



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE  
MÉXICO.**

---

**Facultad de Estudios Superiores.**

***\*\*Aragón\*\****

**“COMO SELECCIONAR UN EQUIPO DE AIRE  
ACONDICIONADO PARA CASAS DE INTERÉS SOCIAL.”**

**T E S I S**

**PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICO**

**P R E S E N T A**

**VARGAS PINEDA LEONARDO ROMAN**

**Asesor: ING. RODRIGUEZ LORENZANA ALEJANDRO**



FES Aragón

**MÉXICO 2011**



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

**DEDICADA A NANCY, FLOR, VANESA Y DIEGO, PERSONAS QUE SIN IMPORTAR  
LAS CIRCUNSTANCIAS SE QUE CUENTO CON SU APOYO INCONDICIONAL.**

## INDICE TENTATIVO

Introducción .....	7
Objetivo .....	8

### Capítulo 1. Historia y principios básicos del aire acondicionado.

1.1	Historia del aire acondicionado .....	11
1.2	Generalidades .....	14
1.3	Leyes de la termodinámica .....	15
1.4	Propiedades del aire atmosférico .....	16
1.4.1	Calor específico (Cp.) .....	18
1.5	Peso específico (w) .....	18
1.6	Volumen específico (v) .....	19
1.7	Humedad absoluta ( $d_v$ ) .....	20
1.7.1	Humedad específica (Wv) .....	20
1.7.2	Humedad relativa ( $\Phi$ ) .....	20
1.8	Temperatura de rocío ( $t_w$ ) .....	23
1.8.1	Temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo .....	24
1.8.2	Temperatura de saturación adiabática .....	25
1.9	Leyes psicométricas .....	26

### Capítulo 2. Procesos psicométricos.

2.1	Mezcla de dos flujos de aire .....	28
2.2	Flujo de aire sobre una superficie seca y más caliente que el aire ...	30
2.3	Flujo de aire sobre una superficie seca y más fría que el aire .....	32
2.4	Proceso de enfriamiento y des humidificación .....	33
2.5	Proceso de enfriamiento y humidificación .....	35

<b>2.6</b>	<b>Proceso de calentamiento y des humidificación</b>	<b>36</b>
<b>2.7</b>	<b>Proceso de calentamiento y humidificación</b>	<b>37</b>
<b>2.8</b>	<b>Proceso de humidificación y des humidificación</b>	<b>39</b>

### **Capítulo 3. Calefacción.**

<b>3.1</b>	<b>Consideraciones básicas</b>	<b>48</b>
<b>3.2</b>	<b>Condiciones de diseño en invierno</b>	<b>48</b>
<b>3.3</b>	<b>Carga de calor</b>	<b>50</b>
<b>3.3.1</b>	<b>Transmisión de calor a través de pisos, muros y techos</b>	<b>50</b>
<b>3.3.2</b>	<b>Coeficiente combinado de transmisión de calor U</b>	<b>51</b>
<b>3.3.3</b>	<b>Transmisión de calor por conducción as través de los diferentes materiales de una barrera</b>	<b>52</b>
<b>3.3.4</b>	<b>Transmisión de calor por convección entre la superficie y el aire</b>	<b>54</b>
<b>3.3.5</b>	<b>Infiltración de aire</b>	<b>57</b>
<b>3.4</b>	<b>Sistemas de calefacción</b>	<b>60</b>
<b>3.4.1</b>	<b>Sistemas de vapor</b>	<b>60</b>
<b>3.4.2</b>	<b>Sistemas de agua caliente</b>	<b>63</b>
<b>3.4.2.1</b>	<b>Sistemas por gravedad</b>	<b>64</b>
<b>3.4.2.2</b>	<b>Sistemas con circulación forzada</b>	<b>66</b>
<b>3.4.2.3</b>	<b>Sistemas de aire caliente</b>	<b>70</b>
<b>3.5</b>	<b>Sistemas de bomba de calor</b>	<b>71</b>
<b>3.5.1</b>	<b>Tipos de bomba de calor</b>	<b>72</b>

### **Capítulo 4. Refrigeración.**

<b>4.1</b>	<b>Consideraciones básicas</b>	<b>74</b>
<b>4.1.1</b>	<b>Carga de calor</b>	<b>74</b>
<b>4.1.2</b>	<b>Agente de refrigeración</b>	<b>75</b>
<b>4.1.3</b>	<b>Desempeño de los sistemas de refrigeración</b>	<b>75</b>
<b>4.2</b>	<b>Refrigeración por absorción</b>	<b>78</b>
<b>4.3</b>	<b>Carga de refrigeración de aire acondicionado para comodidad</b>	<b>85</b>

4.3.1	Ganancia de calor debida a la transmisión a través der barreras	.....85
4.3.2	Ganancia de calor debido al efecto solar	..... 85
4.3.3	Ganancia de calor debida a la infiltración de aire	..... 88
4.3.4	Ganancia de calor debida a personas	.....90
4.3.5	Ganancia de calor debida al equipo misceláneo	..... 91
4.3.6	Ganancia de calor debida al aire para ventilación	..... 91

## Capítulo 5. Metodología.

5.1	Muestra	..... 94
5.2	Procedimiento	..... 95
5.3	Técnica	..... 95
5.4	Materiales	..... 96
5.5	Categorías	..... 97
5.6	Marco teórico	..... 98

## Capítulo 6. Análisis de las similitudes en la estructuración de las casas y cálculos correspondientes.

6.1	Estimación de la carga	.....101
6.1.1	Cargas exteriores	.....101
6.1.2	Cartas internas	.....102
6.2	Análisis de los resultados	.....105
6.3	Prototipo de inmueble	.....110
6.4	Cálculos térmicos	.....114

## **Capítulo 7. Selección del equipo adecuado.**

<b>7.1</b>	<b>Equipos de ventana .....</b>	<b>123</b>
<b>7.2</b>	<b>Equipos mini Split .....</b>	<b>127</b>
<b>7.3</b>	<b>Equipos multisplit .....</b>	<b>137</b>

<b>Conclusión .....</b>	<b>140</b>
-------------------------	------------

<b>Anexos .....</b>	<b>142</b>
---------------------	------------

<b>Bibliografía .....</b>	<b>180</b>
---------------------------	------------

## **Introducción.**

En la actualidad uno de los principales problemas a los que se enfrenta el ser humano es el calentamiento del planeta, por lo tanto; a los constantes cambios de clima por la destrucción de la capa de ozono. Dado lo anterior al no contar con instrumentos efectivos y seguros que nos permitan prever el clima que imperara y una de las principales necesidades es tener un ambiente confortable en nuestro hogar, Por consiguiente el presente trabajo permite conocer las bases necesarias para seleccionar un acondicionador de clima apropiado para una casa habitación, el cual nos permitirá con el uso de la tecnología vivir mas cómodamente. Tomando en cuenta la economía, disposición y características de la casa habitación.

El sistema de clima será seleccionado para cubrir una necesidad, ya depende de cada individuo si se desea implementar en toda la casa o en varios cuartos, esto nos permitirá disponer de aire fresco en verano y calefacción en invierno.

La tecnología es un factor de progreso y fuente de oportunidades para un bienestar social e individual, es por ello que la ingeniería mecánica eléctrica estudia, analiza y da soluciones a problemas tecnológicos en beneficio del ser humano, buscando condiciones de confort para los individuos

Por otro lado, en la actualidad el ser humano necesita de un confort que este al alcance de sus posibilidades y un futuro sostenible en su vida, para lograr éstos objetivos es necesario orientar y crear nuevas propuestas de calidad y no de cantidad, que nos permitan desarrollar al máximo nuevas tecnologías eficientes con poco dinero, así como una concientización de que no todos tienen un nivel económico, social e intelectual que les permita tener una vida de lujos, pero si una vida con las satisfacción de las necesidades básicas del hombre.

## **Objetivo.**

Proporcionar una orientación general al lector, para hacer la selección de un equipo de aire acondicionado según las necesidades específicas de su entorno.

### Objetivos específicos.

- Aplicar los conocimientos adquiridos durante la carrera y adquirir experiencia y vivencia sobre la ingeniería en el campo laboral.
- Realizar un estudio de los problemas de confort climático de las casas habitación que pertenecen a una zona conurbana.
- Elaboración de un estudio para implementar un sistema de acondicionamiento de clima en casa habitación.
- Mejorar el entorno de vida de las personas, otorgándoles un confort que les permita un mejor desempeño diario en el hogar.

## **Hipótesis.**

Esta lectura le mostrara al lector de una manera general, una forma práctica para realizar una selección de equipos de aire acondicionado para su hogar para así lograr un confort y satisfacer una necesidad.

## **Capítulo 1. Historia y principios básicos del aire acondicionado.**

## 1.1 Historia del aire acondicionado.

Uno de los grandes sistemas para suprimir el calor fue sin duda el de los egipcios. Se utilizaba principalmente en el palacio del faraón, cuyas paredes estaban formadas por enormes bloques de piedra, con un peso superior a mil toneladas.

Durante la noche, tres mil esclavos desmantelaban las paredes y acarreaban las piedras al Desierto del Sahara. Como el clima desértico es extremoso y la temperatura disminuye a niveles muy bajos durante las horas nocturnas, las piedras se enfriaban notablemente.

Justo antes de que amaneciera, los esclavos acarreaban de regreso las piedras al palacio y volvían a colocarlas en su sitio. Se supone que el faraón disfrutaba de temperaturas alrededor de los 26° Celsius, mientras que afuera el calor subía hasta casi el doble.

Si entonces se necesitaban miles de esclavos para poder realizar la labor de acondicionamiento del aire, actualmente esto se efectúa fácilmente.

En 1842, Lord Kelvin inventó el principio del aire acondicionado. Con el objetivo de conseguir un ambiente agradable y sano, el científico creó un circuito frigorífico hermético basado en la absorción del calor a través de un gas refrigerante. Para ello, se basó en 3 principios: (Cfr. González: 2010)

El calor se transmite de la temperatura más alta a la más baja, como cuando enfriamos un café introduciendo una cuchara de metal a la taza y ésta absorbe el calor.

El cambio de estado del líquido a gas absorbe calor. Por ejemplo, si humedecemos la mano en alcohol, sentimos frío en el momento en que éste se evapora, puesto que absorbe el calor de nuestra mano.

La presión y la temperatura están directamente relacionadas. En un recipiente cerrado, como una olla, necesitamos proporcionar menor cantidad de calor para llegar a la misma temperatura que en uno abierto.

Un aparato de aire acondicionado sirve, tal y como indica su nombre, para el acondicionamiento del aire. Éste es el proceso más completo de tratamiento del ambiente en un local cerrado y consiste en regular la temperatura, ya sea calefacción o refrigeración, el grado de humedad, la renovación o circulación del aire y su limpieza, es decir, su filtrado o purificación.

En 1902, el estadounidense Willis Haviland Carrier sentó las bases de la refrigeración moderna y, al encontrarse con los problemas de la excesiva humidificación del aire enfriado, las del aire acondicionado, desarrollando el concepto de climatización de verano. (Cfr. Wikipedia:2007)

Por esa época, un impresor de Brooklyn, Nueva York, tenía serias dificultades durante el proceso de impresión, debido a que los cambios de temperatura y humedad en su taller alteraban ligeramente las dimensiones del papel, impidiendo alinear correctamente las tintas. El frustrado impresor no lograba imprimir una imagen decente a color.

Carrier, recién graduado de la Universidad de Cornell con una Maestría en Ingeniería, acababa de ser empleado por la Compañía Buffalo Forge, el joven se puso a investigar con tenacidad cómo resolver el problema y diseñó una máquina que controlaba la temperatura y la humedad por medio de tubos enfriados, dando lugar a la primera unidad de aire acondicionado de la Historia. El "Aparato para Tratar el Aire" fue patentado en 1906.

Aunque Willis Haviland Carrier es reconocido como el "padre del aire acondicionado", el término "aire acondicionado" fue utilizado por primera vez por el ingeniero Stuart H. Cramer, en la patente de un dispositivo que enviaba vapor de agua al aire en las plantas textiles para acondicionar el hilo.

Las industrias textiles del Sur de los Estados Unidos fueron las primeras en utilizar el nuevo sistema de Carrier. Por ejemplo, la fábrica de Algodón Chronicle Mill en Belmont, Carolina del Norte, que tenía un gran problema. Debido a la ausencia de humedad, se creaba un exceso de electricidad estática, haciendo que las fibras de

algodón se deshilaran y fuera difícil tejerlas. El sistema Carrier elevó y estabilizó el nivel de humedad para acondicionar las fibras, resolviendo así la cuestión.

Las industrias florecieron con la nueva habilidad para controlar la temperatura y los niveles de humedad durante la producción. Películas, tabaco, carnes procesadas, cápsulas medicinales y otros productos obtuvieron mejoras significativas en su calidad gracias al aire acondicionado.

En 1915, entusiasmados por el éxito, Carrier y seis amigos ingenieros reunieron 32,600 dólares para formar la Compañía de Ingeniería Carrier, dedicada a la innovación tecnológica de su único producto, el aire acondicionado.

Durante aquellos años, su objetivo principal fue mejorar el desarrollo de los procesos industriales con máquinas que permitieran el control de la temperatura y la humedad. Por casi dos décadas, el uso del aire acondicionado estuvo dirigido a las industrias, más que a las personas.

En 1921, Willis Haviland Carrier patentó la máquina de refrigeración centrífuga. También conocida como enfriadora centrífuga o refrigerante centrifugado, fue el primer método para acondicionar el aire en grandes espacios.

Las máquinas anteriores usaban compresores impulsados por pistones para bombear a través del sistema el refrigerante, a menudo amoníaco, tóxico e inflamable. Carrier diseñó un compresor centrífugo similar a las paletas giratorias de una bomba de agua. El resultado fue un enfriador más seguro y eficiente.

El nuevo sistema se estrenó en 1924 en la tienda departamental Hudson de Detroit, Michigan. Los asistentes a la popular venta de sótano se sentían mareados por el calor debido al pésimo sistema de ventilación, por lo que se instalaron tres refrigerantes centrifugados Carrier para enfriar el piso. Una multitud de compradores llenó “el almacén con aire acondicionado” y poco tiempo después fueron instalados aparatos en toda la tienda.

Su uso pasó de las tiendas departamentales a las salas de cine. La prueba de fuego se presentó en 1925, cuando el Teatro Rivoli de Nueva York solicitó a la joven

empresa instalar un equipo de enfriamiento. Se realizó una gran campaña de publicidad, que provocó que se formaran largas colas de personas en la puerta del cine.

La película que se proyectó aquella noche fue olvidada, pero no el refrescante confort del aire acondicionado. La industria creció rápidamente. Muchos estadounidenses disfrutaron por primera vez la experiencia de no tener que sufrir en los cines por el calor, ya que los propietarios instalaron los equipos para incrementar la asistencia durante los cálidos y húmedos días de verano.

La industria creció rápidamente y cinco años después, alrededor de 300 salas de cine tenían instalado ya el aire acondicionado. El éxito fue tal, que inmediatamente se instalaron este tipo de máquinas en hospitales, oficinas, aeropuertos y hoteles.

En 1928, Willis Haviland Carrier desarrolló el primer equipo que enfriaba, calentaba, limpiaba y hacía circular el aire para casas y departamentos, pero la Gran Depresión en los Estados Unidos puso punto final al aire acondicionado en los hogares. Las ventas de aparatos para uso residencial empezaron hasta después de la Segunda Guerra Mundial. A partir de entonces, el confort del aire acondicionado se extendió a todo el mundo. (Cfr. González: 2007)

## **1.2 Generalidades.**

Acondicionar el aire es controlar su temperatura, humedad, distribución y pureza. Su objeto es procurar la comodidad de los ocupantes de residencias, teatros, escuelas, etc., o bien, en la industria, mantener productos alimenticios, productos químicos, etc., a muy bajas temperaturas para evitar que se contaminen. (Goribar, 1999:33).

### 1.3 Leyes de la termodinámica.

➤ Primera ley de la termodinámica.

La suma total de la energía del universo es una cantidad constante; esta energía no puede incrementarse, disminuirse, crearse o destruirse.

Esto es no se crea ni se destruye en los procesos, solo se transforma. (Manriquez, 2001:62).

Las diferentes formas de energía 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 (Goribar, 1999:15).

$$Q_{\text{entra}} + W_{\text{entra}} = Q_{\text{sale}} + W_{\text{sale}} \quad \text{ó} \quad Q_{\text{entra}} - Q_{\text{sale}} = \sum Q = W_{\text{sale}} - W_{\text{entra}} = \sum W$$

(Moring, 1980:44)

➤ Segunda ley de la termodinámica.

Es imposible que una máquina, actuando por si sola y sin ayuda de una agente exterior, transporte calor de un cuerpo a otro que tenga mayor temperatura que el primero (Goribar, 1999:15).

$$W = eQ_1 = \left(\frac{\theta_1 - \theta_2}{\theta_1}\right) Q_1 = \frac{Q_1}{\theta_1} (\theta_1 - \theta_2)$$

(Moring, 1980:149)

#### 1.4 Propiedades del aire atmosférico.

El calor y el frío que sienten las personas no sólo dependen de la temperatura ambiental, sino también de la humedad y de la apropiada distribución del aire

La atmósfera que rodea a la tierra es una mezcla de gases cuya composición es: (Goribar, 1999:33).

Gas	Volumen en %	Peso en %
Nitrógeno	78.1	76.0
Oxígeno	20.9	23.1
argón	1.0	0.9

Estos datos se refieren al aire seco, pero la humedad puede variar del 0% al 4% (Goribar, 1999:33).

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 los vientos también llevan consigo algunas impurezas.

El aire por lo general contiene:

GASES EN %	Nitrógeno	78.03		
	Oxígeno	20.99		
	Argón	0.94		
	Bióxido de carbono	0.03		
	Hidrogeno	0.01	}	
	Xenón			
	Kriptón			
	Otros			
	IMPUREZAS	Humos de sulfuros	}	nitrógeno, azufre, etc.
		Humos de ácidos		
CO <sub>2</sub> 0.033%				
Polvo				
Cenizas				
Minerales				
Vegetales				
Animales				
Microorganismos				

### 1.4.1 Calor específico (Cp.)

“El calor específico de una sustancia se define por la cantidad de calor que entra o sale de una unidad de masa cuando en esta varía un grado su temperatura” (Moring, 1980:58)

$$C_p = \frac{\text{calor}(\text{unidades de energía})}{\text{masa} \times \text{cambio de temperatura}}$$

### 1.5 Peso específico (w)

El Peso de una sustancia se define como el peso por unidad de volumen. Se calcula al dividir el peso de la sustancia entre el volumen que esta ocupa. En el sistema métrico decimal, se mide en kilopondios por metro cúbico (kp/m<sup>3</sup>). En el Sistema Internacional de Unidades, en newton por metro cúbico (N/m<sup>3</sup>).

$$P_e = \frac{P}{V} \quad \text{ó} \quad P_e = \rho g$$

Dónde:

$P_e$ = peso específico

$P$ = es el peso de la sustancia

$V$ = es el volumen que la sustancia ocupa

$\rho$ = es la densidad de la sustancia

$g$ = es la gravedad

Es una propiedad física de la materia, regularmente se aplica a sustancias o fluidos y su uso es muy amplio dentro de la Física.

Como bajo la gravedad de la Tierra el kilopondio equivale, desde el punto de vista numérico, al kilogramo, esta magnitud tiene el mismo valor que su densidad expresada en (Kg. /m<sup>3</sup>) (Cfr. Wikipedia:2008)

El peso del aire seco es igual a:

$$0.07496 \text{ lb. /ft}^3 \text{ (a } 70 \text{ °f y } 29.92 \text{ pulgadas de Hg.)}$$

Peso de aire seco contenido en un ft<sup>3</sup> de aire saturado:

$$0.07309 \text{ lb. /ft}^3 \text{ (70 °f y } 29.92 \text{ pulgadas de Hg)}$$

Peso de la mezcla saturada:

$$0.074239 \text{ lb./ft}^3 \text{ (70 °f y } 29.92 \text{ pulgadas de Hg)}$$

Para encontrar el peso del aire a cualquier presión y temperatura, hay que consultar 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 temperatura, también pueden calcularse mediante la siguiente fórmula: (Goribar, 1999:34-35)

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

Dónde:

$W$  = peso a  $t$  y  $P$

$W_1$  = peso a  $t_1$  y  $P_1$

## 1.6 Volumen específico (v)

En psicometría, el volumen específico son los metros cúbicos de aire húmedo que corresponden a un kilogramo de aire seco y es utilizado para el estudio del aire húmedo en el dimensionamiento de sistemas de aire acondicionado (Goribar, 1999:35)

El volumen específico es el recíproco del peso específico o sea:

$$v = \frac{1}{\omega}$$

## 1.7 Humedad absoluta ( $d_v$ )

El peso de vapor de agua expresado en libras o granos por cada pie cúbico de espacio se llama “humedad absoluta” o “densidad del vapor de agua” y se representa como  $d_v$  cuando el aire no está saturado y como  $d_d$  cuando si lo está; en este caso (1 libra = 7000 granos) (Goribar, 1999:35)

### 1.7.1 Humedad específica ( $W_v$ )

Se define “como el cociente de la masa del vapor de agua en el aire ambiente entre la masa del aire seco”, es decir donde  $w_v$  se refiere a la masa del vapor de agua en la mezcla de aire-vapor y  $w_d$  a la masa del aire seco (Manriquez, 2001:415)

### 1.7.2 Humedad relativa ( $\Phi$ )

La humedad relativa se define como la relación de la presión parcial del vapor en el aire con la presión de saturación del vapor correspondiente a la temperatura existente. O bien, es la relación de la densidad del vapor de agua en el aire con la densidad de saturación a la temperatura correspondiente (Goribar, 1999:36) (Manriquez, 2001:414)

$$\phi = \left( \frac{P_v}{P_d} \right) \times 100 = \left( \frac{d_v}{d_d} \right) \times 100$$

Dónde:

$P_v$  = presión parcial del vapor de agua

$d_v$  = densidad existente del vapor de agua

$P_d$  = presión de saturación del vapor de agua

$d_d$  = densidad del vapor saturado

En otras palabras es la relación entre la humedad absoluta existente,  $h_{ab}$ , y la humedad máxima que tal sistema podría contener, es decir, la humedad de saturación  $h_s$ . O, dicho de otra manera, es la relación que existe entre el agua que contiene el aire en suspensión, a una temperatura dada y la que podría contener si estuviera saturado a la misma temperatura. Se representa  $h_r$ , y se da en tanto por ciento (porcentaje de humedad):

$$h_r = \frac{h_{ab}}{h_s}$$

Una humedad relativa del 100% denota que estamos en un ambiente de aire saturado, es decir, en el que  $h_{ab} = h_s$ .

Una humedad relativa del 0% indica que se trata de un ambiente de aire totalmente exento de humedad.

El porcentaje indicado para la humedad relativa nos permite conocer el grado de saturación.

Para medir la humedad relativa se recurre al termómetro húmedo o psicrómetro. Es obvio que la temperatura húmeda del aire es un parámetro importante en la técnica del acondicionamiento y se complementa con el dato de la temperatura seca.

Generalmente se montan dos termómetros juntos configurando una sola unidad llamada psicrómetro. Uno de los termómetros tiene un bulbo envuelto en

un tejido de muselina que se empapa en agua destilada. Se hace circular a su alrededor una corriente de aire (de ventilador o similar) a unos 3.5 m/s de velocidad, o se hace un movimiento de vaivén con la mano durante por lo menos 20 segundo. Según sea la humedad del aire, la evaporación del agua del paño se efectuara más o menos rápidamente. La lectura del termómetro nos refleja la temperatura coincidente con la temperatura humedad del aire.

El otro termómetro es un termómetro normal que mide la temperatura seca del aire. Las lecturas en un termómetro húmedo son siempre menores que las de un termómetro seco. Restando una lectura de la otra y manejando la tabla siguiente ya confeccionada, es posible encontrar el porcentaje de humedad relativa.

Tabla 1

Lectura en el termómetro seco °c	Porcentaje de humedad relativa						
	21	81	72	64	55		
23.9	82	74	66	58	51		
26.7	83	75	68	61	54		
29.4	84	76	70	63	56	50	
32	85	78	71	65	58	52	
35	86	79	72	66	60	54	
37.8	86	80	73	68	62	56	51
	2	3	4	5.5	5.6	7.7	8.9
Diferencia entre el termómetro seco y el húmedo							

Distinto procedimiento para averiguar la humedad relativa es el empleo de un diagrama psicométrico. Este es un gráfico de las propiedades termodinámicas del aire húmedo. Si se conocen dos cualesquiera de las propiedades del aire que se estudia, las otras características pueden deducirse directamente del diagrama (Carnicer, 1991:37-38)

## 1.8 Temperatura de rocío ( $t_w$ )

La temperatura de rocío indica la cantidad de humedad contenida en el aire. Es la temperatura a la cual el aire se satura cuando se enfría, suponiendo que no hay aumento ni disminución de humedad, y esta expresada en grados Fahrenheit.

La temperatura de rocío no se puede cambiar, si no se aumenta o disminuye la humedad del aire, aunque se aumente o disminuya el calor.

Si el aire se enfría a una temperatura menor que la del rocío, empieza la condensación y se establece una nueva temperatura de rocío.

La temperatura de rocío se puede disminuir, substrayendo humedad del aire, o sea, substrayendo vapor de agua de un peso dado de aire, y se puede aumentar 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 quedara aire a una temperatura de rocío de 65 °f, saturado 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:

- Enfriando poco a poco un recipiente que contenga aire, la temperatura a la que la condensación empieza a aparecer en la paredes del recipiente es la temperatura de rocío.
- La temperatura de rocío se puede encontrar psicométricamente partiendo de la temperatura de bulbo húmedo y de bulbo seco (Goribar, 1999:44-45)
- El punto de rocío determina una temperatura,  $t$ , a la cual el aire llega al punto de saturación; es decir, el aire se convierte en aire saturado,  $h_s$ . No se producirán condensaciones si la temperatura del aire se mantiene por encima de PR, y a la inversa, temperaturas por debajo del PR ocasionaran condensaciones (Carnicer, 1991:41)

### 1.8.1 Temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo.

- Temperatura de bulbo seco. La temperatura de bulbo seco es la que se mide con un termómetro ordinario, y es la medida del calor sensible del aire expresado en grados Fahrenheit o centígrados. Es simplemente la temperatura que indicaría un termómetro al ser colocado en una mezcla (Manríquez, 2001:416)
- Temperatura de bulbo húmedo. La temperatura de bulbo húmedo indica la cantidad de calor total contenido en el aire y esta expresado en grados Fahrenheit o centígrados. Se determina cubriendo el bulbo de un termómetro con franela o con un trapo húmedo y haciendo pasar aire rápidamente; en esta forma la humedad comienza a evaporarse. La temperatura del agua y del aire circundante baja proporcionalmente a la evaporación ocurrida. Si está seco el aire que rodea el termómetro, la evaporación es rápida y el descenso de temperatura es grande (relativamente). Si el aire esta saturad, no habrá evaporación ni bajara la temperatura.

Si la evaporación continuara de la misma manera hasta saturar el aire, el proceso seguido se parecería al adiabático y la temperatura del bulbo seco del aire se reduciría hasta la del bulbo húmedo (Goribar, 1999:45-46) “en el caso del aire ambiente, la temperatura del bulbo húmedo es, para todos propósitos prácticos igual a la temperatura de saturación adiabática” (Manríquez, 2001:420).

En condiciones de saturación:

$$BS = BH = Tw$$

Dónde:

BS = bulbo seco

BH = bulbo húmedo

Tw = temperatura de roció.

### 1.8.2 Temperatura de saturación adiabática.

La mínima temperatura a la cual el aire se puede enfriar es la temperatura de vaporización adiabática. Esta temperatura es alcanzada cuando el aire se ha saturado totalmente.

El proceso de saturación adiabática. Una mezcla de aire-vapor se pone en contacto con agua líquida a menor temperatura en un sistema aislado térmicamente, por ejemplo: asiendo pasar aire por un atomizador de agua muy fina o bien, por medio de una caja larga llena de una gasa húmeda a través de la cual se hace pasar el aire (Manríquez, 2001:417)

Después de que el equilibrio se ha alcanzado, el calor latente se toma exclusivamente del aire y, por lo tanto, este se enfría. La temperatura resultante depende de la temperatura inicial del aire, de su contenido inicial de humedad y de la presión barométrica.

Una expresión que determina la temperatura adiabática de saturación se puede basar igualando el calor latente ganado por el aire con el calor sensible perdido.

$$(W' - W)h_{fg} = (t - t')S$$

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 (Goribar, 1999:47-48)

Despejando t':

$$t' = t - \frac{h_{fg}(W' - W)}{S}$$

### 1.9 Leyes psicométricas.

1. Cuando el aire seco se satura adiabáticamente, la temperatura se reduce y la humedad relativa se incrementa, y la reducción de calor sensible es igual al incremento simultáneo de calor latente.
2. Cuando el contenido de humedad del aire se incrementa adiabáticamente, la temperatura se reduce simultáneamente hasta que la presión de vapor corresponde a la temperatura de saturación. Esta se llama "temperatura de saturación adiabática". (Manríquez, 2001:418)
3. Cuando cierta cantidad de agua aislada se evapora, se supone que la temperatura final será la adiabática de saturación y no está afectada por convección, por lo que la temperatura de bulbo húmedo será la adiabática de saturación.
4. La temperatura de bulbo húmedo del aire depende solo 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 también lo es. (Goribar, 1999:57)

## **CAPÍTULO 2. Procesos psicométricos.**

## 2.1 Mezcla de dos flujos de aire.

Se tienen dos masas de aire  $M_1$  y  $M_2$  que al mezclarse, se comportan de acuerdo con las siguientes expresiones:

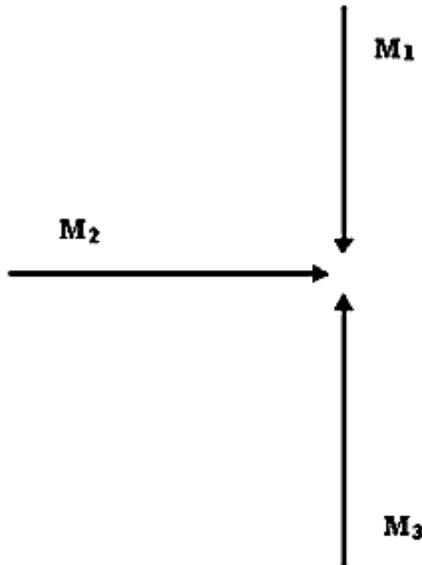


FIGURA 1. Mezcla de dos flujos de aire.  
Masa.

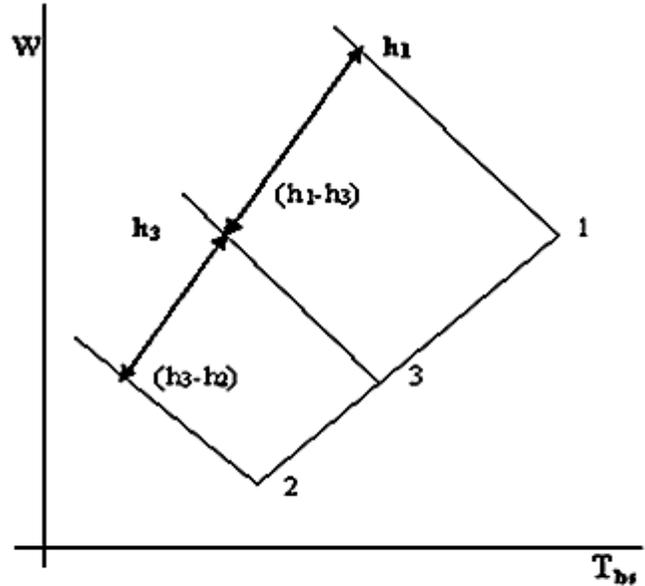


FIGURA 2. Mezcla de dos flujos de aire.  
Entalpía.

Fuente Hernández, 2008:85

$$M_1 + M_2 = M_3 \quad (\text{II} - 1)$$

$$M_1 W_1 + M_2 W_2 = M_3 W_3 \quad (\text{II} - 2)$$

$$M_1 h_1 + M_2 h_2 = M_3 h_3 \quad (\text{II} - 3)$$

Donde  $M$  – masa de aire en lb/h

$h$  – entalpía total en Btu/lb<sub>a</sub>

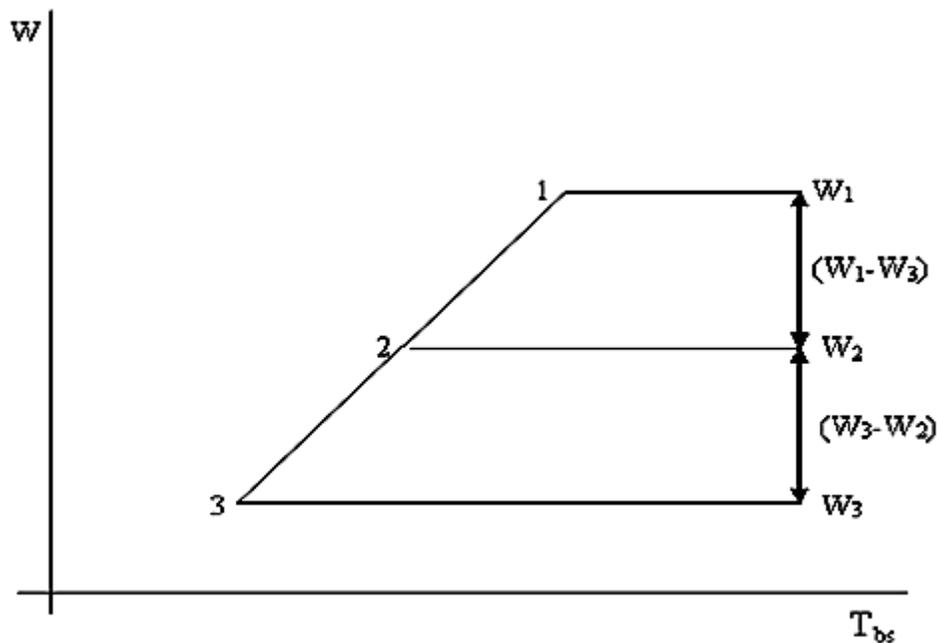
$W$  – humedad específica en lb<sub>v</sub>/lb<sub>a</sub> o granos /lb<sub>a</sub>

Este proceso se lleva a cabo sin aumentar o disminuir calor o humedad.

En la carta psicométrica, la humedad específica y la entalpía tienen escalas lineales, no tomando en cuenta la desviación de la entalpía. Por ello, el estado final 3, cae en la línea recta que une 1 y 2, dividiéndola en dos porciones proporcionales a las masas de aire.

Al obtener un dato a partir de las formulas II-2 ó II-3, se lo sitúa sobre la línea descrita y se podrán leer los datos complementarios de la mezcla efectuada.

En el caso extremo en que el punto 3 quede como lo indica la figura 4, ocurrirá la condensación. Entonces el punto final 4 se encontrara trazando, desde el punto 3, una línea paralela a las de bulbo húmedo, hasta interceptar la línea de saturación, por lo tanto, este punto será el que represente la nueva mezcla.



