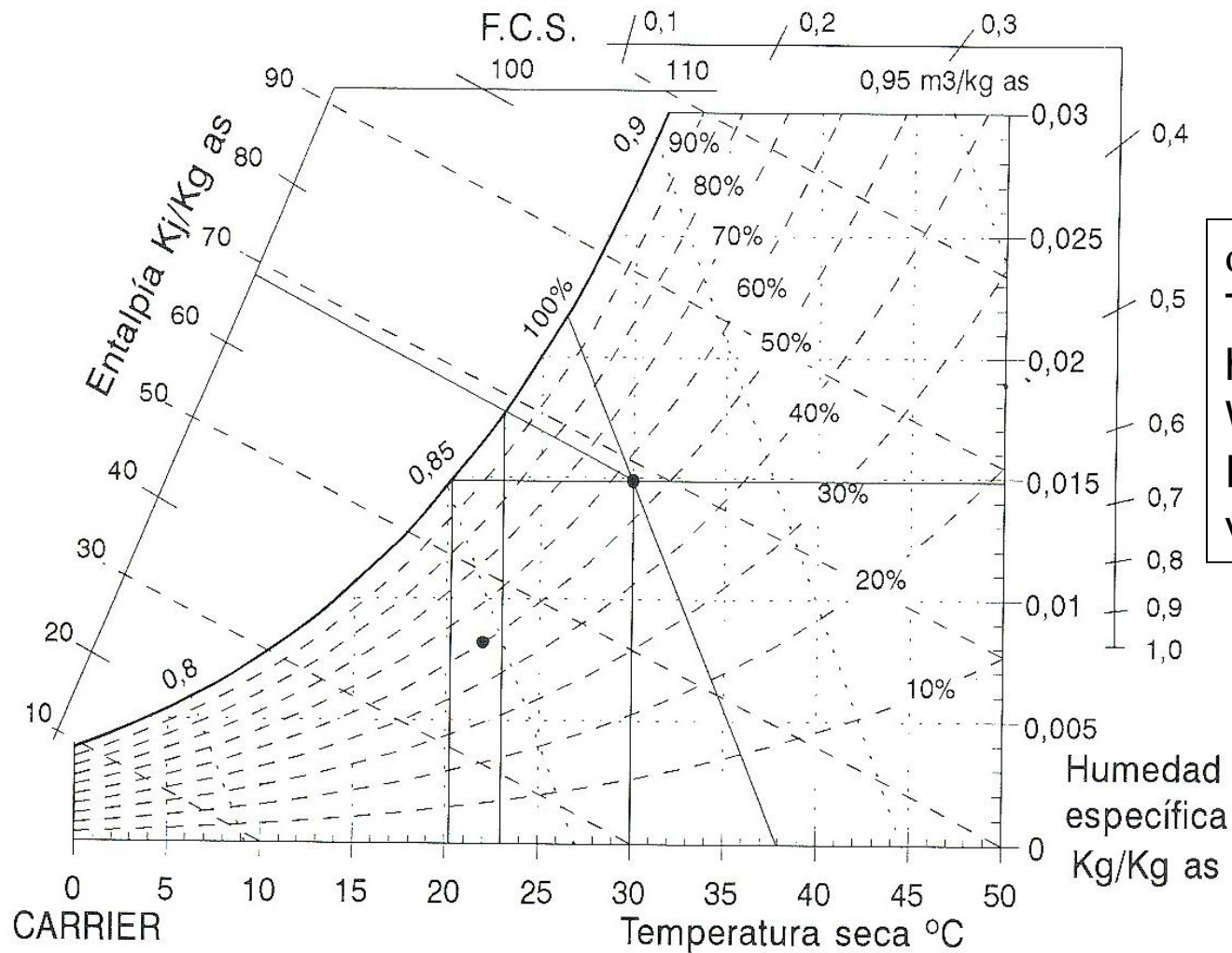
•ASHRAE

Toma como variables independientes la **entalpía (eje X)** y la **humedad específica (eje Y)**. Los ejes adoptados no son perpendiculares, sino que forman un ángulo de aproximadamente $24,5^\circ$ y se representa el **eje Y** a la derecha del diagrama.

•MOLLIER

Toma como variables independientes la **entalpía (eje X)** y la **humedad específica (eje Y)**. Los ejes adoptados no son perpendiculares, sino que forman un ángulo de aproximadamente 34° .

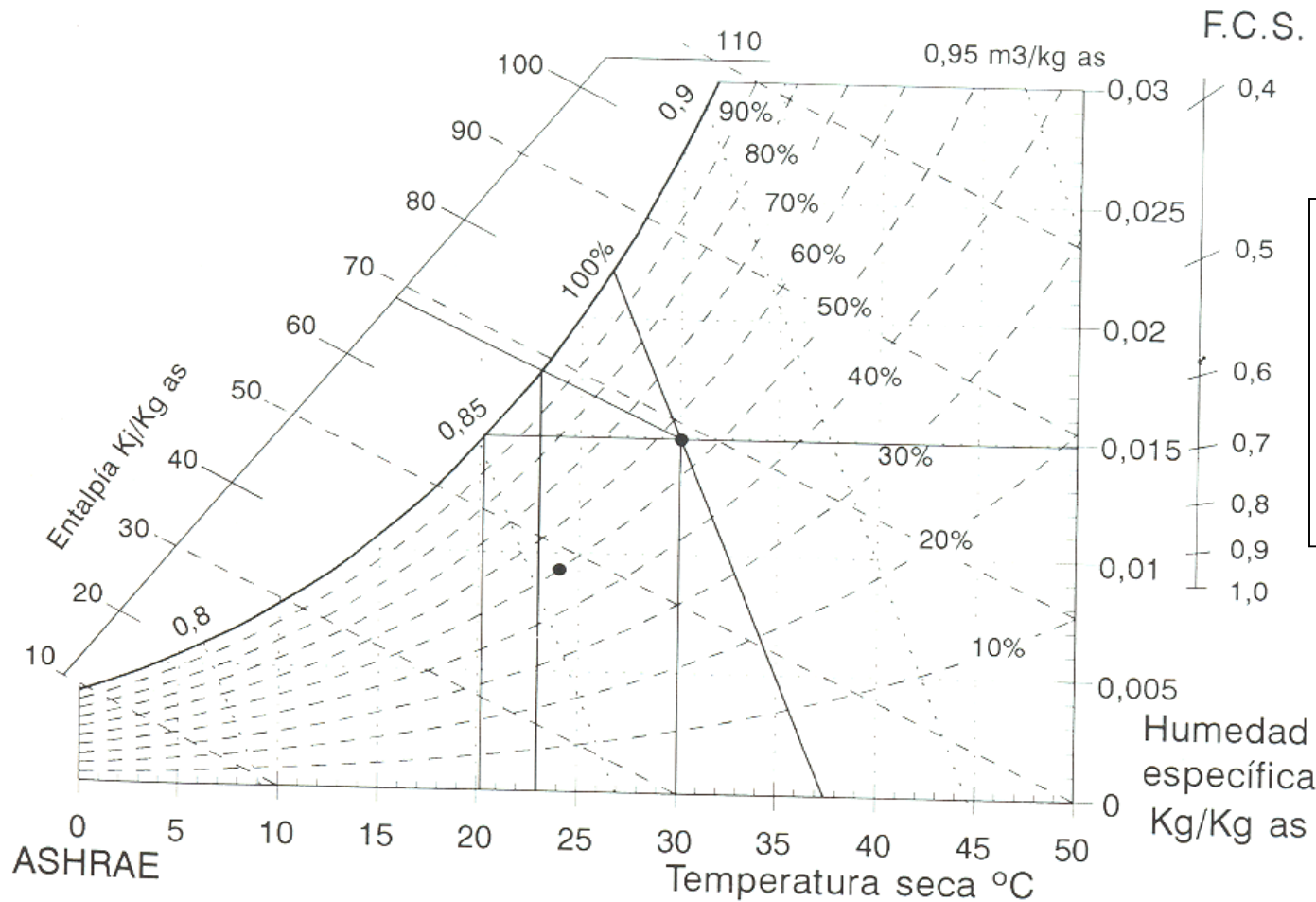
I-3-2 DIAGRAMA SICROMÉTRICO. CARRIER



$P_T = 101325 \text{ Pa}$
 $T_h = 23^{\circ}C$
 $T_s = 30^{\circ}C$

$\phi = 55 \%$
 $T_r = 20,1^{\circ}C$
 $h = 67,8 \text{ kJ/kg}$
 $W = 0,0148 \text{ kg/kg as}$
 $P_v = 2350 \text{ Pa}$
 $ve = 0,879 \text{ m}^3/\text{kg as}$

I-3-2 DIAGRAMA SICROMÉTRICO. ASHRAE



F.C.S.

$P_T = 101325 \text{ Pa}$

$T_h = 23^\circ\text{C}$

$T_s = 30^\circ\text{C}$

$\phi = 55 \%$

$T_r = 20,1^\circ\text{C}$

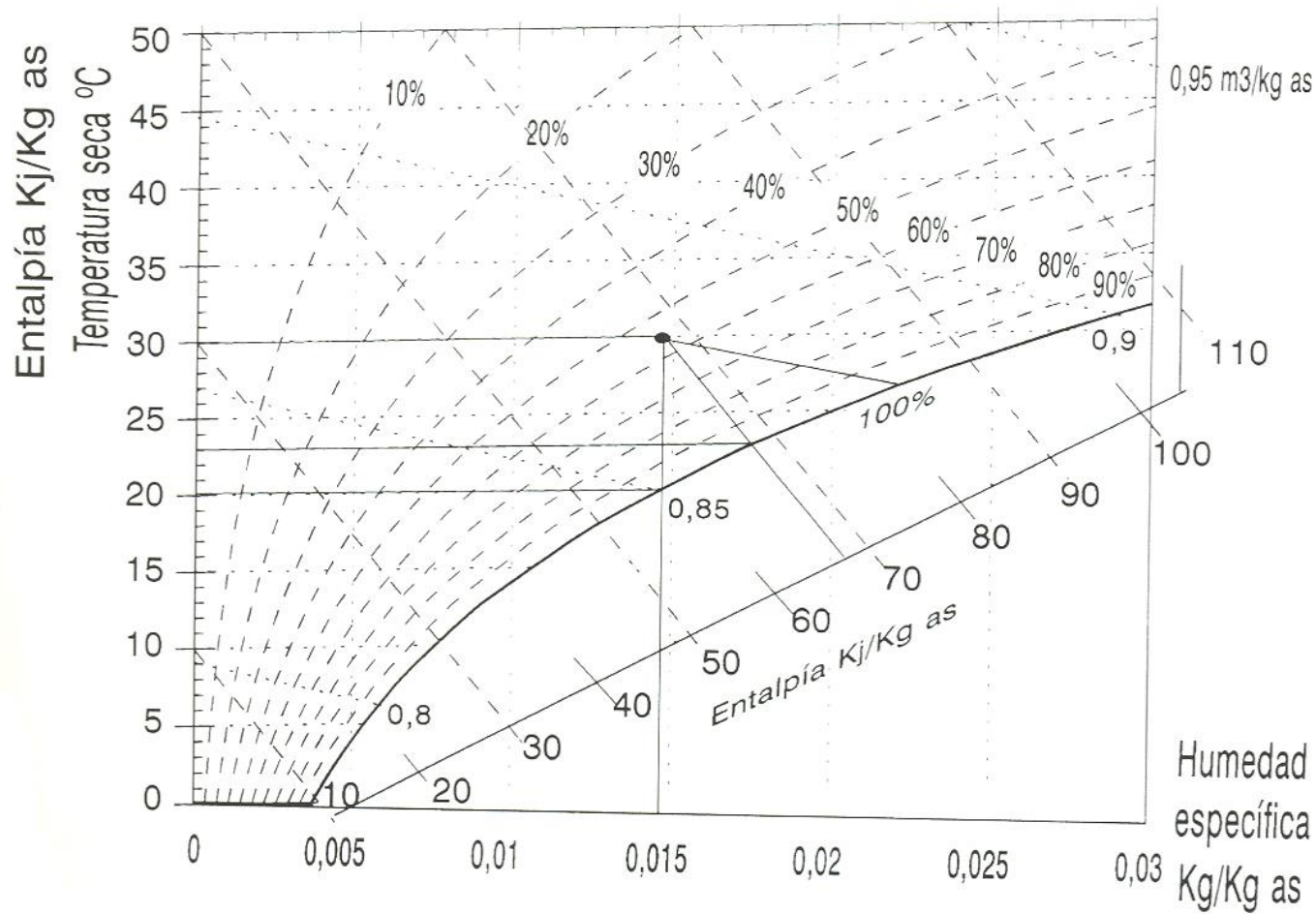
$h = 67,8 \text{ kJ/kg}$

$W = 0.0148 \text{ kg/kg as}$

$P_v = 2350 \text{ Pa}$

$ve = 0.879 \text{ m}^3/\text{kg as}$

I-3-2 DIAGRAMA SICROMÉTRICO. MOLLIER


$$\begin{aligned} P_T &= 101325 \text{ Pa} \\ T_h &= 23^\circ\text{C} \\ T_s &= 30^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$\phi=55 \%$
 $T_r=20,1^\circ\text{C}$
 $h=67,8 \text{ kJ/kg}$
 $W=0.0148 \text{ kg/kgas}$
 $P_v=2350 \text{ Pa}$
 $v_e=0.879 \text{ m}^3/\text{kg as}$

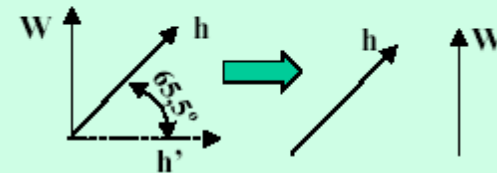
I-3-2 DIAGRAMA SICROMÉTRICO. ASHRAE

DIAGRAMA SICROMETRICO. ASHRAE

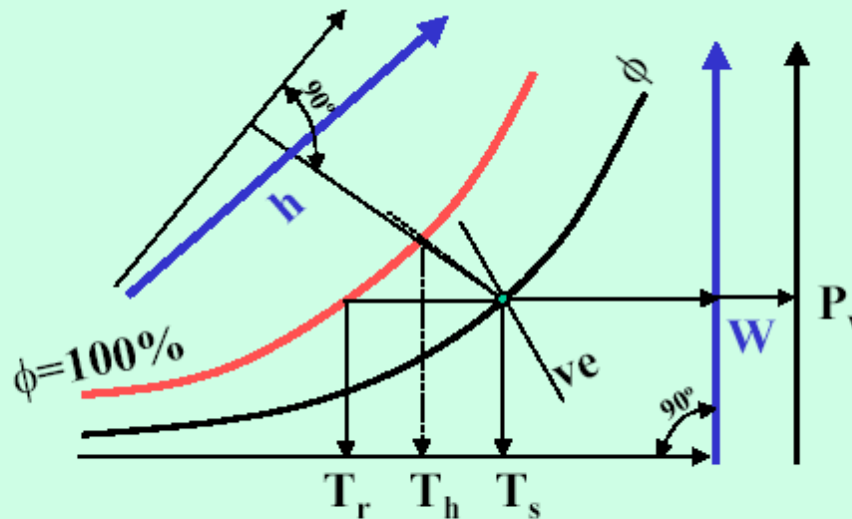
Se desarrollan para cada presión total (o altura sobre el nivel del mar)

Eje X = Entalpía (girado 65,5°)