**FIGURA 3. Mezcla de dos flujos de aire. Humedad específica.**

Fuente Hernández, 2008:86

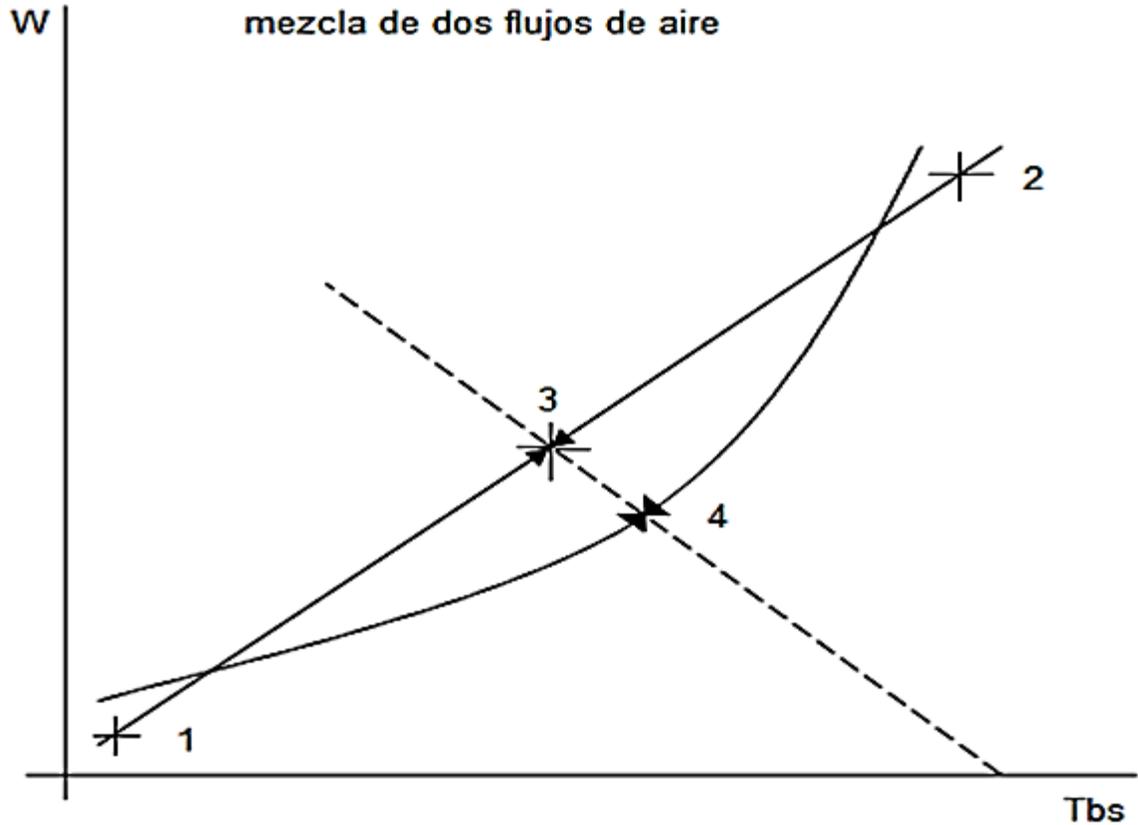
Combinando II-1, II-2, y II-3, se tiene:

$$M_1(W_1 - W_3) = M_2(W_3 - W_2) \quad (\text{II} - 4)$$

$$M_1(h_1 - h_3) = M_2(h_3 - h_2) \quad (\text{II} - 5)$$

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{(W_3 - W_2)}{(W_1 - W_3)} = \frac{(h_3 - h_2)}{(h_1 - h_3)} \quad (\text{II} - 6)$$

Para el aire acondicionado, algunos problemas se resuelven usando en las formulas anteriores, el volumen del aire en vez de la masa, o sea, no se tienen en cuenta las diferencias en densidades.



**Figura 4.** Condensacion efectuada al mezclarse dos flujos de aire.

Fuente Hernández, 2008:87

## 2.2 Flujo de aire sobre una superficie seca y más caliente que el aire.

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

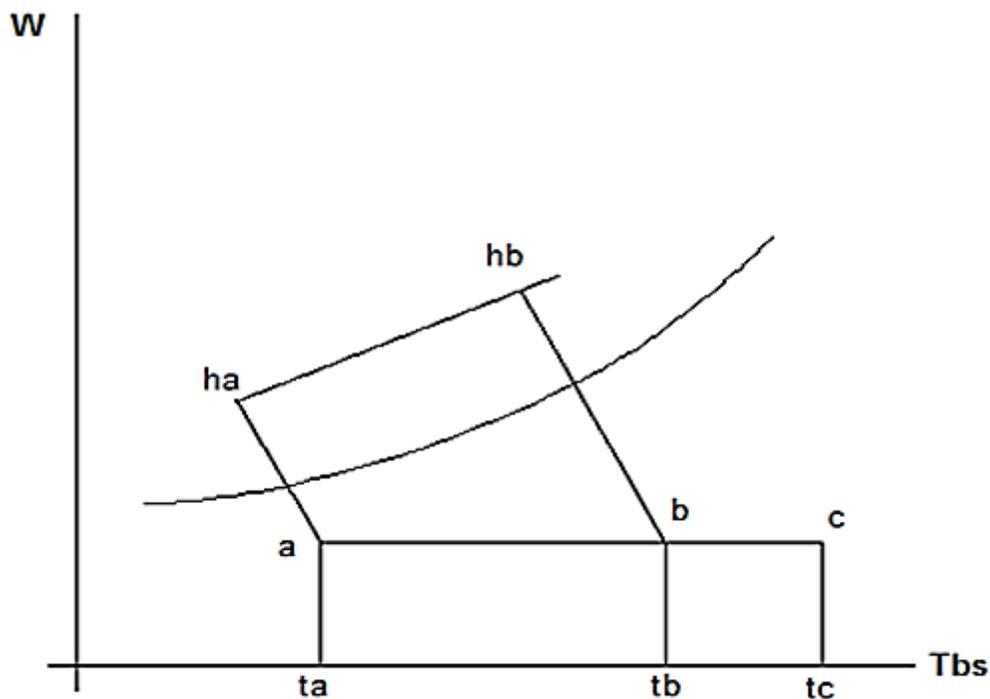
La aproximación de la temperatura del aire a la de la superficie caliente se expresa como el factor de "by pass" (F.B.). La temperatura de la superficie caliente se supone constante.

El factor de by pass equivalente se define como la relación entre la diferencia de la temperatura efectiva de la superficie y la salida del aire con la diferencia de la temperatura efectiva de la superficie y la entrada del aire. Se supone que representa la fracción del aire que no entra en contacto directo con la superficie caliente.

En la figura 5,  $t_a$  y  $t_b$  representan las temperaturas de entrada y salida del aire, respectivamente, y  $t_c$  es la temperatura de la superficie caliente. Entonces:

$$\mathbf{FB} = \frac{t_c - t_b}{t_c - t_a} \quad (\text{II} - 7)$$

O sea, según la figura,  $\mathbf{FB} = \frac{b_c}{a_c}$



**Figura 5. Carta psicometrica. Factor de "by pass"**

Fuente Hernández, 2008:88

### 2.3 Flujo de aire sobre una superficie seca y más fría 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 no menor que la temperatura de rocío. Por lo tanto, la humedad específica se mantiene constante, y no se llega a la condensación (figura 6)

El factor de by pass equivalente es:

$$FB = \frac{t_b - t_c}{t_a - t_c} \quad (II - 8)$$

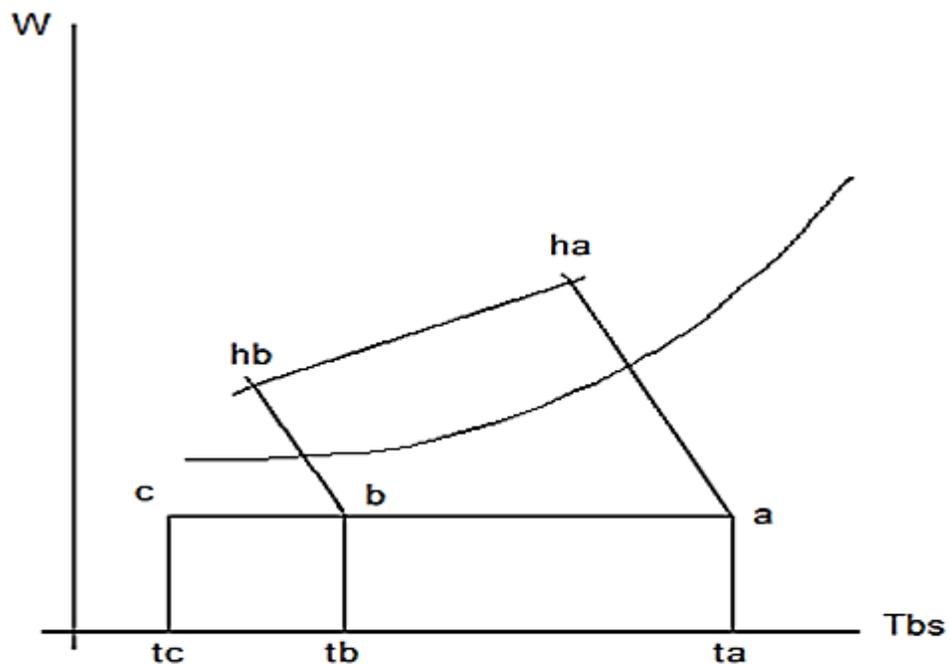


Figura 6. Carta psicometrica. Factor de "by pass"

Fuente Hernández, 2008:90

El calor removido es:

$$Q_s = (t_a - t_b)(0.24 + 0.45W)M \text{ (Btu/h)} \quad (II - 9)$$

o

$$Q_s = 1.08V(t_a - t_b) \text{ (Btu/h)} \quad (II - 10)$$

o

$$Q_s = M(h_a - h_b)(\text{Btu}/\text{h})$$

(II - 11)

## 2.4 Proceso de enfriamiento y deshumidificación.

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 la mezcla se enfriará simultáneamente (figura 7).

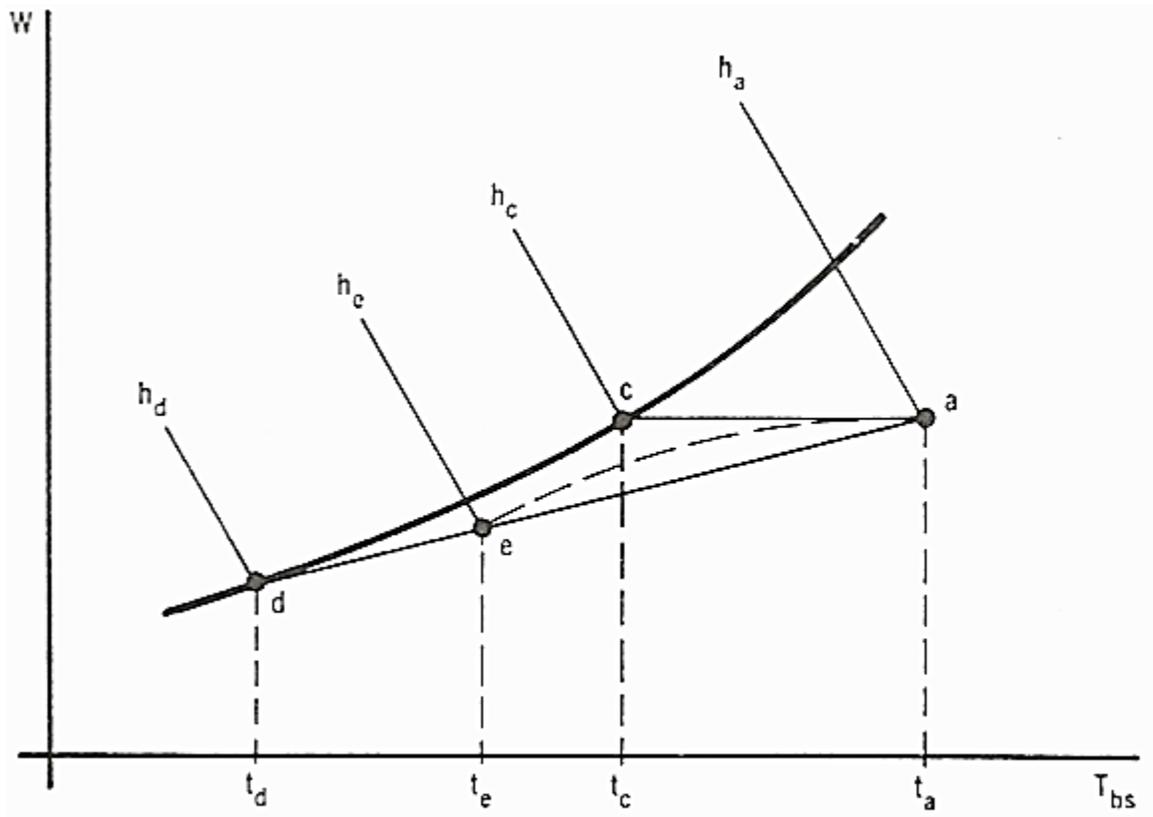


FIGURA 7. Carta psicrométrica. Proceso de enfriamiento y deshumidificación.

Fuente Hernández, 2008:90

Parte del aire que está en contacto directo con la superficie reduce su 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, finalmente se enfriará al mezclarse con el aire que si 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 lo estuvo (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”.

En procesos que incluyen condensación, la temperatura  $t_d$  se llama “punto de rocío del aparato” (PRA).

El calor latente removido durante el proceso es:

$$Q_L = M \frac{\Delta W \times 1060}{7000} (\text{Btu/h}) \quad (\text{II} - 12)$$

Dónde:

$\Delta W'$  – humedad retirada en granos/lb<sub>a</sub>

1060 – calor latente de vaporización en Btu/lb

O bien:

$$Q_L = 0.68V\Delta W (\text{Btu/h}) \quad (\text{II} - 13)$$

El calor sensible retirado es:

$$Q_S = M \times 0.24(t_a - t_d) (\text{Btu/h}) \quad (\text{II} - 14)$$

o

$$Q_S = 1.08V(t_a - t_d) (\text{Btu/h}) \quad (\text{II} - 15)$$

El calor total es:

$$Q_t = 4.5V(h_a - h_d) \quad (\text{II} - 16)$$

La relación de calor sensible retirado al calor total retirado se le llama factor de calor sensible:

$$\text{FCS} = \frac{Q_s}{Q_t} \quad (\text{II} - 17)$$

Dónde:

$Q_s$  – calor sensible retirado durante el proceso.

$Q_t$  – calor total retirado durante el proceso.

(Fuente Hernández, 2008:85-90)

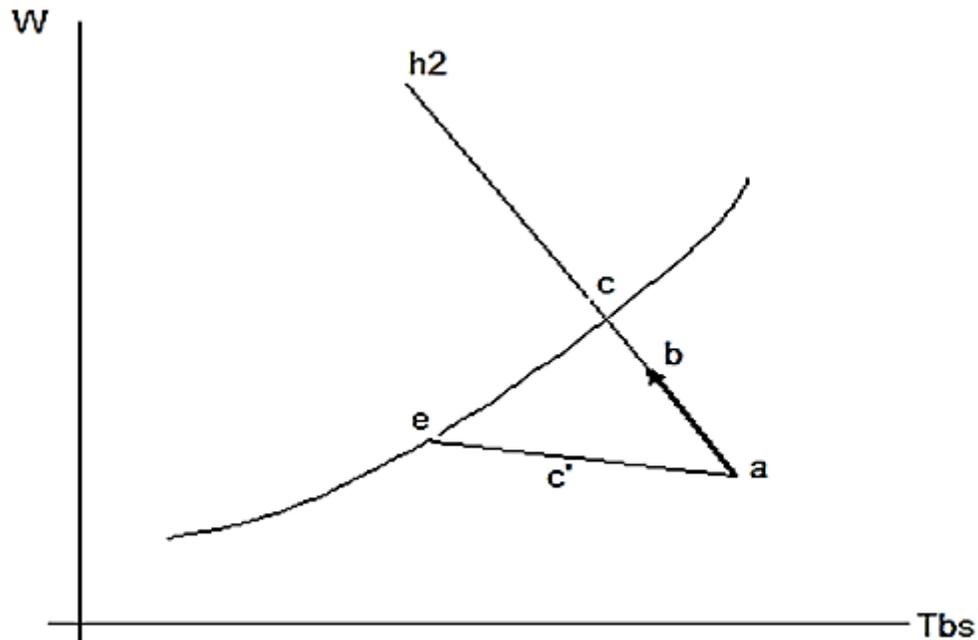
## 2.5 Proceso de enfriamiento y humidificación.

Siempre que el aire no saturado pasa a través de un aspersor de agua, la humedad específica aumenta y a temperatura de bulbo seco baja. Esto constituye el proceso de saturación adiabático, o sea es un proceso a bulbo húmedo constante (figura 8).

El bulbo húmedo del aire está representado por el punto C. 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:

$$E = \frac{t_a - t_b}{t_a - t_c} \times 100 \quad (\text{II} - 18)$$



**Figura 8.** Carta psicometrica. Enfrimientoy humidificacion

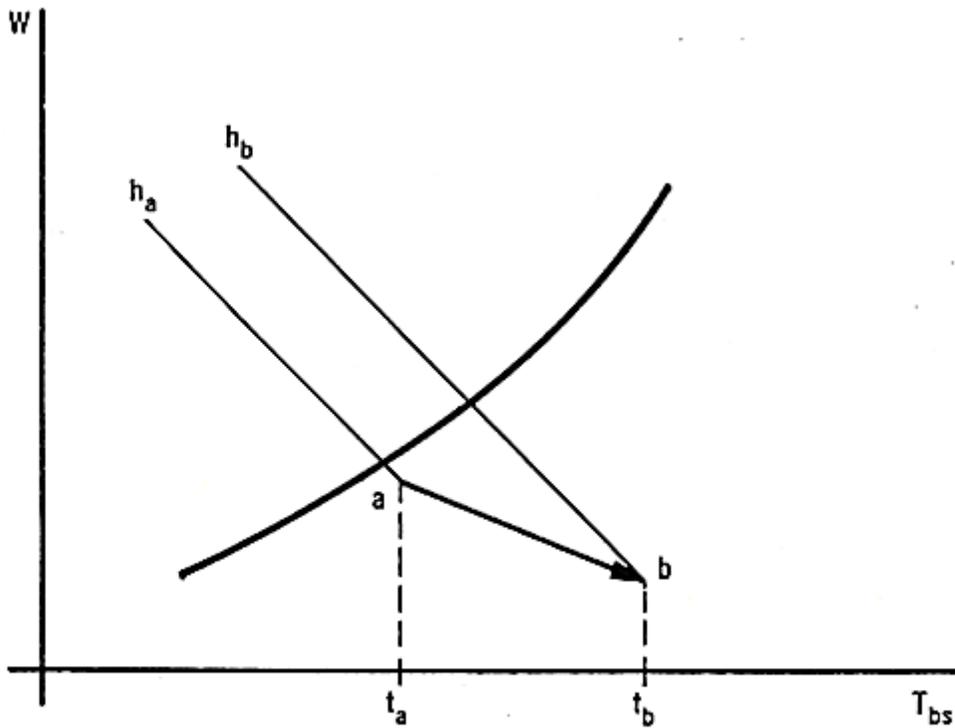
Fuente Hernández, 2008:94

Que es igual a uno menos el efecto de by pass. Este proceso es a entalpía constante.

También puede suceder que el agua este a una temperatura menor que la de bulbo húmedo pero mayor que el punto de rocío, en cuyo caso, el proceso lo muestra la línea ad, y se enfría y humidifica simultáneamente. El aspensor de agua tendrá que ser de recirculación continua para que se establezca el equilibrio. (Fuente Hernández, 2008:94)

## 2.6 Proceso de calentamiento y des humidificación.

El calentamiento y la des humidificación simultáneos se pueden realizar 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 (figura 9).



**FIGURA 9 Carta psicrométrica. Calentamiento y deshumidificación.**

Fuente Hernández, 2008:95

La humedad se condensa fuera del aire; en consecuencia, el calor latente se libera y aumenta el calor sensible del aire.

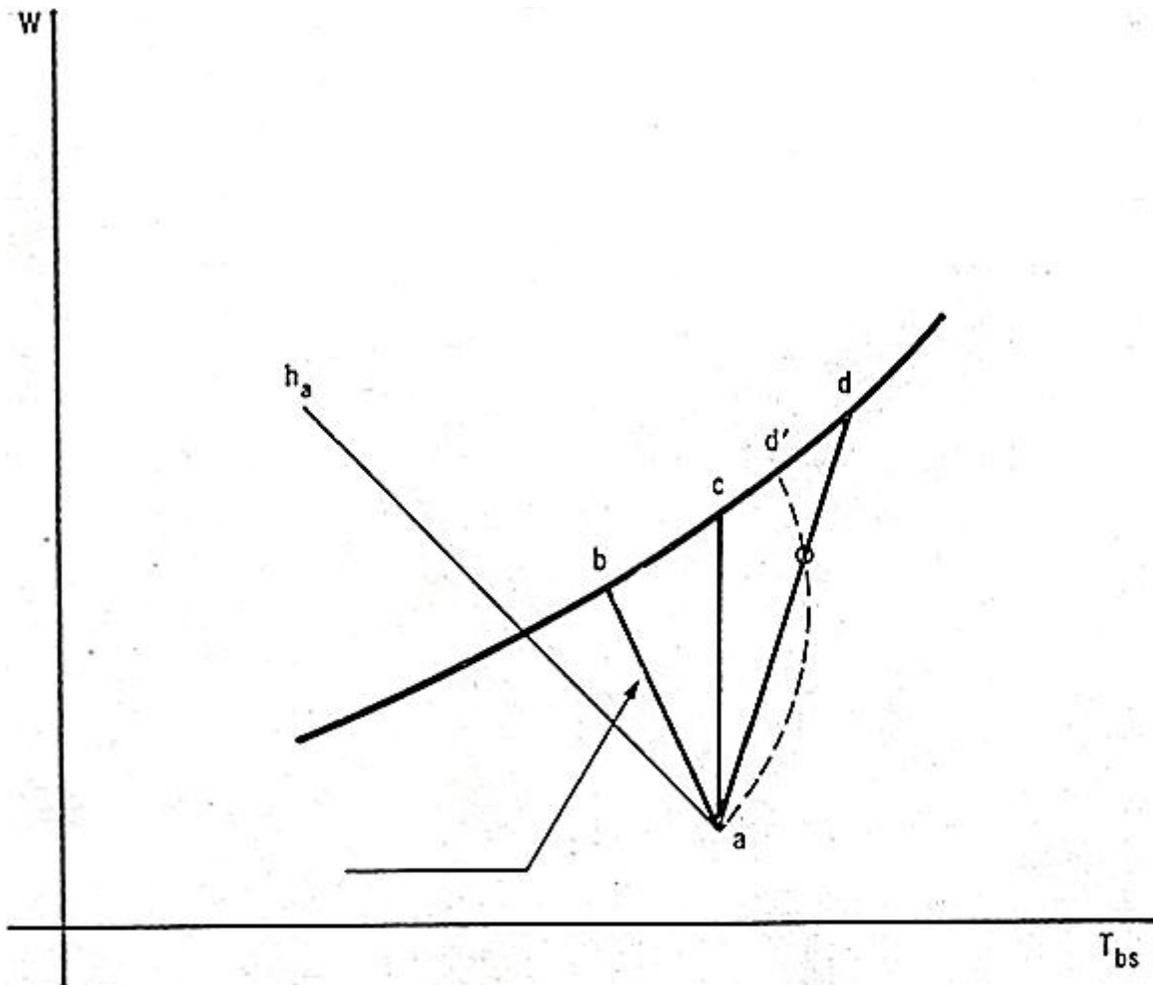
Si estas son las únicas energías que intervienen, el proceso es inverso al adiabático de saturación; pero existe un calor absorbido o generado por el material activo que se llama calor de absorción.

Para absorbentes sólidos se usa la sílice, la alúmina, etc., y para los absorbentes líquidos, sales inorgánicas o compuestos orgánicos. En ambos casos el calor desprendido interviene en el proceso, incrementando el calor sensible.

## **2.7 Proceso de calentamiento y humidificación.**

Cuando el aire pasa a través de un humidificador, el aire se humidifica y puede calentarse, enfriarse o permanecer a la misma temperatura. Durante este proceso, el aire incrementa su humedad específica y entalpía, y la temperatura de

bulbo seco aumenta o disminuye según la temperatura inicial del aire y del agua. Si se suministra suficiente agua en relación con el aire, este se acercara a la saturación (figura 10).



**FIGURA 10. Carta psicrométrica. Humidificación.**

Fuente Hernández, 2008:96

Según la figura:

- a-b: caso en el que la temperatura del agua es menor que la del aire.
- a-c: caso en el que el agua está a la misma temperatura que el aire.
- a-d: caso en el que el agua está a mayor temperatura que el aire.

Cuando el agua es relativamente poca, la línea ad cae según indican los puntos ad'.

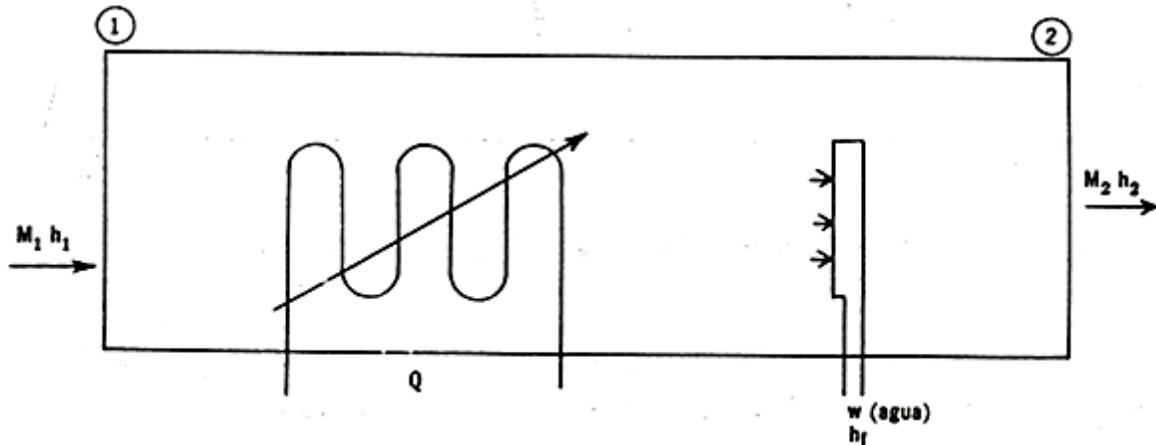
## 2.8 Proceso de humidificación y des humidificación.

La humidificación es el proceso mediante el cual se aumentan la humedad específica y la cantidad de calor del aire.

En algunos procesos, la humedad específica se aumenta agregando agua, que se absorbe en forma de vapor.

El agua vaporizada en el aire absorbe calor del propio aire, lo cual hace descender la temperatura. Por lo tanto, para conservar o aumentar la temperatura, es necesario agregar calor de otra fuente.

La figura 11, muestra cómo se logra un proceso sencillo de humidificación, usado en aire acondicionado.



**FIGURA 11. Humidificación del aire.**

Fuente Hernández, 2008:99

Usando la ecuación de la primera ley de la termodinámica se tiene la siguiente expresión:

$$M_1 h_1 + Q + W h_f = M_2 h_2 \quad (\text{II} - 19)$$

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

$M_1 =$  masa de aire a la entrada  $\left(\frac{lb}{h}\right)$

$h_1 =$  entalpía total del aire a la entrada (Btu / lb<sub>a</sub>)

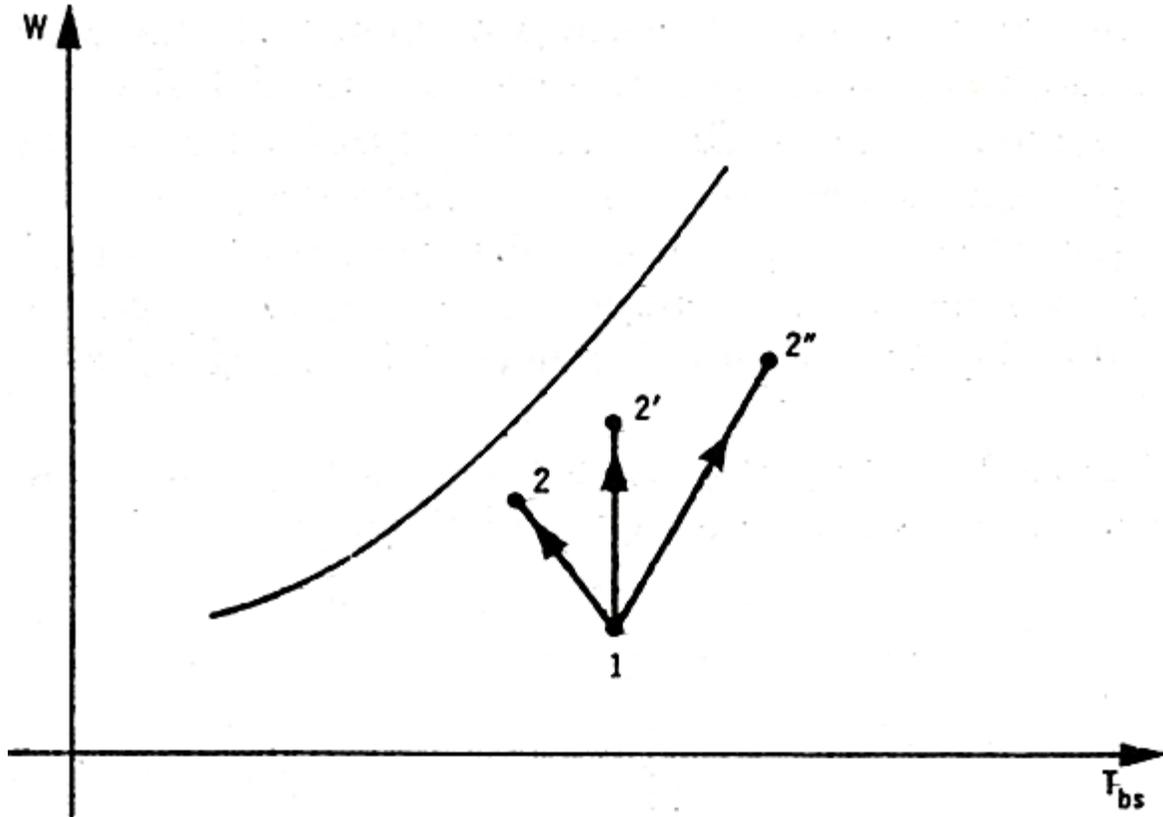
$Q =$  calor agregado en el calentador  $\left(\frac{Btu}{h}\right)$

$Wh_f =$  energía que trae el agua agregada en el proceso (Btu /h)

$M_2 =$  masa de aire a la salida  $\left(\frac{lb}{h}\right)$

$h_2 =$  entalpía total del aire a la salida (Btu / lb)

En la carta psicométrica, el proceso se muestra como sigue:



**FIGURA 12. Proceso de humidificación.**

Fuente Hernández, 2008:100

Como se ve, se pueden obtener tres formas de proceso, según la temperatura final del aire que se desee, o sea:

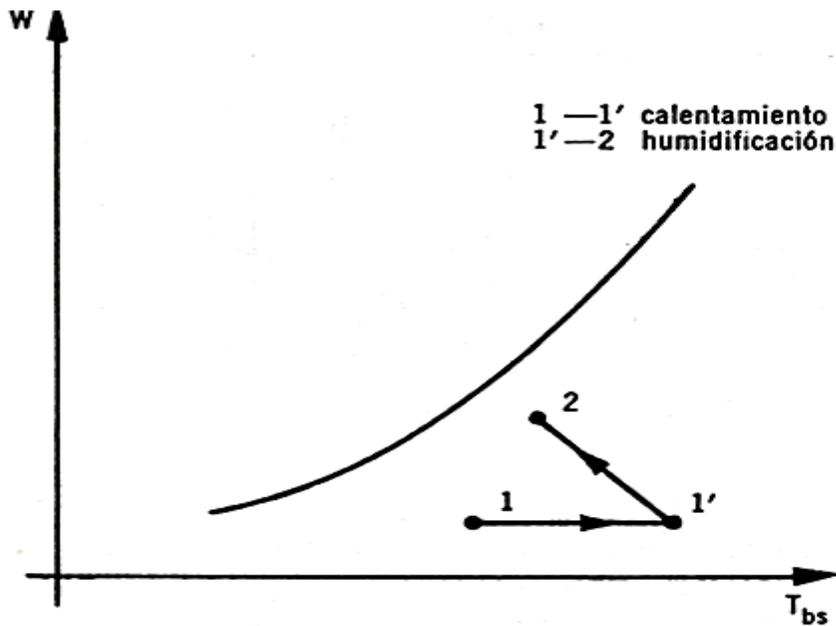
Proceso 1-2 (la  $t_{bs}$  final disminuye)

Proceso 1-2' (la  $t_{bs}$  final permanece constante)

Proceso 1-2'' (la  $t_{bs}$  final aumenta)

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

1. Primero se calienta y luego se humidifica, como se ve en la figura 13 y como se indica en la figura 11.

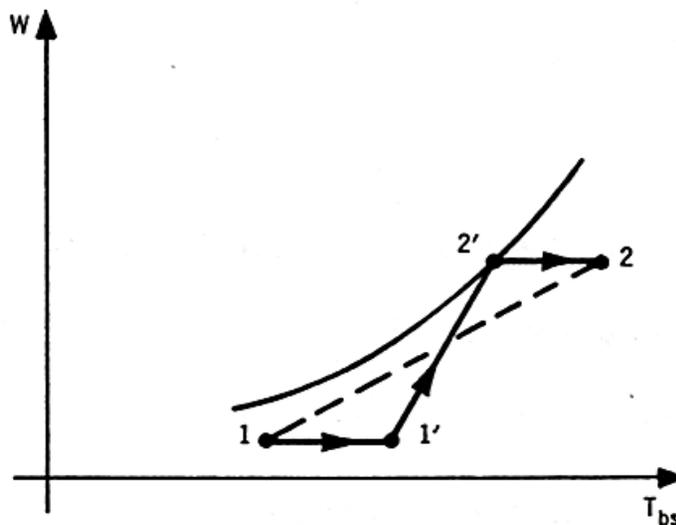


**FIGURA 13. Carta psicrométrica. Calentamiento y humidificación.**

Fuente Hernández, 2008:101

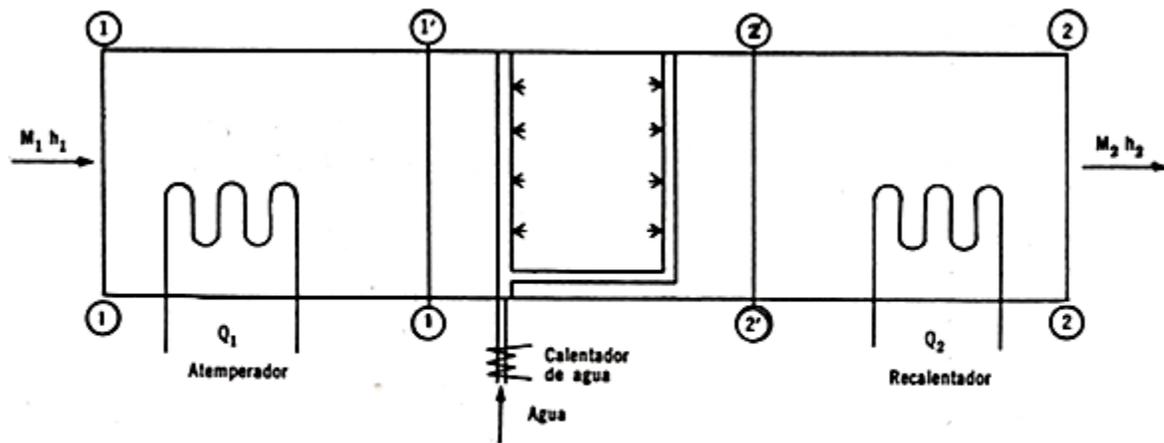
2. Primero se calienta en un atemperador, después se humidifica con agua caliente hasta saturar; luego se vuelve a calentar hasta obtener la condición final dos. El punto de saturación 2' debe de ser tal que sea el punto de rocío de la condición 2 (figura 14 Y 15).