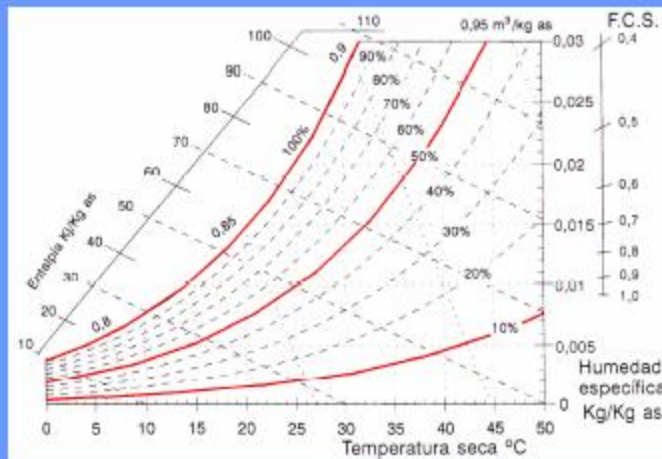
Eje Y = Humedad específica (se cambia de posición)



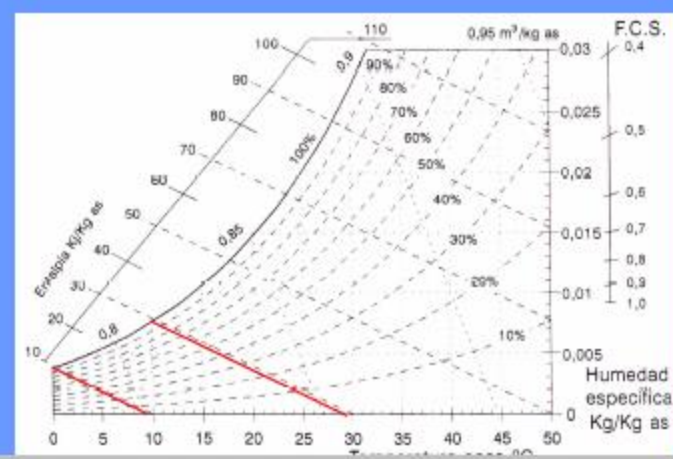
Líneas paralelas : las entalpías y humedades específicas constantes



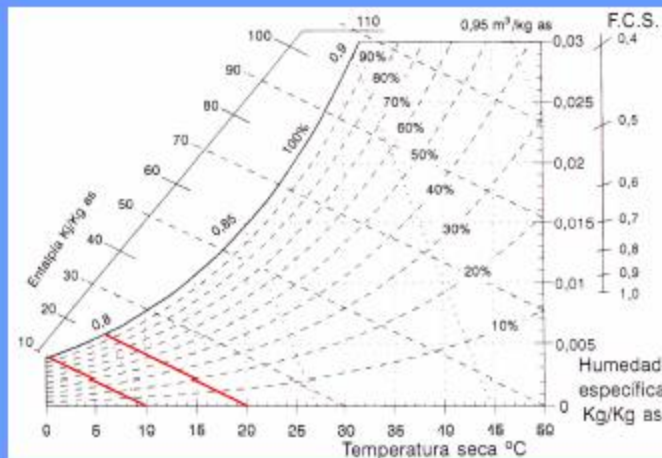
I-3-2 DIAGRAMA SICROMÉTRICO. ASHRAE



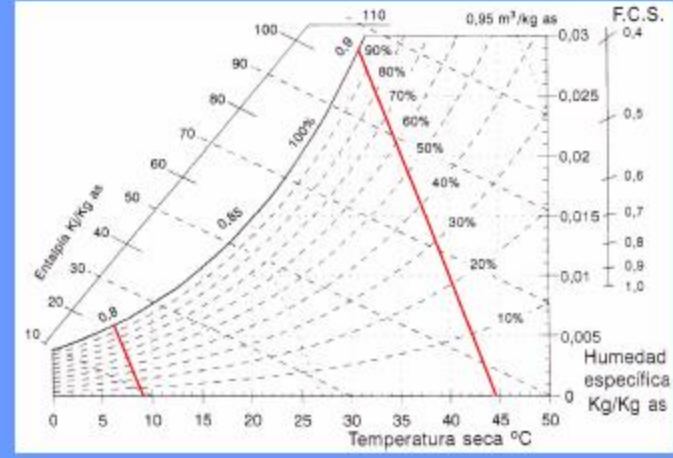
Líneas de humedad relativa cte



Líneas de temperatura húmeda cte



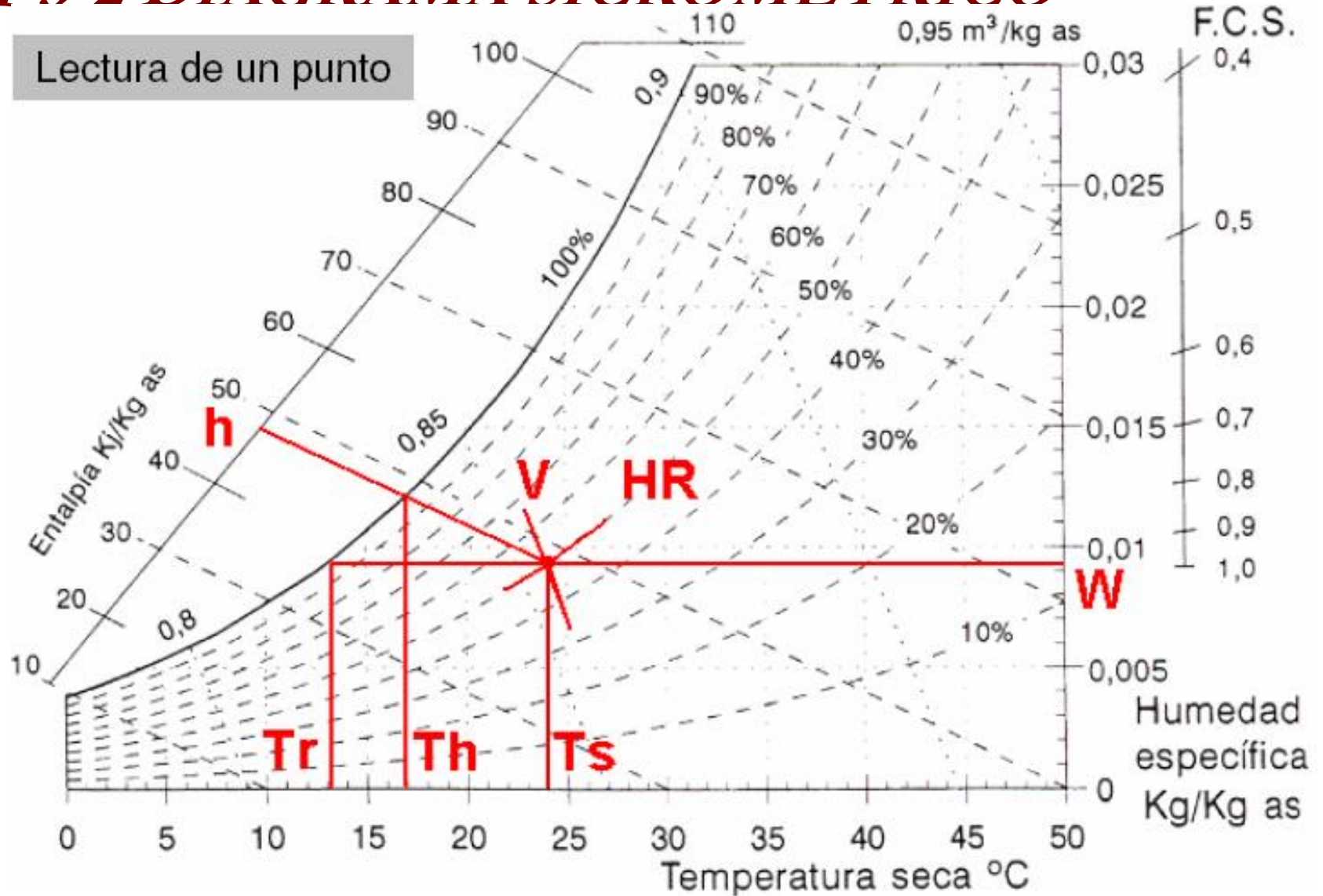
Líneas de entalpía cte



Líneas de volumen cte

I-3-2 DIAGRAMA SICROMÉTRICO

Lectura de un punto



Programa informático “Análisis psicrométrico” de ASHRAE

I-3-2 DIAGRAMA SICROMÉTRICO

Psychrometric Processes

Apply Add Point Climatic Data... Delete Print Help Close

	LABEL	AIR FLOW	PROCESS	GIVEN	DB	WB	RH	W	V	H	DP	D	VP	AW	START POINT	SECOND POINT
▶ New T	AR	1000	Add State Point	POINT	45,0	34,5	50,0	31,1	0,95	125,52	32,2	1,0911	35,999	32,846		

Current Point

DB	45
RH	50
Air Flow	1.000
DB	45,000
WB	34,498
RH	50,0
W	31,07
v	0,946
h	125,516
DP	32,152
d	1,0911
vp	35,9991
AW	32,846

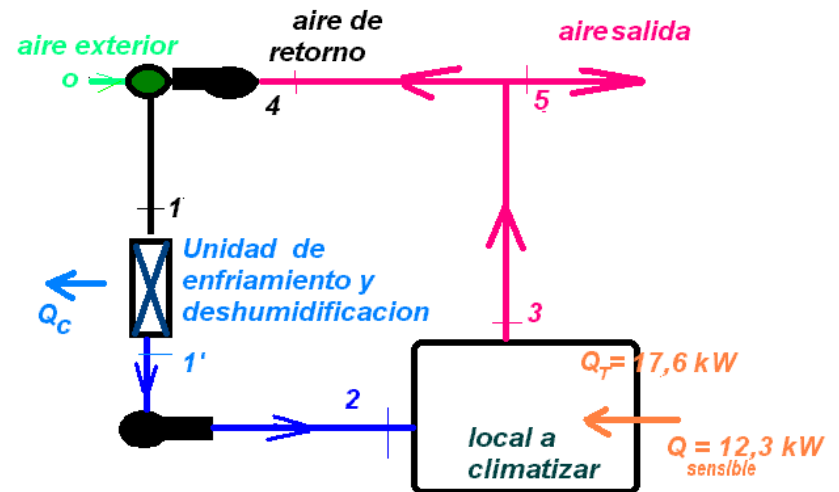
Inicio PSYCHRO... Psychrome... capitulo 12 CURSO Microsoft P... Dibujo - Paint Microsoft P... ES 20:08

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

- **Mezcla adiabática**
 - **Calentamiento (calor sensible)**
 - **Enfriamiento (calor sensible)**
 - **Balance de materia y energía en un sistema abierto en flujo estacionario con una única corriente de aire**
 - **Recta de Maniobra**
 - **Calor sensible y Calor latente. Factor de calor sensible**
 - **Calentamiento y humidificación**
 - **Enfriamiento evaporativo**
 - **Enfriamiento y deshumidificación**
 - **Acondicionamiento del aire de los espacios. Condiciones de diseño**
-

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

- Transformaciones psicrometricas básicas
 - mezcla adiabática de dos corrientes de aire en distintas condiciones
 - impulsar el paso del aire a través de superficies que están a distinta temperatura
 - impulsar el aire a través de cortinas de agua o superficies humedecidas a distinta temperatura, añadir vapor de agua



I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

■ Mezcla adiabática

La mezcla adiabática de dos corrientes de aire es uno de los procesos más comunes en los sistemas de aire acondicionado en las denominadas secciones de mezcla en que se mezclan dos corrientes de aire, una exterior (normalmente en las condiciones de aire exterior) y otra de recirculación (en las condiciones del ambiente interior)

Balance de materia

$$\text{Aire seco : } m_{a1} + m_{a2} = m_{a3}$$

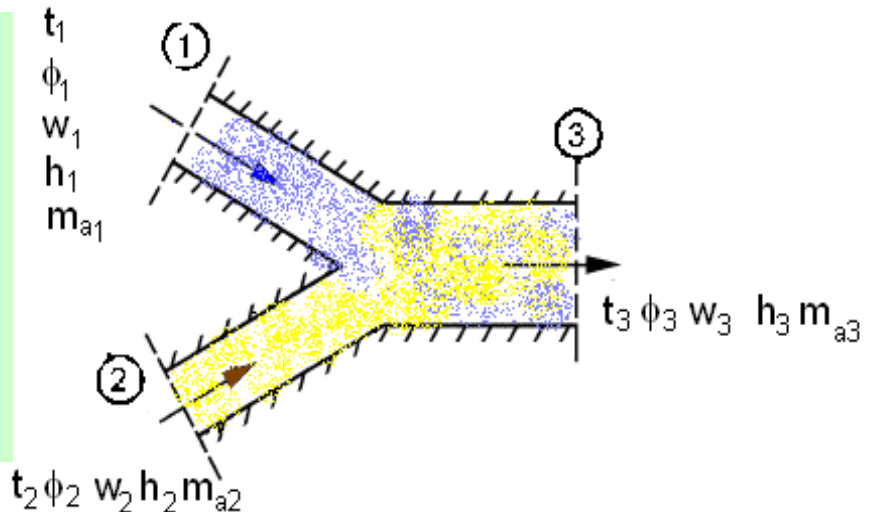
$$\text{Agua : } m_{a1} W_1 + m_{a2} W_2 = m_{a3} W_3$$

Balance de energía ($Q=0$)

$$m_{a1} h_1 + m_{a2} h_2 = m_{a3} h_3$$

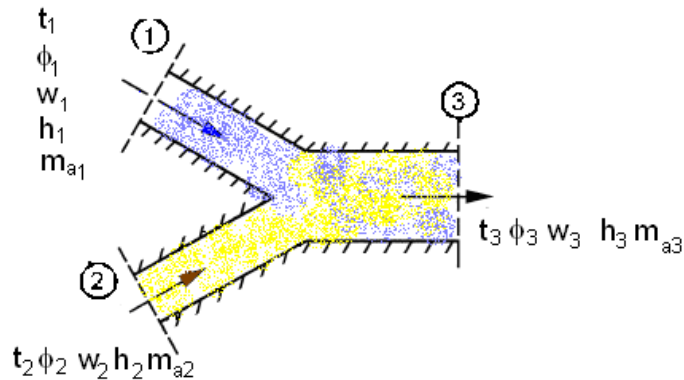
Una vez resuelto el sistema de ecuaciones se tiene que

$$W_3 = \frac{m_{a1} W_1 + m_{a2} W_2}{m_{a1} + m_{a2}} \quad h_3 = \frac{m_{a1} h_1 + m_{a2} h_2}{m_{a1} + m_{a2}}$$



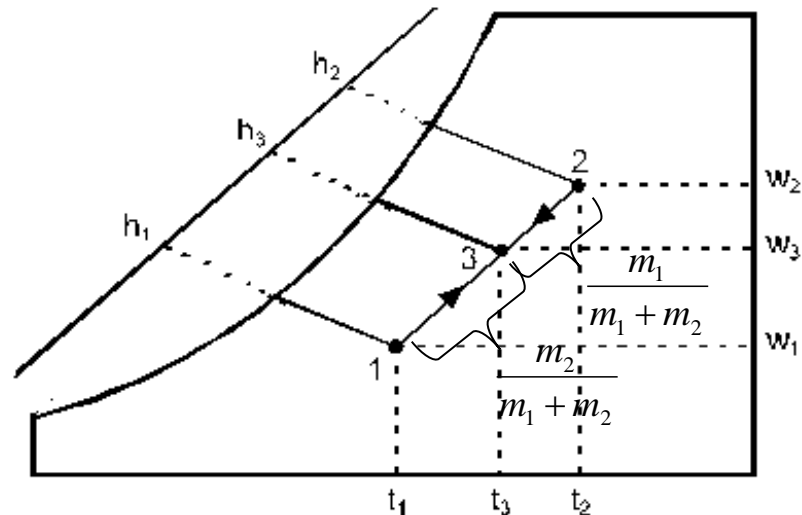
I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

Representación en el diagrama psicrométrico



$$\frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} = \frac{W_2 - W_3}{W_3 - W_1} = \frac{m_{a1}}{m_{a2}}$$

$$\frac{h_3 - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{W_3 - W_1}{W_2 - W_1} = \frac{m_{a2}}{m_{a3}}$$



$$\frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = \frac{W_2 - W_3}{W_2 - W_1} = \frac{m_{a1}}{m_{a3}}$$

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

$$h_3 = \frac{m_{a1} h_1 + m_{a2} h_2}{m_{a1} + m_{a2}} \quad h = T_s + W(2501 + 1.805T_s)$$

$$T_{s3} = \frac{m_{a1} T_{s1}(1 + W_1 1.805) + m_{a2} T_{s2}(1 + W_2 1.805)}{(m_{a1} + m_{a2})(1 + W_3 1.805)}$$

$$1.805W_i \ll 1$$

$$T_{s3} \cong \frac{m_{a1} T_{s1} + m_{a2} T_{s2}}{(m_{a1} + m_{a2})}$$

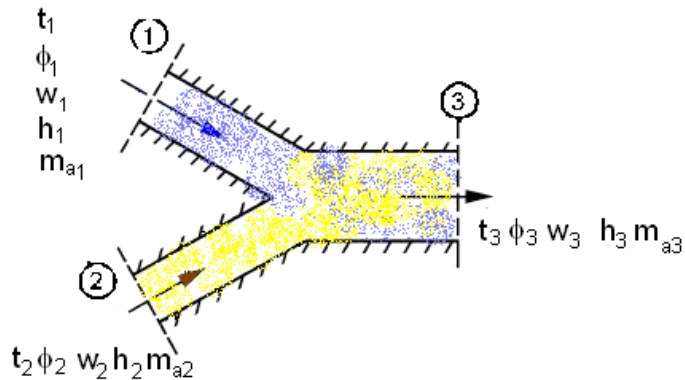
I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

EJEMPLO 5

Corriente 1 : $V_1 = 2 \text{ m}^3/\text{s}$, $T_1 = 4^\circ\text{C}$, $T_{h1} = 2^\circ\text{C}$

Corriente 2 $V_2 = 6.25 \text{ m}^3/\text{s}$, $T_2 = 25^\circ\text{C}$, $\phi_2 = 50\%$

Calcular T_3 y T_{h3}



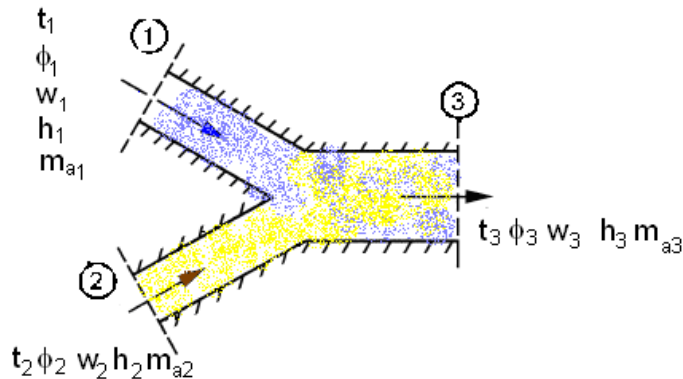
I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

EJEMPLO 5

Corriente 1 : $V_1 = 2 \text{ m}^3/\text{s}$, $T_1 = 4^\circ\text{C}$, $T_{h1} = 2^\circ\text{C}$

Corriente 2 $V_2 = 6.25 \text{ m}^3/\text{s}$, $T_2 = 25^\circ\text{C}$, $\phi_2 = 50\%$

Calcular T_3 y T_{h3}



En el diagrama psicrométrico se puede leer

$$v_1 = 0.789 \text{ m}^3/\text{kg aire seco}$$

$$v_2 = 0.858 \text{ m}^3/\text{kg aire seco}$$

Los caudales de aire seco son entonces:

$$m_{a1} = 2 / 0.789 = 2.535 \text{ kg/s}$$

$$m_{a2} = 6.25 / 0.858 = 7.284 \text{ kg/s}$$

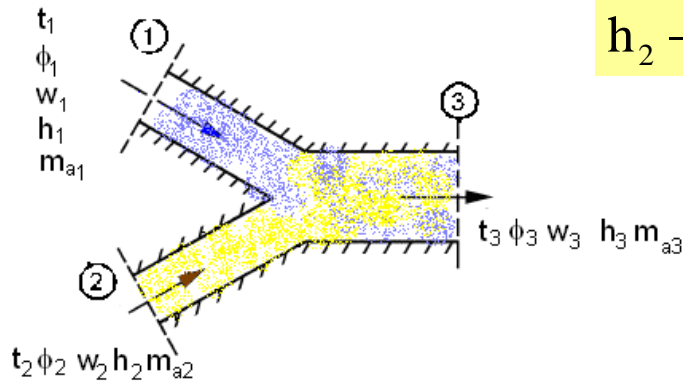
$$m_{a3} = 2.535 + 7.284 = 9.819 \text{ kg/s}$$

$$\frac{m_{a2}}{m_{a3}} = \frac{7.284}{9.819} = 0.742$$

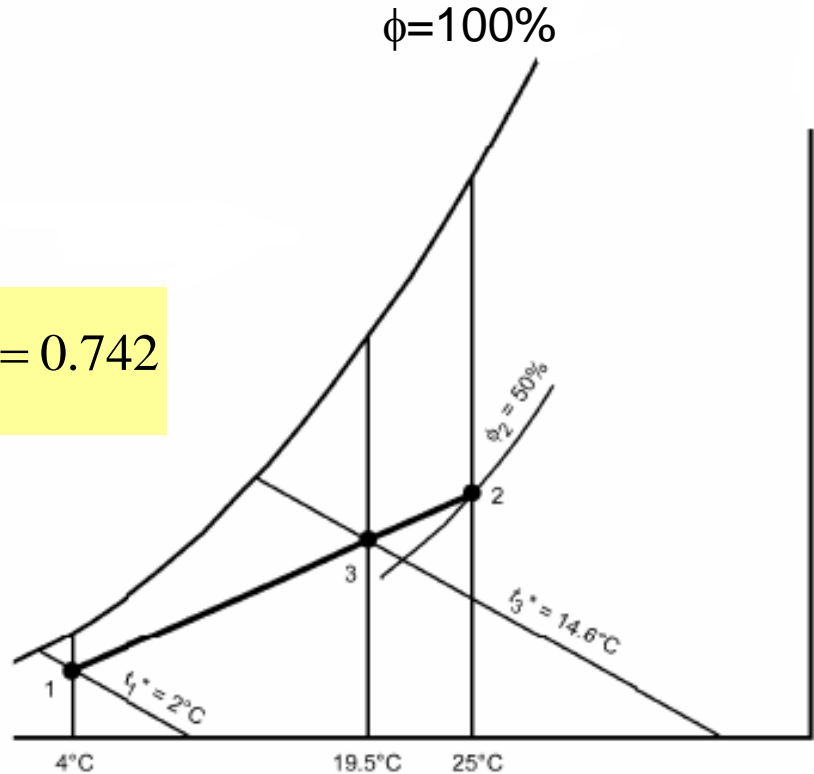
PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

Leyendo sobre el diagrama psicrométrico resulta que

$$T_3 = 19.5\text{ }^{\circ}\text{C} \text{ y } T_{h3} = 14.6^{\circ}\text{C}$$



$$\frac{h_3 - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{m_{a2}}{m_{a3}} = 0.742$$





PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

NÚMERO DE LA CARTA DE AIRE PSYCHROMETRIC
TEMPERATURA NORMAL

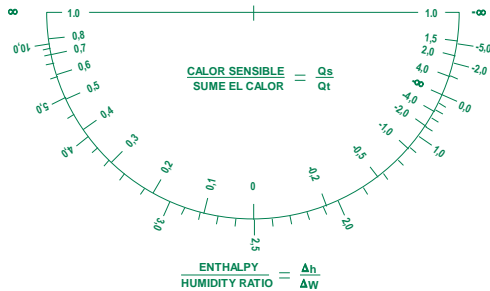
PRESIÓN BAROMÉTRICA: 101,325 kPa

Copyright 1992

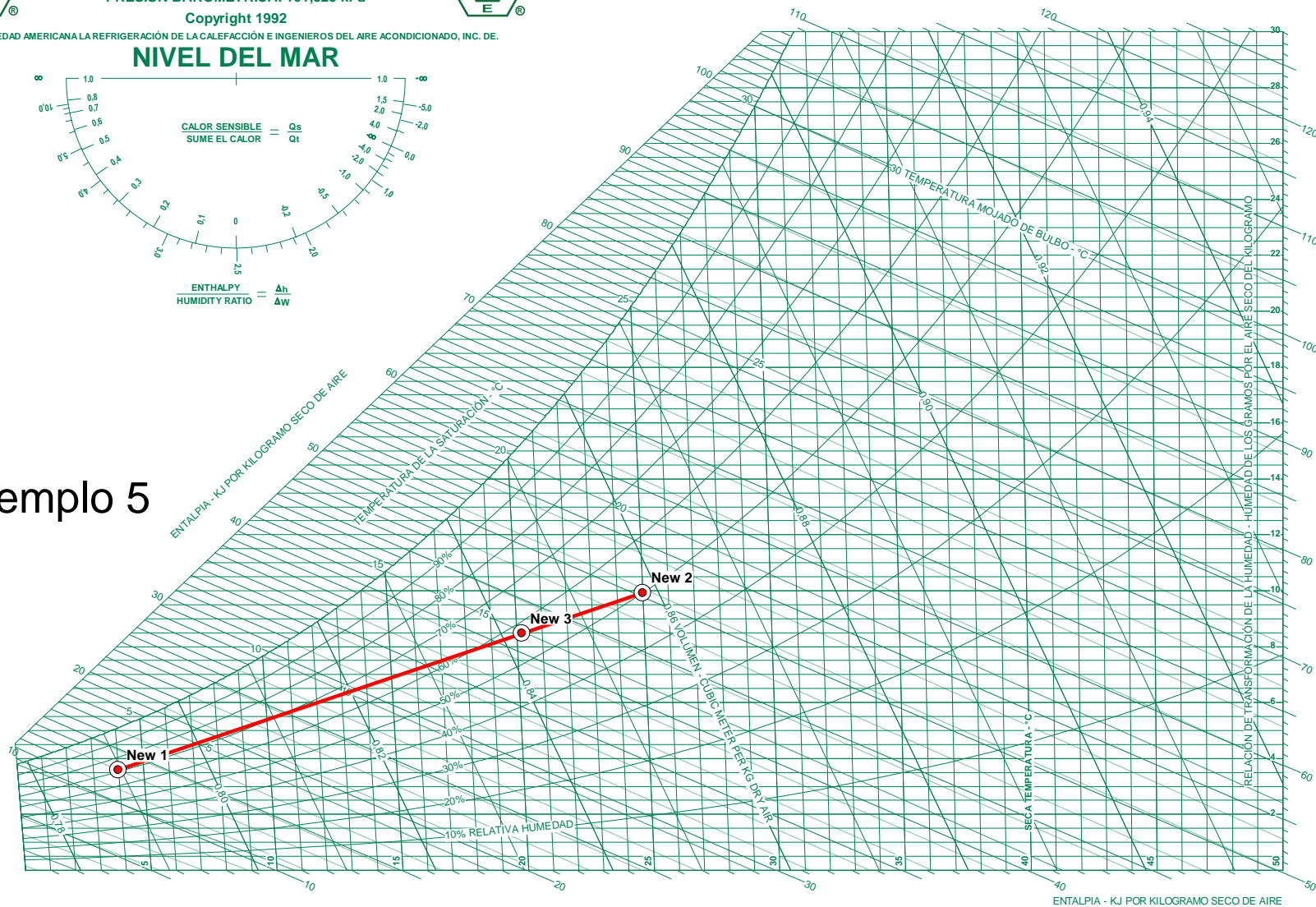
SOCIEDAD AMERICANA LA REFRIGERACIÓN DE LA CALEFACCIÓN E INGENIEROS DEL AIRE ACONDICIONADO, INC. DE.



NIVEL DEL MAR



Ejemplo 5



PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

Psychrometric Processes

Apply Add Point Climatic Data... Delete Print Help Close

	POINT	LABEL	AIR FLOW	PROCESS	GIVEN	DB	WB	RH	W	ψ	H	DP	d	VP	AW
	New 1	AR	2000	Add State Point	POINT	4,0	2,0	70,8	3,8	0,79	12,98	-0,7	1,2714	4,321	4,524
	New 2	AR	8750	Add State Point	POINT	25,0	17,0	50,0	8,0	0,68	50,40	13,0	1,1775	11,888	11,588
	New 3	AR	8750	Air Mixing	POINT	20,2	14,8	57,3	8,3	0,64	41,00	11,3	1,1878	10,172	10,061

Back
Forward

Base Point		Air Mixing (Second Point)		Current Point	
New 1		New 2		DB <input type="text" value="20,2"/> W <input type="text" value="8,5"/>	
Air Flow	2,000	Air Flow	8,750	Air Flow	8,750
DB	4,000	DB	25,000	DB	20,000
WB	2,000	WB	17,878	WB	14,434
RH	70,8	RH	50,0	RH	64,8
W	3,57	W	8,32	W	8,00
ψ	0,788	ψ	0,658	ψ	0,641
h	12,977	h	50,388	h	40,402
DP	-0,715	DP	13,887	DP	10,641
d	1,2714	d	1,1775	d	1,1988
vp	4,3211	vp	11,8882	vp	9,6138
AW	4,524	AW	11,588	AW	9,515

PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO



I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

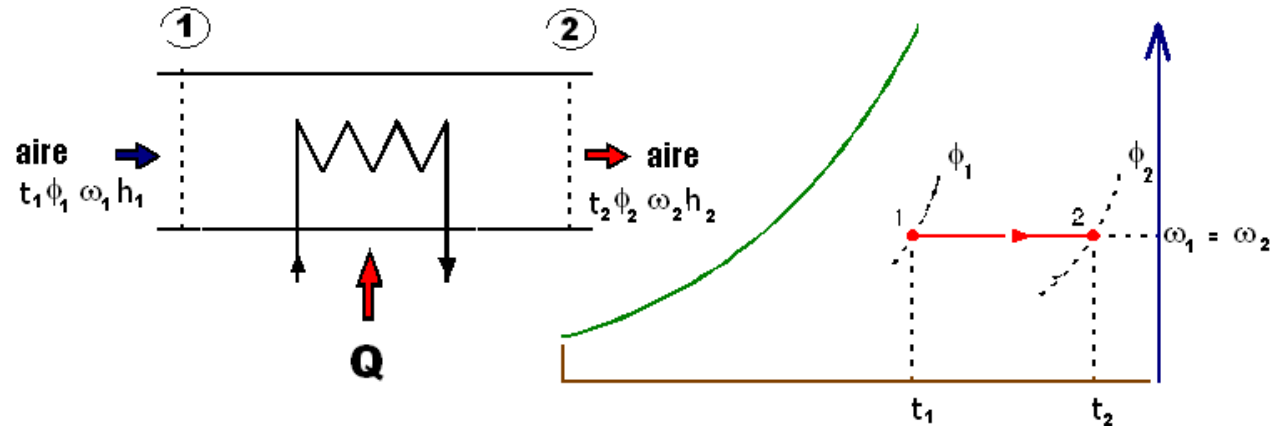
■ CALENTAMIENTO (calor sensible)

$$\begin{array}{l} RM=\infty \\ FCS=1 \end{array}$$

$$m_1 = m_2$$

$$W_1 = W_2$$

$$Q = m_{a1}(h_2 - h_1)$$



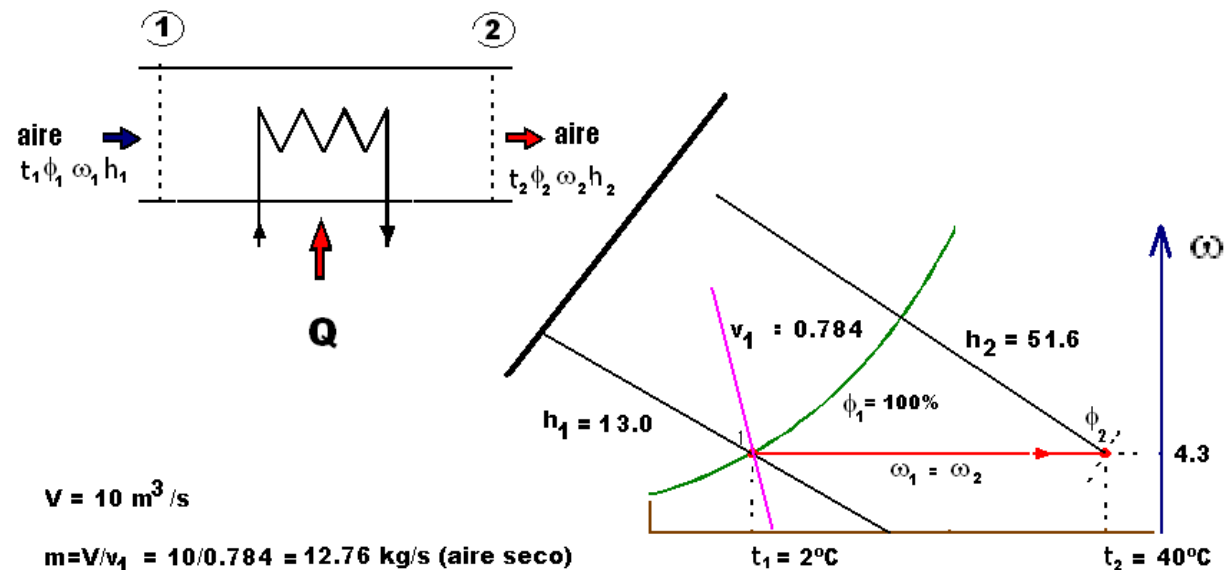
Puede verse que la humedad relativa disminuye

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

EJEMPLO 6: *Una corriente de $10 \text{ m}^3/\text{s}$ de aire, saturado a 2°C , se calienta a 40°C en un intercambiador de calor. Calcular la potencia de calentamiento Q*

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

EJEMPLO 6: Una corriente de $10 \text{ m}^3/\text{s}$ de aire, saturado a 2°C , se calienta a 40°C en un intercambiador de calor. Calcular la potencia de calentamiento Q



$$V = 10 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m = V/v_1 = 10/0.784 = 12.76 \text{ kg/s (aire seco)}$$

$$Q = m (h_2 - h_1) = 12.76 (51.6 - 13.0) = 492 \text{ kW}$$

PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO



NÚMERO DE LA CARTA DE ASHRAE PSYCHROMETRIC¹

TEMPERATURA NORMAL

PRESIÓN BAROMÉTRICA: 101,325 kPa

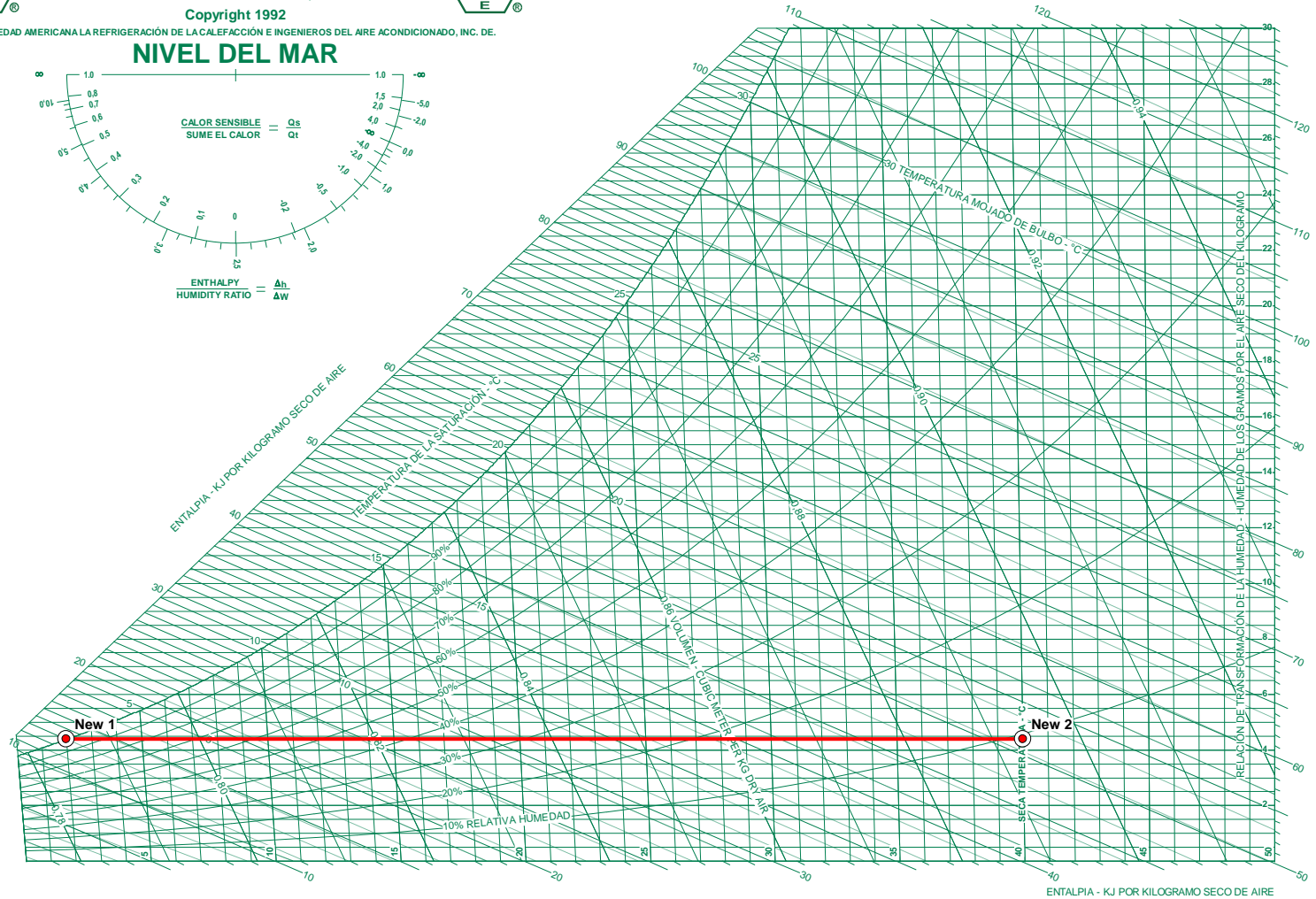
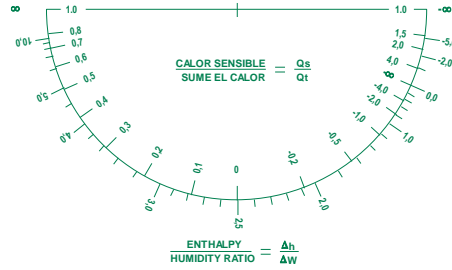
Copyright 1992

SOCIEDAD AMERICANA LA REFRIGERACIÓN E INGENIEROS DEL AIRE ACONDICIONADO, INC. DE.



NIVEL DEL MAR

Note 1



PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

Psychrometric Processes															
Apply Add Point Climatic Data... Delete Print Help Close															
POINT	LABEL	AIR FLOW	PROCESS	GIVEN	DB	WB	RH	W	V	H	DP	D	VP	AW	
New 1	AR	10000	Add State Point	POINT	2,0	2,0	100,0	4,4	0,78	12,98	2,0	1,2800	5,295	5,583	
New 2	AR	10000	Sensible Heating	POINT	40,0	18,4	9,6	4,4	0,89	51,48	2,0	1,1247	5,295	4,906	

Start Point	Process	Current Point
New 1 Air Flow 10.000 DB 2,000 WB 2,000 RH 100,0 W 4,38 v 0,785 h 12,982 DP 2,000 d 1,2800 vp 5,2951 AW 5,583	Sensible Heating <input type="checkbox"/> Sumo El Calor 462,331 <input type="checkbox"/> Sumo La Energía 462,331 <input type="checkbox"/> Energía Sensible 462,331 <input type="checkbox"/> Energía Latente 0 <input type="checkbox"/> Humedad Diferencia 0,0 <input type="checkbox"/> Relación De Transformación Del Calor Sensible 1,000 <input type="checkbox"/> Entalpia/Proporcion De La Humedad -2,342	DB 40 W 4,3809 Air Flow 10.000 DB 40,000 WB 18,375 RH 9,6 W 4,38 v 0,893 h 51,475 DP 2,000 d 1,1247 vp 5,2951 AW 4,906

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

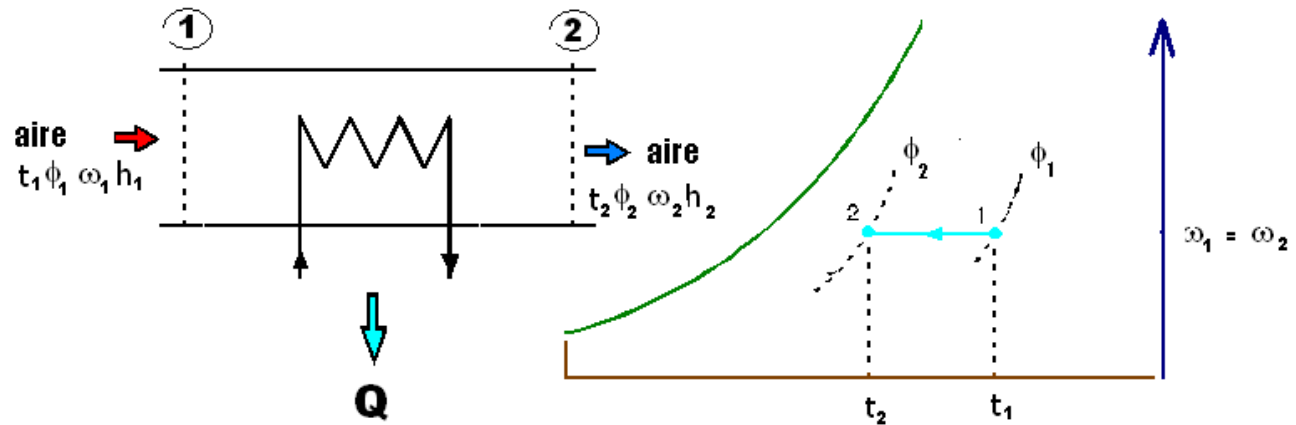
■ ENFRIAMIENTO SIN HUMIDIFICACIÓN NI DESHUMIDIFICACIÓN

$$\begin{aligned} \text{RM} &= -\infty \\ \text{FCS} &= -1 \end{aligned}$$

$$m_1 = m_2$$

$$W_1 = W_2$$

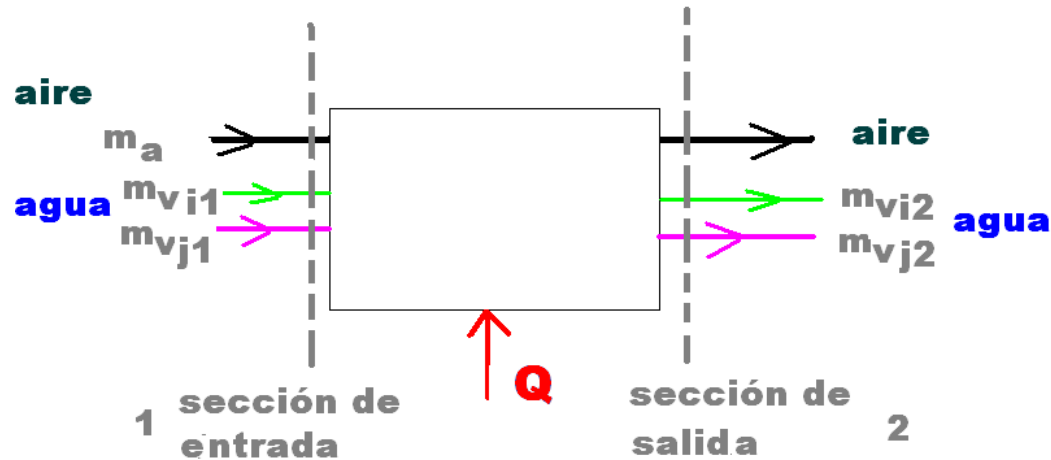
$$Q = m_{a1}(h_1 - h_2)$$



Puede verse que la humedad relativa aumenta

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

- Balance de materia y energía en un sistema abierto en flujo estacionario con una única corriente de aire



Balances de materia de aire, de agua y de energía

$$m_{a1} = m_{a2} = m_a$$

$$m_a W_1 + m_{vi1} + m_{vj1} = m_a W_2 + m_{vi2} + m_{vj2}$$

$$m_a h_1 + m_{vi1} h_{vi1} + m_{vj1} h_{vj1} + Q = m_a h_2 + m_{vi2} h_{vi2} + m_{vj2} h_{vj2}$$

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

- Balance de materia y energía en un sistema abierto en flujo estacionario con una única corriente de aire

RECTA DE MANIOBRA

De las anteriores ecuaciones se despeja la siguiente

$$RM = \frac{h_2 - h_1}{W_2 - W_1} = \frac{m_{vi1} h_{vi1} + m_{vj1} h_{vj1} + Q - m_{vi2} h_{vi2} - m_{vj2} h_{vj2}}{m_{vi1} + m_{vj1} - m_{vi2} - m_{vj2}} = \frac{\Delta h \text{ del aire}}{\Delta \text{agua}}$$

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

RECTA DE MANIOBRA
$$RM = \frac{h_2 - h_1}{W_2 - W_1}$$

Esta relación se denomina recta e maniobra RM que relaciona las características de entrada y salida del equipo, y tiene las siguientes características

- 1) No depende del caudal de aire seco tratado (m_a)
- 2) No depende de las condiciones del aire a la entrada
- 3) La relación RM puede ser positiva o negativa dependiendo de que se aporte o elimine tanto entalpía como agua al aire
- 4) La relación expresa la ecuación de una recta que pasa por los puntos definitorios de entrada y salida del aire en el diagrama ASHRAE (ejes h y W)
- 5) La relación es de aplicación a cualquier transformación, bien sea en equipos unitarios (baterías, humectadores...) o conjunto de ellos (climatizadores, etc) y finalmente en todos aquellos sistemas en que haya una sola corriente de aire entrante y saliente (locales, edificios... vistos como un equipo en que el aire sufre una transformación desde las condiciones de impulsión a las condiones del local)
- 6) A partir de dicha recta de maniobra se pueden clasificar los procesos de tratamiento de aire tal como se indica en la tabla siguiente

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

CLASIFICACION DE LOS PROCESOS

$$RM = \frac{h_2 - h_1}{W_2 - W_1}$$

proceso	$h_2 - h_1$	$W_2 - W_1$	RM
Calentamiento	>0	0	$+\infty$
Enfriamiento	<0	0	$-\infty$
Humidificacion adiabatica	0	>0	0
Secado adiabatico	0	<0	0
Calentamiento y humidifiucacion	>0	>0	>0
Enfriamiento y humidificacion	<0	>0	<0
Calentamiento y deshumidificacion	>0	<0	<0
Enfriamiento y deshumidificacion	<0	<0	>0