- 1 — 1' calentamiento en el atemperador
- 1' — 2' humidificación hasta saturarlo
- 2' — 2 calentamiento hasta la condición final 2



**FIGURA 14. Carta psicrométrica. Calentamiento, humidificación y recalentamiento.**

Fuente Hernández, 2008:101



**FIGURA 15. Humidificación del aire.**

Fuente Hernández, 2008:102

La des humidificación es necesaria muy a menudo en procesos de aire acondicionado o en procesos industriales.

La humedad puede removerse por absorción en líquidos o en sólidos (procesos llamados de absorción química) o enfriando por debajo del punto de rocío.

La des humidificación representada en el diagrama TS puede verse en la figura 16, 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; después, hasta condensar 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 (figuras 17 Y 18).  
(Fuente Hernández, 2008:107)

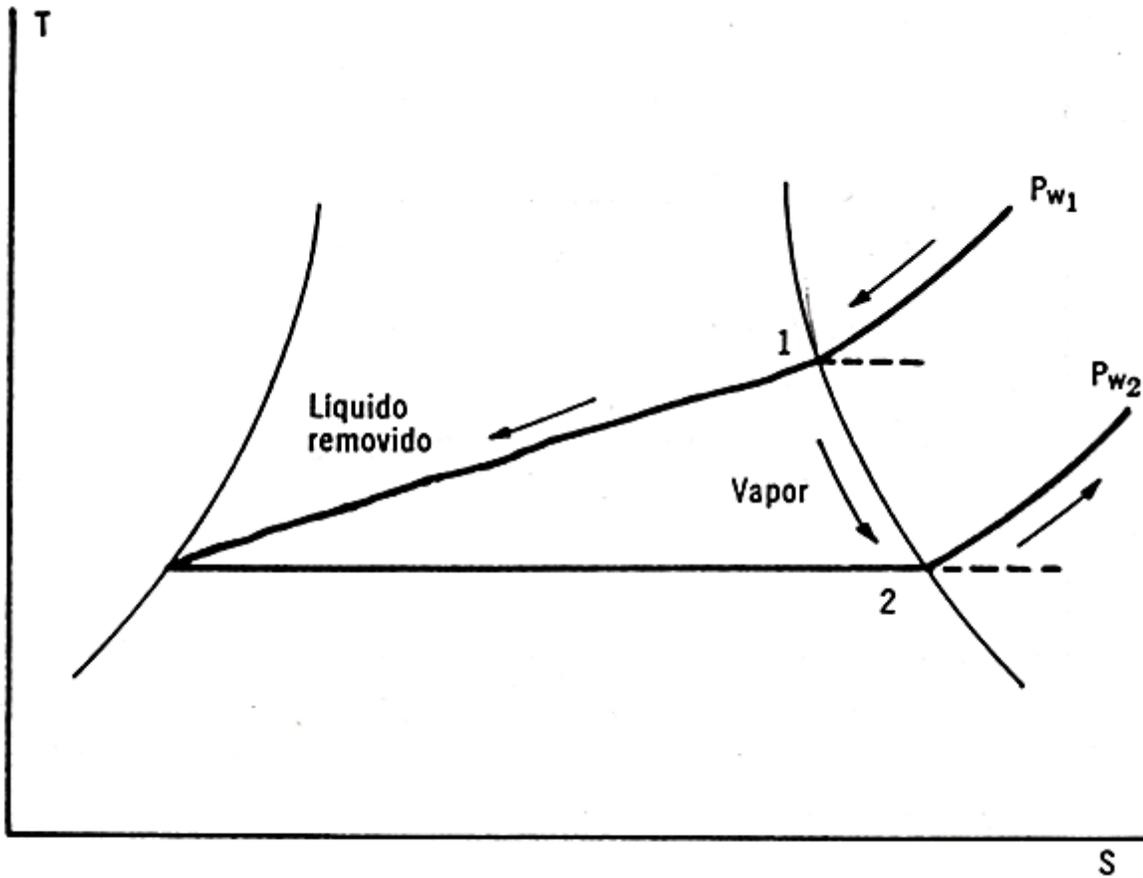


FIGURA 16. Diagrama TS. Deshumidificación.

Fuente Hernández, 2008:107

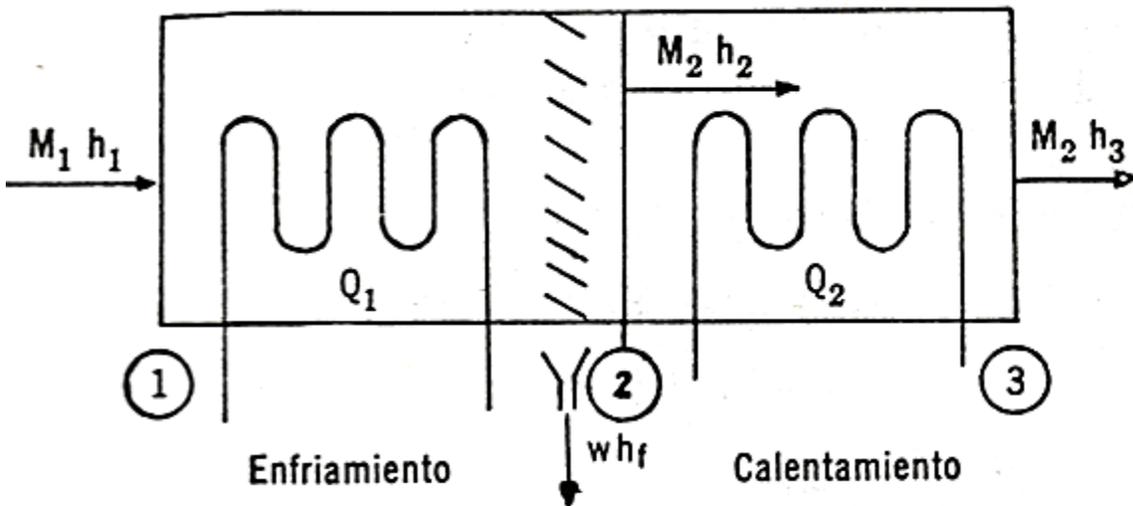


FIGURA 17. Deshumidificación del aire.

Fuente Hernández, 2008:108

Primer paso: (de 1 a 2)

$$M_1 h_1 - Q_1 = M_2 h_2 + W h_f \quad (\text{II} - 20)$$

$$M_1 - W = M_2 \quad (\text{II} - 21)$$

Dónde:

$M_1$  – lb / h de aire en la condición 1

$Q_1$  – calor absorbido en Btu / h

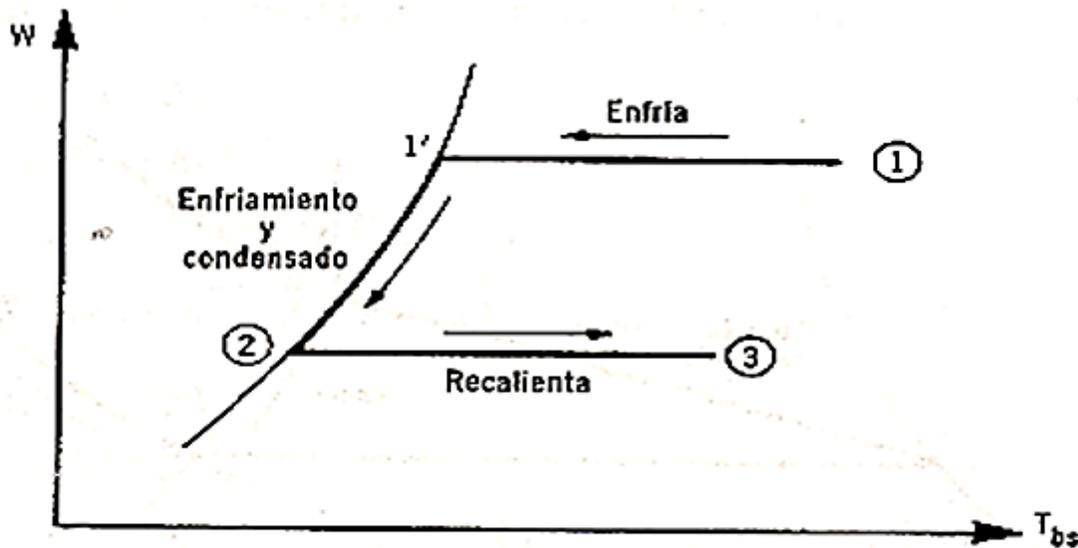
$h_1$  – entalpía del aire a la entrada (condición 1) Btu / lb<sub>a</sub>

$M_2$  – lb / h de aire en la condición 2

$h_2$  – entalpía del aire en la condición 2 (Btu / lb<sub>a</sub>)

$W$  – lb / h de humedad retirada

$W h_f$  – energía de la humedad retirada Btu / h



**Figura 18** Carta psicrométrica. Deshumidificación del aire.

Fuente Hernández, 2008:108

Segundo paso: (de 2 a 3)

$$M_2 h_2 + Q_2 = M_2 h_3 \quad (\text{II} - 22)$$

$Q_2$  – calor para recalentar Btu / h

$h_3$  – entalpía del aire recalentado a la salida

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 o absorbido es cero (0); sin embargo, se necesitan esas fuentes de calor para llevar a cabo el proceso mostrado en la figura 19.

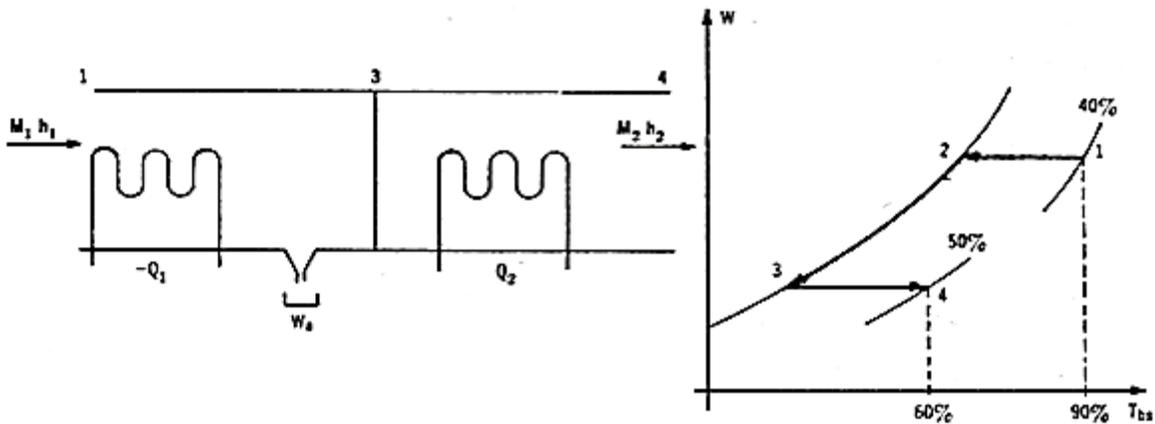


FIGURA 19. Deshumidificación del aire.

Fuente: Hernández, 2008: 109

## **Capítulo 3. Calefacción.**

### **3.1 Consideraciones básicas.**

Antes de hablar sobre los requisitos, debemos determinar las condiciones de diseño.

En invierno, por lo general el problema consiste en calentar y humidificar un espacio. Por lo tanto, se trata de determinar la cantidad de Btu/h que se suministra, o bien, el volumen de aire requerido. Para valorar esta información, es necesario calcular 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. Perdidas de calor sensible o latente debidas al aire que entra al espacio, ya sea por infiltración o por ventilación positiva.
3. Ganancias o pérdidas debidas a otros factores, como personas, motores, etc. (Hernández, 2008:167)

### **3.2 Consideración de diseño en invierno.**

Para las condiciones interiores de diseño se utiliza la carta de comodidad que proporciona valores recomendados por la experiencia para interiores en tiempo de invierno.

La temperatura de diseño interior se debe considerar a la altura de respiración de un individuo, es decir, a 5 pies de altura. Es obvio que la línea de respiración no es, en muchas ocasiones, un promedio de todo el espacio, ya que el aire caliente tiende a elevarse. En lugares donde la altura del techo no es mayor de 20 pies, la temperatura aumenta aproximadamente un 2% por cada pie arriba de la línea de respiración. Cuando la calefacción se lleva a cabo a través de radiadores o convectores de tiro natural, en donde el aire tiene muy poca velocidad, es indispensable hacer la corrección necesaria y calcular con respecto a la temperatura promedio del salón y no con la de diseño interior que, como se mencionó, se considera a 5 pies de altura.

Las condiciones exteriores dependen del lugar donde se ubica el edificio por acondicionar, depende así mismo de las temperaturas mínimas que se presentan con regularidad, así como de las ondas frías.

Por lo general, se dispone de tablas que proporcionan las temperaturas exteriores de las principales ciudades, con las que se hacen los diferentes cálculos de calefacción.

La temperatura exterior que se toma como dato para realizar los cálculos, llamada temperatura exterior de diseño para invierno, no es la mínima que se registra, sino un promedio de las temperaturas mínimas.

En ocasiones, se determina aumentando a la temperatura mínima 10 ó 15 °F.

La temperatura del piso es difícil de determinar, ya que varía con la profundidad y con la cantidad de aire que pueda pasar en un momento dado y en cierto tipo de cimientos.

Existen tablas que proporcionan 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.

A veces se estima en 50 °F la temperatura del subsuelo. En otros casos se recomienda considerar un perdida de 2 Btu/pie<sup>2</sup> o, de acuerdo con el perímetro, 0.81 Btu/h-°F pie lineal.

Cuando se tiene un espacio adyacente que no tiene calefacción, la temperatura de diseño se puede considerar como sigue:

$$t_a = 0.5(t_i + t_e) \quad \text{(III - 1)}$$

$t_a$  = temperatura del cuarto adyacente.

$t_i$  = temperatura del diseño interior.

$t_e$  = temperatura de diseño exterior.

La temperatura de la superficie de la pared interna desempeña un papel muy importante en el diseño de un sistema de calefacción.

La temperatura de la superficie no puede considerarse igual que la temperatura del aire, pues depende 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, se formara condensado en las paredes, techos y ventanas, creando un serio problema de humedad. Para corregir esta anomalía, se puede bajar la humedad relativa del interior, pero además de ser difícil, la humedad que resulte ser demasiado baja; también se puede bajar la resistencia térmica de la película incrementando la circulación del aire sobre la superficie, o bien, se puede aumentar la resistencia térmica de la pared.

Además del problema de la condensación, con las paredes muy frías, la sensación de frío es intensa a causa de la radiación del cuerpo a las paredes.

Para calcular la temperatura de la superficie de una pared, de un techo o de un piso, se toma en cuenta la relación entre la resistencia de la película interior con la resistencia del resto de la pared. (Hernández, 2008:167- 173)

### **3.3 Carga de calor.**

#### **3.3.1 Transmisión de calor a través de muros, techos y pisos**

La carga de calor más importante para calcular la calefacción se debe, por lo general, a la transmisión de calor a través de muros, techos y pisos.

Estas pérdidas se pueden determinar a partir de la expresión siguiente:

$$Q = UA(t_i - t_e) \quad (\text{III} - 2)$$

Q – pérdida de calor en Btu/h

A – área neta en pies.

U – coeficientes de transmisión de calor en BTU/h-pie<sup>2</sup>-°F

t<sub>i</sub> – temperatura de diseño interior en °F

t<sub>e</sub> – temperatura de diseño exterior en °F

La temperatura t<sub>i</sub> se debe corregir según la altura del espacio, ya que en la ecuación 1 se debe considerar la temperatura media, cuando se trata de calefacción por radiación.

Asimismo, al elegir t<sub>i</sub> se debe tomar en cuenta la humedad relativa, pues si es muy baja tal vez se necesite mayor temperatura para dar la sensación de comodidad que marca la curva.

En áreas que tengan mucho cristal, el cuerpo humano radia más calor y la sensación de frío es más intensa, por lo cual, se requiere una mayor temperatura interior.

La temperatura se te obtiene de tablas. En caso de no disponer de ellas, se calcula aumentando 10 o 15 °F a la temperatura mínima. (Hernández, 2008: 173- 174)

### **3.3.2 Coeficiente combinado de transmisión de calor U**

El coeficiente combinado de transmisión de calor U, dado en Btu/h-pie<sup>2</sup>-°F, se puede definir como el flujo de calor por hora a través de 1 pie<sup>2</sup> de barrera, cuando la diferencia de temperatura entre el aire interior y el aire exterior es 1 °F.

También puede decirse que el recíproco del coeficiente de transmisión de calor es la resistencia al flujo de calor que oponen por un lado los diferentes

materiales de que está compuesta la barrera y por otro lado, las películas de aire interior y exterior que tienden a adherirse a las superficies de la barrera.

El flujo de calor que se transmite por los materiales que forman la barrera se lleva a cabo por conducción, y la transmisión en las películas de aire es por convección entre la superficie y el aire. (Hernández, 2008:173- 176)

### 3.3.3 Transmisión de calor por conducción o a través de los diferentes materiales de una barrera (FIGURA 20)

Basándose en la teoría de transmisión de calor por conducción formulada por el matemático francés J. B. Fourier, se puede escribir:

$$\frac{dQ}{d\theta} = -KA \frac{dt}{dx} \quad (\text{III} - 3)$$

Dónde:

$\frac{dQ}{d\theta}$  -- calor transmitido por unidad de tiempo.

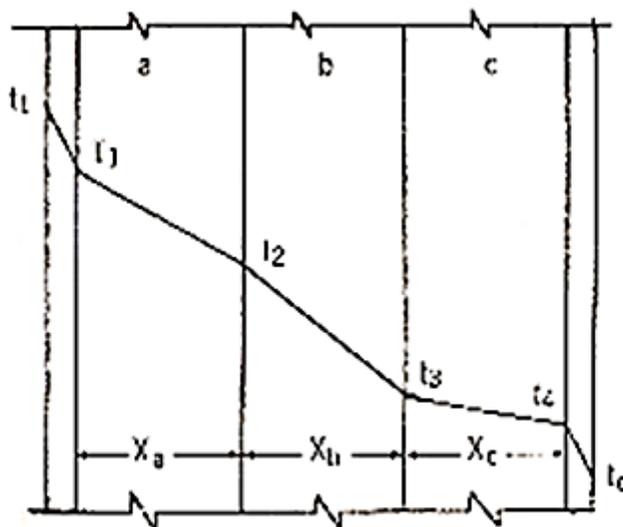


FIGURA 20 Transmisión de calor a través de una barrera.

A – Área de la sección donde el calor fluye, en pies<sup>2</sup>

K – Factor proporcional llamado conductividad térmica, en Btu-pie/h-pie<sup>2</sup>-°F

$\frac{dt}{dx}$  – Gradiente de temperatura en dirección del flujo de calor, expresado en °F/pie

Si:

$$\frac{dQ}{d\theta} = q(\text{Btu/h}) \therefore q = -KA \frac{dt}{dx} \quad (\text{III} - 4)$$

El valor de K, varia ampliamente con la temperatura, pero para materiales de uso común y temperaturas atmosféricas, estos valores se han determinado experimentalmente y se encuentran tabulados en manuales de aire acondicionado.

Para una pared de sección plana, integrando la ecuación de Fourier, se tiene:

$$q = -ka \int_{t_1}^{t_2} \frac{dt}{dx}$$

$$q = K \frac{A}{x} (t_1 - t_2) = K \frac{A}{X} \Delta t \quad (\text{III} - 5)$$

La resistencia térmica R vale:

$$R = \frac{x}{kA} \quad (\text{III} - 6)$$

Entonces.

$$q = \frac{t_1 - t_2}{x/kA} = \frac{t_1 - t_2}{R} \quad (\text{III} - 7)$$

### 3.3.4 Transmisión de calor por convección entre la superficie y el aire (FIGURA 20)

La cantidad de calor transmitida por convección entre una superficie y un fluido puede obtenerse usando la expresión de Newton.

$$q = fA(t_s - t_\infty) \quad (\text{III} - 8)$$

En donde:

q – Calor transmitido por unidad de tiempo (Btu/h)

f – Coeficiente de convección térmica o de la película (Btu/h-pie<sup>2</sup>-°F)

A – Superficie de transmisión de calor (pies<sup>2</sup>)

t<sub>s</sub> – Temperatura de la superficie (°F)

t<sub>α</sub> – Temperatura del fluido (°F)

En este caso la resistencia térmica será:

$$R = \frac{1}{fA} \quad (\text{III} - 9)$$

Llamada también resistencia de la película.

El valor del coeficiente f se incrementa al aumentar la rugosidad de las paredes y crece también con la velocidad del viento, cuando se trata de aire acondicionado.

Por costumbre y en virtud de que las variaciones, tanto de rugosidad como de velocidad del viento, se supone que no pasan de cierto límite, y para cálculos de ingeniería en aire acondicionado se pueden suponer los siguientes valores:

Para interiores  $f_i = 1.65 \text{ Btu/h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$

Para exteriores  $f_e = 6.0 \text{ Btu/ h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$

Sin embargo, existen las siguientes formulas experimentales, debidas a "Houghten y McDemortt" en donde se corrige por velocidad del viento, tomando en cuenta la rugosidad de la pared.

- $f = 1.4 + 0.28V$  PARA SUPERFICIES MUY LISAS
- $f = 1.6 + 0.3 V$  PARA MADERA Y YESO
- $f = 2.0 + 0.4 V$  PARA CONCRETO VACIADO O LADRILLO LISO
- $f = 2.1 + 0.5 V$  PARA SUPERFICIES RUGOSAS

En los problemas prácticos de aire acondicionado, las barreras pueden ser muros compuestos de varios materiales como por ejemplo, mezcla, tabique y yeso, en estos casos debe considerarse la misma transmisión de calor combinada por conducción en la mezcla, tabique y yeso, y convección en las películas de aire exterior e interior.

Observando la figura 20 en donde se ha considerado una barrera de tres materiales diferentes, se concluye que la cantidad de calor que fluye por cada material es la misma, o sea:

$$q = q_i = q_a = q_b = q_c = q_e \quad (\text{III} - 10)$$

Considerando combinadamente la transmisión de calor por conducción y convección se tiene:

$$q = f_1 A (t_i - t_1) = \frac{kaA}{X_a} (t_1 - t_2) = \frac{kbA}{X_b} (t_2 - t_3) = \frac{kcA}{X_c} (t_3 - t_4) = f_e A (t_4 - t_e) \quad (\text{III} - 11)$$

Sustituyendo el valor de R de las ecuaciones III-6 y III-9 en la ecuación

III-11

$$q = \frac{t_i - t_1}{R_i} = \frac{t_1 - t_2}{R_a} = \frac{t_2 - t_3}{R_b} = \frac{t_3 - t_4}{R_c} = \frac{t_4 - t_e}{R_e} \quad (\text{III} - 12)$$

O sea

$$t_i - t_1 = qR_i$$

$$t_1 - t_2 = qR_a$$

$$t_2 - t_3 = qR_b$$

$$t_3 - t_4 = qR_c$$

$$t_4 - t_e = qR_e$$

Sumando

$$t_i - t_e = q(R_i + R_a + R_b + R_c + R_e)$$

$$q = \frac{t_i - t_e}{\sum R} \quad (\text{III} - 13)$$

O bien,

$$\frac{q}{A} = \frac{t_i - t_e}{\frac{1}{f_i} + \frac{x_a}{k_a} + \frac{x_b}{k_b} + \frac{x_c}{k_c} + \frac{1}{f_e}}$$

O sea, para un número n de materiales:

$$\frac{q}{A} = \frac{t_i - t_e}{\frac{1}{f_i} + \frac{x_a}{k_a} + \frac{x_b}{k_b} + \dots + \frac{x_n}{k_n} + \frac{1}{f_e}} \quad (\text{III} - 14)$$

A menudo, es impracticable encontrar para cada caso de muros, paredes o pisos de varios materiales, sus valores de k, f y x, por lo que se recurre a un valor tabulado y total U que se llama “Coeficiente Combinado de Transmisión de Calor”.

$$\sum R = \frac{1}{U} \quad (\text{III} - 15)$$

$$q = AU(t_i - t_e) \quad (\text{III} - 16)$$

En los manuales de aire acondicionado se tabulan los valores de U para la combinación de los materiales más usados en la construcción, ya sea en muros, techos, pisos o particiones. Cuando los materiales usados son poco comunes, o bien la combinación de ellos no se encuentra tabulada, es indispensable calcular el factor U partiendo de las formulas anteriores.

### 3.3.5 Infiltración de aire.

La infiltración de aire es otra carga de calor muy importante. Es el aire frío que penetra en el interior, a través de las ranuras de puertas y ventanas, y aberturas. (Hernández, 2008: 181)

Esta pérdida depende del tipo de sello existente entre puertas y ventanas y de la velocidad del viento.

Para evaluar de un modo aproximado la cantidad de aire que se infiltra, existen varios métodos, de los cuales mencionó los siguientes:

#### 1. Método de las ranuras

Este método consiste en medir la longitud de todas las ranuras de puertas y ventanas y por medio de tablas experimentales (ANEXO 3), que dan la cantidad de pies<sup>3</sup>/min. o pies<sup>3</sup>/h por pie lineal de ranura, se calcula la infiltración total.

## 2. Método del área

Con este método se obtienen las áreas de las puertas y ventanas y mediante las tablas experimentales que dan la cantidad de  $\text{pie}^3/\text{min.}$  por  $\text{pie}^2$  de ventana o puerta, se determina la infiltración total (ANEXO 4 Y 5).

## 3. Método del volumen

Con este método se calcula el volumen del espacio por calentar. Se selecciona un factor de infiltración, que multiplicado por el volumen anterior y por la  $\Delta t$  existente proporciona directamente los Btu/h perdidos por infiltración.

Este método se aplica solo cuando las ventanas son relativamente pequeñas (ANEXO 6).

### Infiltración a través de muros

La infiltración a través de los muros se puede dejar de considerar en la mayoría de los casos, aunque en construcciones pobres puede ser muy considerable.

En ocasiones, se toma como regla practica un cambio por hora si existe un muro que colinde con el exterior; si hay dos muros colindando con el 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 el valor de la perdida será:

Calor sensible:

$$Q_s = 0.24 \times M \times (t_i - t_e)(\text{Btu/h}) \quad (\text{III} - 17)$$

En donde

0.24 – calor específico del aire en Btu/lb-°F

M – lb/h de aire

$t_i$  – temperatura interior en °F

$t_e$  – temperatura exterior en °F

o bien,

Calor sensible:

$$Q_s = 0.24 \times (V') \times d \times (t_i - t_e) \text{ (Btu/h)} \quad \text{(III - 18)}$$

En donde:

d – densidad del aire en lb/pie<sup>3</sup>

V' – volumen de aire en pies<sup>3</sup>/h

A 70 °F

d = 0.075 lb/pie<sup>3</sup>; por lo tanto

$Q_s = 0.018 (V') (t_i - t_e)$  en Btu/h ó

Cuando el volumen esta dado en pies<sup>3</sup>/m, se tiene:

$$q_s = 1.08(V)(t_i - t_e) \text{ en Btu/h} \quad \text{(III - 19)}$$

Dónde:

V = pies<sup>3</sup>/min.

Calor latente:

$$Q_L = M(W_i h_i - W_e h_e) \quad (\text{III} - 20)$$

Dónde:

$$h_i = 1060 + 0.45 t_i \text{ en Btu/lb}$$

$W_i$  = humedad específica en lb<sub>v</sub>/lb<sub>a</sub> del aire interior

$$h_e = 1060 + 0.45 t_e \text{ en Btu/lb}$$

$W_e$  = humedad específica en lb<sub>v</sub>/lb<sub>a</sub> del aire exterior

O bien,

$$Q_L = (0.075) (60) (1060/7000) * V * (W_i - W_e)$$

$$Q_L = 0.68 \times V \times (W_i - W_e) \text{ en Btu/h} \quad (\text{III} - 21)$$

### 3.4 Sistemas de calefacción.

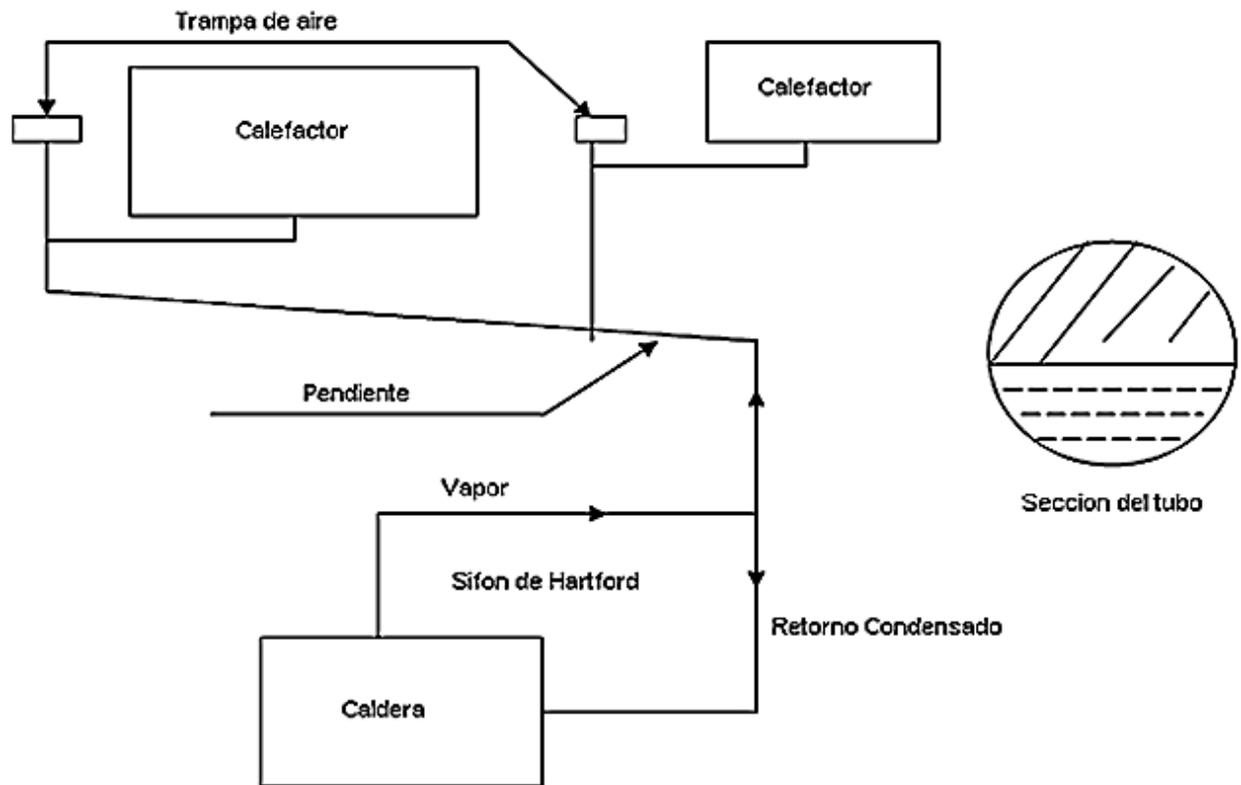
#### 3.4.1 Sistemas de vapor

Hay varios modos de clasificar los sistemas de vapor, pero aquí los clasificaremos en tres grandes grupos:

1. Sistemas por gravedad
  - Con un tubo
  - Con dos tubos
2. Sistemas de 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 en la misma tubería y por lo general, estas son muy voluminosas. No se puede decir que es un sistema económico. Se requieren, además, trampas de aire en cada aparato y en la línea principal

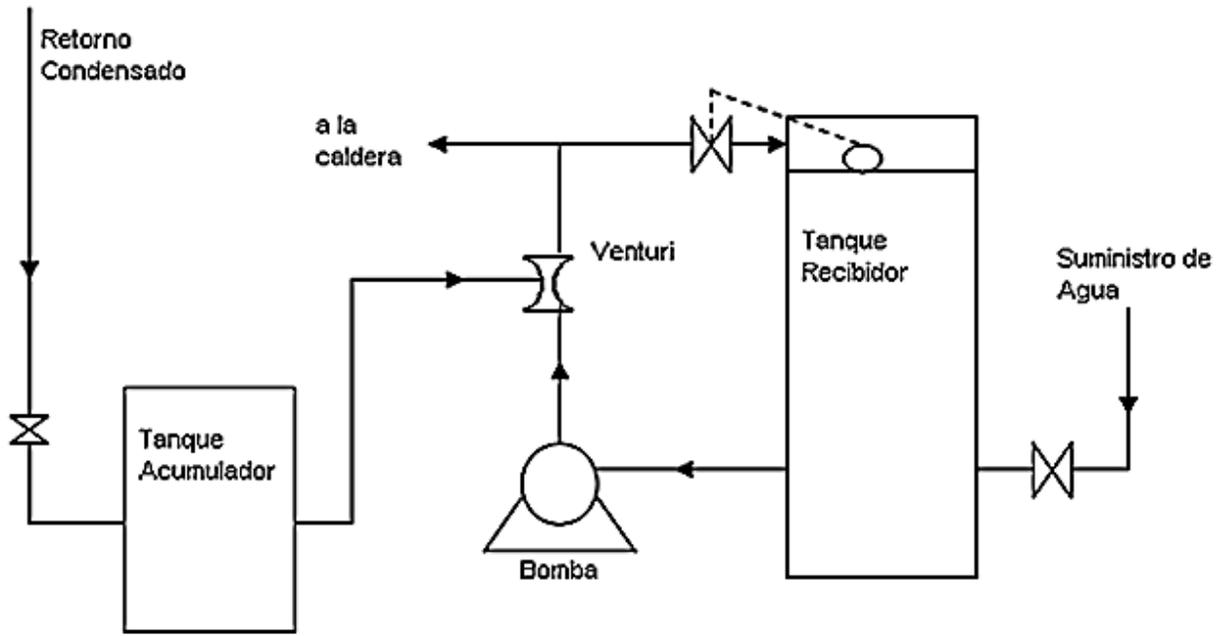
de vapor. La figura 21 muestra un esquema del sistema por gravedad con un solo tubo.



**FIGURA 21** Sistema por gravedad (un tubo)

En el sistema por gravedad de dos tubos por un tubo fluye el vapor a los calefactores y por el otro tubo independiente retorna el condensado para entrar nuevamente a la caldera.

- 2) El sistema de retorno mecánico con trampas de vapor, se usa regresando el condensado a un tanque utilizando una bomba para inyectarlo de nuevo a la caldera.
- 3) En un sistema ordinario de vacío se suministra vapor a cierta presión a los aparatos y se mantiene vacío mediante una bomba y un venturi instalados en el retorno. Este sistema ha sido muy popular en los grandes edificios de Estados Unidos (figura 22).



**FIGURA 22** Esquema de un sistema de vapor con vacío.

El venturi remueve el condensado y el aire del sistema, mandando el condensado a la caldera y el aire a la atmosfera. Al eliminar el aire, se obtiene una circulación rápida del vapor en tuberías de diámetros económicos; sin embargo, es un sistema de costo inicial elevado.

La cantidad de vapor necesaria para un sistema de calefacción conociendo la carga de calor y la presión del vapor disponible, puede encontrarse con la siguiente expresión:

$$Q = W(h_1 - h_f) \quad (\text{III} - 22)$$

Dónde:

Q – Carga de calor en Btu/h

W – Gasto de vapor en lb/h

$h_1$  – Entalpía del vapor que entra en Btu/lb

$h_f$  – Entalpía del condensado en Btu/lb

Despejando W:

$$W = \frac{Q}{h_1 - h_f} \quad (\text{III} - 23)$$

El gasto de combustible necesario para la caldera será de:

$$F = \frac{W(h_1 - h_{f1})}{P. C. \times \eta_c} \quad (\text{III} - 24)$$

Dónde:

F = gasto de combustible en lb/h

PC – poder calorífico del combustible en Btu/lb<sub>c</sub>

$\eta_c$  – eficiencia de la caldera

$h_1$  – Entalpía del vapor que entra en Btu/lb

$h_{f1}$  – entalpía del agua que entra a la caldera, en Btu/lb (Hernández, 2008:190-197)

### 3.4.2 Sistema de agua caliente

En los sistemas de agua caliente, la misma agua puede circular indefinidamente, por esto, hay un mínimo de depósitos de sólidos en el sistema, y la corrosión también es mínima, ya que la cantidad de agua de repuesto es casi nula.

La temperatura del agua varía un poco según el clima. Esta posibilidad de variación de la temperatura da cierta ventaja a este sistema sobre el vapor.

En climas no muy extremos, se puede recircular agua de 100 a 120 °F; en los muy extremos, se suele recircular de 180 a 240 °F.

El sistema de agua caliente no requiere 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 en verano se pueden usar con agua helada.

Se requiere una bomba pequeña para los sistemas forzados de agua caliente.

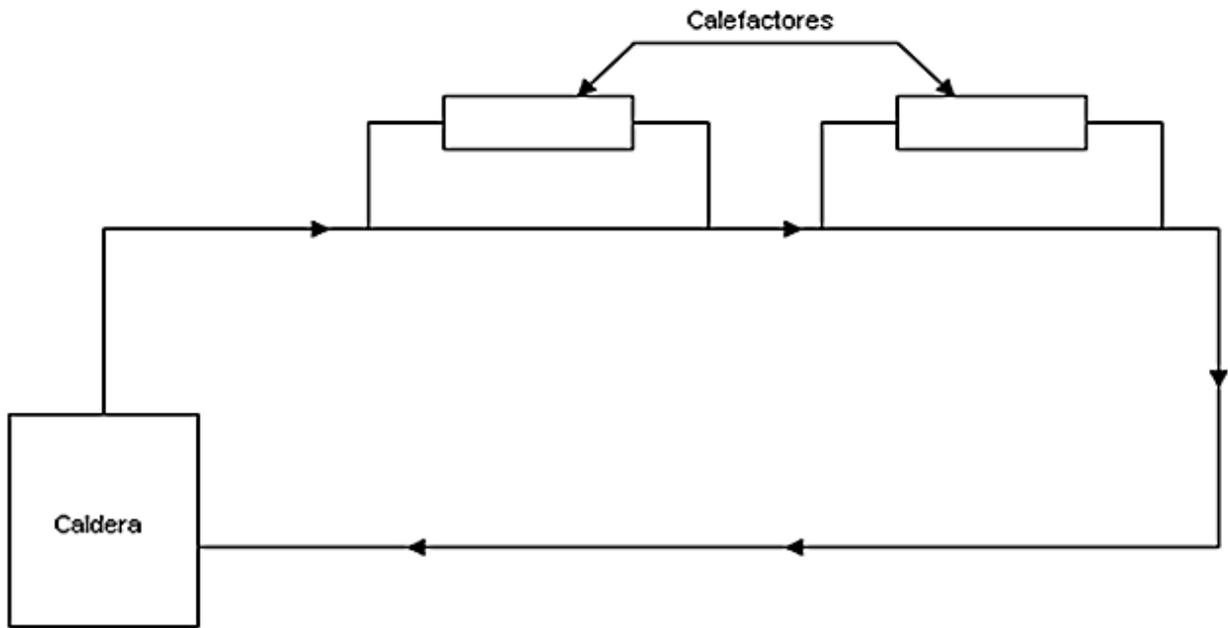
Los sistemas de agua caliente se pueden dividir en dos grandes grupos:

1. Sistemas por gravedad.
  - Con un tubo
  - Con dos tubos
2. Sistemas con circulación forzada.
  - Con un tubo
  - Con dos tubos

#### **3.4.2.1 Sistemas por gravedad**

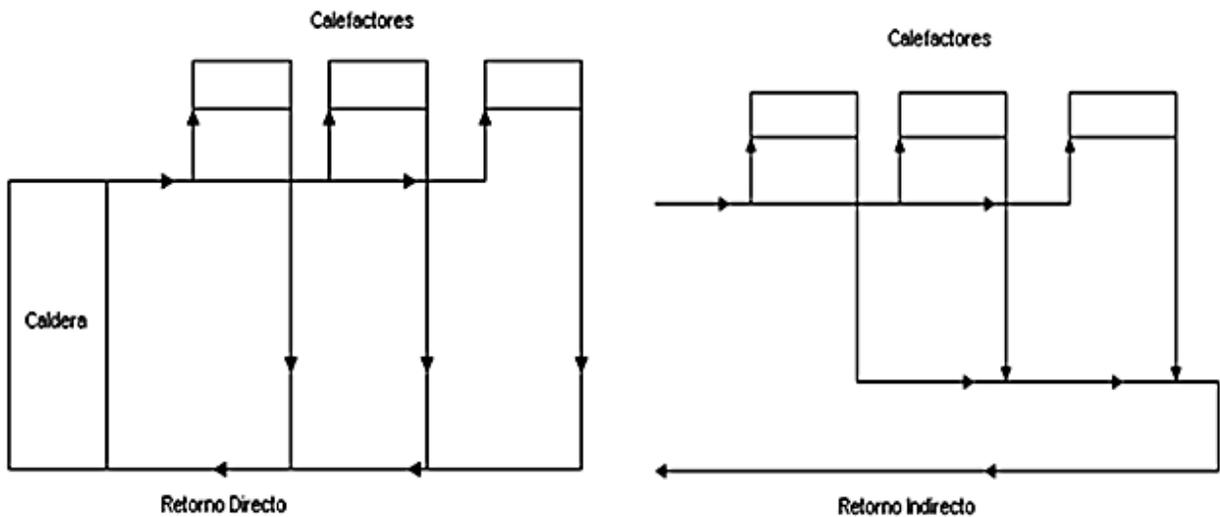
1. Sistemas por gravedad.

Los sistemas con un tubo se usan cuando los aparatos se instalan en serie. La desventaja es que el agua puede llegar muy fría a los últimos aparatos. (Figura 23)



**FIGURA 23** Esquema de un sistema de agua caliente por gravedad de un solo tubo.

El sistema por gravedad de un solo tubo, es poco recomendable y su empleo se limita a sistemas de no más de diez aparatos. Los sistemas con dos tubos pueden ser, de “retorno directo” que, hasta cierto punto, no es muy recomendable, pues es difícil balancearlo; y de “retorno indirecto” que, aunque las tuberías son de mayor longitud, es más estable (Figura 24).



**FIGURA 24** Esquemas de un sistema de gravedad de dos tubos.

En los sistemas por gravedad, el agua circula por la diferencia de densidades, o sea,

$$\Delta P = h(d_R - d_a) = h\left(\frac{1}{V_R} - \frac{1}{V_a}\right) \quad (III - 25)$$

En donde:

$\Delta P$  – diferencia de presiones en lb/pie<sup>2</sup>

$h$  – altura en pies

$d_R$  – densidad del agua de retorno en lb/pie<sup>3</sup>

$d_a$  – densidad del agua de alimentación en lb/pie<sup>3</sup>

$v_R$  – volumen específico del agua de retorno en pie<sup>3</sup>/lb

$v_a$  – volumen específico del agua de alimentación en pie<sup>3</sup>/lb

También se puede expresar:

$$\Delta P' = 193h\left(\frac{1}{V_R} - \frac{1}{V_a}\right) \quad (III - 26)$$

En donde:

$\Delta P'$  – diferencia de presiones en mili pulgadas de agua.

#### **3.4.2.2 Sistemas con circulación forzada.**

En los sistemas con circulación forzada, se usa una bomba para forzar el agua a fluir contra las resistencias de las tuberías y accesorios.

La circulación forzada con un solo tubo tiene la desventaja igual que en los sistemas por gravedad de que al último calentador le llega el agua muy fría (figura 25) y su empleo se limita a sistemas de no más de 10 aparatos.

En los sistemas de dos tubos también pueden ser de retorno directo o indirecto (figura 24). La potencia de la bomba necesaria para mover el agua contra la resistencia que oponen las tuberías y accesorios, puede encontrarse con la siguiente expresión:

$$(H.P.) = \frac{W \times H}{33000} \quad (III - 27)$$

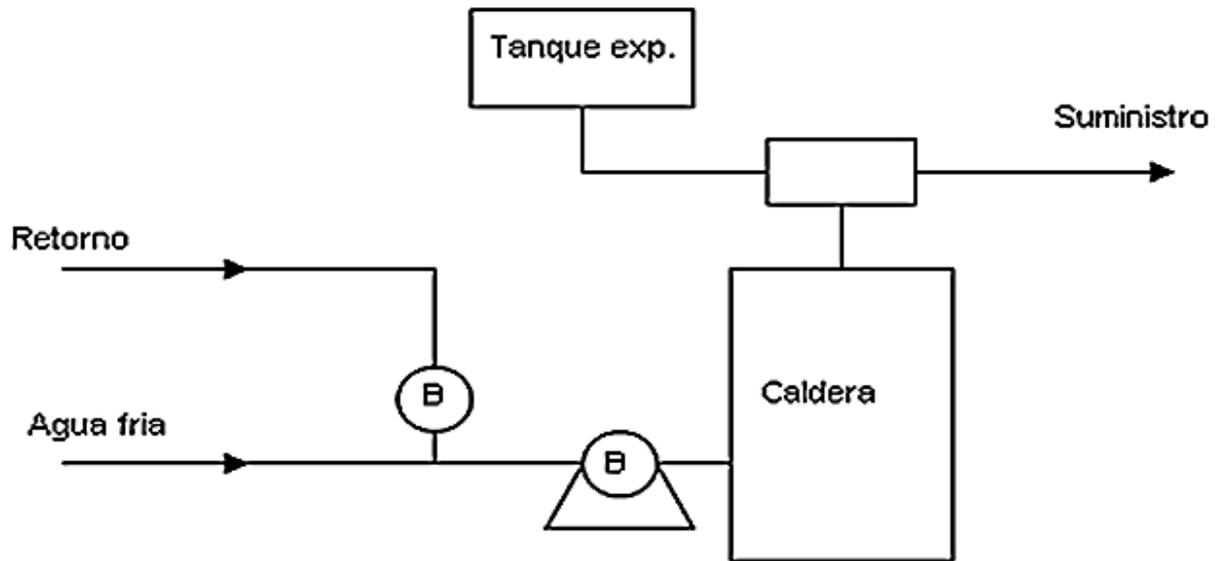
Donde

(H.P.) – Potencia necesaria en H.P. para mover el agua o también llamados caballos líquidos.

W – Flujo de agua en lb. /min.

H – Carga total en pies de agua.

Estas bombas circuladoras por lo general son pequeñas y no implican problemas de mantenimiento, por lo cual los sistemas de circulación forzada son hoy en día los más usados.



**FIGURA 25** Instalacion típica de la caldera de agua.

Las figuras 25 y 26 muestran instalaciones típicas entre la caldera y la bomba circulatoria.

En otros casos, el agua de repuesto se inyecta en el tanque de expansión. Para encontrar la cantidad necesaria de agua para un sistema de calefacción, conociendo la carga de calor y las temperaturas del agua a la entrada y a la salida del sistema, se puede usar la siguiente expresión:

$$Q = W_1 \times C(t_e - t_s) \quad (\text{III} - 28)$$

Donde

Q – Carga de calor en Btu/h

$W_1$  – Gasto de agua en lb/h

C – Calor específico del agua en Btu/°f lb

$t_e$  – Temperatura del agua que entra en °f

$t_s$  – Temperatura del agua que sale en °F

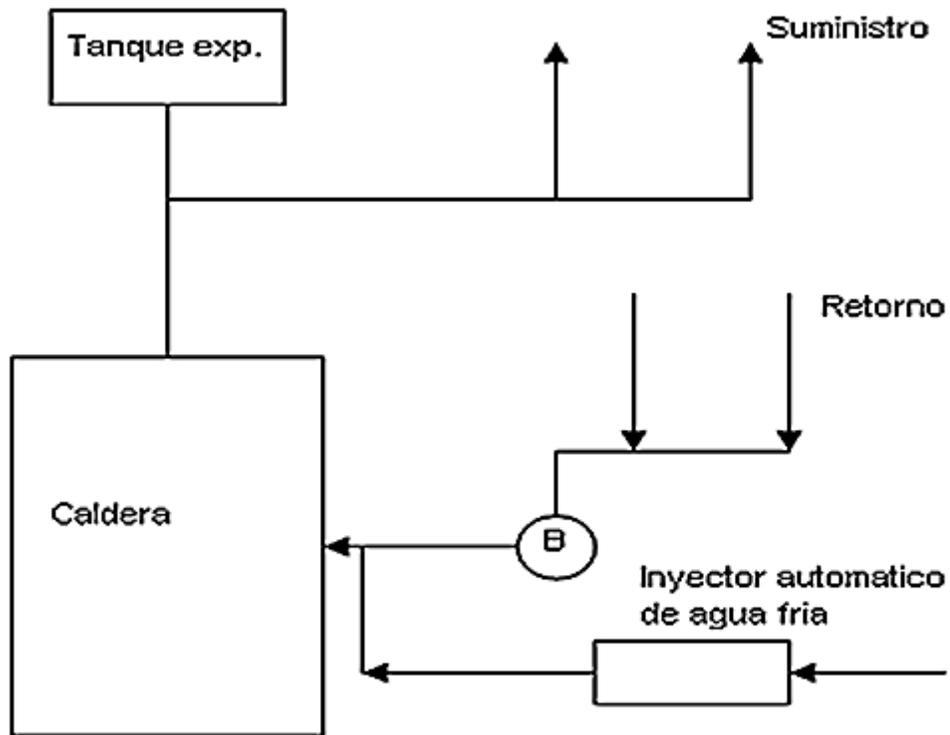


FIGURA 26 Instalacion tipica con caldera de agua caliente

Despejando W

$$W_1 = \frac{Q}{C(t_e - t_s)} \quad (\text{III} - 29)$$

O bien,

$$Q = 490 \times (\text{GPM})(t_e - t_s) \quad (\text{III} - 30)$$

Donde,

GPM = galones / min. de agua

Despejando (GPM)

$$\text{GPM} = \frac{Q}{490(t_e - t_s)} \quad (\text{III} - 31)$$

El gasto de combustible necesario para la caldera será de:

$$F = \frac{WC(t_2 - t_1)}{PC \times \eta_c} \quad (\text{III} - 32)$$

Donde

F – Gasto de combustible en lb/h

PC – Poder calorífico del combustible en Btu/lb

$\eta_c$  – eficiencia de la caldera

$t_2$  – Temperatura del agua que sale de la caldera en °F

$t_1$  – Temperatura del agua que entra a la caldera en °F

### 3.4.2.3 Sistemas de aire caliente

Los sistemas de calefacción con aire caliente se suelen dividir en dos grandes grupos:

- Sistemas por gravedad
- Sistemas de aire forzado

Los sistemas por gravedad, no son actualmente de gran importancia, pues están prácticamente discontinuados entre ellos están las estufas que se colocaban en sótanos y por medio de ductos, o sin ellos, el aire caliente subía a

todo el espacio por diferencia de densidades. Dentro de este grupo se encuentran los calentadores de petróleo que todavía se usan.

Los sistemas de calefacción de 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 de aire, y con pocos equipos adicionales puede proporcionar enfriamiento y des humidificación del aire.

Entre los equipos que trabajan a base de aire caliente están las unidades calefactores de gas o unidades calefactores de cualquier combustible o energía que proporcione aire caliente.

### **3.5 Sistemas de bomba de calor.**

El termino bomba de calor, cuando se aplica a los sistemas de CVAA (calefacción, ventilación y aire acondicionado), significa “sistema en el que el equipo de enfriamiento se utiliza para transportar calor del condensador al espacio acondicionado cuando se requiere calefacción y para transportar calor desde este espacio hasta el evaporador cuando se requiere enfriamiento y des humidificación”. El ciclo térmico es idéntico al de refrigeración ordinaria, excepto que también puede proporcionar calefacción cuando se requiere. En algunas aplicaciones se utiliza al mismo tiempo tanto el efecto de calefacción como el de refrigeración obtenidos en el ciclo.

La capacidad de las bombas de calor unitarias varía de 1.5 a 25 ton, o de 5kw a 90 kW, aun cuando no existen límites específicos para su capacidad. Este equipo se utiliza principalmente en viviendas, comercios pequeños y en instalaciones industriales.

### **3.5.1 Tipos de bomba de calor.**

El tipo más común es la bomba de calor aire-aire. Este modo de funcionamiento es particularmente adecuado para las bombas de calor integradas en el equipo, y ya han sido ampliamente utilizadas en edificios residenciales y en comercios pequeños. El aire exterior constituye la fuente y el vertedero de calor para las bombas de calor. Normalmente se emplean serpentines de transferencia de calor de superficie ampliada con aletas para llevar a cabo el proceso de transferencia de calor entre el aire y el refrigerante.

La capacidad de una bomba de calor aire-aire depende en gran medida de la temperatura exterior. Cuando no es suficiente el calor del aire ambiental, el calor complementario para las bombas de calor lo proporciona una resistencia eléctrica, instalada en la unidad de manejo de aire. Esta resistencia está diseñada para activarse automáticamente, a veces en etapas, cuando baja la temperatura exterior. A las bombas de calor a las que se les suministra calor complementario con un combustible fósil se les denomina bombas de calor híbridas o duales de combustible. Puede ajustarse la temperatura exterior a la que deja de operar la bomba de calor y se inicia la calefacción con combustible para reflejar el diferencial de costos entre el combustible fósil y la electricidad.

## **Capítulo 4. Refrigeración.**

## **4.1 Consideraciones básicas.**

Casi todos los sistemas de CVAA que producen enfriamiento dependen de un subsistema de refrigeración que proporciona agua o salmuera frías o que remueve directamente el calor sensible y latente de un torrente de aire. Los sistemas de refrigeración que también proporcionan calefacción al sistema de CVAA se denominan bombas de calor. La refrigeración es un área de especialización distinta del área de diseño de sistemas de CVAA, y pocos ingenieros son expertos en ambas. Debido a que tanto el control como el rendimiento de los sistemas de CVAA se ven afectados de manera significativa por el desempeño de los sistemas de refrigeración, los ingenieros de sistemas de CVAA deberían de tener algunos conocimientos básicos de refrigeración.

Este conocimiento les ayuda a hacer una selección inteligente del equipo de refrigeración y les permite adaptar apropiadamente este equipo al sistema general. La norma 15 del ASHRAE, "safety code for mechanical refrigeration", establece salvaguardas aceptables para la vida, la salud y la propiedad; define prácticas congruentes con la seguridad, y prescribe normas de seguridad para la industria. Los ingenieros que diseñan sistemas de CVAA deben conocer estos requerimientos.

La preocupación por el agotamiento de la capa de ozono y el calentamiento global ha atraído la atención hacia la descarga de ciertos refrigerantes muy utilizados en el campo de la CVAA hacia la atmósfera. La mayoría de los países industrializados han acordado un programa para eliminar o reducir la producción de los refrigerantes considerados personalmente dañinos para la atmósfera de la tierra. Los fabricantes de compresores, refrigerantes y sistemas de refrigeración intentan encontrar sustitutos para los refrigerantes que deben ser reemplazados, y están diseñando equipos que funcionen de manera adecuada con estos sustitutos. (Mcquiston 2007,532)

### **4.1.1 Carga de calor.**

Carga de calor es la cantidad de calor que debe retirarse del espacio por refrigerar, para reducir o mantener la temperatura deseada.

En la mayoría de los casos, la carga de calor es la suma del calor que se fuga al espacio refrigerado a través de paredes, rendijas, ranuras, etc., más el calor que produce algún producto por refrigerar o motores eléctricos, alumbrado, personas, etc.

#### **4.1.2 Agente de refrigeración.**

En cualquier proceso de refrigeración, el cuerpo empleado como absorbente de calor se llama agente de refrigeración o agente refrigerante.

Los procesos de refrigeración se clasifican en sensibles y latentes. El proceso es sensible, cuando la temperatura del refrigerante varía al absorber calor. Es latente cuando la temperatura del refrigerante, al absorber calor, permanece constante y causa cambio de estado. En los dos procesos, la temperatura del agente de refrigeración es menor que la temperatura del espacio por refrigerar. (Hernández, 2008: 227)

#### **4.1.3 Desempeño de los sistemas de refrigeración.**

El desempeño instantáneo de cualquier sistema de refrigeración, cuando se utiliza para propósitos de enfriamiento, se expresa en términos del coeficiente de desempeño de enfriamiento (COP, por sus siglas en inglés):

$$COP_c = \frac{\textit{efecto refrigerante util}}{\textit{entrada neta de energia}} \quad (IV - 1)$$

El  $COP_c$  es una cantidad adimensional, que puede expresarse como un número puro. Es común expresar el desempeño de los sistemas de CVAA en términos dimensionales, Btu/ (W-hr), como la razón de eficiencia de energía (EER, por sus siglas en inglés). Puesto que  $3.412 \text{ Btu} = 1.0 \text{ W-hr}$ , una EER de 10.0 equivaldría a un  $COP_c$  de  $10.0/3.412 = 2.93$ .

El desempeño previsto de un dispositivo refrigerante, a lo largo de una estación promedio, en ocasiones se denomina razón de eficiencia estacional de energía (SEER, por sus siglas en ingles), la cual también se expresa en Btu/ (W-hr).

Los sistemas de refrigeración utilizados para calefacción, comúnmente llamados bombas de calor, pueden evaluarse en términos del coeficiente de desempeño de calefacción ( $COP_h$ , por sus siglas en ingles). En este caso, se considera el efecto de calefacción útil:

$$COP_K = \frac{\text{efecto de calefaccion util}}{\text{entrada neta de energia}} \quad (IV - 2)$$

Las bombas de calor también pueden clasificarse considerando su eficiencia en el aprovechamiento de energía y su eficiencia estacional en el aprovechamiento de energía, para lo cual la ecuación (IV-2) se expresa en Btu/ (W-hr). En ocasiones es conveniente trazar los sistemas de refrigeración o las bombas de calor en términos de sus requerimientos de potencia por tonelada. Para unidades de potencias típicas, por lo general esto se expresa así:

$$hp/ton = \frac{1200 \text{ Btu}/(ton - hr)}{(COP) [2545 \text{ Btu}/(hp - hr)]} = \frac{4.72}{COP} \quad (IV - 3)$$

$$kW/ton = \frac{12000 \text{ Btu}/(ton - hr)}{(COP) [3412 \text{ Btu}/kW - hr]} = \frac{3.52}{COP} \quad (IV - 4)$$

El concepto de ciclo termodinámicamente reversible es útil cuando se estudia el desempeño de los ciclos de refrigeración. Dos características importantes de un ciclo reversible son las siguientes:

1. Ningún ciclo de refrigeración puede tener un coeficiente de desempeño más alto que el de un ciclo reversible que opera entre las mismas temperaturas de la fuente y el sumidero.
2. Todos los ciclos de refrigeración reversibles que operan entre las mismas temperaturas de la fuente y el sumidero tienen coeficientes de desempeño idénticos.

El ciclo reversible más conveniente o ideal es el ciclo de refrigeración de Carnot, que consiste en dos procesos isotérmicos y dos procesos adiabáticos. Este ciclo se muestra en la figura 27, sobre coordenadas de temperatura-entropía. Debido a la característica dos enlistada anteriormente, no necesita especificarse un medio de trabajo en particular. Observe que en el ciclo de refrigeración de Carnot toda la absorción de calor tiene lugar a la temperatura inferior  $T_e$  (evaporador), en el proceso 2-3, a temperatura constante, y toda la expulsión de calor es a la temperatura mayor  $T_c$  (condensador), en el proceso 4-1, a temperatura constante, se puede demostrar fácilmente que el  $COP_c$  para este caso es una función solo de estas dos temperaturas, expresadas en grados absolutos (K o R).

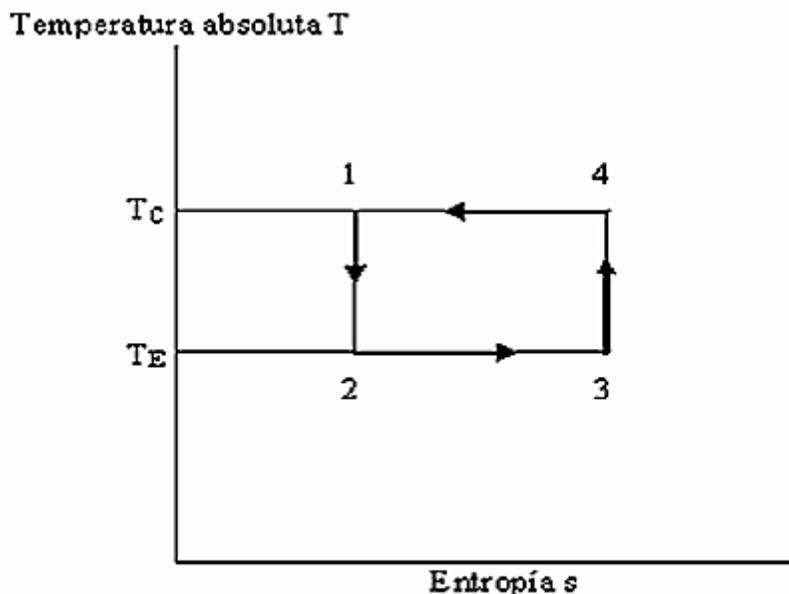


FIGURA 27 El ciclo de refrigeración de Carnot

$$COP_c \text{ del ciclo de carnot} = \frac{T_E}{T_C - T_E} \quad (IV - 5)$$

Para la calefacción (como en el caso de la bomba de calor), el ciclo tiene el mismo aspecto que el de la figura 27, pero el objetivo es diferente, y el coeficiente de desempeño sería:

$$COP_h \text{ del ciclo de carnot} = \frac{T_c}{T_c - T_e} \quad (IV - 6)$$

Las ecuaciones IV-5 y IV-6 son válidas sólo para ciclos donde el dispositivo de refrigeración recibe calor a una temperatura constante  $T_e$  y lo expulsa a una temperatura constante  $T_c$ . Estas ecuaciones dan un límite superior, que es el límite ideal; pero por varias razones los dispositivos reales tienen coeficientes de desempeño mucho más bajos. Hasta ahora no se ha desarrollado un dispositivo de refrigeración que opere con base en el ciclo de Carnot, pero es conveniente utilizar este concepto como norma de perfección y como guía en el diseño de ciclos reales. (Mcquiston, 2007: 532-534)

La eficiencia de refrigeración  $\eta$  es la relación entre el coeficiente de desempeño de un ciclo o sistema real y el coeficiente de desempeño de un ciclo o sistema ideal:

$$\eta = \frac{COP}{COP_{ideal}} \quad (IV - 7)$$

## 4.2 Refrigeración por absorción.

Los sistemas de absorción, que en ciertos casos particulares son muy ventajosos, no son tan populares como el sistema convencional de compresión. En la actualidad se fabrican aparatos de absorción de grandes capacidades, que se usan generalmente en aire acondicionado. Con el sistema de absorción se fabrican pequeños refrigeradores domésticos que trabajan con una simple flama como fuente calorífica.

El principio de la refrigeración por absorción consiste en aprovechar la propiedad que puede tener una substancia para obtener otra; por ejemplo, el agua tiene gran

afinidad con el amoníaco y al absorberlo lo evapora y ese calor latente necesario para la evaporación lo toma del calor sensible del espacio por refrigerar, con el consiguiente abatimiento de temperatura; de la misma manera, el bromuro de litio al absorber el agua produce el mismo efecto y reduce la temperatura.

Los sistemas de absorción que se describen son los siguientes:

- Sistema de amoníaco y solución agua-amoníaco.

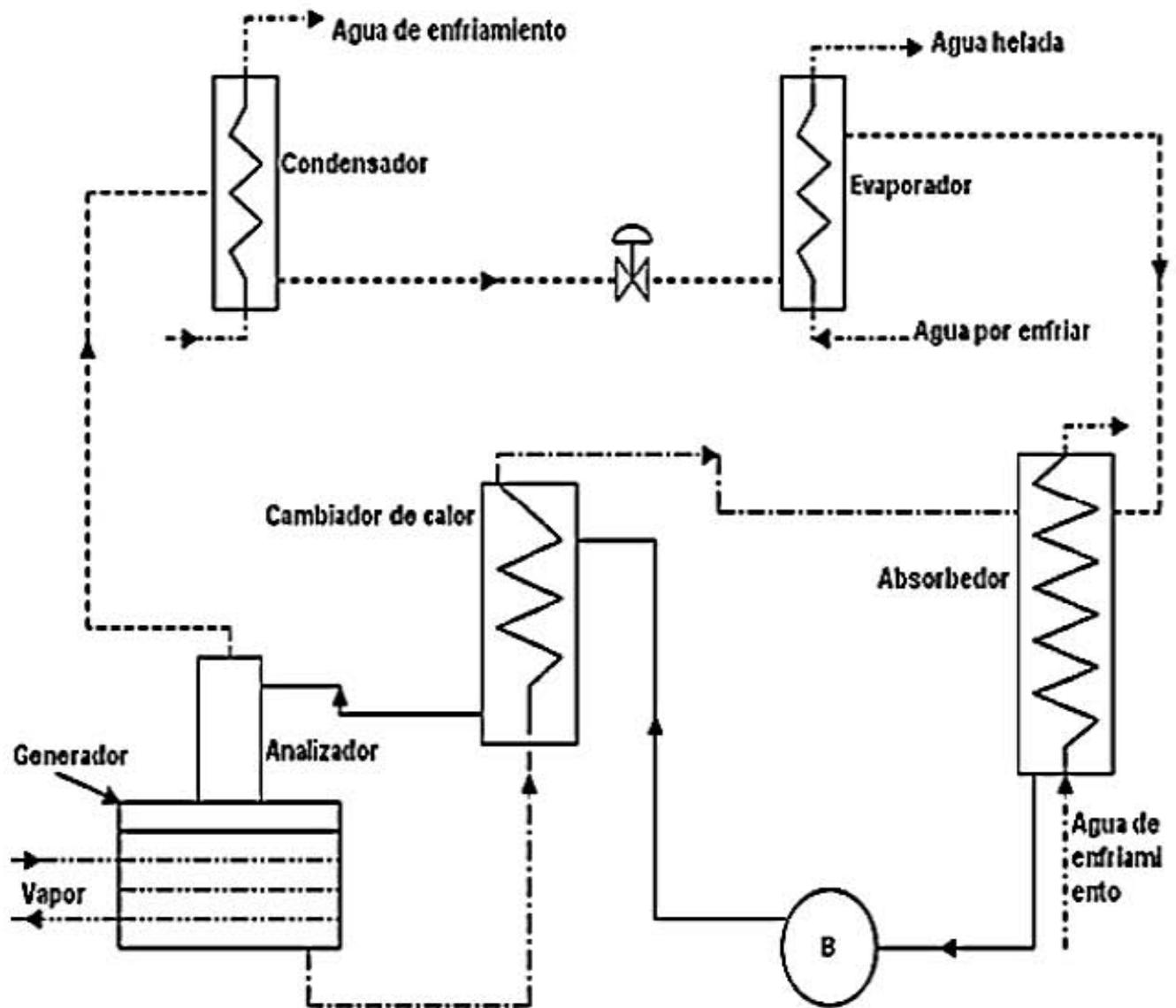
El esquema de la figura 28 muestra un equipo de refrigeración por absorción, que usa amoníaco y solución agua-amoníaco.

En el “absorbedor” se suministra una solución de amoníaco no saturada, que absorbe el amoníaco del evaporador hasta que la solución se satura. Este proceso se lleva a cabo a la presión del evaporador. Durante la absorción se genera calor, que a su vez se disipa en el agua de enfriamiento.

El agua saturada se bombea a través de un cambiador de calor al generador, que opera a la presión del condensador. Se suministra calor al generador y el amoníaco se evapora y se separa de la mezcla, hasta que el agua queda a la presión y temperatura de saturación.

El vapor de amoníaco pasa del generador al condensador donde se condensa, y ya en forma líquida pasa al evaporador a través de la válvula de expansión.

El agua del generador (agua caliente) pasa al cambiador de calor, donde se enfría, y al absorbedor para absorber de nuevo amoníaco del evaporador. (Hernández, 2008: 328)



CLAVE

- Solución pesada de amoníaco
- Amoníaco
- · - · - · Solución débil de amoníaco
- · - · - · Vapor y condensador
- ..... Agua para condensación

FIGURA 28 Refrigeración por absorción. Sistema amoníaco-agua-amoníaco.

## Comparación compresión-absorción.

Sistema de compresión	Sistema de absorción
Condensador.....	.....Condensador
Válvula de expansión....	.....Válvula de expansión
Evaporador.....	.....Evaporador
Succión.....	.....Absorbedor
Compresión.....	..Bomba de solución pesada
Suministro de amoniaco.	.....Generador

La energía suministrada consiste en la energía cedida por la pequeña bomba de solución pesada y en la energía calorífica necesaria para hacer hervir y evaporarse el amoniaco en el generador.

En el sistema por absorción hay los siguientes sistemas:

1. Amoniaco del generador hasta el absorbedor.
2. Solución saturada (pesada) de agua-amoniaco del absorbedor al generador.
3. Solución ligera (agua) del generador al absorbedor.
4. Vapor y condensado.
5. Agua de enfriamiento.

El vapor que se desprende del generador (vapor de amoniaco) va acompañado, por lo general, de vapor de agua, que al enfriarse un poco se condensa y se separa. El analizador tiene esta función, haciendo que el vapor este en contacto con el agua fría y se condense.

Para evitar en lo posible el vapor de agua, se instalan dispositivos especiales como rectificadores.

En lugares donde se encuentra con energía calorífica, como por ejemplo donde se tienen generadores de vapor, este sistema por absorción puede tener grandes ventajas económicas.

- Sistema bromo-litio.