Nota. Cuando se habla de calentamiento o enfriamiento en esta tabla se esta refiriendo a aumentos o disminuciones de entalpía y no de temperatura seca

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

■ Calor sensible y latente

En cualquier transformación del aire húmedo la cantidad de calor total transferida Q al Aire húmedo es la suma de dos términos: **calor sensible** y calor latente

$$Q_T = Q_{\text{sensible}} + Q_{\text{latente}}$$

Calor sensible: calor asociado al cambio de temperatura del aire húmedo

Calor latente : calor requerido para el cambio de contenido de humedad.

$$Q_T = m_{a1} (h_2 - h_1)$$

$$h_1 = 1 T_{s1} + 2501 W_1 + 1.805 T_{s1} \quad y \quad h_2 = 1 T_{s2} + 2501 W_2 + 1.805 T_{s2}$$

$$Q_T = m_{a1} (h_2 - h_1) = \underbrace{m_{a1} [(T_{s2} - T_{s1}) (1 + W_2 1.805)]}_{\text{Calor sensible}} + \underbrace{m_{a1} [(W_2 - W_1) (2501 + 1.805 T_{s1})]}_{\text{Calor latente}}$$

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

■ Factor de calor sensible

En una transformación del aire húmedo el **factor de calor sensible FCS** es el cociente entre el calor sensible y el calor total transferido al aire

$$\text{FCS} = \frac{Q_{\text{sensible}}}{Q_T}$$

$$\text{FCS} = \frac{Q_{\text{sensible}}}{Q_T} = 1 - \frac{Q_{\text{latente}}}{Q_T} = 1 - \frac{(W_2 - W_1)(2501 + 1.8 T_{s1})}{(h_2 - h_1)}$$

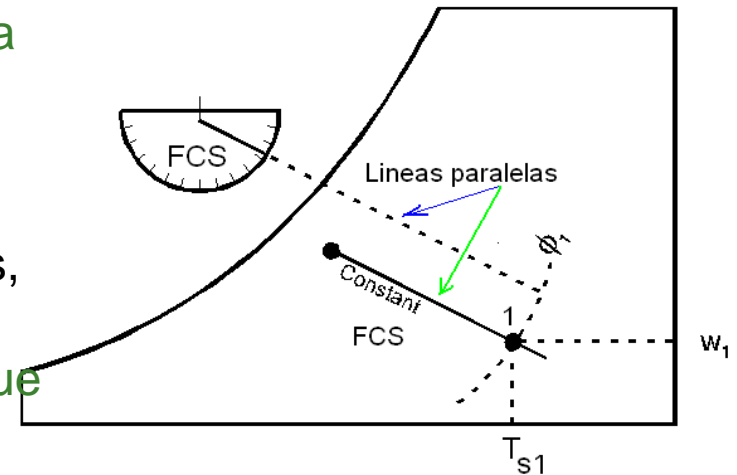
$$\text{FCS} = 1 - \frac{(2501 + 1.8 T_{s1})}{\frac{(h_2 - h_1)}{(W_2 - W_1)}} = 1 - \frac{(2501 + 1.8 T_{s1})}{\text{RM}}$$

Observar que el cociente entre el cambio entálpico del aire ($h_2 - h_1$) y el contenido en agua ($W_2 - W_1$) es la **recta de maniobra RM**.

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

Respecto del FCS se puede destacar que:

- No depende del caudal de aire seco tratado
 - No depende prácticamente de las condiciones del aire a la entrada.
- Aunque en la definición aparece T_{s1} , el factor multiplicativo (1.805) es muy pequeño frente al valor asociativo (2501)
- FCS puede ser positivo o negativo dependiendo de que se aporte o elimine entalpía y de que aumente o disminuya la temperatura
 - La relación expresa la ecuación de una recta que pasa por los puntos de entrada y salida del aire del equipo en el diagrama ASHRAE
 - La relación es de aplicación a cualquier transformación bien sea en equipos (baterías, humectadores,..) o conjuntos de ellos (climatizadores) y en aquellos sistemas en que haya una única corriente de aire entrante y saliente (locales, edificios)

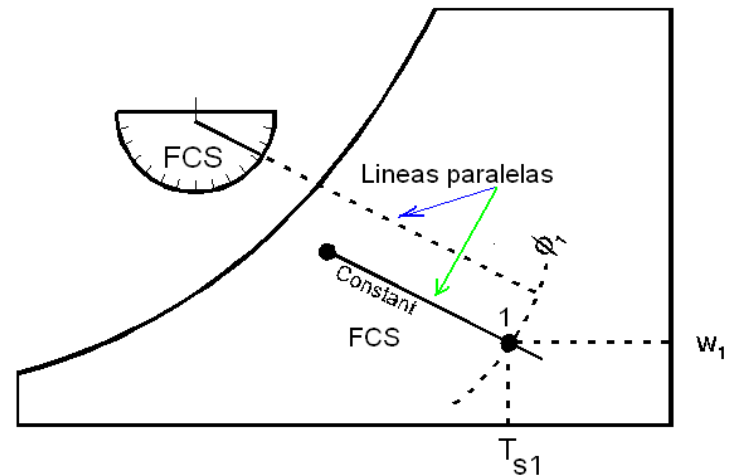


I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

REPRESENTACIÓN DE LA RECTA DE MANIOBRA RM Y EL FCS EN EL DIAGRAMA ASHRAE

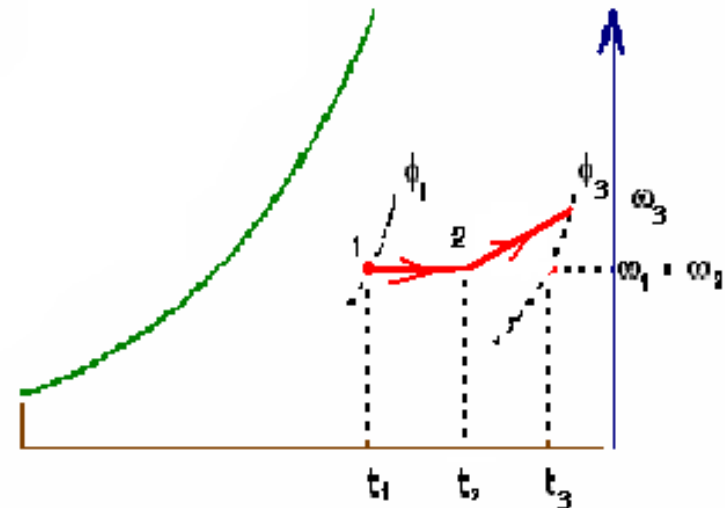
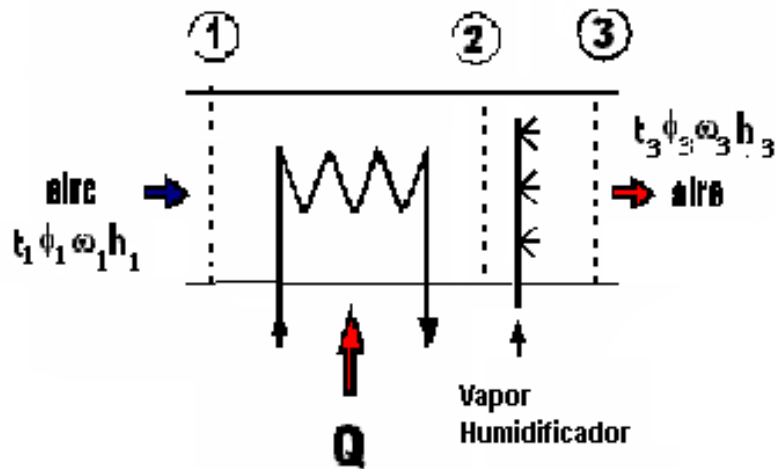
En el diagrama ASHRAE están representados tanto la recta de maniobra RM como el factor de calor sensible FCS (Sensible Heat Ratio SHR)

La pendiente de la recta de maniobra o su ángulo de evolución se obtiene del semicírculo existente en la parte superior izda del diagrama, debiéndose después trazar una recta paralela por el punto que representa las condiciones de entrada (salida) al equipo, y definiendo esa recta el lugar geométrico de los puntos donde se podrán encontrar las condiciones de salida (entrada).
El punto concreto se obtendrá una vez conocido el caudal másico o volumétrico establecido.



I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

■ CALENTAMIENTO y HUMIDIFICACION



Este dispositivo se requiere para mantener el confort en los meses fríos del año

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

■ CALENTAMIENTO y HUMIDIFICACION

Balance de masa de agua

$$m_a W_1 + m_v = m_a W_3$$

Balance de energía

$$m_a h_1 + Q + m_v h_v = m_a h_3$$

Combinando ambas ecuaciones se tiene

$$\frac{h_3 - h_1}{W_3 - W_1} = \frac{Q}{m_a (W_3 - W_1)} + h_v$$

Que también se puede escribir

$$RM = \frac{h_3 - h_1}{W_3 - W_1} = \frac{Q}{m_v} + h_v$$

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

EJEMPLO 7. $10 \text{ m}^3/\text{s}$ de aire exterior a 5°C y 40% de humedad relativa han de ser acondicionados a 26°C y 50% de humedad relativa, mediante un calentador seguido de un humidificador. La temperatura después del calentador es de 23°C .

- ❑ **Encontrar la potencia calorífica del calentador,**
- ❑ **El caudal másico de vapor**
- ❑ **La entalpía del vapor**

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

EJEMPLO 7. 10 m³/s de aire exterior a 5°C y 40% de humedad relativa han de ser acondicionados a 26°C y 50% de humedad relativa, mediante un calentador seguido de un humidificador. La temperatura después del calentador es de 23°C.

- ❑ **Encontrar la potencia calorífica del calentador,**
- ❑ **El caudal másico de vapor**
- ❑ **La entalpía del vapor**

de 1 a 2 : calentamiento hasta el punto (2): $w_1=w_2= 0,00216$ kg/kg as
 $h_1=10.44$ kJ/kg as; $v_1=0.79$ m³/kg as; $h_2=30.62$ kJ/kg as

de 2 a 3 : $h_3=53$ kJ/kg as $w_3=0.0105$ kg/kg as

$$m_a=10 \text{ m}^3/\text{s} / 0.79 \text{ m}^3/\text{kg} = 12.66 \text{ kg as/s}$$

$$Q_{12}=12.66*(30.62-10.44)=255.44 \text{ kW}$$

$$m_v= m_a*(W_3- W_2)=12.66*(0.0105-0.00216)=0.1056 \text{ kg/s}$$

$$h_v = \frac{m_a * (h_3 - h_2)}{m_v}$$
$$h_v=2683 \text{ kJkg}$$

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

■ ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

Este proceso ocurre cuando atomizamos agua en una corriente de aire o cuando el aire se mueve sobre una superficie húmeda

La energía requerida para evaporar el agua viene de la propia corriente de aire (si el proceso es adiabático) lo que produce el enfriamiento del aire

$$m_{v2} = m_w + m_{v1}$$

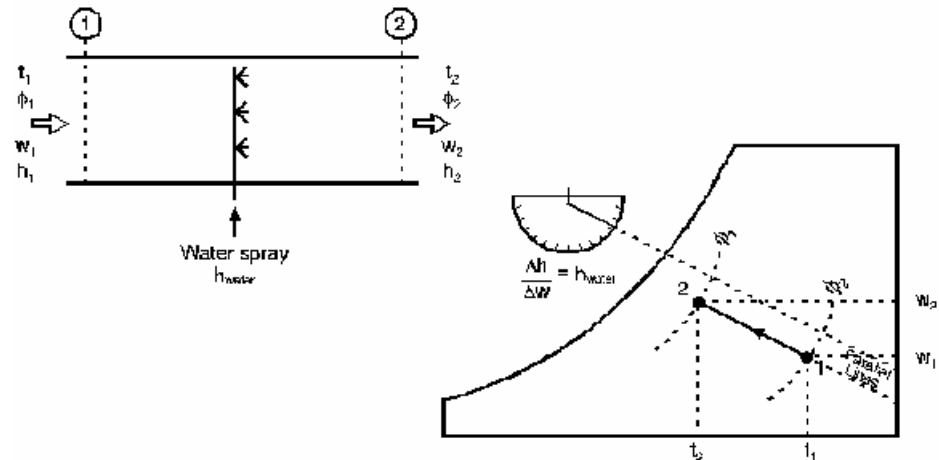
$$m_w = m_{v2} - m_{v1} = (W_2 - W_1) m_{a1}$$

$$\frac{m_w}{m_{a1}} = (W_2 - W_1)$$

Balance de Energía

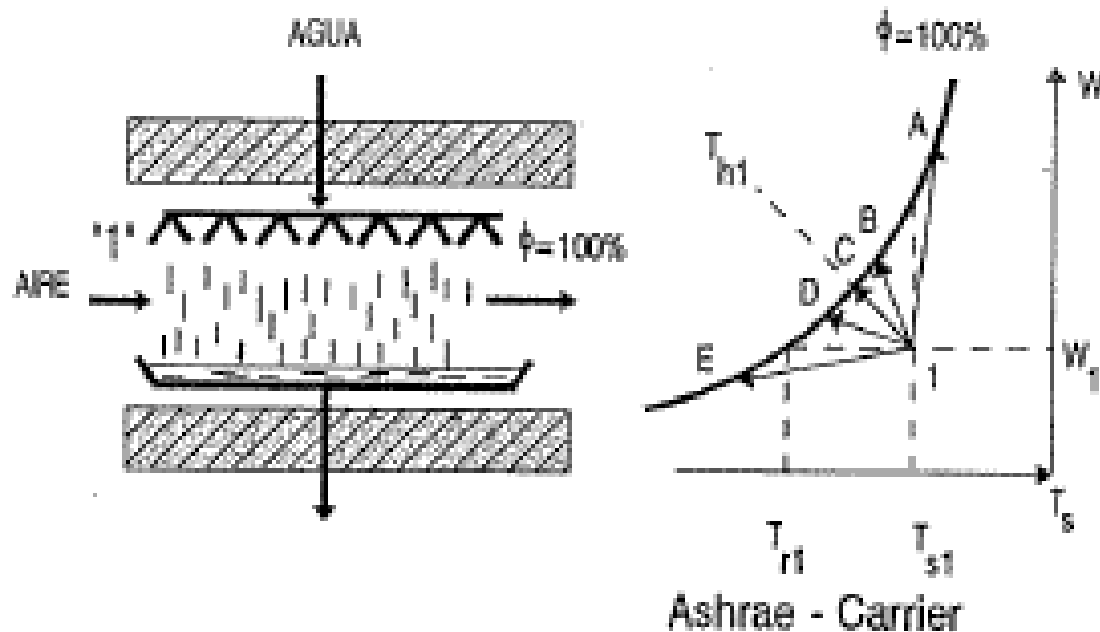
$$m_{a1} h_1 + m_w h_w = m_{a1} h_2$$

$$h_w = \frac{m_{a1}}{m_w} (h_2 - h_1) = \frac{(h_2 - h_1)}{(W_2 - W_1)} = \frac{\Delta h}{\Delta W}$$



I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

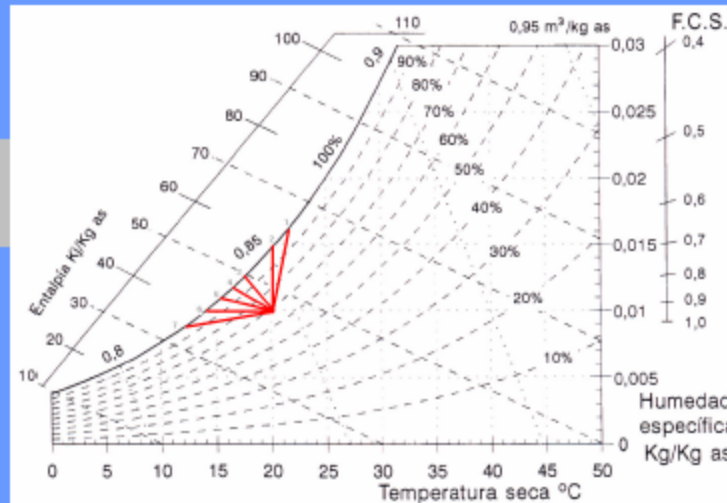
Flujo de aire húmedo sobre una cortina de agua a distinta temperatura que el aire