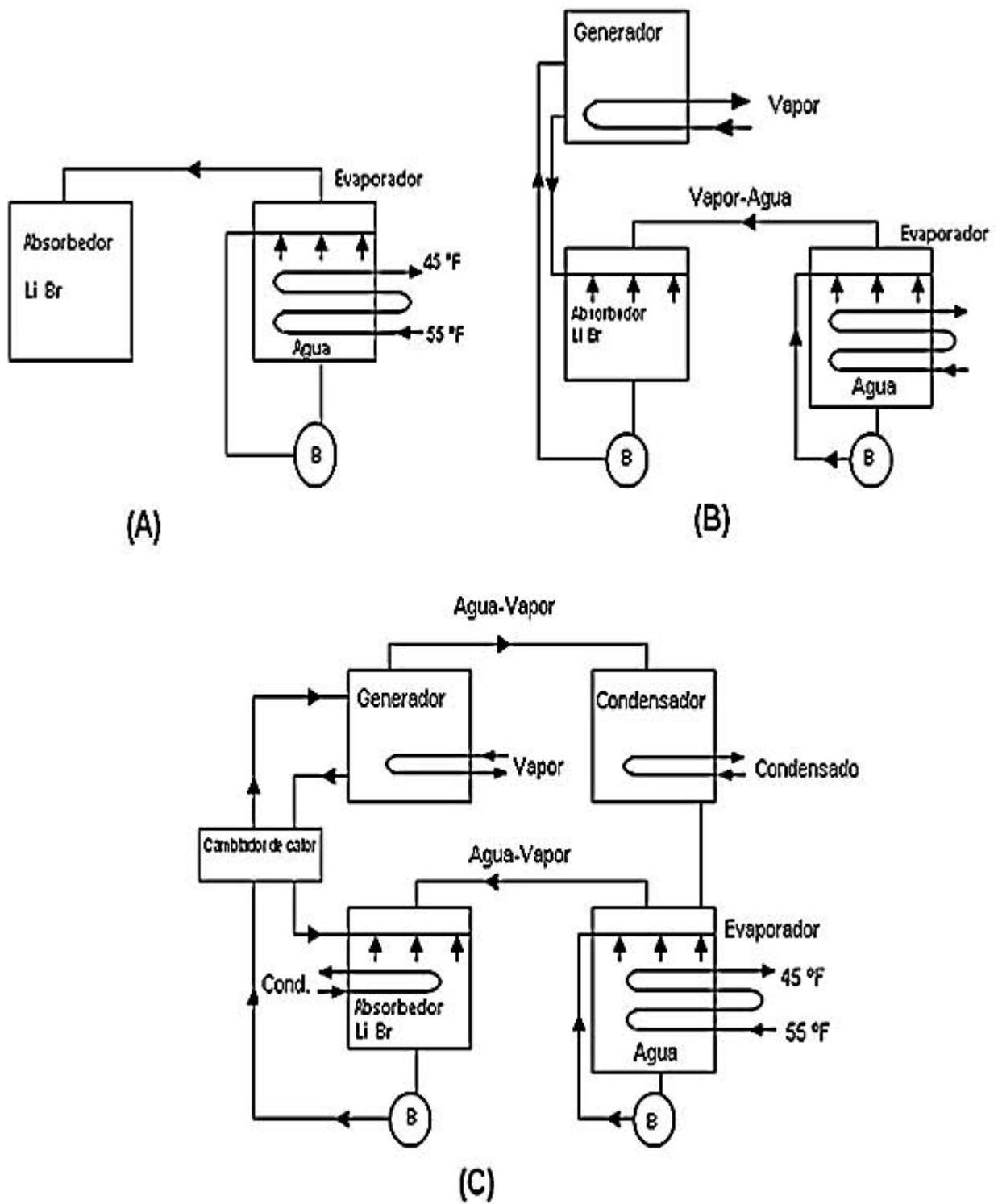


FIGURA 29 Refrigeracion por absorcion. Sistema bromo-litio.

Este sistema es similar al sistema por compresión. Los dos enfrían por evaporación del líquido refrigerante, solo que en el sistema bromo-litio se usa agua como refrigerante; por lo cual, solo se utiliza cuando no se requieren temperaturas menores a 32 °F.

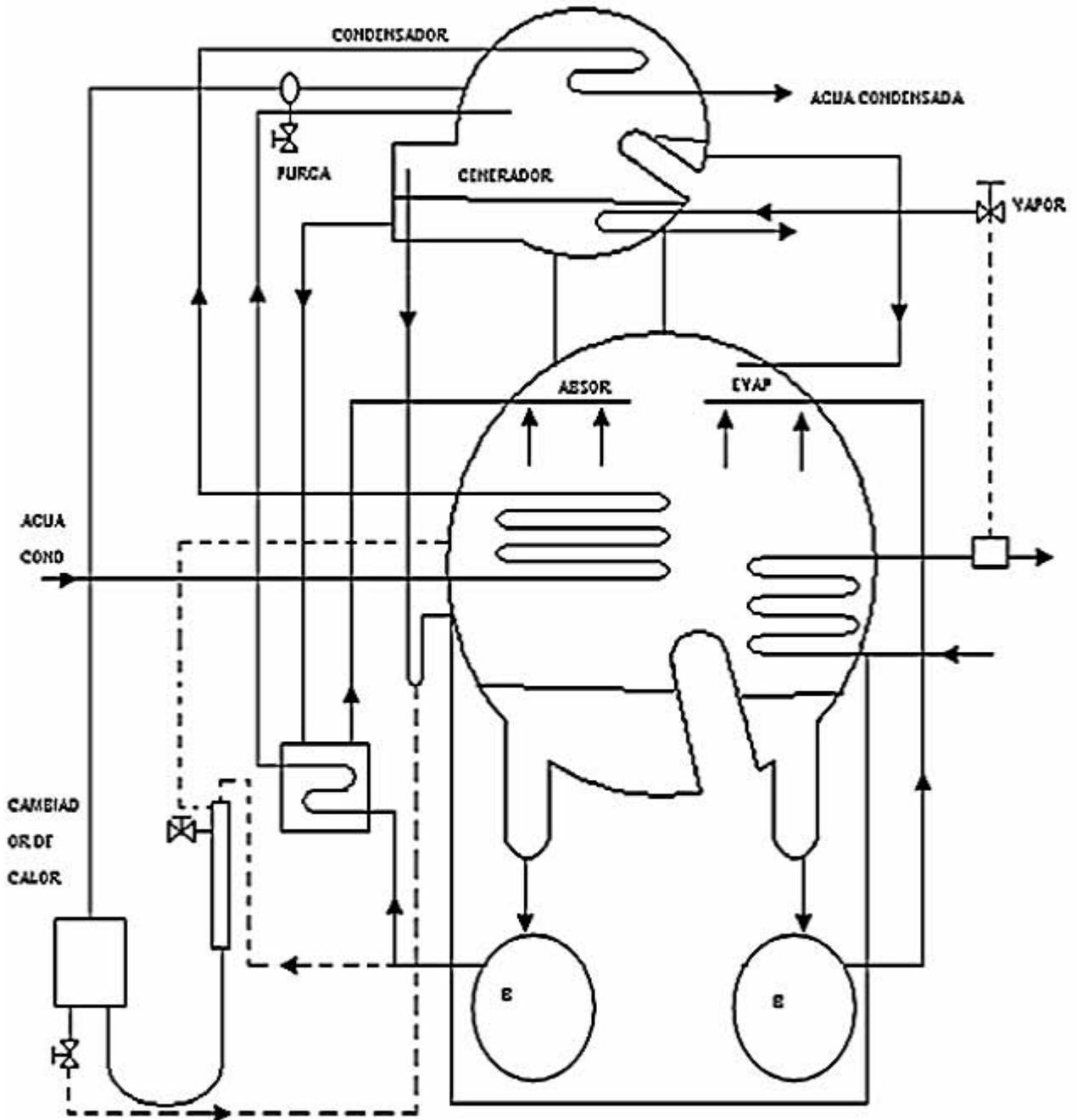
Como absorbedor se usa el bromuro de litio. La presión de evaporación de una solución acuosa de bromuro de litio es muy baja y si el agua y dicha solución se colocan juntas en un sistema cerrado, lógicamente el agua se evapora.

El esquema de la figura 29 muestra los elementos de un sistema por absorción de bromuro de litio, desarrollado por la Carrier Corp.

- Considérense dos recipientes cerrados, en uno hay un absorbente, como bromuro de litio, y en el otro, agua. Así como la sal absorbe la humedad del ambiente, el bromuro de litio tiene gran afinidad con el agua y la absorbe del evaporador, el calor latente de evaporación lo toma del calor sensible del agua que queda en el recipiente y la enfría, produciéndose en efecto de refrigeración. Para utilizar este efecto, se usa un serpentín, con lo que se enfría el líquido que finalmente se requiere enfriar.
- En un ciclo real, la substancia absorbente va perdiendo su capacidad para absorber, conforme la solución se va debilitando. Para mantener la concentración de la solución en un punto adecuado, se bombea a un generador en donde se evapora el exceso de humedad, y la solución absorbidora se retorna al propio absorbedor.
- El vapor, una vez separado de la solución, se condensa y se regresa al evaporador.

Se usa un cambiador de calor para precalentar la solución que sale del absorbedor. El sistema de agua de enfriamiento es para condensar el vapor de agua y la solución de bromuro de litio en el absorbedor.

En la figura 30 se puede apreciar un equipo de refrigeración por absorción de la marca Carrier Corp. Estas unidades, aunque parecen muy complejas, son sencillas y fáciles de operar; su uso se ha extendido sobre todo en lugares donde se tiene disponible el vapor de agua, como en el caso de hoteles, hospitales, etc.



**FIGURA 30** Equipo de refrigeración por absorción.

### **4.3 Carga de refrigeración de aire acondicionado para comodidad.**

En un espacio a refrigerar, la cantidad de calor que debe removerse con el equipo de refrigeración, se le llama carga de refrigeración, y se debe principalmente a las siguientes ganancias de calor:

#### **4.3.1 Ganancia de calor debida a la transmisión a través de barreras.**

Ganancia de calor debida a la transmisión a través de las barreras que pueda haber, tales como paredes, ventanas, puertas, techos, particiones y pisos, y que es ocasionada por la diferencia de temperatura entre los dos lados de la barrera.

La transmisión de calor a través de barreras se calcula en forma similar a la empleada en calefacción.

$$Q_1 = UA(t_e - t_i)$$

Por lo general, la temperatura interior de diseño se considera entre 70 °F y 80 °F (en aire acondicionado), y la temperatura exterior de diseño se selecciona de las tablas, según el lugar. La temperatura de bulbo seco exterior de diseño tiene, por lo general, su máximo a las 16 hr.

La diferencia de temperaturas ( $t_e - t_i$ ) se afecta en ocasiones, debido al efecto solar, pero esta consideración es un método para tomar en cuenta esta carga, que muchas veces no se utiliza.

#### **4.3.2 Ganancia de calor debida al efecto solar.**

El calor transmitido por radiación a través de cristales y absorbido en el interior del espacio.

El calor que se gana en un espacio a través de los cristales depende de lo siguiente:

- a) Latitud del lugar.
- b) Orientación de los cristales.
- c) Claridad de la atmósfera.
- d) Tipo de cristal usado.
- e) Dispositivo para sombrear.

Generalizando, la forma de encontrar el calor transmitido al espacio a través de los cristales por el efecto solar, es el siguiente:

- En la tabla 2 (ANEXO-7) se encuentra de acuerdo con la latitud y orientación, la ganancia máxima de calor  $q_1$  en Btu /hora-pie<sup>2</sup>.
- En los valores tabulados en la tabla se considera toda el área de una ventana que tenga aproximadamente el 85% de cristal; en casos donde la ventana sea del tipo estructural de lámina de hierro y el cristal ocupe más del 85% de la superficie se acostumbra multiplicar la ganancia de calor por el factor 1.17.
- Cuando el cristal no es estándar, y la ventana no tiene algún dispositivo para sombrear, la ganancia de calor se multiplica por el factor  $f_1$ , dado en la tabla 3 (ANEXO 8), columna 1.
- Cuando la ventana tienen algún dispositivo para tapar el sol, como persianas interiores o exteriores, la ganancia de calor se multiplica por el factor  $f_2$  que se obtiene en la tabla 3, columnas 2 a 6.
- La tabla 2 está basada en un ambiente exterior, cuya temperatura de rocío es de 66.8°F ( $t_{bs} = 95^\circ\text{F}$ ,  $t_{bh} = 75^\circ\text{F}$ ). Añádase 7% a la ganancia por cada 10 °F por debajo de 66.8 °F y disminúyase 7% por cada 10 °F arriba de 66.8 °F. esta corrección solo se hace cuando se requiere mucha precisión.
- Por cada 1000 pies arriba del nivel del mar, debe incrementarse la ganancia de calor un 0.7%.

- En lugares donde la atmósfera está muy contaminada de humos, polvos o vapores puede reducirse el valor de la ganancia de calor hasta en un 10 ó 15%.
- Debido a que la tabla 2 se estimó en el mes de julio y como la tierra está más cerca del sol en enero que en julio, en las latitudes norte cerca del ecuador, la ganancia se suele incrementar 7%. Lo mismo se hace en este mes, en las latitudes sur.
- Cuando por alguna circunstancia como el espesor de los muros o bien construcciones adyacentes proporcionan sombra a los cristales, se suele hacer alguna disminución a la ganancia de calor.

De los factores que afectan la ganancia de calor tabulado en la tabla 2 y los de mayor importancia, son los descritos en los incisos 3 y 4.

Calcular el calor solar ganado a través de muros y techos es más complejo, ya que cuando el sol calienta la superficie se inicia un flujo de calor hacia el interior del espacio, hasta llegar a un máximo; después, el flujo disminuye poco a poco durante la noche y vuelve a aumentar cuando el sol calienta de nuevo la pared.

Este cálculo se simplifica usando el concepto de “temperatura aire-sol”. La temperatura aire-sol es una temperatura del aire tal, que en la ausencia de efectos de radiación da al espacio interior la misma cantidad de calor que la combinación de radiación incidente del sol, energía radiante del espacio y convención del aire exterior.

### 4.3.3 Ganancia de calor debida a la infiltración de aire.

Para determinar el volumen de aire y las ganancias de calor latente y sensible, se siguen los mismos pasos que para el caso de calefacción o sea, se deben considerar las pérdidas por infiltración debidas a:

1. Las ranuras en puertas y ventanas que se pueden calcular por el método de las ranuras. Cuando los espacios por acondicionar no están en edificios de gran altura, se suele despreciar la ganancia de calor debido a las ranuras.
2. La abertura más o menos constante de puertas. Por esto se supone, que de acuerdo con el tipo de aplicación y la clase de puerta hay una cantidad de aire que penetra por cada persona que ocupa.

El calor por infiltración de aire, una vez conocido el total de aire infiltrado, se calcula de manera siguiente:

Calor latente ganado

$$Q_L = M(W_e - W_i) \times 1050 \left[ \frac{Btu}{h} \right] \quad (IV - 8)$$

En donde:

M = gasto de aire en lb / h

$W_i$  = humedad específica interior en lb<sub>v</sub> / lb<sub>a</sub>

$W_e$  = humedad específica exterior en lb<sub>v</sub> / lb<sub>a</sub>

O bien,

$$Q_L = 0.68V(W_e - W_i) \left( \frac{Btu}{h} \right) \quad (IV - 9)$$

$W_i'$  = humedad especifica interior en granos / lb<sub>a</sub>

$W_e'$  = humedad especifica exterior en granos / lb<sub>a</sub>

$V$  = volumen en pies<sup>3</sup> / min.

Calor sensible ganado

$$Q_S = 0.018(V')(t_e - t_i) \left( \frac{Btu}{h} \right) \quad (IV - 10)$$

En donde

$T_i$  = temperatura interior de diseño en °f

$T_e$  = temperatura exterior de diseño en °f

$V'$  = volumen en pies<sup>3</sup> / h

O bien,

$$Q_S = 1.08V(t_e - t_i) \left( \frac{Btu}{h} \right) \quad (IV - 11)$$

Ó

$$Q_S = 0.24M(t_e - t_i) \left( \frac{Btu}{h} \right) \quad (IV - 12)$$

Dónde:

$M$  = lb /h de aire.

#### **4.3.4 Ganancia de calor debida a personas.**

La ganancia de calor producida por los ocupantes del espacio a enfriar esta tabulada, y depende de la propia actividad que las personas desarrollen dentro del espacio y la temperatura de ese ambiente (tabla 4).

La ganancia puede considerarse dividida en dos partes:

- a) ganancia de calor sensible
- b) ganancia de calor latente

También existe curvas y tablas que proporcionan el calor generado por personas a partir de la temperatura de comodidad, o bien, a partir de los pies-lb/h que desarrolla un individuo. Así mismo, hay curvas que según la temperatura y actividad proporcionan la cantidad de evaporación de un individuo por hora. **(Hernández, 2008: 268-290)**

#### 4.3.5 Ganancia de calor debida al equipo misceláneo.

Para obtener la ganancia de calor debida al equipo que se tenga instalado en el espacio por acondicionar, se recurre a tablas experimentales, (ver tabla 5). Siempre se debe considerar esta parte de la ganancia total que en ocasiones, puede ser muy importante., a veces, se acostumbra a incrementar esta ganancia un 10% por alguna contingencia imprevista que pudiera ocurrir. (Hernández, 2008:268-295)

TABLA 5. Ganancia de calor debida al equipo misceláneo.

Dispositivo	Calor disipado durante el funcionamiento (Btu/h)	
	Calor sensible	Calor latente
Luz eléctrica y aparatos eléctricos, por kW instalado	3413	-----

Fuente: Hernández, 2008: 296.

\* Con carga conectada fuera del cuarto, reste 2544 Btu/h.

\*\* Para equipo cubierto, reduzca los valores un 50%.

#### 4.3.6 Ganancia de calor debida al aire para ventilación.

El aire que se requieren para ventilación se debe suministrar en cantidad suficiente para cumplir con ciertos códigos, reglamentos o recomendaciones. Es evidente que para mantener un nivel bajo de olor se requiere cierta cantidad mínima de aire (ver tabla 6).

Por lo general, se debe considerar un mínimo de 7.5 pies<sup>3</sup>/ min. por persona, cuando no se considera humo de cigarro; si se considera se deben tomar de 25 a 40 pies<sup>3</sup>/ min. por persona que fuma.

El aire para ventilación se debe considerar independientemente de la propia carga de calor del espacio, ya que este pasa antes por el acondicionador en

contraste con el aire debido a la infiltración que entra directamente al espacio por refrigerar. (Goribar, 2008:296)

La cantidad de aire debe ser adecuada para manejar la carga de refrigeración, calentando el aire desde la temperatura de entrada a la temperatura del espacio. Mientras la temperatura de entrada sea menor menos cantidad de aire se requerirá, pero es lógico que esta temperatura no puede ser menor de ciertos límites.

La temperatura de aire de entrada varía en general, de 5 °F a 20 °F por debajo de la temperatura deseada.

La temperatura de entrada debe ser, por regla general, 2 °F menor que la temperatura del cuarto por cada pie entre el piso y el techo.

## **Capítulo 5. Metodología.**

Entendiendo a la metodología como el proceso a seguir para alcanzar los objetivos. Tomando en cuenta que ésta adquiere un significado específico, cuando se asume que la investigación no es repetición de información, sino sobre todo construcción fundamentada de la misma. Desde este punto de vista la metodología constituye un espacio en el que interceptan la teoría, el método y las técnicas. **(Espinoza 1999: 111-112)**

Este es un proceso indispensable ya que la guía que se propone en este trabajo se construye por comentarios de un colectivo que deben cumplir con ciertas características.

El objeto de estudio de la investigación son las necesidades que tienen los inmuebles de los sujetos de estudio (personas que habitan en casas ubicadas en Netzahualcóyotl).

## **5.1 Muestra.**

La muestra que se toma en el estudio no es de forma probabilística, ni representativa según criterios estadísticos, sino razonada e intencionada. Las unidades de muestreo se presentan por la representatividad del discurso. *El poder de la muestra no dependen del tamaño sino en la medida en que las unidades de muestreo aportan una información rica, profunda y completa.* **(Martín, 2005: 67)**

El tipo de muestra es no probabilística dado que parte de las características de la investigación, es decir estableciendo que los sujetos vivieran en el municipio de Netzahualcóyotl, en casas y no en departamentos. Estos criterios son determinante para la selección de los sujetos.

Dadas las características, se parte que la muestra total de sujetos es de 100.

## **5.2 Procedimiento.**

La metodología utilizada es cuantitativa *ya que nos ofrece la posibilidad de generalizar los resultados más ampliamente, nos otorga control sobre los fenómenos, así como un punto de vista de conteo y las magnitudes de estos.* (Hernández, 2006:21)

Esta investigación cuantitativa pretende hacer un estudio descriptivo *ya que estos buscan especificar las propiedades, las características y los perfiles de personas, grupos, comunidades, procesos, objetos o cualquier otro fenómeno que se someta a un análisis. Es decir, miden, evalúan o recolectan datos sobre diversos conceptos (variables), aspectos, dimensiones o componentes del fenómeno a investigar. En un estudio descriptivo se selecciona una serie de cuestiones y se mide o recolecta información sobre cada una de ellas.* (Hernández 2006:102)

La parte cuantitativa se observa en las gráficas que se hacen con los datos obtenidos matemáticamente interpretables de las respuestas de la muestra y las veces que se repite un valor.

## **5.3 Técnica.**

Teniendo en cuenta que las técnicas son una parte importante dentro de la metodología es necesario tener claro que: *“Las técnicas son el conjunto de procedimientos, recursos y manipulaciones de que se valen la ciencia, la filosofía o el arte para aplicar sus principios... éstas son común al método y a la investigación, es decir, ambos se sirven de ella ya que requieren de determinados procedimientos para cumplir sus objetivos”.* (González 1986: 9-10)

Para poder llevar a cabo esta investigación se realizó una revisión de documentos referentes al tema a investigar, para tomarlo como guía en la elaboración de los instrumentos a utilizar.

Los sujetos poseen diferentes características socio demográficas: ya que varían en cuanto sexo, género y edad.

#### **5.4 Materiales.**

La variable dependiente de la investigación es conocer las características de los inmuebles y sus necesidades. Puesto que no se encontraron estudios en México que se hayan realizado para el usuario común, fue necesario diseñar un instrumento apropiado.

Se aplicaron cuestionarios, que permitieron facilitar el proceso. Según López (1989: 95), *“el cuestionario sirve para recapitular datos de grupos de personas, totalizarlos y compararlos.”* Se subdivide en dos partes:

1) Ficha de identificación: sexo, edad, educación, ocupación, etc.

2) Preguntas referentes al tema o problema estudiado

La clase de preguntas del cuestionario que se aplican, procuraron ser: claras y cerradas para su fácil contestación. El cuestionario contiene preguntas cerradas ya que contienen categorías u opciones de respuesta que han sido previamente delimitadas (Hernández 2006:310) que permiten codificar y preparar el análisis más fácilmente, además requieren un menor esfuerzo por parte de los encuestados.

De manera específica pretende cumplir las siguientes funciones:

1. Investigar datos sobre las características de los inmuebles de los sujetos a investigar.
2. Extraer las características
3. Conformar un prototipo de inmueble para realizar los diagramas y cálculos correspondientes que servirán como ejemplo.

Elaboraron el instrumento el Ing. Rodríguez Lorenzana Alejandro y un servidor (véase anexo 11). Una vez elaborado el instrumento, se aplicó a un grupo de 100.

La recolección de los cuestionarios contestados ha sido difícil, se han utilizado ayudantes para poder recolectar las respuestas esto tardó aproximadamente 1 mes.

Para analizar los resultados se cuantifican las veces que se repite una categoría.

## **5.5 Categorías.**

Las categorías que la presente Investigación retoma son cantidad de habitaciones, medidas de estas, cantidad de personas que habitan en la casa, materiales de construcción de las casas, si las habitaciones se comunican entre sí o están separadas por espacios abiertos (patios), de cuántos niveles es la casa, si los encuestados estarían dispuestos a instalar un sistema de aire acondicionado e ingresos de los sujetos. Se llega a estas categorías a partir de las preguntas de los cuestionarios, que intencionalmente se construyeron para realizar los cálculos. Esta investigación a

pesar de que sólo necesita las características de las casas, el interés por retomar si los encuestados estarían dispuestos a instalar un sistema de aire acondicionado y sus ingresos de los sujetos nacen de la necesidad de conocer si están interesados y si pueden costearlo.

Otra razón de seleccionar estas categorías es poder realizar comparaciones y posibles contrastes, de manera que se pueda obtener un prototipo de inmueble, presentar la información siguiendo algún tipo de patrón y facilita la clasificación de los datos registrados, y por consiguiente, propiciar resultados claros.

Es importante mencionar que para poder introducir las categorías preestablecidas se llevó a cabo la revisión de cada pregunta, en cada una de las categorías y se anotaron las respuestas obtenidas textualmente.<sup>1</sup>

Posteriormente en una gráfica se especificaron las categorías.

## **5.6 Marco teorico.**

El marco teórico (expone y analiza las teorías, conceptualizaciones, perspectivas teóricas, investigaciones y antecedentes en general, que se consideran válidos para el correcto encuadre del estudio según Rojas) (Hernández, 2008: 64) por lo tanto, no es sinónimo de teoría en esta investigación.

La teoría que es definida como “un conjunto de constructos (conceptos) interrelacionados, definiciones y preposiciones que presentan una visión sistemática de los fenómenos al especificar las relaciones entre variables, con el propósito de explicar y predecir los fenómenos” (Hernández, 2008: 80) por ello se fundamenta este trabajo en un marco teórico de aire acondicionado y refrigeración que no busca ser una referencia

---

<sup>1</sup> La categorización de las respuestas de los cuestionarios se presenta en el anexo

para interpretar los resultados si no orientar sobre cómo se habrá de realizar los cálculos, documentar y justificar la necesidad de realizar el estudio.

#### Fases del análisis de contenido

1. Se preparó el texto para trabajar: se transcribieron las respuestas individuales en una lista, elaborando un solo texto.
2. Se formaron las categorías de análisis y se transcribieron las respuestas.
3. Construcción de graficas: se describen los resultados obtenidos para explicar el fenómeno encontrado.
4. Se crea un prototipo de inmueble.
5. Se contrastó la información obtenida con la parte de los objetivos, hipótesis y marco teórico.

**Capítulo 6. Análisis de las similitudes en la estructuración de las casas y cálculos correspondientes.**

## **6.1 Estimación de la carga.**

Para una estimación realista de las cargas de refrigeración y de calefacción es requisito fundamental la estimación de la carga de los componentes que estarán en el espacio que va a ser acondicionado.

Es importante incluir el análisis de los planos arquitectónicos, donde se consideran los siguientes aspectos físicos:

- A. Dimensiones del lugar: largo, ancho y alto.
- B. Altura del techo: de suelo al suelo, de suelo a techo, espacio entre el cielo raso y las vigas.
- C. Materiales de construcción: materiales y espesor de paredes, techos, suelos y tabiques y su posición relativa en la estructura.
- D. Condiciones de circunambiente: espacios circundantes acondicionados o no, tales como cocinas.
- E. Ventanas: dimensiones y situación, marco de madera o metal.
- F. Puertas: situación, tipo, dimensiones y frecuencia de empleo.
- G. Ocupantes: número, tipo de ocupación, alguna concentración especial.

### **6.1.1 Cargas exteriores.**

Las cargas exteriores consisten en:

- A. Rayos del sol que entran por las ventanas: La ganancia de calor solar suele reducirse por medio de pantallas en el exterior o interior de las ventanas.
- B. Temperatura del aire exterior: una temperatura del exterior más alta que la del interior hace que calor fluya a través de las ventanas, tabiques y suelos.

### 6.1.2 Cargas internas.

Generalmente, las ganancias internas provienen de algunas de las siguientes fuentes:

- A. Personas: el cuerpo humano, en razón de su metabolismo, genera calor en su interior y lo cede por radiación, convección y evaporación desde su superficie, y por convección y evaporación a través del sistema respiratorio. La cantidad de calor generado y disipado depende de la temperatura ambiente y del grado de la actividad de la persona.
- B. Equipos electro doméstico: iluminación (focos incandescentes, focos ahorradores), televisores, estéreos, dvd, computadoras, etc.)

Las condiciones interiores del proyecto que se reseñan en la tabla VI-1 se recomiendan para las aplicaciones indicadas en la misma. Estas condiciones se han deducido de la experiencia y han sido ratificadas por los ensayos de la ASHAE.

Las condiciones óptimas para instalaciones se han establecido considerando que el costo de la instalación no es de primordial importancia y para ser aplicadas en las localidades cuya temperatura seca exterior es de 32 °C o inferior. Como todas las cargas (sol, iluminación, personas, aire exterior, etc.) No alcanzan el máximo simultáneamente durante períodos de tiempo prolongados, el cálculo de una instalación que cumpla estas condiciones óptimas puede resultar antieconómico.

Como la mayoría de las personas se encuentran plácidamente los a 24 °C de temperatura con una humedad comprendida entre 45 y 50% se gradúan termostato regulador a esta temperatura y se mantiene en estas condiciones, la carga es parcial. Cuando se alcanza la carga máxima (máxima temperatura seca y humedad 100% de sol, todos los habitantes en el lugar y todas las luces

encendidas, etc.) La temperatura del espacio acondicionado llegar al valor establecido del proyecto que normalmente será de 25° C.

TABLA 8 CONDICIONES RECOMENDADAS PARA AMBIENTE INTERIOR\*—INVIERNO Y VERANO.

Tipo de aplicación	Verano		Invierno				
	De lujo		Con humectación			Sin humectación	
	Temperatura seca (°c)	Humedad relativa %	Temperatura seca (°c)	Humedad relativa %	Variación de temperatura (°C)**	Temperatura seca (°c)	Variación de temperatura (°C)**
Confort general Apartamento, chalet hotel, oficina, colegio, hospital, etc.	23-24	45-50	23-24	35-30	-1.5 a -2	24-25	-2

\* La temperatura seca del proyecto para el ambiente interior deberá ser reducida cuando hay paneles radiantes calientes, adyacentes a los ocupantes, e incrementará cuando ellos son fríos, a fin de compensar el incremento o disminución de calor radiante intercambiado desde el cuerpo. Un panel frío o caliente puede ser un cristal sin sombras o muros exteriores acristalados (calientes en verano, fríos en invierno), o tabiques delgados con espacios adyacentes calientes o fríos. Un suelo directamente sobre tierra y muros por debajo del nivel del suelo son Padres fríos durante el invierno y con frecuencia también durante el verano.

\*\* La variación de temperatura es por debajo de la posición de termostato durante la máxima carga térmica en invierno (sin luces, ocupantes o aportaciones Solares).

Teniendo en cuenta lo anterior, se realizó un cuestionario (ver anexo 5), con lo cual se recopilaron los siguientes datos, los cuales ya han sido tabulados y estudiados para desarrollar el prototipo del inmueble al cual estaremos analizando.

## **6.2 Análisis de los resultados.**

Antes de comenzar con un proyecto de climatización ambiental es importante saber las condiciones del lugar o lugares de donde se va instalar el equipo y las necesidades de a quién va dirigido.

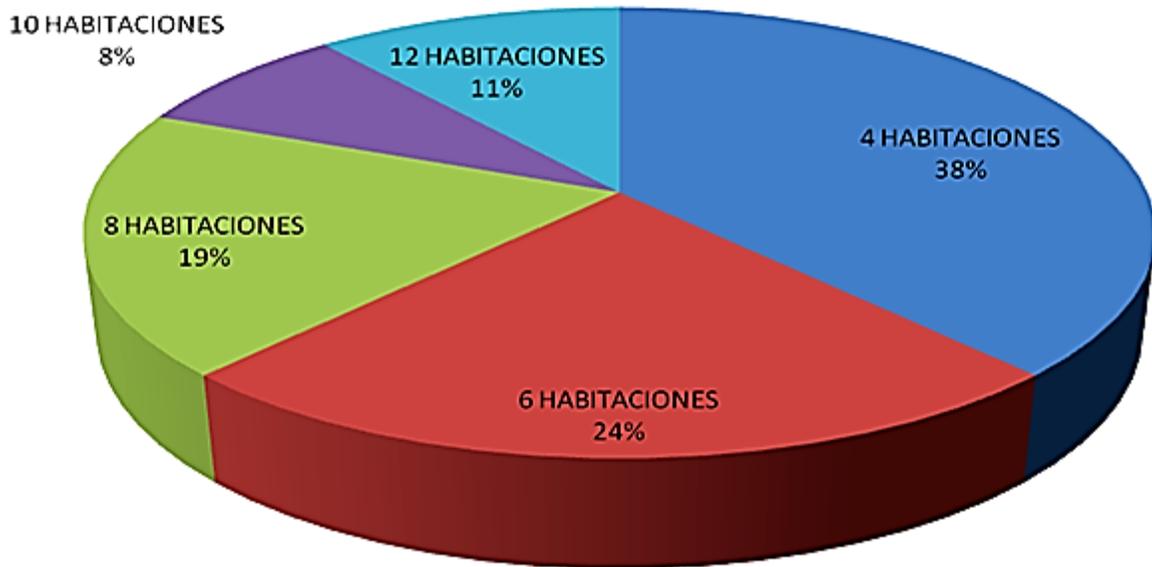
Algunos de los datos más primordiales son:

- El número de habitaciones que se planean acondicionar
- Las medidas de las habitaciones
- El número de personas que habitan en ese lugar
- El material del cual está construido
- Si es posible sostener al equipo económicamente

Por todo esto decidí hacer una encuesta a la población tomando una muestra de 100 hogares en la zona de Nezahualcóyotl Edo. Mex., con estatus económico variado, obteniendo los siguientes resultados:

El número de habitaciones que predominó en nuestro muestreo fue de 4 en un 38% de la población.

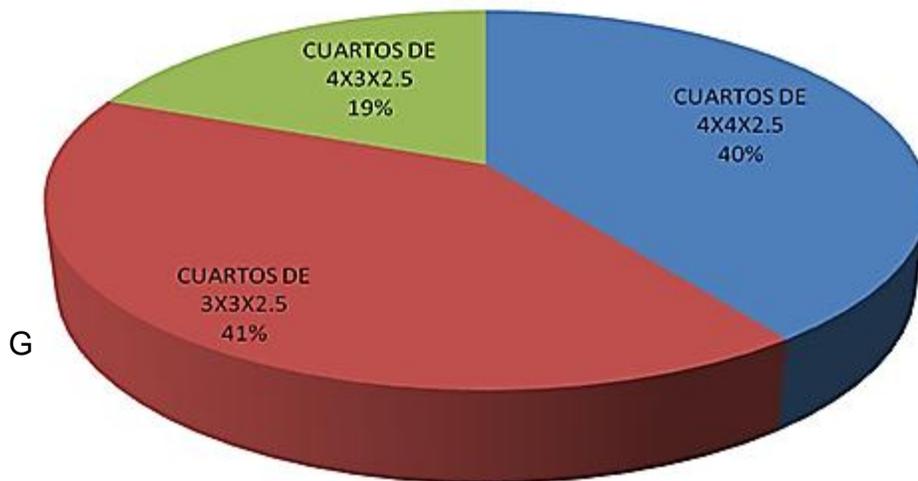
## NUMERO DE HABITACIONES



**GRAFICA 1**

Las medidas de los cuartos más frecuentes fueron de (3m x 3m x 2.4m) con un 41 % de la población.

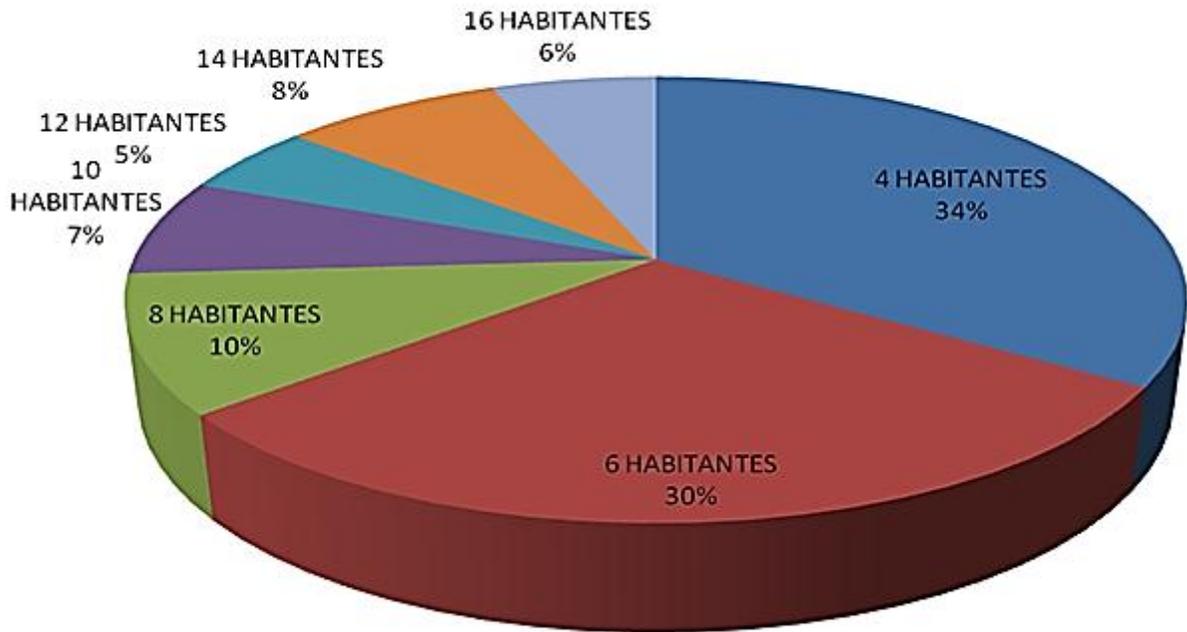
## MEDIDAS DE LOS CUARTOS



**GRAFICA 2**

La cantidad de habitantes por hogar fue de 4 personas con un 34% de la muestra.

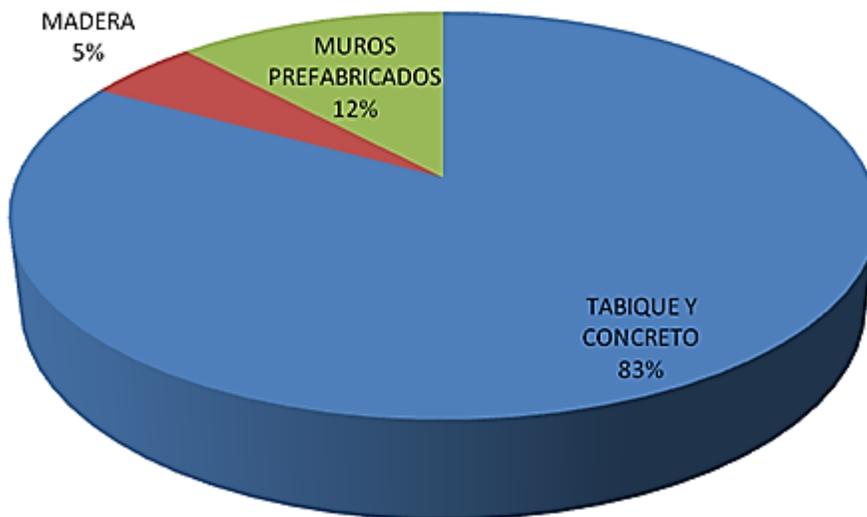
## NUMERO DE HABITANTES



**GRAFICA 3**

El material de construcción por excelencia en estos hogares es el tabique y el concreto con un 83 % de la población.

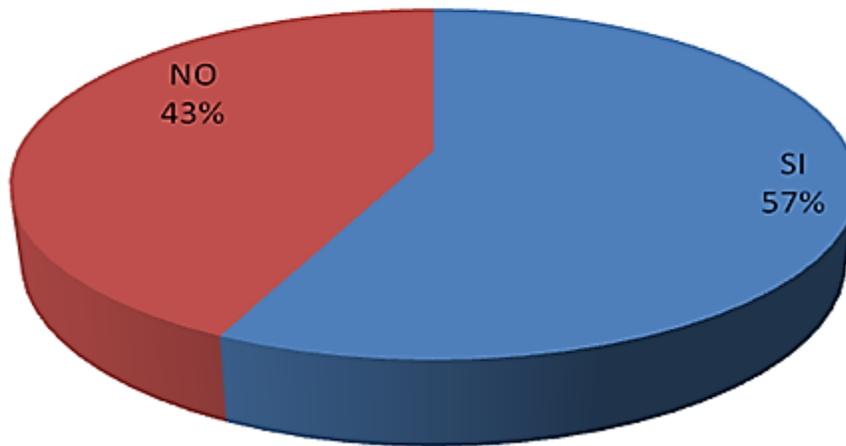
## MATERIAL DE CONSTRUCCION



**GRAFICA 4**

Se encontró que la mayoría de los cuartos están separados por espacios abiertos (patios) con 57% de la población.

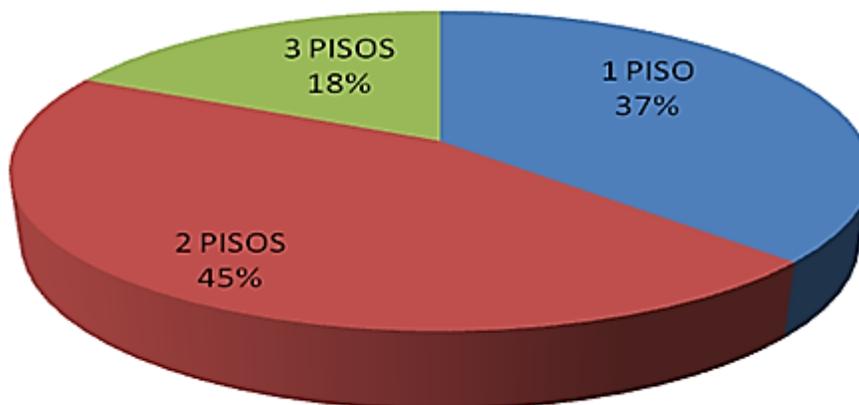
## SEPARACION DE CUARTOS



**GRAFICA 5**

También se encontró que la mayoría de las casas son de dos niveles con un 45% de la muestra.

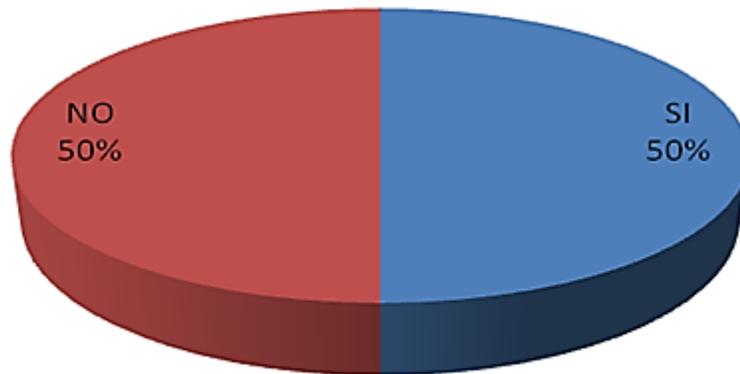
## NUMERO DE PISOS



**GRAFICA 6**

En esta muestra se encontró que el 50% está dispuesto a instalar un sistema de acondicionamiento de aire en su hogar.

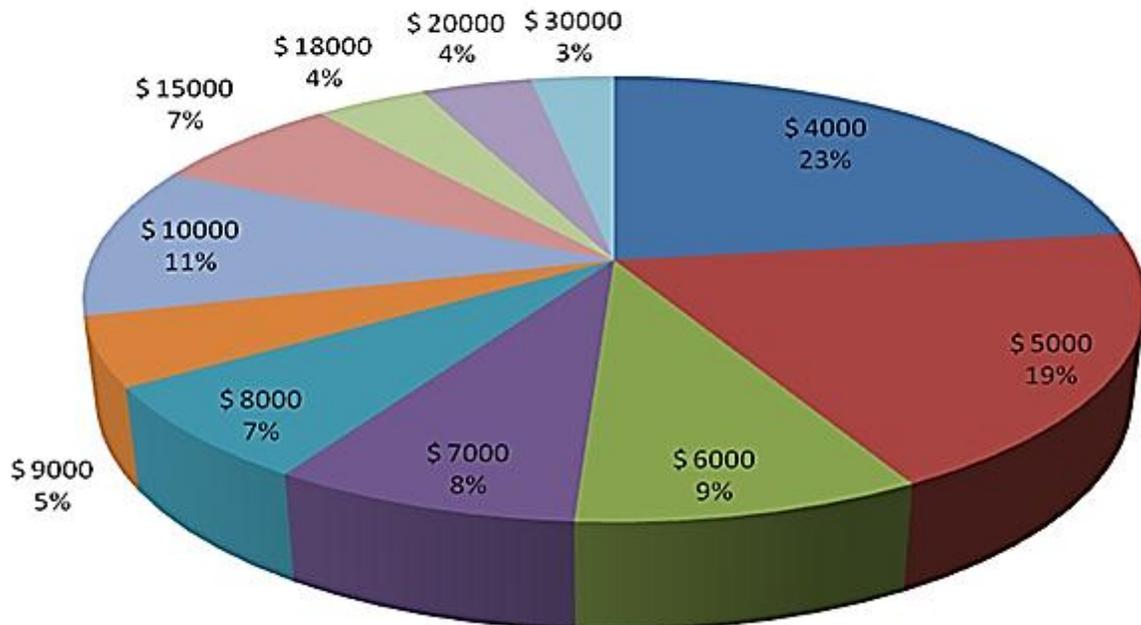
## INSTALACION DE AIRE ACONDICIONADO



**GRAFICA 7**

También se encontró que la mayor parte de los hogares tienen un ingreso mensual de \$ 4000 con un 23% de la población.

## INGRESO MENSUAL



**GRAFICA 8**

### 6.3 Prototipo de inmueble.

A partir del análisis de las gráficas anteriores se llegó a la conclusión de que la mayor parte de las personas encuestadas vive en un lugar como el isométrico del inmueble que se muestra en la figura 32, 33, 34, en otras palabras son casas prefabricadas (Infonavit) por consiguiente las características térmicas que se obtengan para este diseño, serán las mismas para el resto de las construcciones, incluso se podrían considerar para futuras edificaciones de este tipo.

El prototipo no cuenta con espacios abiertos entre habitaciones, tiene pocas ventanas y puertas, esto es de suma importancia, ya que las pérdidas térmicas son menores y el equipo será de menor capacidad por lo tanto su consumo energético en cuestión eléctrica disminuye.

La importancia del prototipo presentado, radica en que es el modelo que sirve para realizar los cálculos aproximados necesarios, para seleccionar el equipo de aire acondicionado que se requiere.

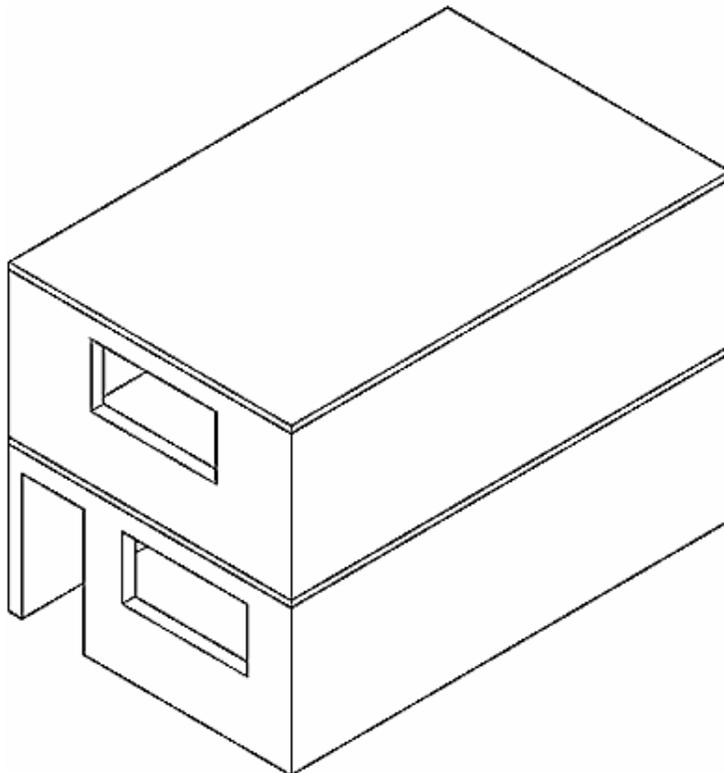


FIGURA 32 ISOMETRICO DEL PROTOTIPO DE INMUEBLE

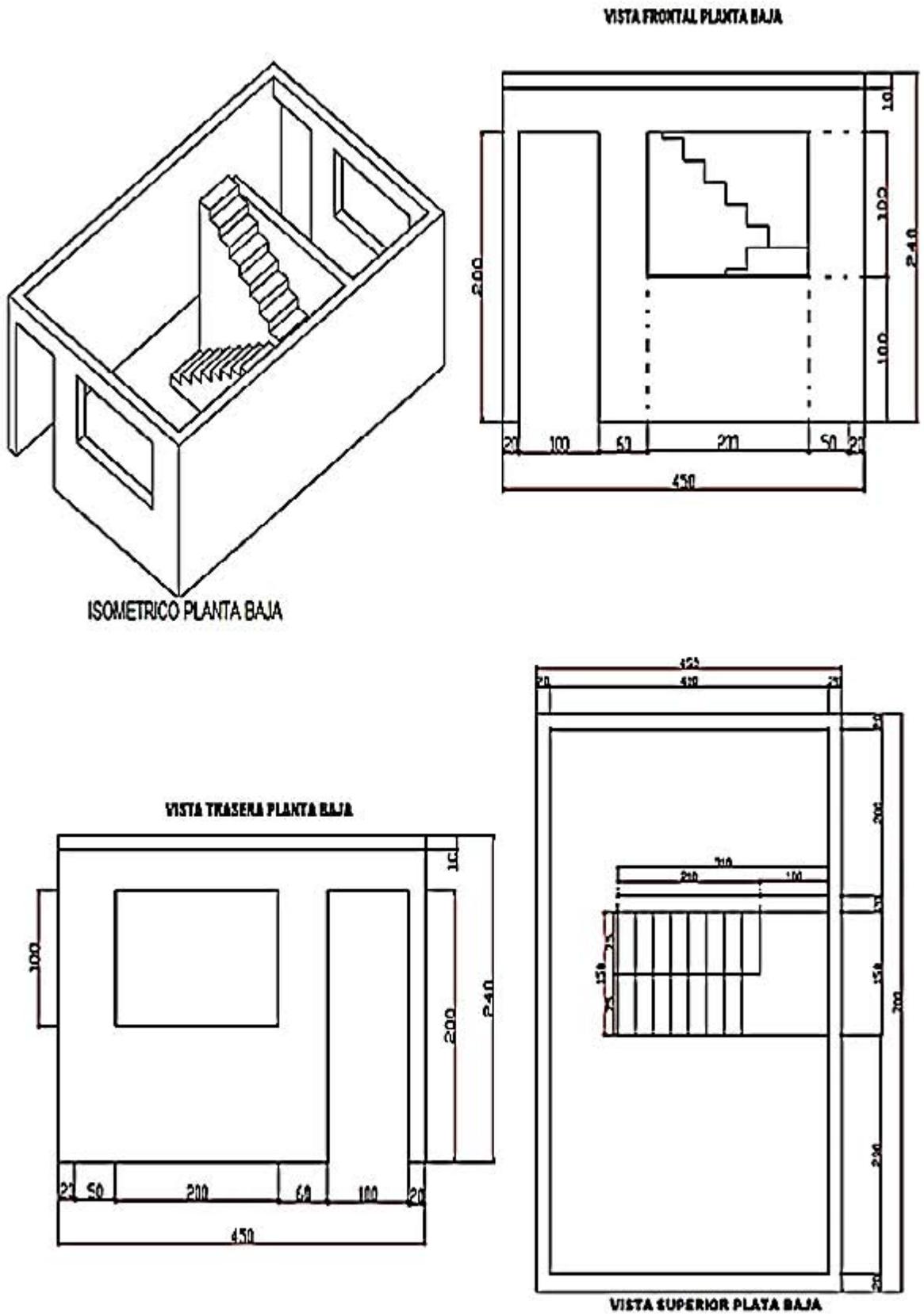
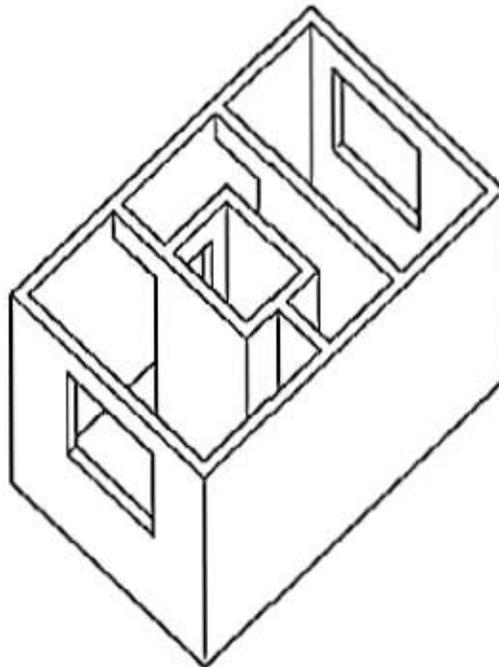
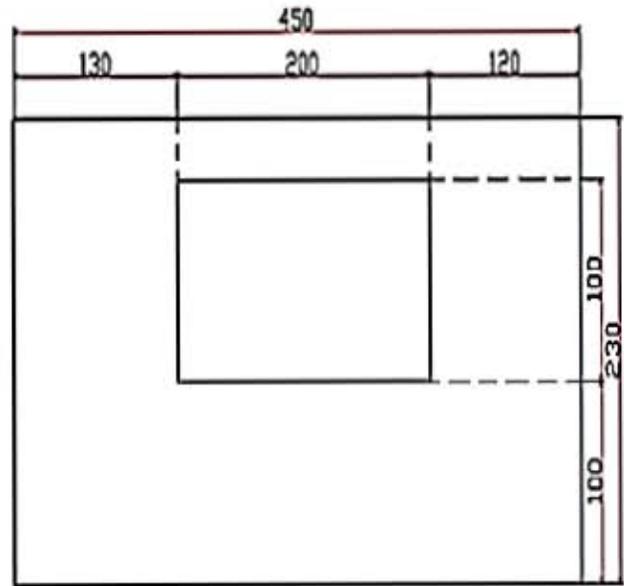


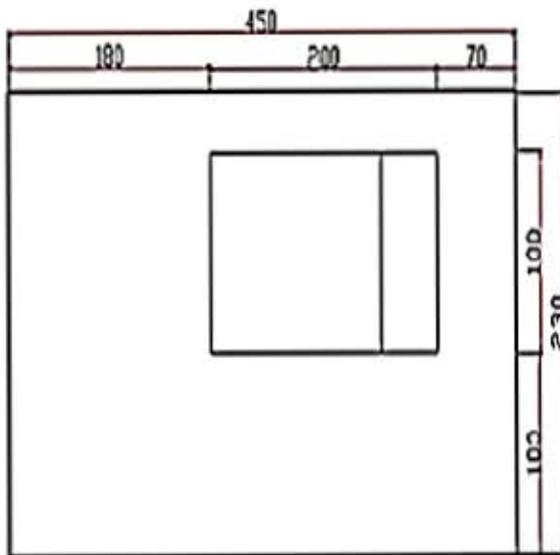
FIGURA 33 ISOMETRICO PLANTA BAJA, VISTAS SUPERIOR, TRASERA Y FRONTAL



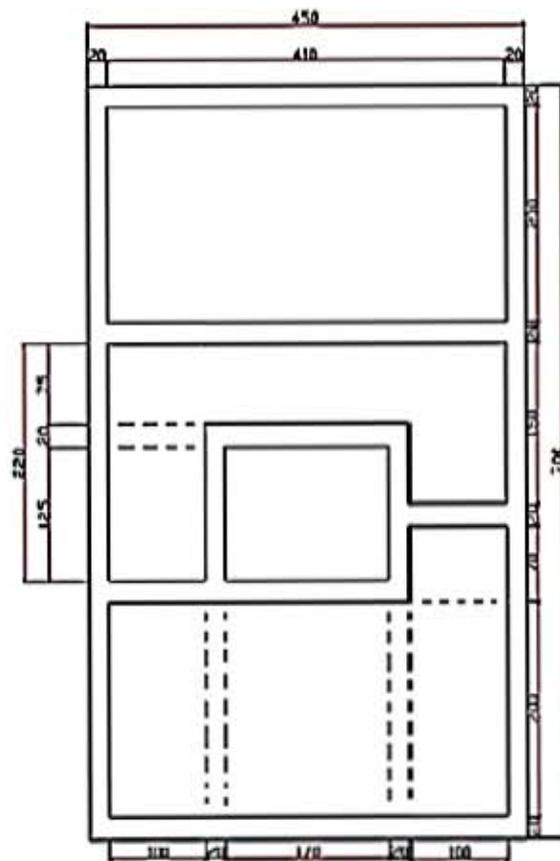
ISOMETRICO PLANTA ALTA



VISTA FRONTAL PLANTA ALTA



VISTA TRASERA PLANTA ALTA



VISTA SUPERIOR PLANTA ALTA

FIGURA 34 ISOMETRICO PLANTA ALTA, VISTAS SUPERIOR, TRASERA Y FRONTAL

En base a los planos mostrados anteriormente, lo primero a realizar es el cálculo del volumen de la construcción, por supuesto se deben considerar algunas limitaciones y consideraciones dimensionales, estructurales y de diseño como son:

1. Con respecto al diseño, como se puede apreciar en el dibujo, en la planta baja se encuentran tanto la sala-comedor como las escaleras de acceso al segundo nivel y la cocina, en este caso no es recomendable calcular un equipo de aire acondicionado para toda la planta baja ya que tenemos una diferencia en la generación de calor considerable, con respecto a la cocina y el cuarto adyacente por lo tanto se sugiere que en el caso de la cocina es más factible colocar un extractor de aire para así poder generar un intercambio del aire que se encuentra en la misma.
2. En lo que se refiere a las escaleras de acceso a la planta alta, podría considerarse como parte de la sala por la proximidad a esta, y por la conexión que tiene con las habitaciones en la planta alta, sin embargo tomando en cuenta que es un pasillo de uso común y de rápida transición, (la permanencia en él, no es larga) se podría desprestigiar del cálculo para el equipo que estará funcionando en la planta baja (llámese sala), pero en este caso lo tomaremos en cuenta ya que deseamos tener la más amplia cobertura y comodidad posible en el interior del inmueble.
3. Por otra parte las habitaciones situadas en la parte superior del inmueble, serán analizadas por separado y se definirá una carga térmica para cada una de ellas, ya que se encuentran separadas por un pasillo y poseen una puerta de acceso independiente cada una.

## 6.4 Cálculos térmicos.

Para saber la capacidad del equipo de aire acondicionado que necesitamos para nuestra casa debemos realizar una serie de cálculos, para obtener este dato necesitamos tomar en cuenta que las dimensiones de los equipos internos de los sistemas Split y multisplit son prácticamente las mismas, y que sus capacidades se tomaran como generales, por lo tanto se recopilaron los datos de los siguientes modelos de equipos Split.

- LG MINI SPLIT MURO ESTÁNDAR, SJ091CD 9,000 Btu/Hr (3/4 T.R.)  
Acondiciona de 15 a 19 m<sup>2</sup>, Dimensiones: (Interna: Ancho x Alto x Profundidad): 80cm x 26cm x 17cm.
- LG MINI SPLIT MURO ESTÁNDAR, SJ121CD, 12,000 Btu/Hr (1.0 T.R.)  
Acondiciona de 20 a 25 m<sup>2</sup>, Dimensiones: (Interna: Ancho x Alto x Profundidad): 89cm x 29cm x 17cm.
- LG MINI SPLIT MURO ESTÁNDAR, SJ121HD, 12,000 Btu/Hr (1.0 T.R.)  
Acondiciona de 20 a 25 m<sup>2</sup>, Dimensiones: (Interna: Ancho x Alto x Profundidad): 89cm x 29cm x 17cm.

Se escogieron estos modelos ya que son los únicos que manejan desde  $\frac{3}{4}$  de tonelada de aire hasta 1, en 110v. Todos los demás equipos funcionan a 220v, a mayores capacidades y por supuesto hay diferentes marcas. Pero la mayoría coincide en las dimensiones.

Tomando en cuenta y haciendo un estimado de los aparatos que podrían estar en una sala, su consumo en watts y suponiendo que se encuentren encendidos todos al mismo tiempo tenemos la tabla 9.

Aparato	Cantidad	Consumo en watts
Foco Ahorrador	1	65
Televisión 27"	1	110
DVD	1	76
Aparato de cable	1	24
Estéreo	1	200
Lámpara de emergencia de 60 LED'S	2	120
Computadora de escritorio	1	508
Impresora multifuncional	1	190

En primer lugar y considerando que los watts son unidades de potencia se deben de convertir a Btu/h, para poder realizar los cálculos siguientes. Para ello debemos hacer lo siguiente:

Sabiendo que:

$$1 \text{ Watts} = 3.4164 \text{ Btu/h}$$

Entonces realizando una regla de tres tenemos que:

$$\begin{aligned} 1 \text{ wats} &= 3.4164 \text{ Btu/h} \\ 65 \text{ wats} &= 19.03 \text{ Btu/h} \end{aligned}$$

Este dato es el resultado del siguiente procedimiento.

$$\frac{(65 \text{ wats})(3.4164 \text{ Btu/h})}{1 \text{ wats}} = 19.03 \text{ Btu/h}$$

Haciendo esto para cada uno de los valores obtenidos obtenemos lo siguiente.

Tabla 10:

Aparato	Consumo en watts por unidad	Equivalente en Btu/h
Foco Ahorrador	65	19.03
Televisión 27"	110	32.20
DVD	76	22.25
Aparato de cable	24	7.02
Estéreo	200	58.54
Lámpara de emergencia de 60 LED'S	60	17.56
Computadora de escritorio	508	148.69
Impresora multifuncional	190	55.61

Primero realizaremos la suma de Btu/h de los aparatos obteniendo el siguiente resultado.

$$\begin{aligned} \sum Btu/h &= 19.03 + 32.20 + 22.25 + 7.02 + 58.54 + (17.56 \times 2) + 148.69 + 55.61 \\ &= 379 Btu/h \end{aligned}$$

Como podemos observar la generación de calor por los aparatos que obtuvimos es baja, pero falta incluir el calor de cuerpo humano el cual lo obtenemos de la tabla IV-3 pero solo tomaremos los datos que necesitamos.

Tabla 11: Calor producido por las personas.

Grado de actividad	Aplicación Típica	Relación metabólica de un hombre Adulto Btu/h	Grupo de personas			Promedio de la relación metabólica Btu/h
			% de composición del grupo			
			hombre	mujer	niño	
Trabajo de oficina, actividad moderna	Oficinas, hoteles, departamentos	475	50	50	0	450

Como podemos observar el cuerpo humano genera 450 Btu/h por persona adulta en oficinas, hoteles o departamentos como es nuestro caso con una actividad moderada pero nótese que no se están incluyendo niños ya que en oficinas estos no pueden entrar por ello consideremos los siguientes datos de la misma tabla:

Tabla 12. Calor producido por las personas.

Grado de actividad	Aplicación Típica	Relación metabólica de un hombre Adulto Btu/h	Grupo de personas			Promedio de la relación metabólica Btu/h
			% de composición del grupo			
			hombre	mujer	niño	
Sentado	Teatro	390	45	45	10	350
Trabajo de oficina, actividad moderna	Oficinas, hoteles, departamentos	475	50	50	0	450

Parados; caminando despacio	Tienda de ropa almacenes	550	10	70	20	450
Caminando; sentado, de pie, caminando despacio.	Cafeterías, bancos	550	20	70	10	500
		550	40	60	0	

Como podemos observar den estos cuatro casos se incluyen niños, sacando un promedio tenemos que:

$$350 + 450 + 450 + 500 = 1750$$

$$\frac{1750}{4} = 437.5 \text{ Btu/h}$$

En este caso tomaremos este dato como el calor producido por persona para nuestra casa, tomando en cuenta que se contemplan 2 adultos y 2 niños. Por consiguiente tomaremos 4 personas. Obteniendo el siguiente resultado.

$$4 \times 437.5 = 1750 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

Ya que tenemos este resultado solo hay que sumarlo al que obtuvimos de los aparatos quedando de la siguiente manera:

$$379 \text{ Btu/h} + 1750 \text{ Btu/h} = 2129 \text{ Btu/h}$$

Entonces tenemos que en la sala se generan 2129 Btu/h al 100% de funcionamiento de los equipos.

Ahora analicemos los cuartos superiores.

Empecemos por la recamara de los niños.

Tabla 13.

Aparato	Cantidad	Consumo en watts
Foco Ahorrador	1	65
Televisión 27"	1	110
DVD	1	76
Aparato de cable	1	24
Estéreo	1	200
Lámpara de emergencia de 60 LED'S	1	60
Laptop	2	65
Impresora multifuncional	1	190

Tabla 14.

Aparato	Consumo en watts por unidad	Equivalente en Btu/h
Foco Ahorrador	65	19.03
Televisión 27"	110	32.20
DVD	76	22.25
Aparato de cable	24	7.02
Estéreo	200	58.54
Lámpara de emergencia de 60 LED'S	60	17.56
Laptop	65	19.03
Impresora multifuncional	190	55.61

$$\begin{aligned} \sum Btu/h &= (19.03 \times 3) + 32.20 + 22.25 + 7.02 + 58.54 + 17.56 + 55.61 \\ &= 251 Btu/h \end{aligned}$$

Ahora obtengamos el valor del calor corporal suponiendo a los dos niños en el cuarto al mismo tiempo.

Tenemos que:

$$2 \times 437.5 = 875 Btu/h$$

Al sumarlo todo tenemos el siguiente resultado.

$$875 + 251 = 1126 Btu/h$$

Suponiendo que la recamara principal tenga los mismos objetos que el cuarto de los niños obtendremos el mismo resultado por consiguiente tenemos los siguientes valores:

Tabla 15.

Cuarto principal	1126 Btu/h
Cuarto de los niños	1126 Btu/h
Sala de estar	2129 Btu/h
Total	4381 Btu/h

Ahora realicemos un último calculo, pero en esta ocasión supongamos que tenemos una concentración de gente en la sala, aproximadamente 12 personas en una reunión y queremos por supuesto estar lo más cómodos posible.

Entonces tenemos:

$$12 \times 437.5 = 5250 Btu/h$$

Entonces tenemos:

Tabla 16:

Cuarto principal	1126 Btu/h
Cuarto de los niños	1126 Btu/h
Sala de estar	5250 Btu/h
Total	7502 Btu/h

Tenemos dos valores uno pensando en los habitantes del diario y otro pensando en alguna reunión, esto es un valor mínimo y un máximo.

Tabla 17:

MINIMO	4381 Btu/h
MAXIMO	7502 Btu/h

Estos valores nos van a marcar las condiciones que debemos tomar en cuenta para seleccionar nuestro equipo de aire acondicionado.

## **Capítulo 7. Selección del equipo adecuado.**

Como se puede observar no es muy complicado saber la capacidad que debe tener un equipo de aire acondicionado para lograr un confort en nuestro hogar, en este caso requerimos un equipo que nos sirva para acondicionar un espacio que genera un máximo de 7502 Btu/h.

Pero el saber la capacidad del equipo es sólo el primer paso, ahora debemos de determinar qué clase de equipo vamos a requerir para nuestro hogar, para ello se debe hacer una selección entre los diferentes tipos de equipos y además tomar en cuenta las necesidades espaciales de cada uno, sin olvidar el espacio con el que contamos en nuestro hogar.

Para ello aquí se presenta un breve listado de los equipos más usuales en el mercado y sus características técnicas.

En primer lugar empezaremos nombrando a los equipos más conocidos que son los de ventana.

## **7.1 Equipos de ventana.**

En principio una unidad de ventana como su nombre lo indica se instala en un hueco de una pared donde pudiera ir una ventana común y corriente. Para saber si puedes instalar una unidad de ventana en casa pregúntate si al hacer un hueco en la pared donde quieres instalarla, este hueco da al exterior. De tal forma que si al hacer el hueco en tu recámara, lo que va a ver en lugar del exterior es la recámara del vecino, o el cuarto de tele o cualquier otra estancia, entonces no puedes instalar una unidad de ventana. Es decir, la unidad de ventana debe de ir colocada en una pared siempre y cuando del otro lado de hacia el exterior y no algún otro cuarto.

Esto se debe a que el calor removido de tu habitación es rechazado por la parte de atrás del equipo hacia afuera de la casa. No queremos estar aventando el calor de la recámara principal a la recámara de los niños, ¿o sí?

Como regla general, donde exista una ventana de vidrio con vista hacia afuera, ahí puede ser instalada una unidad de ventana, con la desventaja de que nuestra vista al exterior será obstruida por nuestro equipo.

Sin embargo, si no queremos obstruir nuestra vista siempre podemos optar por hacer un hueco en la pared. Este hueco deberá medir unos 40 cm por 60 cm. La principal ventaja de una unidad de ventana contra un Mini Split es el precio. En algunas ocasiones una unidad de ventana cuesta la mitad que un Mini Split de la misma capacidad.



Unidad de Ventana



Ejemplo de Instalación

Las características que se deben observar al seleccionar una unidad de ventana son:

❖ Tipo de control: Se recomienda por comodidad del usuario, los equipos con control remoto, actualmente la diferencia en precio de una unidad con control manual y una de control remoto es muy poca. El control de la temperatura se realiza por medio de un termostato ajustable. En el caso de las unidades de control manual este termostato

se ajusta girando una perilla. En el caso de las unidades de control remoto es mediante botones digitales o mediante el control inalámbrico.



Control Manual



Control Remoto

❖ Velocidades: Se refiere a la velocidad del ventilador. Se recomienda que tenga por lo menos 2 velocidades aunque los equipos más completos tienen 3 velocidades (Baja, Media y Alta).

❖ Función Energy Saver: La función de Energy Saver (Ahorradora de Energía) es recomendable ya que apaga el ventilador cuando el equipo no está enfriando. Como resultado el consumo de energía es menor.

❖ Toma de Aire Exterior: Las unidades de ventana deben de contar con una pequeña ventila ajustable que permite introducir aire fresco del exterior.

❖ Eficiencia: La eficiencia de un equipo de aire acondicionado es la característica más importante, ya que el costo adicional al comprar un equipo eficiente representa un ahorro a la hora de recibir el recibo de Luz. El estándar de eficiencia es de 10 EER, aunque mientras mayor sea éste número es mucho mejor. Si el presupuesto lo permite, es mucho mejor gastar un poco más al inicio pero disfrutar de los ahorros el tiempo que dure el equipo.

❖ Voltaje de operación: Los equipos de Aire Acondicionado de una tonelada de refrigeración (1 Ton) o menores están disponibles en el voltaje más común que es de 110 volts. Sin embargo arriba de 1 ½ Ton el voltaje de éstos equipos es de 220 volts.

[http://www.quecalor.com.mx/unidades\\_ventana.asp](http://www.quecalor.com.mx/unidades_ventana.asp)

Un ejemplo de este tipo de equipos es el siguiente.