I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

4.- Las transformaciones Psicrométricas (III)

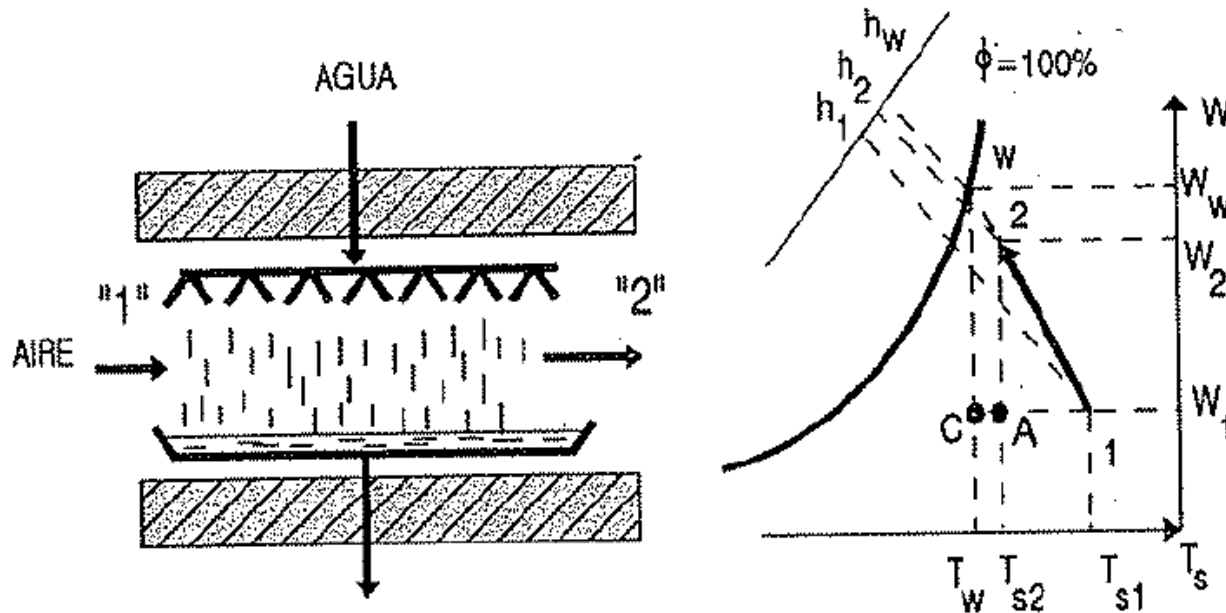
Paso de aire por una cortina de agua



- Si $T_{\text{agua}} > T_{\text{seca}}$ (pulverizando agua caliente, o inyectando vapor de agua), el aire se calienta y se humecta, por lo que su entalpía aumenta.
- Si $T_{\text{agua}} = T_{\text{seca}}$, el aire se humecta aumentando su entalpía.
- Si $T_{\text{agua}} < T_{\text{seca}}$, y $> T_{\text{húmeda}}$, el aire se enfría y se humecta, pero gana entalpía.
- Si $T_{\text{agua}} = T_{\text{húmeda}}$, el aire se enfría y se humecta, pero sin cambiar su entalpía (saturación adiabática).
- Si $T_{\text{agua}} < T_{\text{húmeda}}$, y $> T_{\text{rocío}}$, el aire se enfría y se humecta, pero perdiendo entalpía.
- Si $T_{\text{agua}} = T_{\text{rocío}}$, el aire se enfría sin cambio en su humedad, por lo que pierde entalpía.
- Si $T_{\text{agua}} < T_{\text{rocío}}$, el aire se enfría perdiendo humedad, por lo que pierde entalpía.

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

Flujo de aire húmedo sobre una cortina de agua a distinta temperatura que el aire



Ashrae - Carrier

$$\frac{EFI}{100} = \frac{m_{tratado}}{m_{total}} = \frac{h_2 - h_1}{h_w - h_1} = \frac{W_2 - W_1}{W_w - W_1} \cong \frac{T_{s2} - T_{s1}}{T_w - T_{s1}}$$

Regla de la palanca

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

Flujo de aire húmedo sobre una cortina de agua a distinta temperatura que el aire

EJEMPLO 8. Un caudal de 2000 m³/h de aire húmedo que entrando a 30 °C de temperatura seca, 50% de humedad relativa atraviesa un lavador de aire con agua a 25 °C, sabiendo que la eficiencia de dicho equipo es del 75%.

- Calcular las condiciones de salida
- El calor intercambiado
- El agua evaporada

$$h_w = 76 \text{ kJ/kg as ; } W_w = 0.02 \text{ kg/kg as}$$

$$h_1 = 63.98 \text{ kJ/kg as ; } W_1 = 0.0133 \text{ kg/kg as ;}$$

$$v_1 = 0.877 \text{ m}^3/\text{kg as}$$

$$h_2 = h_1 + (EFI/100)(h_w - h_1) = 73 \text{ kJ/kg as ;}$$

$$W_2 = W_1 + (EFI/100)(W_w - W_1) = 0.01837 \text{ kg/kg as ;}$$

$$T_{s2} = 26.24$$

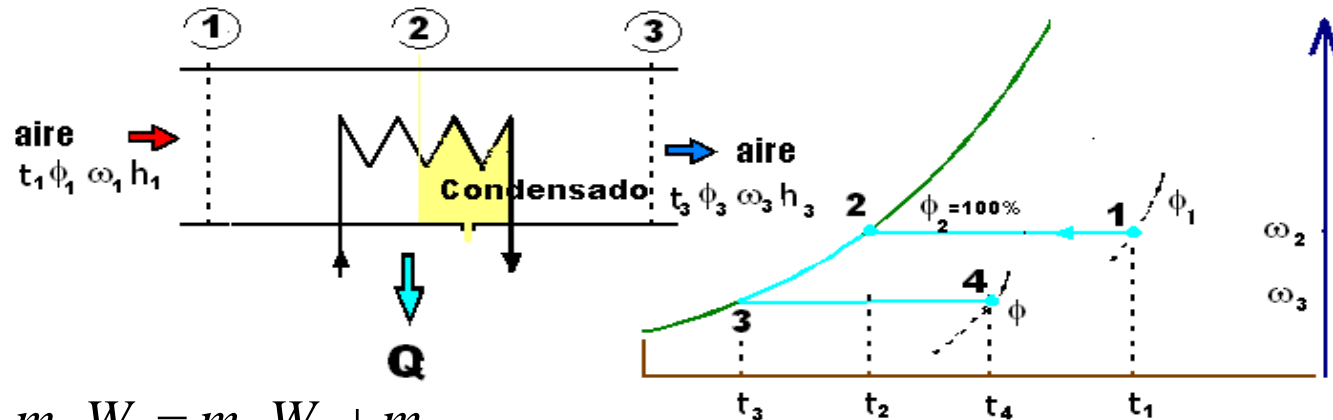
$$m_{as} = 2000/3600/0.877 = 0.63 \text{ kg/s}$$

$$q = m_{as}(h_2 - h_1) = 5.72 \text{ kW}$$

$$m_w = m_{as}(W_2 - W_1) = 0.00321 \text{ kg/s}$$

PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

ENFRIAMIENTO y DESHUMIDIFICACIÓN



$$m_a W_1 = m_a W_3 + m_w$$

$$m_a h_1 = m_a h_3 + Q + m_w h_w$$

Enfriamiento del aire por debajo del punto de rocío

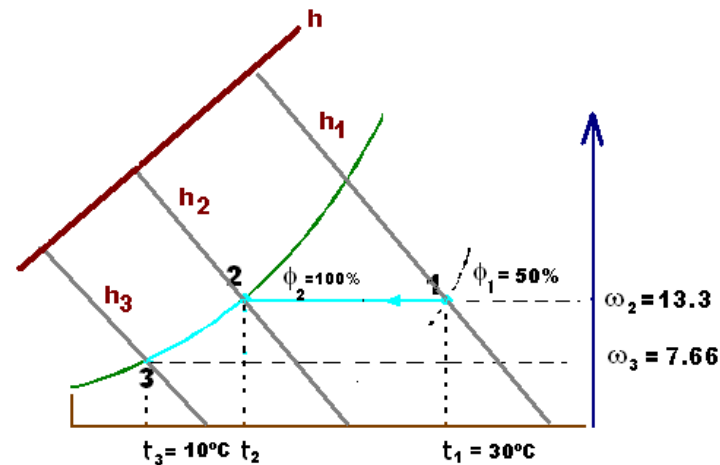
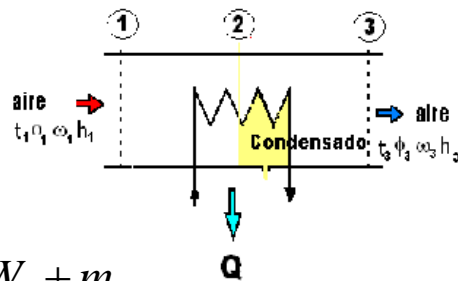
de 1 a 2 : enfriamiento hasta el punto de rocío (2): la humedad relativa aumenta hasta la saturación

de 2 a 3 : condensación del vapor de agua, disminución de la humedad absoluta w

de 3 a 4 : el aire saturado y frío (3) se lleva hasta condiciones de confort (4) por calentamiento o mezclado con aire caliente no saturado

PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

EJEMPLO 8: Una corriente de 5m³/s de aire a 30°C y 50% de humedad relativa se enfría a 10°C y en condiciones de saturación. Calcular la potencia de refrigeración requerida



$$m_a W_1 = m_a W_3 + m_w$$

$$m_a h_1 = m_a h_3 + Q + m_w h_w$$

Enfriamiento del aire por debajo del punto de rocío

de 1 a 2 : enfriamiento hasta el punto de rocío (2): $w_1=w_2= 0,0133$ kg/kg as
 $h_1=64.3$ kJ/kg as; $v_1=0.877$ m³/kg as

de 2 a 3 : $w_3=0.00766$ kg/kg as

PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

Ejemplo 8: SOLUCION

$$m_a = V/v_1 = 5/0.877 = 5.70 \text{ kg/s as}$$

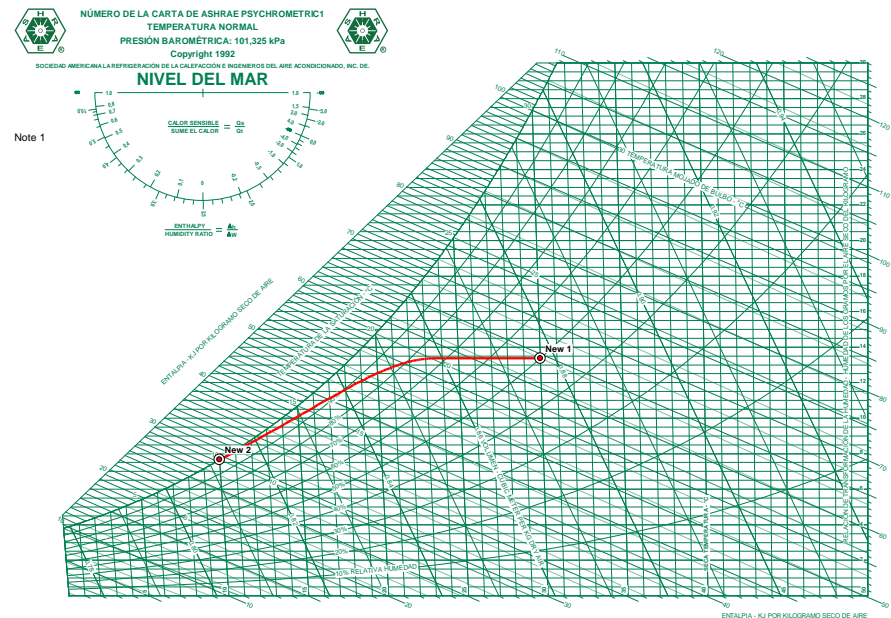
Balance de energía

$$Q = m_a ((h_1 - h_2) - (w_1 - w_2) * h_{w2})$$
$$= 5.70 * ((64.3 - 29.5) - (0.0133 - 0.00766) * 42.11)$$

$$Q = 197 \text{ kW}$$

Tablas

$$h_{w2} = 42.11 \text{ kJ/kg (agua líquida)}$$



PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

Psychrometric Processes																
	Apply		Add Point		Climatic Data...		Delete		Print		Help		Close			
	POINT	LABEL	AIR FLOW	PROCESS	GIVEN	DB	WB	RH	W	V	H	DP	D	VP	AW	
	New 1	AR	5000	Add State Point	POINT	30,0	22,0	50,0	13,4	0,88	64,33	18,5	1,1558	15,929	15,246	
▶	New 2	AR	5000	Cooling Coil	POINT	10,0	10,0	100,0	7,7	0,81	29,35	10,0	1,2415	9,211	9,437	

Start Point	Process	Current Point
New 1 Air Flow 5.000 DB 30,000 WB 21,997 RH 50,0 W 13,37 v 0,877 h 64,326 DP 18,452 d 1,1558 vp 15,9289 A/W 15,246	Cooling Coil <input type="checkbox"/> Sumo Refrescarse -211,226 <input type="checkbox"/> Sumo La Energía -211,226 <input type="checkbox"/> Energía Sensible -122,381 <input type="checkbox"/> Energía Latente -88,844 <input type="checkbox"/> Deshumidificación -125,1 <input type="checkbox"/> Relación De Transformación Del Calor Sensible 0,579 <input type="checkbox"/> Entalpia/Proporcion De La Humedad 6,061	DB 10,000 RH 99,99999 Air Flow 5.000 DB 10,000 WB 9,917 RH 99,0 W 7,58 v 0,812 h 29,153 DP 9,850 d 1,2415 vp 9,1186 A/W 9,343

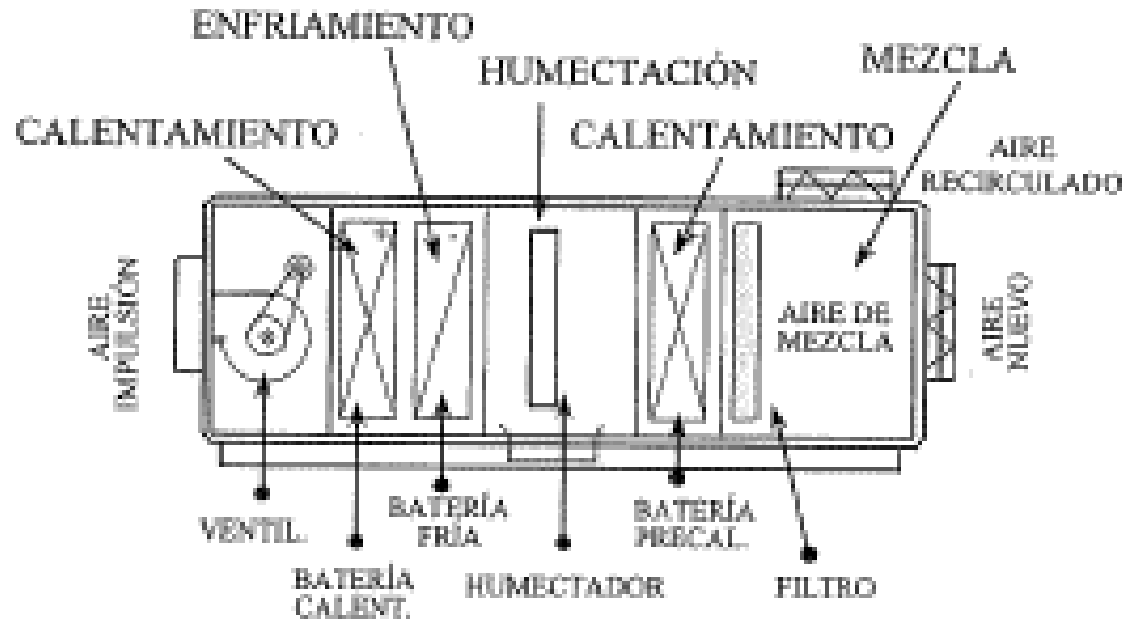
I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

■ ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE DE LOS ESPACIOS. CONDICIONES DE DISEÑO

Un sistema completo de acondicionamiento de aire puede involucrar dos o más de los procesos anteriormente considerados.