Este Aire acondicionado de ventana con control remoto FRIO/CALOR. Bajo consumo de energía, compresor de gran eficiencia, sin vibración, ultra silencioso. Diseño súper compacto, chasis deslizante, panel de fácil remoción, switch de aire fresco.

Características técnicas	[ unidad ]	Capacidad				
		7000	9000	12000	18000	24000
Capac.(frio-calor)	Btu/h	7000	9000	12000	18000	24000
Caudal de aire	m3/h	350	420			
Electricidad	Volts	220	220	220	220	220
Consumo	Watts	750	1140	1500	2190	2900
Consumo	Amp	3,4	5,2	6,18	9,9	12,9
Nivel ruido	db	46	48	48	49	59
Dimensión	mm		450/346/535			

(largo/ancho/alto)						
Peso	Kg	30	37	46	59	71
Compresor		Rotat	Rotat	Rotat	Rotat	Rotat
Refrigerante		R22	R407c	R407c	R407c	R22

Como podemos observar en la tabla de especificación, el mínimo de Btu/h es de 7000 es menor a lo requerido, pero no solo eso sino que una gran desventaja de este equipo es que solo está instalado en un solo lugar y sí queremos que nos mantenga confortable toda la casa necesitaríamos mantenerlo encendido la mayor parte del día, elevando así nuestro consumo eléctrico, esto sin mencionar que el diseño de la casa no permite un equipo de este tipo (por estética del inmueble).

Por consiguiente este tipo de equipo lo dejaremos de lado por no ser el más apropiado para nuestro hogar. (<http://www.montermic.cl/index.php/aire-2/41-linea-residencial/100-equipos-de-ventana-anwo-9000-btuhr>)

## 7.2 Equipos Mini Split.

El término Mini Split se traduce literalmente como mini-dividido. Esto se refiere a que un sistema Mini Split en realidad consta de 2 unidades: la unidad interior y la unidad exterior.

La unidad interior es la unidad que va dentro del cuarto a acondicionar. Hay diferentes tipos de unidades interiores, la diferencia principal está en la forma en que se instalan: La más común en los hogares es la que se instala en la parte alta de una pared por lo que se le conoce como High Wall (Pared Alta), sin embargo también existe un tipo de unidad que se instala en el techo de la habitación o en la pared pero en la parte baja incluso recargada en el piso, ésta unidad se le conoce como Piso-Techo (o Flexiline).

## Unidades interiores.



**Hi-Wall  
(pared alta)**



**Flexiline  
(piso/techo)**



**Eejmplo de instalación  
mini split Hi-Wall**

La unidad exterior o unidad condensadora es la parte del Mini Split que como su nombre lo indica va en el exterior, ya sea en un patio o azotea. Ésta unidad está diseñada para estar a la intemperie y de hecho mientras más aire fresco le dé, es mejor. También es recomendable ubicarla donde pueda dar sombra al tiempo que se use el equipo. Ésta unidad es la que se encarga de rechazar el calor hacia el exterior por lo que el aire que sale es caliente, es por eso que no se debe colocar en un lugar encerrado ya que al no haber ventilación el equipo se sobrecalentara y se apagará para evitar ser dañado.



**Descarga de aire lateral**



**Descarga de aire vertical**

## Unidades exteriores.

La unidad interior y exterior deben de estar conectadas entre sí. Por una parte debe de haber conexión de tubería de cobre para gas refrigerante y por otra parte debe de haber conexiones eléctricas entre ambas.

Es importante que al escoger el equipo se tome en cuenta que hay fabricantes que incluyen el kit de instalación. Este kit incluye el material necesario para conectar las 2 unidades a una distancia que normalmente es de 5 metros. En caso de requerir mayor distancia se deberá de considerar el costo del material adicional.

## Kit de instalación

(Incluye tubería de cobre aislada, cableado y accesorios para 5 metros de distancia)



La ventaja de los equipos Minisplits contra las unidades de ventana consiste en que no es necesario hacer un hueco grande en la pared, por otro lado la estética del equipo es mejor, además de que son más silenciosos y cuentan con más funciones de operación.

Las características que se deben observar al seleccionar un equipo Mini Split son:

❖ Tipo de control: Prácticamente todos los Minisplits se ofrecen con control remoto similar al control de la TV. Sin embargo hay diversas funciones que son recomendables al momento de seleccionar el tuyo.

❖ Timer: Funciona de la misma manera que la función de sleep en un televisor, es decir se programa en cuanto tiempo se desea que se apague el equipo en incrementos de 30 minutos. Ejemplo: Si te vas a dormir en una noche calurosa y no quieres dejar el equipo prendido toda la noche. Entonces presiona el botón de timer 2 veces y el equipo se apagará a los 60 minutos.

❖ Encendido y apagado automático: Esta función permite programar la hora en que el equipo enciende y apaga.

❖ Encendido y apagado por teléfono: Imagínate que sales de la oficina y te diriges a tu casa donde sabes que va a estar caliente ya que no prendiste el aire en todo el día. En eso marcas con tu celular a tu casa y con un código especial enciendes tu equipo. Asunto arreglado. Llegas a tu casa y está a la temperatura que tú previamente seleccionaste. Pues ese es el objeto de esta función.

❖ Rejilla oscilatoria: Esta opción consiste en que la rejilla se está moviendo (oscilando) para lograr una mejor distribución del aire y lograr la misma temperatura en todo el cuarto.

❖ Indicador de Filtro Sucio: Consiste en un contador de tiempo con alarma que le recuerda al usuario limpiar el filtro de la unidad. Cuando el filtro es limpiado, el contador se restablece y volverá a recordar sobre la limpieza una vez transcurrido el tiempo necesario.

❖ Velocidades: Se refiere a la velocidad del ventilador. Es importante contar con 3 velocidades: Baja, Media y Alta, así como la función Auto, que permite al control del equipo selecciona la velocidad óptima.

❖ **Función Energy saver:** La función de Energy Saver (Ahorradora de Energía) es recomendable ya que apagas el ventilador cuando el equipo no está enfriando. Como resultado el consumo de energía es menor.

❖ **Eficiencia:** La eficiencia de un equipo de aire acondicionado es la característica más importante, ya que el costo adicional al comprar un equipo eficiente representa un ahorro a la hora de recibir el recibo de Luz. El estándar de eficiencia de Minisplits es de 10 EER, aunque mientras mayor sea este número es mucho mejor. Si el presupuesto lo permite, es mucho mejor gastar un poco más al inicio pero disfrutar de los ahorros el tiempo que dure el equipo.

❖ **Voltaje de operación:** Las unidades Minisplits operan en su mayoría con voltaje 220, sin embargo en algunos casos están disponible en 110 v. Es recomendable hacer el cambio de voltaje a 220 volts si es que no se tiene actualmente. Al contrario de lo que la mayor gente piensa, no vas a pagar más dinero por tener este voltaje, sin embargo si puedes ahorrarte en calibre de conductores al hacer la instalación eléctrica.

A continuación se muestra una tabla con los equipos más comunes para el hogar, así como la capacidad y el voltaje de operación.

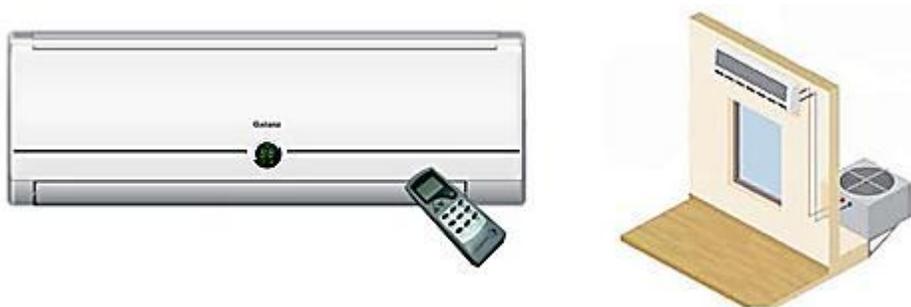
Tipo de Equipo/Capacidad	Ventana	Mini Split High Wall	Mini Split Flexiline
½	110 v	No disponible	No disponible
1	110v/220v	110v/220v	220 v
1½	220 v	220 v	220 v
2	220 v	220 v	220 v
3	220 v	220 v	220 v
4	220 v	220 v	220 v
5	220 v	220 v	220 v

Hay algo muy importante que debes de tomar en cuenta al seleccionar donde colocar tu equipo, ya que cualquiera que sea éste, producirá agua por el efecto de

condensación. El efecto de la condensación es similar al que se presenta en una lata de refresco frío, la cual se llena de gotas de agua. En un aire acondicionado éste efecto es mucho mayor por lo que es necesaria una manguera de desagüe que debe ser dirigida hacia un lugar donde no cause problemas, ya sea algún patio o directamente al drenaje. En casos donde ésta labor se dificulte se debe considerar una bombita de agua para enviar ese condensado al lugar deseado (<http://www.quecalor.com.mx/minisplits.asp>)

Estos son algunos tipos de equipos Mini Split.

➤ Equipo Split Mural



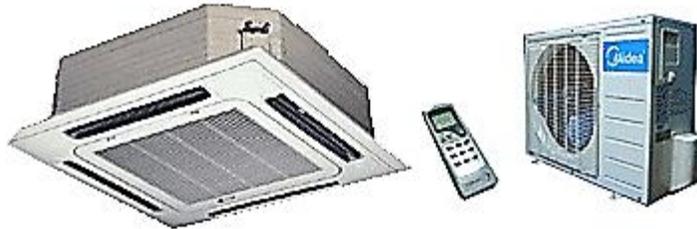
- Consta de una unidad interior y una unidad exterior más el control remoto.
- La unidad interior se instala en la parte alta de la pared de la habitación a climatizar y la unidad exterior se instala en patio, terraza, etc.
- Ambas unidades, durante el proceso de instalación, se unen mediante un kit de interconexión para producir el enlace frigorífico y eléctrico.
- Desde el control remoto, el usuario puede seleccionar todas las funciones (Refrigeración, calefacción, ventilación, velocidades de ventilación, temperatura deseada etc.).
- Son muy silenciosos y se utilizan para climatizar habitaciones, salas de reunión, oficinas, consultas médicas, sin necesidad de realizar trabajos importantes para su colocación.
- Es la solución ideal para manejar y controlar "durante todo el año " la temperatura interior de los recintos.
- El equipo produce refrigeración en verano y calefacción en invierno.

➤ Equipo Split piso cielo.



- El equipo consta de una unidad interior y una unidad exterior más un control remoto.
- La unidad interior se instala a la vista, en forma horizontal bajo la línea del cielo o bien adosada al muro o apoyada al piso en forma vertical de la habitación a climatizar.
- La unidad exterior se instala en patio, terraza, techumbre, etc.
- Ambas unidades, se unen en terreno mediante un kit de interconexión para producir el enlace frigorífico y eléctrico.
- Ideal para climatizar recintos amplios, como salas de estar, salas de reunión, oficinas de recepción, consultas médicas, etc.
- Posee funciones de refrigeración y calefacción, permitiendo controlar el clima interior del recinto durante todo el año.

- Equipo Split cassette.



- Diseñados para que el cuerpo de la unidad interior se instale oculto en el entretecho.
- El panel distribuidor de aire se instala al nivel de la línea del cielo. Dicho panel dispone de 4 vías para la salida del aire y lo distribuye directamente al ambiente en 4 direcciones.
- Consta de: Una unidad interior, con panel distribuidor de aire, una unidad exterior más un control remoto inalámbrico.
- La unidad exterior se instala en el patio, terraza, techumbre etc.
- Ambas unidades (interior /exterior) se unen en terreno mediante un kit de interconexión, para producir el enlace frigorífico y eléctrico.
- Este acondicionador se utiliza en oficinas, salas de reuniones, recepciones de clínicas, gimnasios, bares y restaurantes, etc.
- Se integra fácilmente en todas aquellas superficies que disponen de entretecho.
- Funcionamiento muy silencioso.

➤ Equipo Split ductos.



- Diseñados para climatizar con sólo un equipo, dos o más recintos a la vez, pero que están separados unos de otros.
- La Unidad interior de baja altura, se instala oculta en el entretecho y desde aquí se distribuye el aire, canalizado por conductos ocultos, hasta cada una de las habitaciones.
- Para instalar este tipo de equipo, la construcción debe poseer una altura mínima en el entretecho de 30 a 40 cm y se requiere desarrollar algunas obras civiles anexas.
- El equipo consta de una unidad interior y una unidad exterior más un control remoto.
- La unidad interior se instala en el entretecho, en forma horizontal sobre la línea del cielo.
- La unidad exterior se instala en patio, terraza, techumbre, etc.
- Ambas unidades, se unen en terreno mediante un kit de interconexión para producir el enlace frigorífico y eléctrico.
- Ideal para climatizar recintos amplios, como salas de estar, salas de reunión, oficinas de recepción, consultas médicas, etc.
- Posee funciones de refrigeración y calefacción, permitiendo controlar el clima interior del recinto durante todo el año.

- Equipo Split torre.



- Equipo de aire acondicionado del tipo Split Torre, que consta de una unidad interior y una unidad exterior más un control remoto.
- La unidad interior se instala a la vista en forma vertical apoyada al piso, dentro del recinto a climatizar.
- La unidad exterior se instala en patios, terrazas, techumbre, etc.
- Ambas unidades, se unen en terreno mediante un kit de interconexión para producir el enlace frigorífico y eléctrico.
- Ideal para climatizar recintos amplios, tales como: salas de recepción, salas de reunión., etc.
- Posee funciones de refrigeración y calefacción, permitiendo controlar el clima interior del recinto durante todo el año. (<http://www.montermic.cl/linea-comercial/equipo-split-torre.html>)

### 7.3 Equipos Multi Split.

Equipo que tiene dentro de su unidad condensadora uno o más compresores, además de contar con 2 ó más unidades evaporadoras, cuyas capacidades de enfriamiento están definidas por la suma de la(s) capacidad(es) de cada compresor(es) BTU/h.

Aplicación:

- Viviendas.
- Comercios y Servicios.

Ventajas:

- No requieren ducto.
- Control de Temperatura por zona.



- El equipo multisplit es un climatizador tipo Split, el cual permite la conexión de 2 ó más unidades interiores por cada unidad exterior
- En general ,lo más habitual es que el equipo conste de una unidad exterior y dos unidades interiores murales más un control remoto por cada unidad interior
- Las unidades interiores se instalan en la parte alta de la pared de las habitaciones a climatizar y la unidad exterior se instala en patio, terraza, etc.

- Las unidades interiores, durante el proceso de instalación, se unen a la exterior mediante un Kit. de interconexión para producir el enlace frigorífico y eléctrico.
- Desde el control remoto ,cada usuario puede seleccionar con total independencia ,cualquiera de las funciones deseadas (Refrigeración, calefacción , ventilación, velocidades de ventilación ,temperatura etc.)
- Son muy silenciosos y se utilizan para climatizar habitaciones, salas de reunión, oficinas, consultas médicas, donde los espacios exteriores son escasos.

Modelos más frecuentes comercializados:

- Una unidad exterior con 2 Unidades interiores
- Una unidad exterior con 3 Unidades interiores

#### EQUIPOS MULTISPLIT DUAL (FRIO/CALOR) 9.000 BTU/H.X 2

Capacidad	9.000 x 2 [Btu/h]
Volt /Corriente máxima	220 V /4,6 x 2 / 4,3 x 2 [Amp]
Consumo	1.000 x 2 [W]
Caudal de aire	410 x 2 [m3/h]
Peso	7,5 /66 [kg]
Dimensiones (ancho_alto_prof)	Int 785 x 265 x 150 [mm]
	Ext 860 x 830 x330 [mm]

<http://www.montermic.cl/linea-comercial/equipos-multi-split.html>

En este caso para las necesidades que tenemos en nuestro inmueble, y tomando en cuenta las características de los equipos, lo primero que se debe hacer es:

1. Buscar un equipo que funcione con un voltaje de 110v, ya que este es el voltaje que se maneja en México, para las casas. En caso de no encontrar un equipo que satisfaga las necesidades de enfriamiento y que funcione a 110v, se tendrá que considerar seriamente el hacer la solicitud para el cambio de voltaje en nuestra casa.
2. Para nuestra casa los equipos de ventana son demasiado voluminosos, por lo cual no nos serán de utilidad, en contra parte los equipos mini Split tienen una gran variedad y nos permiten una amplia gama de opciones de climatización para nuestro hogar pero como todos estos equipos están en forma individual y cada uno requiere un equipo exterior, no son de utilidad ya que ocuparía demasiado espacio las unidades exteriores. Por lo tanto nuestra opción más viable es sin duda los equipos multisplit ya que como se mencionó se pueden encontrar en versiones de tres equipos internos y un externo lo cual sería ideal para nuestro caso. Además de que se pueden controlar por separado y estar en funcionamiento de la misma manera.

Como podemos observar la variedad de equipos es muy amplia, al igual que las compañías que los fabrican, lo más importante es seleccionar un equipo que nos funcione eficientemente, para ello debemos darnos el tiempo necesario para hacer una exploración, en la amplia variedad de equipos y marcas que existen en el mercado, claro tomando en cuenta que no por ahorrarnos un poco de dinero en la compra del equipo tengamos que pagar cuentas muy grandes en lo que se refiere al consumo eléctrico y en su caso la calidad del equipo.

En lo personal se recomiendan las siguientes marcas ya que por su amplia trayectoria en el área de acondicionamiento de aire su experiencia es muy extensa.

CARRIER.

YORK.

TRANE.

LYONAIR.

Pero, la elección del equipo es netamente decisión del usuario.

## **Conclusion.**

Como hemos podido observar según las gráficas del cuestionario aplicado a diferentes personas, existe una gran variedad de viviendas, pero siendo realistas, la mayoría de las personas en la actualidad viven en casas de interés social debido a las grandes carencias que se tienen actualmente. Ya que es más cómodo pagar una casa en 20 años y no tener un desembolso económico al instante ya que no se cuenta con los recursos para ello.

En base a este hecho de la vivienda, es notorio que no están diseñadas y mucho menos se pensó en un principio en colocar un sistema de aire acondicionado, por tal motivo el usuario final deberá considerar el hecho de instalar un equipo de aire acondicionado si es que lo desea.

En caso de que el usuario de la casa decida instalar un sistema de aire acondicionado en la casa debe de considerar también los siguientes detalles:

1. La mayoría de los equipos funcionan a 220v, y la bajada de las casas es a 110v, por ello se debe de buscar un equipo que funcione con el voltaje estandarizado o bien solicitar un cambio en la bajada de dicho voltaje hacia la casa.
2. Esta lectura solo sirve para ilustrar y adentrar al lector un poco en el mundo del aire acondicionado, mostrando la gran variedad de parámetros, definiciones, ecuaciones, tablas, graficas, datos relevantes que se deben de tomar en cuenta para hacer un cálculo preciso y exacto de un equipo de aire acondicionado, pero tomando el hecho de que está pensada para los lectores que no tienen un conocimiento previo de este tema y por lo tanto no sería sencillo instruirlos por medio de esta lectura para realizar un cálculo exacto, solamente se enfoca en mostrarles una forma sencilla de como poder calcular ellos mismos la capacidad del equipo que requieren para su hogar, por lo tanto la instalación del equipo debe ser realizada por gente especializada en ello.

3. Tomando en cuenta lo anterior, se debe seleccionar un equipo de aire acondicionado en base a las necesidades de los ocupantes del inmueble.
4. Por otro lado tenemos la cuestión económica, ya que según los datos recopilados, este proyecto no es costeable para la mayoría de las personas ya que una de dos o ambas, el gasto inicial en el equipo es alto y no se cuenta con los medios para adquirirlo o el gasto en el consumo eléctrico se eleva considerablemente según el uso del equipo por lo tanto no sería suficiente la remuneración económica de la cabeza de la familia para lograr la manutención de la casa, los habitantes de ella y además el equipo de aire acondicionado.

Por consiguiente se concluye que este proyecto no es viable económicamente para nadie que posea un ingreso mensual menor a \$10000 lo cual corresponde únicamente al 11% de la población encuestada.

Pero visto los cambios ambientales a nivel mundial, y a nivel nacional, no dudo que en poco tiempo el sistema de aire acondicionado será una necesidad en el hogar por lo cual el gobierno estará obligado a dar subsidio económico a la gente para la colocación y mantenimiento de estos equipos.

Por último, es primordial recordar que la ingeniería mecánica eléctrica tenemos una gran tarea dentro del área social, la cual es promover y dar a conocer que la ingeniería mecánica eléctrica; utiliza los conocimientos de las ciencias físicas y matemáticas, y las técnicas de la ingeniería de la economía y de administración para transformar la naturaleza por medio de dispositivos mecánicos y eléctricos en beneficio de la sociedad, participando en el desarrollo del país.

## **Anexos**

**ANEXO 1**  
**TABLAS PSICOMETRICAS**

ANEXO 1. Propiedades de la mezcla de aire y vapor de agua a bajas temperaturas

Temp. °F	Presión del vapor saturado $\times 10^6$		Peso del vapor saturado				Volumen en pies <sup>3</sup> Barom. 29.92 pig de Hg		Entalpía por libra		
	Pulgadas de Hg	Lb/plg <sup>2</sup>	Por pie <sup>3</sup>		Por libra de aire seco		de una libra de aire seco	de una libra de aire seco + vapor para saturación	Aire seco Datum 0°F	Vapor Datum 32°F	Aire seco con vapor para saturación
			Libras $\times 10^{-4}$	Gramos	Libras $\times 10^{-4}$	Gramos					
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
-25	946.4	454.87	1.8016	0.12511	19.68	1.3776	10.95	10.95	-6.011	1048.0	-5.835
-24	1,003.	492.67	1.9049	0.13334	20.86	1.4602	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	1,126.	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	0.16525	26.25	1.8375	11.07	11.07	-4.807	1050.2	-4.531
-19	1,337.	656.73	2.5105	0.17374	27.81	1.9467	11.10	11.10	-4.566	1050.7	-4.274
-18	1,416.	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	3.2859	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	3.8559	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	3.4036	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	2,502.	1,229.0	4.5734	0.32014	52.06	3.6442	11.40	11.41	-1.681	1056.1	-1.131
-6	2,745.	1,348.3	5.0066	0.33046	57.12	3.9934	11.43	11.44	-1.441	1056.5	-0.8375
-5	2,898.0	1,423.5	5.2738	0.36917	60.33	4.2210	11.45	11.46	-1.201	1057.0	-0.5636
-4	3,055.	1,500.6	5.5473	0.33831	63.57	4.4499	11.48	11.49	-0.9604	1057.4	-0.2882
-3	3,222.	1,582.6	5.8370	0.40865	67.05	4.6935	11.50	11.51	-0.7203	1057.9	-0.01098
-2	3,397.	1,658.5	6.1414	0.42990	70.69	4.9483	11.53	11.54	-0.4802	1058.3	+0.2679
-1	3,580.	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

## ANEXO 2. Propiedades de la mezcla de aire con vapor de agua saturado de 0 a 164°F

Temp. °F	Presión del vapor saturado		Peso del vapor saturado				Volúmenes en pies <sup>3</sup> Batañ. 23.22 pñg de Hg			Entalpia por libra		
	Pulgadas de Hg	Libras/pñg	Por pie <sup>3</sup>		Por libra de aire seco		de una libra de aire seco	de una libra de aire seco + vapor para saturación	Aire seco Batañ. 0°F	Vapor Batañ. 32°F	Aire seco con vapor para saturación	
			Libras	Gravas	Libras	Gravas						
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
0	0.03773	0.01853	0.000367914	0.475	0.0007852	5.50	11.58	11.59	0.0000	1059.2	0.8317	
1	0.03975	0.01953	0.000371395	0.500	0.0008275	5.79	11.60	11.62	0.2401	1059.7	1.117	
2	0.04186	0.02056	0.000375020	0.525	0.0008714	6.10	11.63	11.64	0.4501	1060.1	1.404	
3	0.04409	0.02166	0.000378851	0.552	0.0009178	6.43	11.65	11.67	0.7201	1060.6	1.694	
4	0.04645	0.02282	0.000382890	0.580	0.0009671	6.77	11.68	11.70	0.9601	1061.0	1.986	
5	0.04896	0.02400	0.000387005	0.609	0.001017	7.12	11.70	11.72	1.200	1061.5	2.280	
6	0.05144	0.02527	0.000391399	0.640	0.001071	7.50	11.73	11.75	1.440	1061.9	2.577	
7	0.05412	0.02658	0.000395955	0.672	0.001127	7.89	11.75	11.77	1.680	1062.4	2.877	
8	0.05682	0.02796	0.00040070	0.705	0.001186	8.30	11.78	11.80	1.920	1062.8	3.180	
9	0.05938	0.02941	0.00040572	0.740	0.001247	8.73	11.80	11.83	2.160	1063.3	3.486	
10	0.06295	0.03092	0.00041090	0.776	0.001311	9.18	11.83	11.85	2.400	1063.7	3.795	
11	0.06618	0.03251	0.00041634	0.814	0.001379	9.65	11.86	11.88	2.640	1064.2	4.108	
12	0.06958	0.03418	0.00042206	0.854	0.001450	10.15	11.88	11.91	2.880	1064.6	4.424	
13	0.07309	0.03590	0.00042794	0.890	0.001523	10.66	11.91	11.93	3.120	1065.1	4.742	
14	0.07677	0.03771	0.00043410	0.939	0.001600	11.20	11.93	11.96	3.359	1065.5	5.064	
15	0.08067	0.03963	0.00044062	0.984	0.001682	11.77	11.96	11.99	3.599	1066.0	5.392	
16	0.08469	0.04160	0.00044732	1.031	0.001766	12.36	11.98	12.01	3.839	1066.4	5.722	
17	0.08895	0.04369	0.00045440	1.081	0.001855	12.99	12.00	12.04	4.079	1066.9	6.058	
18	0.09337	0.04586	0.00046174	1.132	0.001947	13.63	12.03	12.07	4.319	1067.3	6.397	
19	0.09797	0.04812	0.00046935	1.185	0.002043	14.30	12.06	12.09	4.559	1067.8	6.741	
20	0.1028	0.05050	0.00047747	1.242	0.002144	15.01	12.08	12.12	4.798	1068.2	7.088	
21	0.1078	0.05295	0.00048564	1.299	0.002250	15.75	12.11	12.15	5.038	1068.7	7.443	
22	0.1132	0.05560	0.00049419	1.361	0.002361	16.53	12.13	12.18	5.278	1069.1	7.802	
23	0.1186	0.05826	0.00050335	1.423	0.002476	17.33	12.16	12.20	5.518	1069.6	8.166	
24	0.1241	0.06111	0.00051276	1.489	0.002596	18.17	12.18	12.23	5.758	1070.0	8.536	
25	0.1301	0.06405	0.00052255	1.558	0.002722	19.05	12.21	12.26	5.998	1070.5	8.912	
26	0.1366	0.06710	0.00053278	1.629	0.002853	19.97	12.23	12.29	6.237	1070.9	9.292	
27	0.1432	0.07034	0.00054342	1.704	0.002991	20.94	12.26	12.32	6.477	1071.4	9.682	
28	0.1500	0.07368	0.00055445	1.781	0.003133	21.95	12.28	12.34	6.717	1071.8	10.075	
29	0.1571	0.07717	0.00056597	1.862	0.003283	22.99	12.31	12.37	6.957	1072.3	10.477	

Temp. °F	Presión del vapor saturado		Peso del vapor saturado				Volumen en pie <sup>3</sup> Barcon. 29.92 pie <sup>3</sup> de Hg			Entalpia por libra		
	Pulgadas de Hg	Lib/pie <sup>3</sup>	Por pie <sup>3</sup>		Por libra de aire seco		de una libra de aire seco	de una libra de aire seco + vapor para saturación	Aire seco Datum °F	Vapor Datum 32°F	Aire seco con vapor para saturación	
			Libras	Grmos	Libras	Grmos						
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
30	0.1665	0.08380	0.0012797	1.946	0.003439	24.07	12.33	12.40	7.397	1072.7	10.886	
31	0.1722	0.08458	0.0013043	2.033	0.003601	25.21	12.36	12.43	7.437	1073.2	11.502	
32	0.1808	0.08656	0.0013343	2.124	0.003771	26.40	12.38	12.46	7.677	1075.6	11.726	
33	0.1879	0.09220	0.0013447	2.203	0.003931	27.52	12.41	12.49	7.917	1074.1	12.139	
34	0.1927	0.09610	0.0013690	2.298	0.004094	28.66	12.43	12.51	8.157	1074.5	12.556	
35	0.20260	0.10000	0.001394	2.376	0.004262	29.83	12.46	12.54	8.397	1075.0	12.979	
36	0.21095	0.1041	0.001527	2.469	0.004428	31.07	12.48	12.57	8.636	1075.4	13.409	
37	0.22050	0.1083	0.001662	2.565	0.004618	32.33	12.51	12.60	8.876	1075.9	13.845	
38	0.22925	0.1126	0.001799	2.660	0.004803	33.62	12.53	12.63	9.116	1076.3	14.285	
39	0.23842	0.1171	0.001943	2.750	0.004996	34.97	12.56	12.66	9.356	1076.8	14.736	
40	0.24778	0.1217	0.002090	2.853	0.005194	36.36	12.59	12.69	9.596	1077.2	15.191	
41	0.25733	0.1265	0.002243	2.970	0.005401	37.80	12.61	12.72	9.836	1077.7	15.657	
42	0.26713	0.1315	0.002401	3.081	0.005616	39.31	12.63	12.75	10.08	1078.1	16.13	
43	0.27812	0.1367	0.002566	3.196	0.005840	40.89	12.66	12.78	10.32	1078.6	16.62	
44	0.28911	0.1420	0.002735	3.315	0.006069	42.48	12.69	12.81	10.56	1079.0	17.11	
45	0.30051	0.1475	0.002909	3.436	0.006306	44.14	12.71	12.84	10.80	1079.5	17.61	
46	0.31191	0.1532	0.003088	3.562	0.006553	45.87	12.74	12.87	11.04	1079.9	18.12	
47	0.32393	0.1591	0.003274	3.692	0.006808	47.66	12.76	12.90	11.28	1080.4	18.64	
48	0.33635	0.1652	0.003465	3.826	0.007072	49.50	12.79	12.93	11.52	1080.8	19.16	
49	0.34917	0.1715	0.003663	3.964	0.007345	51.42	12.81	12.96	11.76	1081.3	19.70	
50	0.36241	0.1780	0.003866	4.106	0.007626	53.38	12.84	12.99	12.00	1081.7	20.25	
51	0.37625	0.1848	0.004078	4.255	0.007921	55.45	12.86	13.02	12.23	1082.2	20.80	
52	0.39051	0.1918	0.004296	4.407	0.008226	57.58	12.89	13.06	12.47	1082.6	21.38	
53	0.40496	0.1889	0.004516	4.561	0.008534	59.74	12.91	13.09	12.71	1083.1	21.95	
54	0.42002	0.2063	0.004746	4.722	0.008856	61.99	12.94	13.12	12.95	1083.5	22.55	
55	0.43570	0.2140	0.004984	4.889	0.009192	64.34	12.96	13.15	13.19	1084.0	23.15	
56	0.45179	0.2219	0.005228	5.060	0.009536	66.75	12.99	13.19	13.43	1084.4	23.77	
57	0.46828	0.2300	0.005477	5.234	0.009890	69.23	13.01	13.22	13.67	1084.9	24.40	
58	0.48538	0.2384	0.005735	5.415	0.01026	71.82	13.04	13.25	13.91	1085.3	25.05	
59	0.50310	0.2471	0.006003	5.602	0.01064	74.48	13.06	13.29	14.15	1085.8	25.70	
60	0.52142	0.2561	0.006278	5.795	0.01103	77.21	13.09	13.32	14.39	1086.2	26.37	
61	0.54035	0.2654	0.006562	5.993	0.01144	80.08	13.11	13.35	14.63	1086.7	27.06	
62	0.55970	0.2749	0.006852	6.196	0.01186	83.02	13.14	13.39	14.87	1087.1	27.76	
63	0.57985	0.2848	0.007153	6.407	0.01229	86.03	13.16	13.42	15.11	1087.6	28.48	
64	0.60042	0.2949	0.007460	6.622	0.01274	89.13	13.19	13.46	15.35	1088.0	29.21	

Temp. °F	Presión del vapor saturado		Peso del vapor saturado				Volumen en pies <sup>3</sup> Barom. 29.92 pulg de Hg		Entalpia por libra		
	Pulgadas de Hg	Lib/pie <sup>3</sup>	Por pie <sup>3</sup>		Por libra de aire seco		de una libra de aire seco	de una libra de aire seco + vapor para saturación (9)	Aire seco Datum °F	Vapor Datum 32°F	Aire seco con vapor para saturación
			Libras	Granos	Libras	Granos					
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
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	0.66538	0.3273	0.0010440	7.305	0.01417	99.19	13.26	13.57	16.07	1089.4	31.51
68	0.68760	0.3388	0.0010816	7.571	0.01468	102.8	13.29	13.60	16.31	1089.8	32.31
69	0.71182	0.3506	0.0011140	7.798	0.01520	106.4	13.31	13.64	16.55	1090.3	33.12
70	0.73566	0.3628	0.0011507	8.055	0.01574	110.2	13.34	13.68	16.79	1090.7	33.95
71	0.76431	0.3754	0.0011884	8.319	0.01631	114.2	13.37	13.71	17.05	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	0.90298	0.4440	0.0013927	9.749	0.01938	135.7	13.49	13.91	18.23	1093.4	39.42
77	0.93152	0.4590	0.0014371	10.06	0.02005	140.4	13.52	13.95	18.47	1093.9	40.40
78	0.95988	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	12.40	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	1.2935	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	1.4231	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	14.02	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

Temp. °F	Presión del vapor saturado		Peso del vapor saturado				Volumen en pies <sup>3</sup> Barom. 29.92 pulg de Hg			Entalpia por libra		
	Pulgadas de Hg	Lib/pulg <sup>3</sup>	Por pie <sup>3</sup>		Por libra de aire seco		de una libra de aire seco	de una libra de aire seco + vapor para saturación	Aire seco Datum 0°F	Vapor Datum 32°F	Aire seco con vapor para saturación	
			Libras	Granos	Libras	Granos						
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
100	1.9316	0.9487	0.0028506	19.95	0.04293	300.5	14.10	15.07	24.00	1104.2	71.40	
101	1.9904	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	0.04725	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	
105	2.2414	1.1009	0.0032786	22.95	0.05037	352.6	14.22	15.37	25.20	1106.5	80.93	
106	2.3084	1.1338	0.0033715	23.60	0.05200	364.0	14.25	15.44	25.44	1106.9	83.00	
107	2.3770	1.1675	0.0034680	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	2.7456	1.350	0.0039729	27.81	0.06292	440.4	14.39	15.85	26.88	1109.6	96.70	
113	2.8230	1.389	0.0040816	28.57	0.06493	454.5	14.42	15.93	27.12	1110.1	99.20	
114	2.9014	1.429	0.0041911	29.34	0.06700	469.0	14.45	16.00	27.36	1110.5	101.76	
115	2.9919	1.470	0.0043047	30.13	0.06913	483.9	14.47	16.09	27.60	1111.0	104.40	
116	3.0744	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	31.78	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	0.0047846	33.49	0.07840	548.8	14.57	16.41	28.56	1112.8	115.83	
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	0.0050440	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	0.08882	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	152.06	
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	43.29	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	4.6441	2.281	0.006504	45.53	0.1143	800.1	14.88	17.61	31.45	1118.2	159.26	
132	4.7703	2.343	0.006671	46.70	0.1180	826.0	14.90	17.73	31.69	1118.6	163.68	
133	4.8986	2.406	0.006839	47.87	0.1218	852.6	14.93	17.85	31.93	1119.1	168.24	
134	5.0289	2.470	0.007010	49.07	0.1257	879.9	14.95	17.97	32.17	1119.5	172.89	