Por ejemplo, en verano el aire suministrado al local a acondicionar **debe tener una temperatura y humedad suficientemente bajos para absorber la carga total de enfriamiento del local**. Si el sistema es de circuito cerrado, después de circular por el recinto el aire **es enviado al equipo de acondicionamiento, en donde es de nuevo enfriado y deshumidificado** para ser enviado de nuevo al espacio acondicionado. **El aire de retorno puede ser mezclado con aire exterior.**

PROCESOS COMPLETOS DE CLIMATIZACIÓN VERANO E INVIERNO



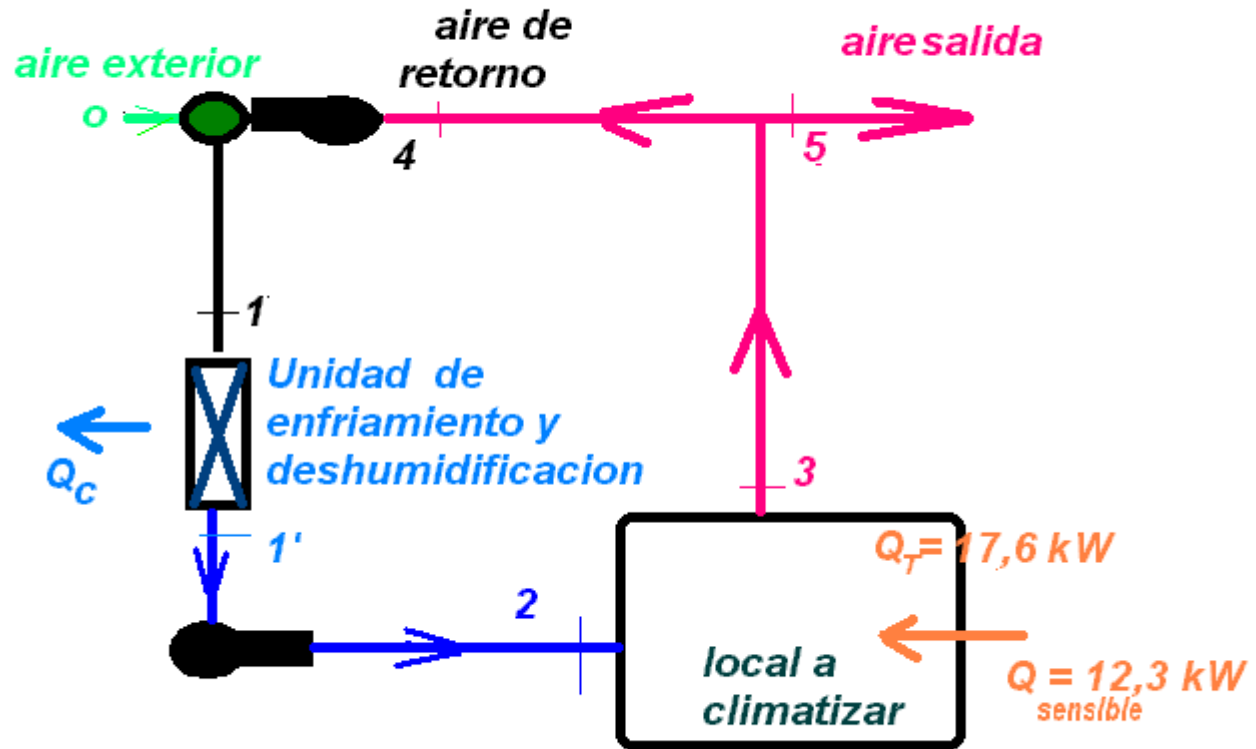
I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

EJEMPLO 9

Un espacio se ha de mantener a 25°C de temperatura seca y 18.3°C de temperatura húmeda. Se ha determinado que la carga térmica es de 17.6 kW , de la 12.3 kW es de calor sensible. El requerimiento de los ocupantes es de $0.236\text{ m}^3/\text{s}$ de aire exterior que está a 32°C y 55% de humedad relativa. Determinar el caudal y el estado del aire suministrado al espacio y qué capacidad de enfriamiento y deshumidificación ha de tener el equipo, si la temperatura del aire de impulsión es de 12°C .

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

EJEMPLO 9

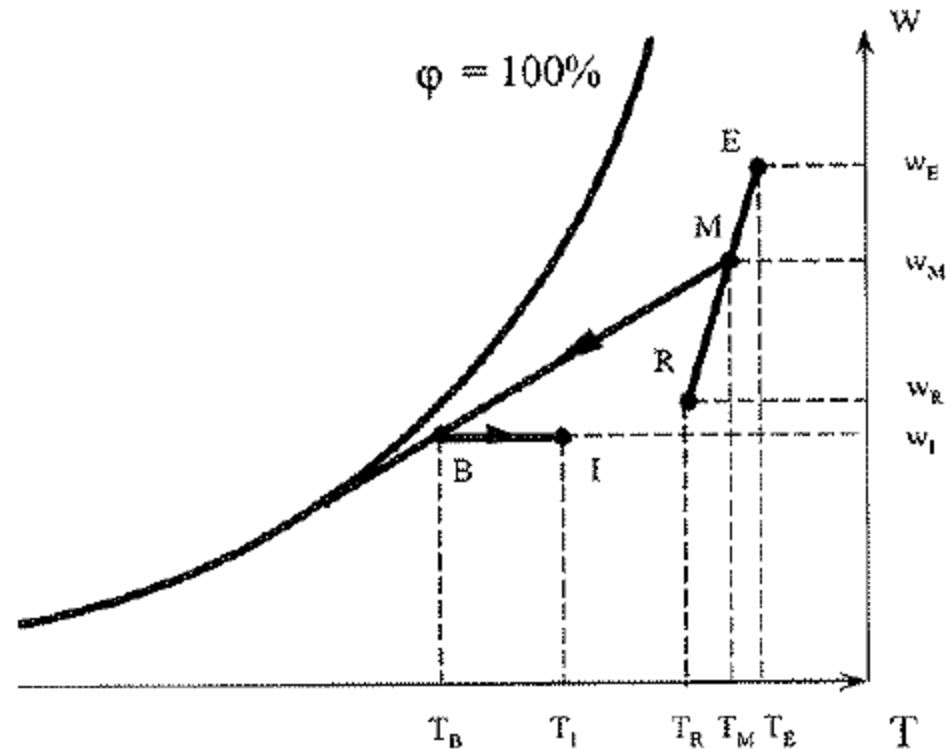


PROCESOS COMPLETOS DE CLIMATIZACIÓN VERANO E INVIERNO

CLIMATIZACIÓN DE VERANO

- 1) Mezcla de corrientes de aire exterior "E" y procedente del local "R", para dar como resultado el estado "M".
- 2) Paso a través de una superficie fría, con estado resultante "B".
- 3) Para conseguir el punto de impulsión "I" es preciso calentar la salida de la batería fría hasta las condiciones de impulsión.

Esto no puede realizarse por medios convencionales (IT 1.2.4.7)

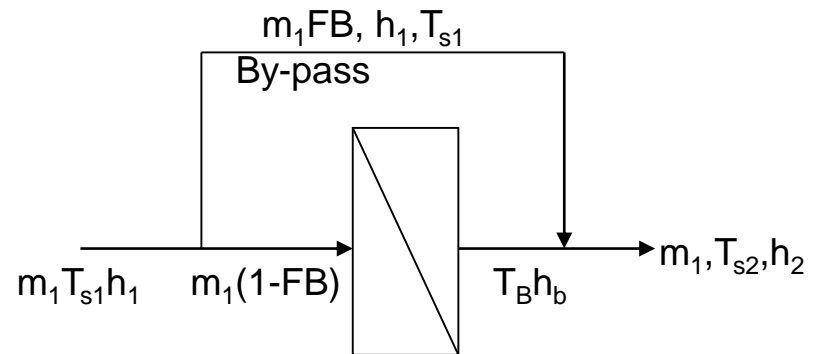
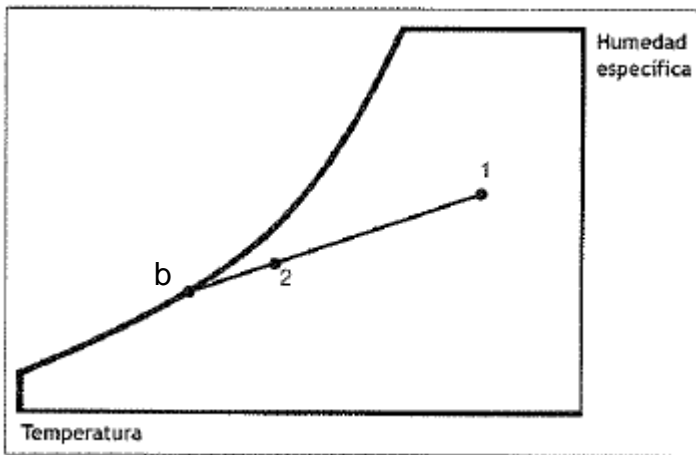


I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

Factor de by-pass

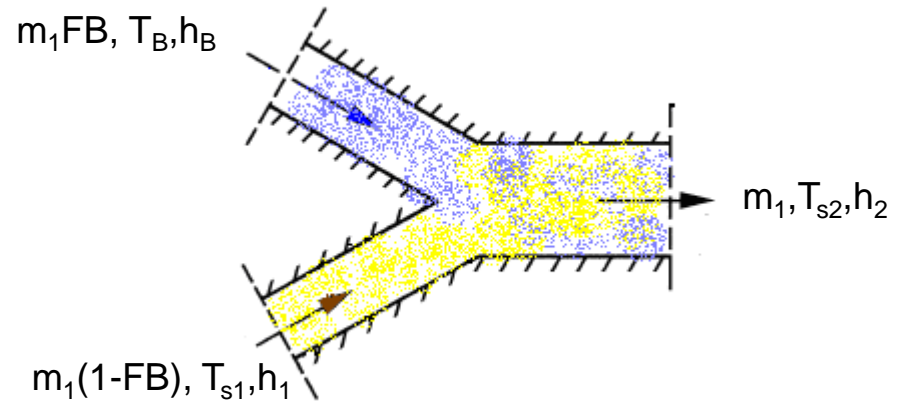
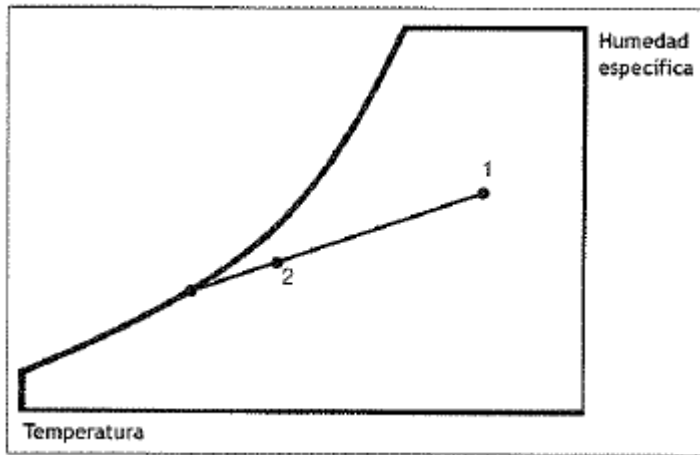
Parte del aire que entra a la batería atravesará la batería sin verse influenciado por su presencia, y el resto del aire como si fuera tratado totalmente, es decir, que saliera a la temperatura de la batería. El resultado final sería la mezcla adiabática de ambas corrientes.

$$FB = \frac{m_{\text{no tratado}}}{m_{\text{tratado}}}$$



I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

Factor de by-pass



$$FB * h_1 + (1 - FB)h_b = h_2$$

$$FB * W_1 + (1 - FB)W_b = W_2$$

$$FB = \frac{m_{\text{notratado}}}{m_{\text{total}}} = \frac{h_2 - h_b}{h_1 - h_b} = \frac{W_2 - W_b}{W_1 - W_b} \cong \frac{T_2 - T_b}{T_1 - T_b}$$

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

Factor de by-pass

Aletas por cm				
	3		6	
	Velocidad del aire m/s			
Filas	1.5	3.5	1.5	3.5
2	0.42	0.55	0.22	0.38
3	0.27	0.40	0.10	0.23
4	0.19	0.30	0.05	0.14
5	0.12	0.23	0.02	0.09
6	0.08	0.18	0.01	0.06
8	0.03	0.08		

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

Factor de by-pass

$$QT = m_{a1}(h_2 - h_1) = \underbrace{m_{a1} [(T_{s2} - T_{s1}) (1 + W_2 1.805)]}_{\text{Calor sensible}} + \underbrace{m_{a1} [(W_2 - W_1) (2501 + 1.805 T_{s1})]}_{\text{Calor latente}}$$

$$Q_{sen} = m_{as} (T_{s2} - T_{s1}) (1 + W_2 1.805)$$

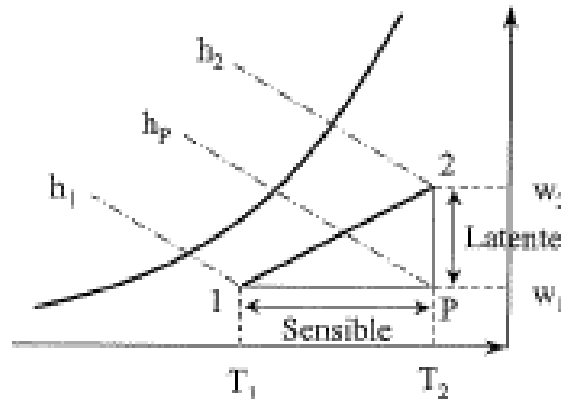
$$Q_{lat} = m_{as} (W_2 - W_1) (2501 + T_{s1} 1.805)$$

$$1.805 W_i \ll 1$$

$$1.805 W_i \ll 2501$$

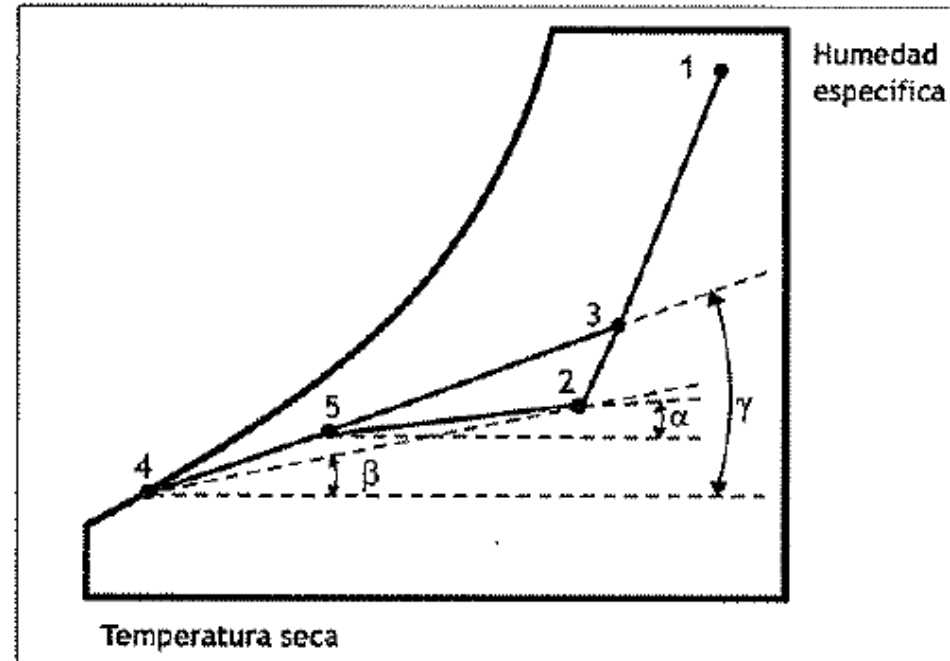
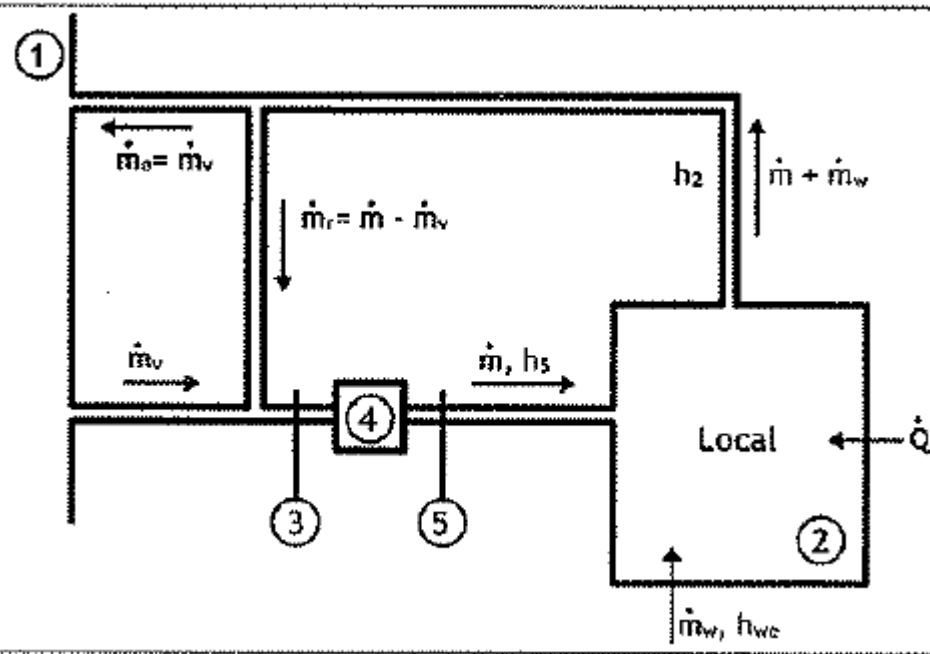
$$Q_{sen} \cong m_{as} (T_{s2} - T_{s1})$$

$$Q_{lat} \cong m_{as} 2501 (W_2 - W_1)$$



I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

Factor de calor sensible efectivo



$$Q_{sen_ef} \cong m_{as}(T_{s2} - T_{s5}) + m_{vent}FB(T_{s1} - T_{s2})$$

$$Q_{lat_ef} \cong m_{as} 2501(W_{s2} - W_{s5}) + m_{vent} FB \times 2501(W_1 - W_2)$$

I-3-3 PROCESOS TÍPICOS EN AIRE ACONDICIONADO

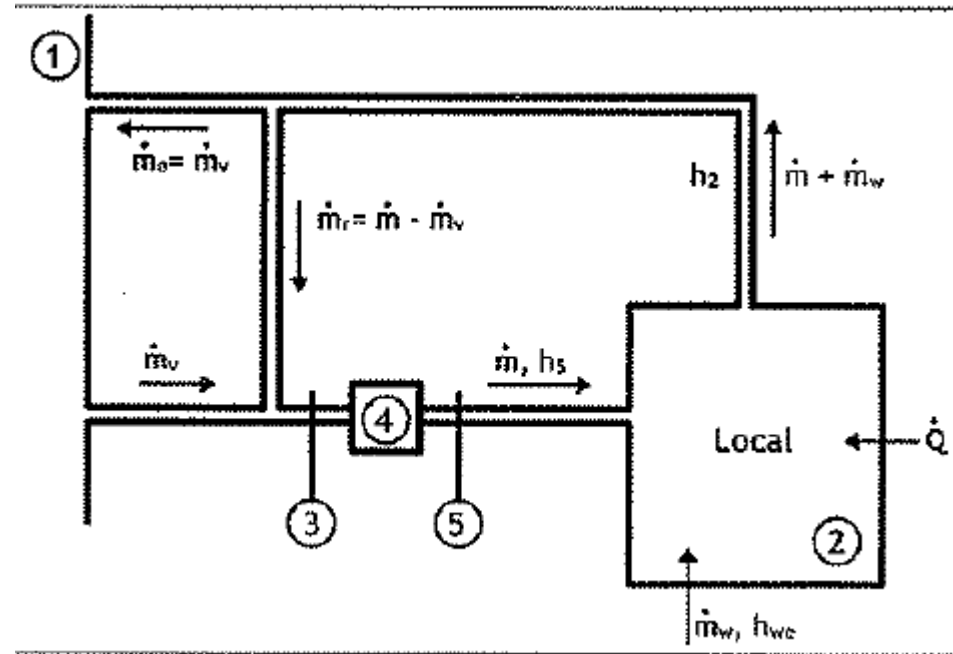
Factor de calor sensible efectivo

$$Q_{sen_ef} \cong m_{as}(1 - FB)(T_{s2} - T_{s4})$$

$$Q_{lat_ef} \cong m_{as} 2501(1 - FB)(W_2 - W_4)$$

$$FCSE = \frac{Q_{sen_ef}}{Q_{sen_ef} + Q_{lat_ef}}$$

$$FCSE = \frac{1}{1 + \frac{W_2 - W_4}{T_{s2} - T_{s4}}}$$

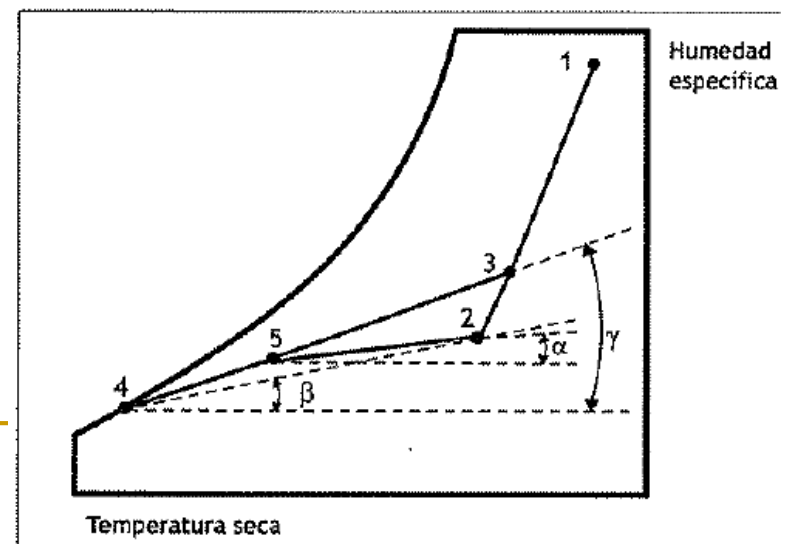
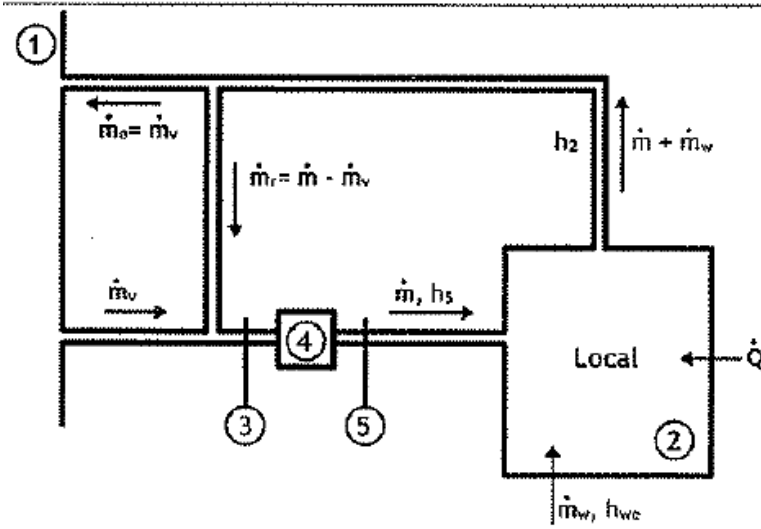


PROCESOS COMPLETOS DE CLIMATIZACIÓN VERANO E INVIERNO

CLIMATIZACIÓN EN VERANO

EJEMPLO 10

En un espacio de oficinas hemos obtenido previamente una carga térmica sensible de 18.56 kW y una carga latente de 2.18 kW. Las condiciones interiores deseadas son de 24°C de temperatura seca y 60% de humedad relativa. En el exterior las condiciones son 31°C y un 70% de humedad relativa. En el cálculo se considerará un factor de by-pass de la batería de 0.3. El caudal aire de ventilación es de 1870 m³/h. Determinar la temperatura del aire de impulsión y la potencia frigorífica de la UTA.

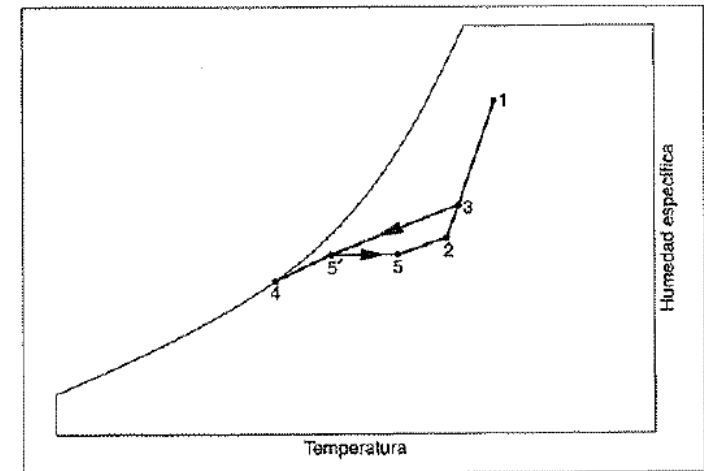
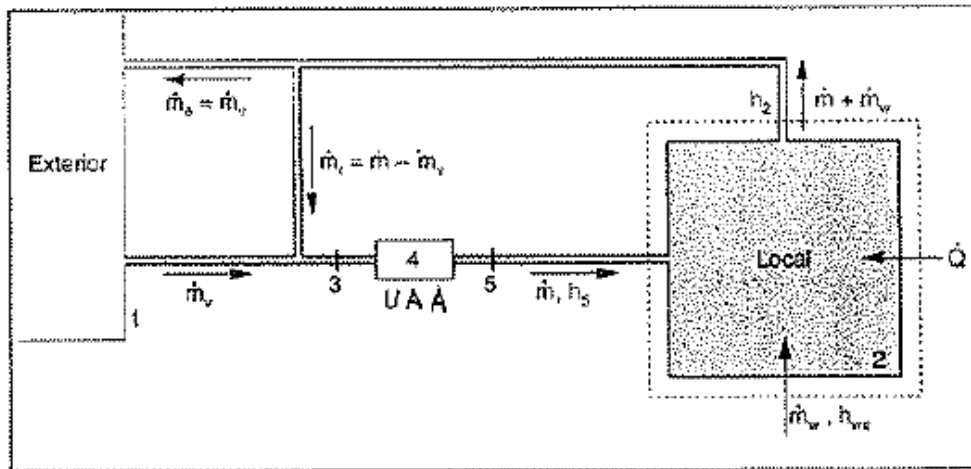


PROCESOS COMPLETOS DE CLIMATIZACIÓN VERANO E INVIERNO

CLIMATIZACIÓN EN VERANO

EJEMPLO 11

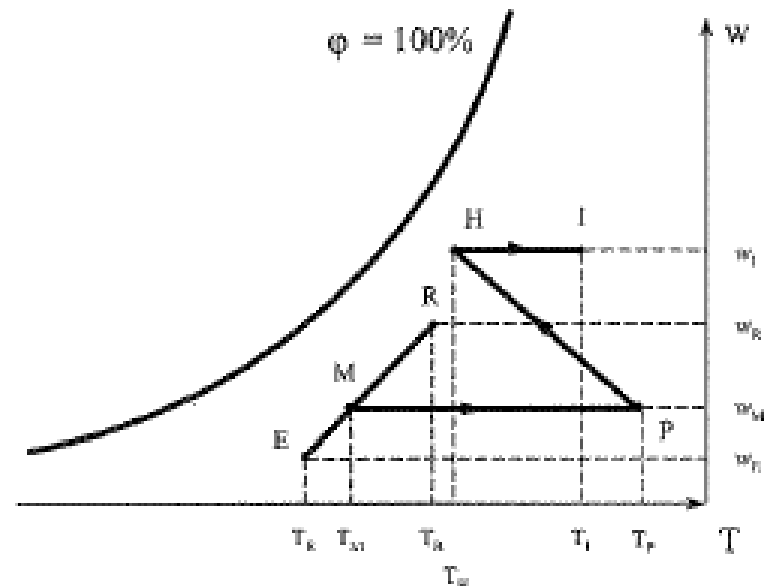
Un local, que queremos mantener a 23 °C y $0,009\text{ kg}_w/\text{Kg}_{as}$ de humedad específica tiene un FCS de 0,55. el exterior se considera a 31 °C y $0,020\text{ kg}_w/\text{Kg}_{as}$. El aire de ventilación se ha estimado de $2550\text{ m}^3/\text{h}$. La carga sensible es $25,5\text{ kW}$. Considérese un factor de by-pass de la batería de 0,2. Proponer las condiciones del aire de suministro.



PROCESOS COMPLETOS DE CLIMATIZACIÓN VERANO E INVIERNO

CLIMATIZACIÓN DE INVIERNO

- 1) Mezcla de corrientes de aire exterior “E” y procedente del local “R”, para dar como resultado el estado “M”.
- 2) Paso a través de una primera batería caliente, con estado resultante “P”.
- 3) Humectación en un lavador de recirculación a temperatura de bulbo húmedo constante hasta el estado “H”. Esta transformación es posterior a la primera fase de calentamiento para que el proceso de humectación tenga mayo efectividad.
- 4) Para conseguir el punto de impulsión “I” es preciso calentar la salida del humectador hasta la condiciones de impulsión “I” en una segunda etapa de calentamiento.



En los proyectos de climatización de Invierno generalmente sólo se considera la carga sensible

PROCESOS COMPLETOS DE CLIMATIZACIÓN VERANO E INVIERNO

CLIMATIZACIÓN DE INVIERNO

EJEMPLO 12

Un espacio se ha de mantener en invierno a 22°C de temperatura seca y 50% de humedad relativa. En el exterior las condiciones son 7°C y un 80% de humedad relativa. La carga sensible es de 12.5 kW y el caudal de ventilación 423 m³/h. Tómesese una temperatura de 45°C para el aire de suministro. Considerar tan sólo una etapa de calentamiento seguido de una etapa de humidificación