Temp. °F	Presión del vapor saturado		Peso del vapor saturado				Volumen en pies <sup>3</sup> Barom. 29.92 plg de Hg		Entalpia por libra		
	Pulgadas de Hg	Lb/plg <sup>3</sup>	Por pie <sup>3</sup>		Por libra de aire seco		de una libra de aire seco	de una libra de aire seco + vapor para saturación	Aire seco Datum 0°F	Vapor Datum 32°F	Aire seco con vapor para saturación
			Libras	Granos	Libras	Granos					
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
135	5.1633	2.536	0.007185	50.30	0.1297	907.9	14.98	18.10	32.41	1120.0	177.67
136	5.2997	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	5.8779	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	7.1993	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
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	81.54	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	9.4206	4.627	0.012634	88.44	0.2858	2,000.6	15.58	22.74	38.18	1130.8	361.36
160	9.6186	4.739	0.012919	90.43	0.2961	2,072.7	15.61	23.03	38.43	1132.2	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	94.55	0.3179	2,225.3	15.66	23.65	38.91	1132.1	398.80
163	10.361	5.089	0.013812	96.63	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

FUENTE. HERNANDEZ, EDUARDO (2008:ANEXO)

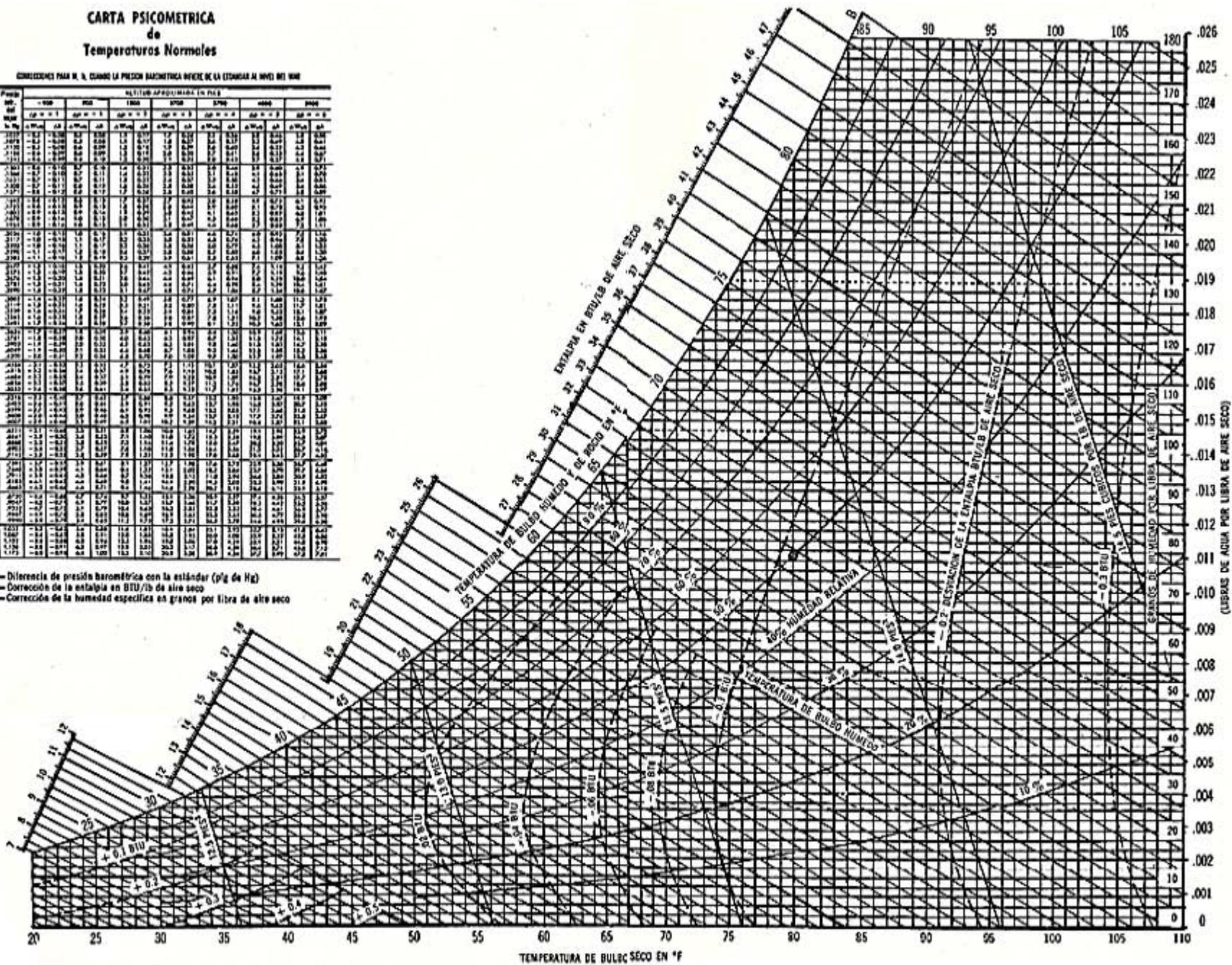
**ANEXO 2**  
**CARTA PSICOMETRICA**

# CARTA PSICOMETRICA de Temperaturas Normales

CORRECCIONES PARA H. A. CUANDO LA PRESION BAROMETRICA DIFIERE DE LA ESTANDAR AL NIVEL DEL MAR

Temperatura del Bulbo Seco en °F	CORRECCIONES PARA H. A. CUANDO LA PRESION BAROMETRICA DIFIERE DE LA ESTANDAR AL NIVEL DEL MAR											
	ESTADOS UNIDOS (INCHES DE MERCURIO)						METROS (MILIMETROS DE MERCURIO)					
	1000	900	800	700	600	500	1000	900	800	700	600	500
20	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
25	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
30	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
35	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
40	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
45	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
50	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
55	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
60	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
65	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
70	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
75	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
80	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
85	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
90	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
95	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
100	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
105	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
110	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

- △ P = Diferencia de presión barométrica con la estándar (p/a de Hg)
- △ A = Corrección de la entalpia en BTU/lb de aire seco
- △ W = Corrección de la humedad específica en granos por libra de aire seco



## **ANEXO 3**

Volumen de aire infiltrado por pie de ranura para diferentes tipos de ventanas y puertas

TIPO DE VENTANA O PUERTA	OBSERVACIONES	PIES <sup>3</sup> /MIN. POR PIE DE RANURA					
		VELOCIDAD DEL VIENTO (mph)					
		5	10	15	20	25	30
Ventana de doble hoja ó Guillotina (madera)	Ventana normal; sin protección especial incluyendo fugas a través del marco de madera	.12	.35	.65	.98	1.33	1.73
	Ídem; 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
	Ídem; con protección especial	.10	.32	.57	.85	1.18	1.53
Ventana 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	2.5	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
Puerta 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 de 1/4 " (pobre instalación)	6.4	13.0	19.0	26.0	32.0	38.0

Puerta normal de metal o madera	Buena construcción; sin protección especial	0.90	1.2	1.8	2.6	3.3	4.2
	Mala construcción; sin protección especial	0.90	2.3	3.7	5.2	6.6	8.4
Puertas de fabrica	1/8" de ranura	3.2	6.4	9.6	13.0	16.0	19.0

**OBTENIDA DE FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION; HERNDEZ GORIBAR Pág. 182**

## **ANEXO 4**

Volumen de aire infiltrado por pie<sup>2</sup> de superficie de ventana (invierno)

TIPO DE VENTANA	OBSERVACIONES	PIE <sup>3</sup> /MIN. POR PIE <sup>2</sup> DE SUP. DE VENTANA <sup>(1,2)</sup>									
		Velocidad del viento 15 millas/h <sup>(3)</sup>									
		VENTANAS PEQUEÑAS (aproximadamente 30* 72 plg)					VENTANAS GRANDES (aproximadamente 54* 96 plg)				
Ventanas de doble hoja o guillotina (madera)	Ventana normal, sin protección especial incluyendo fugas a través del marco de madera	0.85					0.53				
	Ídem; 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				
	Ídem; 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				
		PORCENTAJE VENTILADO <sup>(4)</sup>									
		0%	25%	33%	40%	45%	50%	60%	66%	75%	100%
Ventana metálica de guillotina	Ranuras de 1/16" (con fugas a través del marco)	0.65	1.44		1.98				2.9		5.2
	Ranuras de		0.7				1.10	1.4			

	3/64"(sin fugas a través del marco)		8					8			
	Ranuras de 1/32" (sin fugas a través del marco) (residencias)			0.56			0.98				1.26
	Ranuras de 1/32" (sin fugas a través del marco)					0.45			0.63	0.78	
Estructura tubular	Ventana con pivote vertical (con fugas a través del marco)	0.54	1.19		1.64				2.4		4.3

**Obtenida de fundamentos de aire acondicionado y refrigeración; herndez goribar pág. 182**

\* Recomendada para uso normal.

1.- Datos basados en la ASHAE, 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 se debe considerar similarmente al método de las ranuras.

3.- Para convertir a 10 millas/hora los valores de la tabla se multiplican por 0.60

4.- Porcentaje ventilado =  $\frac{\text{areadelapartemovildelaventana}}{\text{areatotaldelaventana}} \times 100$

## **ANEXO 5**

Volumen de aire por pie<sup>2</sup> de superficie de puertas (para invierno)

TIPO DE PUERTA	INFILTRACION	INFILTRACIÓN
	Pie <sup>3</sup> / min. por pie <sup>2</sup>	Pie <sup>3</sup> / min. por pie <sup>2</sup>
	Poco uso	Uso normal
Puerta de cristal; construcción normal 1/16" de ranura	9.0	20.0
Puerta normal de madera (3' X 7')	2.0	13.0
Puerta de garaje	4.0	9.0
Puertas de fábricas pequeñas	1.5	3.0

*De Modern Air Conditionig, and Ventilating, 3ª. Edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherne, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation. OBTENIDA DE FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION; HERNDEZ GORIBAR Pág. 183*

NOTAS:

- 1.- Para puertas en lados opuestos y en uso simultaneo, incremente un 25% de infiltración.
- 2.- Para puertas en lados adyacentes y en uso simultáneo no incremente la infiltración.
- 3.- Para edificios de varios pisos con el cuno de la escalera o elevador abierto incremente la infiltración de la siguiente manera:
  - Altura de 15 metros, añada el 20% de infiltración
  - Altura de 30 metros, añada el 35% de infiltración
  - Altura de60 metros, añada el 65% de infiltración
- 4.- Con puertas giratorias use el 35% de los valores de la tabla. ((Hernández, 2008:181-185)

## **ANEXO 6**

## Factores de infiltración para ventanas y puertas

VENTANAS Y PUERTAS EXTERIORES SIN SELLO ESPECIAL	
Cuartos con ventanas o puertas exteriores de un solo lado	0.017
Cuartos con ventanas o puertas exteriores en dos lados	0.027
Cuartos con ventanas o puertas exteriores en tres lados	0.036
Vestíbulos de entrada	0.036
Cuartos con varias ventanas en tres lados	0.054
VENTANAS Y PUERTAS EXTERIORES CON SELLO ESPECIAL	
Cuartos con ventanas o puertas exteriores de un solo lado	0.011
Cuartos con ventanas o puertas exteriores en dos lados	0.017
Cuartos con ventanas o puertas exteriores en tres lados	0.027
Vestíbulos de entrada	0.027
Cuartos con varias ventanas en tres lados	0.036

## **Anexo 7**

TABLA DE GANANCIA DE CALOR SOLAR A TRAVÉS DE CRISTALES

TABLA 2. GANANCIA DE CALOR SOLAR A TRAVES DE CRISTALES

0° Latitud Norte		BTU por hora por pie cuadrado												0° Latitud Sur			
TIEMPO SOLAR →	6 AM	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6 PM	← TIEMPO SOLAR			
TIEMPO LOCAL →														← TIEMPO LOCAL			
Epoca del año	Fachada del edificio													Fachada del edificio	Epoca del año		
JUN. 21	Norte	0	45	65	74	78	80	82	80	78	74	65	45	0	Sur	DIC. 22	
	Noreste	0	119	156	154	133	95	53	20	14	13	11	6	0	Suroeste		
	Este	0	116	147	135	93	43	14	14	14	13	11	6	0	Este		
	Sureste	0	37	42	27	15	14	14	14	14	13	11	6	0	Noreste		
	Sur	0	6	11	13	14	14	14	14	14	13	11	6	0	Norte		
	Suroeste	0	6	11	13	14	14	14	14	15	27	42	37	0	Noroeste		
	Oeste	0	6	11	13	14	14	14	43	93	135	147	116	0	Oeste		
	Noroeste	0	6	11	13	14	14	20	53	95	133	154	156	119	0		Suroeste
	Tragaluz plano	0	28	87	147	191	217	226	217	191	147	87	28	0	Tragaluz plano		
JUL. 23	Norte	0	37	54	61	65	66	67	66	65	61	54	37	0	Sur	ENE. 21	
	Noreste	0	118	153	150	124	86	43	16	14	13	11	6	0	Suroeste		
	Este	0	121	152	139	96	43	14	14	14	13	11	6	0	Este		
	Sureste	0	46	52	36	18	14	14	14	14	13	11	6	0	Noreste		
	Sur	0	6	11	13	14	14	14	14	14	13	11	6	0	Norte		
	Suroeste	0	6	11	13	14	14	14	14	18	36	52	46	0	Noroeste		
	Oeste	0	6	11	13	14	14	14	43	96	139	152	121	0	Oeste		
	Noroeste	0	6	11	13	14	14	20	43	86	124	150	153	118	0		Suroeste
	Tragaluz plano	0	29	91	151	195	223	233	223	195	151	91	29	0	Tragaluz plano		
AGO. 24	Norte	0	17	28	31	33	34	34	34	33	31	28	17	0	Sur	FEB. 20	
	Noreste	0	110	141	133	102	61	24	14	14	13	12	6	0	Suroeste		
	Este	0	129	163	148	103	46	14	14	14	13	12	6	0	Este		
	Sureste	0	67	79	65	35	15	14	14	14	13	12	6	0	Noreste		
	Sur	0	6	12	13	14	14	14	14	14	13	12	6	0	Norte		
	Suroeste	0	6	12	13	14	14	14	15	35	65	79	67	0	Noroeste		
	Oeste	0	6	12	13	14	14	14	46	103	148	163	129	0	Oeste		
	Noroeste	0	6	12	13	14	14	24	61	102	133	141	110	0	Suroeste		
	Tragaluz plano	0	31	97	150	206	234	245	234	206	150	97	31	0	Tragaluz plano		
SEPT. 22	Norte	0	6	12	13	14	14	14	14	14	13	12	6	0	Sur	MAR. 22	
	Noreste	0	95	118	101	68	31	14	14	14	13	12	6	0	Suroeste		
	Este	0	134	167	151	107	47	14	14	14	13	12	6	0	Este		
	Sureste	0	95	118	101	68	31	14	14	14	13	12	6	0	Noreste		
	Sur	0	6	12	13	14	14	14	14	14	13	12	6	0	Norte		
	Suroeste	0	6	12	13	14	14	14	31	68	101	118	95	0	Noroeste		
	Oeste	0	6	12	13	14	14	14	47	107	151	167	134	0	Oeste		
	Noroeste	0	6	12	13	14	14	14	31	68	101	118	95	0	Suroeste		
	Tragaluz plano	0	32	100	163	210	240	250	240	210	163	100	32	0	Tragaluz plano		
OCT. 23	Norte	0	6	12	13	14	14	14	14	14	13	12	6	0	Sur	ABR. 20	
	Noreste	0	67	79	65	35	15	14	14	14	13	12	6	0	Suroeste		
	Este	0	129	163	148	103	46	14	14	14	13	12	6	0	Este		
	Sureste	0	110	141	133	102	61	24	14	14	13	12	6	0	Noreste		
	Sur	0	17	28	31	33	34	34	34	33	31	28	17	0	Norte		
	Suroeste	0	6	12	13	14	14	24	61	102	133	141	110	0	Noroeste		
	Oeste	0	6	12	13	14	14	14	46	103	148	163	129	0	Oeste		
	Noroeste	0	6	12	13	14	14	14	15	35	65	79	67	0	Suroeste		
	Tragaluz plano	0	31	97	150	206	234	245	234	206	150	97	31	0	Tragaluz plano		
FEB. 20	Norte	0	6	11	13	14	14	14	14	14	13	11	6	0	Sur	AGO. 24	
	Noreste	0	46	52	36	18	14	14	14	14	13	11	6	0	Suroeste		
	Este	0	121	152	139	96	43	14	14	14	13	11	6	0	Este		
	Sureste	0	118	153	150	124	86	43	16	14	13	11	6	0	Noreste		
	Sur	0	37	54	61	65	66	67	66	65	61	54	37	0	Norte		
	Suroeste	0	6	11	13	14	16	43	86	124	150	153	118	0	Noroeste		
	Oeste	0	6	11	13	14	14	14	43	96	139	152	121	0	Oeste		
	Noroeste	0	6	11	13	14	14	14	18	36	52	46	0	Suroeste			
	Tragaluz plano	0	29	91	151	195	223	233	223	195	151	91	29	0	Tragaluz plano		
NOV. 21	Norte	0	6	11	13	14	14	14	14	14	13	11	6	0	Sur	MAY. 21	
	Noreste	0	37	42	27	15	14	14	14	14	13	11	6	0	Suroeste		
	Este	0	116	147	135	93	43	14	14	14	13	11	6	0	Este		
	Sureste	0	119	156	154	133	95	53	20	14	13	11	6	0	Noreste		
	Sur	0	45	65	74	78	80	82	80	78	74	65	45	0	Norte		
	Suroeste	0	6	11	13	14	20	53	95	133	154	156	119	0	Noroeste		
	Oeste	0	6	11	13	14	14	14	43	93	135	147	116	0	Oeste		
	Noroeste	0	6	11	13	14	14	14	14	15	27	42	37	0	Suroeste		
	Tragaluz plano	0	28	87	147	191	217	226	217	191	147	87	28	0	Tragaluz plano		
DIC. 22	Norte	0	6	11	13	14	14	14	14	14	13	11	6	0	Sur	JUN. 21	
	Noreste	0	37	42	27	15	14	14	14	14	13	11	6	0	Suroeste		
	Este	0	116	147	135	93	43	14	14	14	13	11	6	0	Este		
	Sureste	0	119	156	154	133	95	53	20	14	13	11	6	0	Noreste		
	Sur	0	45	65	74	78	80	82	80	78	74	65	45	0	Norte		
	Suroeste	0	6	11	13	14	20	53	95	133	154	156	119	0	Noroeste		
	Oeste	0	6	11	13	14	14	14	43	93	135	147	116	0	Oeste		
	Noroeste	0	6	11	13	14	14	14	14	15	27	42	37	0	Suroeste		
	Tragaluz plano	0	28	87	147	191	217	226	217	191	147	87	28	0	Tragaluz plano		

TABLA 2. GANANCIA DE CALOR SOLAR A TRAVES DE CRISTALES

10° Latitud Norte		BTU por hora por pie cuadrado												10° Latitud Sur		
TIEMPO SOLAR →		6 AM	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6 PM	← TIEMPO SOLAR	
TIEMPO LOCAL →															← TIEMPO LOCAL	
Epoca del año	Fachada del edificio														Fachada del edificio	Epoca del año
JUN. 21	Norte	19	44	50	45	44	43	41	43	44	45	50	44	2	Sur	DIC. 23
	Noreste	55	131	153	140	106	65	28	14	14	13	11	8	2	Suroeste	
	Este	54	134	155	139	98	41	14	14	14	13	11	8	2	Este	
	Suroeste	18	49	55	43	25	14	14	14	14	13	11	8	2	Noreste	
	Sur	2	8	11	13	14	14	14	14	14	13	11	8	2	Norte	
	Suroeste	2	8	8	13	14	14	14	14	25	43	55	49	18	Noreste	
	Oeste	2	8	8	13	14	14	14	41	98	139	155	134	54	Oeste	
	Noreste	2	8	8	13	14	18	28	65	106	140	153	131	55	Suroeste	
	Tragaluz plano	4	44	107	166	205	233	243	233	205	166	107	44	4	Tragaluz plano	
JUL. 23	Norte	5	34	39	35	33	31	30	31	33	35	39	34	5	Sur	ENE. 21
	Noreste	42	127	148	133	109	56	22	14	14	13	11	7	1	Suroeste	
	Este	50	135	158	142	98	43	14	14	14	13	11	7	1	Este	
	Suroeste	26	57	66	56	32	14	14	14	14	13	11	7	1	Noreste	
	Sur	1	7	11	13	14	14	14	14	14	13	11	7	1	Norte	
	Suroeste	1	7	11	13	14	14	14	14	32	56	66	57	26	Noreste	
	Oeste	1	7	11	13	14	14	14	43	98	142	158	135	50	Oeste	
	Noreste	1	7	11	13	14	14	22	56	109	133	148	127	42	Suroeste	
	Tragaluz plano	3	42	107	166	210	236	247	236	210	166	107	42	3	Tragaluz plano	
AGO. 24	Norte	1	15	16	15	15	14	14	14	15	15	16	15	1	Sur	FEB. 20
	Noreste	17	113	130	111	80	34	14	14	14	13	11	7	1	Suroeste	
	Este	25	138	163	149	104	46	14	14	14	13	11	7	1	Este	
	Suroeste	18	79	94	85	60	27	14	14	14	13	11	7	1	Noreste	
	Sur	1	7	11	13	14	14	14	14	14	13	11	7	1	Norte	
	Suroeste	1	7	11	13	14	14	14	27	60	85	94	79	18	Noreste	
	Oeste	1	7	11	13	14	14	14	46	80	149	163	138	25	Oeste	
	Noreste	1	7	11	13	14	14	14	34	15	111	130	113	17	Suroeste	
	Tragaluz plano	2	38	105	167	213	242	250	242	213	167	105	38	2	Tragaluz plano	
SEPT. 22	Norte	1	6	11	13	14	14	14	14	14	13	11	6	1	Sur	MAR. 22
	Noreste	1	89	103	80	45	17	14	14	14	13	11	6	1	Suroeste	
	Este	1	120	154	151	106	47	14	14	14	13	11	6	1	Este	
	Suroeste	1	97	127	122	94	56	21	14	14	13	11	6	1	Noreste	
	Sur	1	6	13	19	24	27	28	27	24	19	13	6	1	Norte	
	Suroeste	1	6	11	13	14	14	21	56	94	122	127	97	1	Noreste	
	Oeste	1	6	11	13	14	14	14	47	106	151	154	120	1	Oeste	
	Noreste	1	6	11	13	14	14	14	17	45	80	103	89	1	Suroeste	
	Tragaluz plano	1	31	97	160	207	235	247	235	207	160	97	31	1	Tragaluz plano	
OCT. 23	Norte	0	5	10	13	14	14	14	14	14	13	10	5	0	Sur	ABR. 20
	Noreste	0	58	66	44	28	14	14	14	14	13	10	5	0	Suroeste	
	Este	0	118	155	145	100	40	14	14	14	13	10	5	0	Este	
	Suroeste	0	103	147	149	123	81	46	18	14	13	10	5	0	Noreste	
	Sur	0	18	40	55	65	71	73	71	65	55	40	18	0	Norte	
	Suroeste	0	5	10	13	14	18	46	81	123	149	147	103	0	Noreste	
	Oeste	0	5	10	13	14	14	14	40	100	145	155	118	0	Oeste	
	Noreste	0	5	10	13	14	14	14	28	44	66	66	58	0	Suroeste	
	Tragaluz plano	0	22	85	139	193	220	230	220	193	139	85	22	0	Tragaluz plano	
NOV. 21	Norte	0	4	9	12	13	14	14	14	13	12	9	4	0	Sur	MAY. 21
	Noreste	0	27	37	17	13	14	14	14	13	12	9	4	0	Suroeste	
	Este	0	99	143	132	93	39	14	14	13	12	9	4	0	Este	
	Suroeste	0	99	153	161	146	109	70	31	17	12	9	4	0	Noreste	
	Sur	0	35	65	91	96	104	108	104	96	91	65	35	0	Norte	
	Suroeste	0	4	9	12	17	31	70	109	146	161	153	99	0	Noreste	
	Oeste	0	4	9	12	13	14	14	39	93	132	143	99	0	Oeste	
	Noreste	0	4	9	12	13	14	14	14	13	12	9	4	0	Suroeste	
	Tragaluz plano	0	17	62	131	175	202	210	202	175	131	62	17	0	Tragaluz plano	
DIC. 22	Norte	0	4	9	12	13	14	14	14	13	12	9	4	0	Sur	JUN. 21
	Noreste	0	15	28	17	13	14	14	14	13	12	9	4	0	Suroeste	
	Este	0	66	137	130	91	42	14	14	13	12	9	4	0	Este	
	Suroeste	0	99	154	163	149	121	79	36	23	12	9	4	0	Noreste	
	Sur	0	50	74	94	109	116	120	116	109	94	74	50	0	Norte	
	Suroeste	0	4	9	12	23	36	79	121	149	163	154	99	0	Noreste	
	Oeste	0	4	9	12	13	14	14	42	91	130	137	86	0	Oeste	
	Noreste	0	4	9	12	13	14	14	14	13	12	9	4	0	Suroeste	
	Tragaluz plano	0	14	66	120	167	193	202	193	167	120	66	14	0	Tragaluz plano	

TABLA 2. GANANCIA DE CALOR SOLAR A TRAVES DE CRISTALES

20°

20°

20° Latitud Norte		BTU por hora por pie cuadrado												20° Latitud Sur		
TIEMPO SOLAR →		6 AM	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6 PM	← TIEMPO SOLAR	
TIEMPO LOCAL →															← TIEMPO LOCAL	
Epoca del año	Fachada del edificio														Fachada del edificio	Epoca del año
JUN. 21	Norte	28	41	33	25	19	17	15	17	19	25	33	41	28	Sur	DIC. 22
	Noreste	61	154	144	122	83	38	15	14	14	14	12	9	3	Suroeste	
	Este	81	148	160	143	96	41	14	14	14	14	12	9	3	Este	
	Sureste	28	62	73	66	44	21	14	14	14	14	12	9	3	Noreste	
	Sur	3	9	12	14	14	14	14	14	14	14	12	9	3	Norte	
	Suroeste	3	9	12	14	14	14	14	21	44	66	73	62	28	Noroeste	
	Oeste	3	9	12	14	14	14	14	41	95	143	160	148	81	Oeste	
	Noroeste	3	9	12	14	14	14	15	38	83	122	144	154	81	Suroeste	
	Tragaluz plano	11	60	121	176	216	232	250	232	216	176	121	60	11	Tragaluz plano	
JUL. 23	Norte	20	28	23	17	15	14	14	14	15	17	23	28	20	Sur	ENE. 21
	Noreste	71	132	138	111	73	31	14	14	14	13	12	8	3	Suroeste	
	Este	75	146	163	145	99	46	14	14	14	13	12	8	3	Este	
	Sureste	31	70	85	79	57	29	14	14	14	13	12	8	3	Noreste	
	Sur	3	8	12	13	14	14	14	14	14	13	12	8	3	Norte	
	Suroeste	3	8	12	13	14	14	14	29	57	79	85	70	31	Noroeste	
	Oeste	3	8	12	13	14	14	14	46	99	145	163	146	75	Oeste	
	Noroeste	3	8	12	13	14	14	14	31	73	111	138	132	71	Suroeste	
	Tragaluz plano	8	55	118	175	216	240	251	240	216	175	118	55	8	Tragaluz plano	
AGO. 24	Norte	6	10	11	13	14	14	14	14	14	13	11	10	6	Sur	FEB. 20
	Noreste	45	111	118	89	50	18	14	14	14	13	11	7	2	Suroeste	
	Este	53	142	165	149	105	51	14	14	14	13	11	7	2	Este	
	Sureste	29	89	113	108	98	55	20	14	14	13	11	7	2	Noreste	
	Sur	2	7	11	14	20	24	25	24	20	14	11	7	2	Norte	
	Suroeste	2	7	11	13	14	14	20	55	98	108	113	89	29	Noroeste	
	Oeste	2	7	11	13	14	14	14	51	105	149	165	142	53	Oeste	
	Noroeste	2	7	11	13	14	14	14	18	50	89	118	111	45	Suroeste	
	Tragaluz plano	5	48	107	167	210	235	247	235	210	167	107	48	5	Tragaluz plano	
SEPT. 22	Norte	0	6	11	13	14	14	14	14	14	13	11	6	0	Sur	MAR. 22
	Noreste	0	83	87	59	22	14	14	14	14	13	11	6	0	Suroeste	
	Este	0	130	163	149	104	45	14	14	14	13	11	6	0	Este	
	Sureste	0	99	135	140	120	84	41	15	14	13	11	6	0	Noreste	
	Sur	0	8	22	38	52	63	65	63	52	38	22	8	0	Norte	
	Suroeste	0	6	11	13	14	15	41	84	120	140	136	99	0	Noroeste	
	Oeste	0	6	11	13	14	14	14	45	104	149	163	130	0	Oeste	
	Noroeste	0	6	11	13	14	14	14	14	22	59	87	83	0	Suroeste	
	Tragaluz plano	0	30	93	153	198	225	233	225	198	153	93	30	0	Tragaluz plano	
OCT. 23	Norte	0	4	9	12	13	14	14	14	13	12	9	4	0	Sur	ABR. 20
	Noreste	0	44	52	29	13	14	14	14	13	12	9	4	0	Suroeste	
	Este	0	99	147	141	100	49	14	14	13	12	9	4	0	Este	
	Sureste	0	91	145	160	149	119	74	27	13	12	9	4	0	Noreste	
	Sur	0	21	50	76	93	106	111	106	93	76	50	21	0	Norte	
	Suroeste	0	4	9	12	13	27	74	119	149	160	146	91	0	Noroeste	
	Oeste	0	4	9	12	13	14	14	49	100	141	147	99	0	Oeste	
	Noroeste	0	4	9	12	13	14	14	13	29	52	44	0	Suroeste		
	Tragaluz plano	0	18	68	127	171	196	208	196	171	127	68	18	0	Tragaluz plano	
NOV. 21	Norte	0	3	8	11	13	13	13	13	13	11	8	3	0	Sur	MAY. 21
	Noreste	0	24	26	14	13	13	13	13	13	11	8	3	0	Suroeste	
	Este	0	71	128	127	91	43	13	13	13	11	8	3	0	Este	
	Sureste	0	73	144	164	158	135	91	46	16	11	8	3	0	Noreste	
	Sur	0	28	69	100	123	136	141	136	123	100	69	28	0	Norte	
	Suroeste	0	3	8	11	16	46	91	135	158	164	144	73	0	Noroeste	
	Oeste	0	3	8	11	0	13	13	43	91	127	128	71	0	Oeste	
	Noroeste	0	3	8	11	0	13	13	13	13	14	26	24	0	Suroeste	
	Tragaluz plano	0	5	48	101	146	172	180	172	146	101	48	5	0	Tragaluz plano	
DIC. 22	Norte	0	2	7	11	12	13	13	13	12	11	7	2	0	Sur	JUN. 21
	Noreste	0	14	18	12	12	13	13	13	12	11	7	2	0	Suroeste	
	Este	0	56	118	121	85	34	13	13	12	11	7	2	0	Este	
	Sureste	0	59	139	167	159	134	97	60	20	11	7	2	0	Noreste	
	Sur	0	25	74	111	132	146	149	146	132	111	74	25	0	Norte	
	Suroeste	0	2	7	11	20	60	97	134	159	167	139	59	0	Noroeste	
	Oeste	0	2	7	11	12	13	13	34	85	121	118	56	0	Oeste	
	Noroeste	0	2	7	11	12	13	13	13	12	12	18	14	0	Suroeste	
	Tragaluz plano	0	4	36	92	135	161	170	161	135	92	36	4	0	Tragaluz plano	

TABLA 2. GANANCIA DE CALOR SOLAR A TRAVES DE CRISTALES

30°

30°

30° Latitud Norte		BTU por hora por pie cuadrado												30° Latitud Sur		
TIEMPO SOLAR →		6 AM	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6 PM	← TIEMPO SOLAR	
TIEMPO LOCAL →															← TIEMPO LOCAL	
Epoca del año	Fachada del edificio														Fachada del edificio	Epoca del año
JUN. 21	Norte	33	29	18	14	14	14	14	14	14	14	18	29	33	Sur	DIC. 22
	Noreste	105	139	130	97	55	19	14	14	14	14	12	10	5	Sureste	
	Este	108	156	161	143	98	44	14	14	14	14	12	10	5	Este	
	Sureste	42	75	90	90	73	44	17	14	14	14	12	10	5	Noreste	
	Sur	5	10	12	14	15	19	21	19	15	14	12	10	5	Norte	
	Suroeste	5	10	12	14	14	14	17	44	73	90	90	75	42	Noroeste	
	Oeste	5	10	12	14	14	14	14	44	98	143	161	156	108	Oeste	
	Noroeste	5	10	12	14	14	14	14	19	55	97	130	139	105	Suroeste	
	Tragaluz plano	19	61	131	180	217	240	250	240	217	180	131	61	19	Tragaluz plano	
JUL. 23 & MAY. 21	Norte	22	20	14	13	14	14	14	14	14	13	14	20	22	Sur	ENE. 21
	Noreste	93	131	123	89	46	16	14	14	14	13	12	9	4	Sureste	
	Este	100	155	164	145	99	44	14	14	14	13	12	9	4	Este	
	Sureste	42	82	100	100	83	53	22	14	14	13	12	9	4	Noreste	
	Sur	4	9	12	14	20	27	30	27	20	14	12	9	4	Norte	
	Suroeste	4	9	12	13	14	14	14	53	83	100	100	82	42	Noroeste	
	Oeste	4	9	12	13	14	14	14	44	99	145	164	155	100	Oeste	
	Noroeste	4	9	12	13	14	14	14	16	46	89	123	131	93	Suroeste	
	Tragaluz plano	15	66	123	176	214	236	246	236	214	176	123	66	15	Tragaluz plano	
AGO. 24  ABR. 20	Norte	6	8	11	13	13	14	14	14	13	13	11	8	6	Sur	FEB. 20
	Noreste	55	108	100	66	27	14	14	14	13	13	11	8	2	Sureste	
	Este	66	147	165	148	102	46	14	14	13	13	11	8	2	Este	
	Sureste	37	98	127	129	112	82	39	15	13	13	11	8	2	Noreste	
	Sur	2	8	13	27	47	56	63	58	47	27	13	8	2	Norte	
	Suroeste	2	8	11	13	13	15	39	82	112	129	129	98	37	Noroeste	
	Oeste	2	8	11	13	13	14	14	46	102	148	165	147	66	Oeste	
	Noroeste	2	8	11	13	13	14	14	14	27	66	100	108	55	Suroeste	
	Tragaluz plano	6	47	107	161	200	225	235	225	200	161	107	47	6	Tragaluz plano	
SEPT. 22  MAR. 22	Norte	0	5	10	12	13	14	14	14	13	12	10	5	0	Sur	MAR. 22
	Noreste	0	74	90	45	15	14	14	14	13	12	10	5	0	Sureste	
	Este	0	124	158	144	103	48	14	14	13	12	10	5	0	Este	
	Sureste	0	98	131	152	141	113	67	25	13	12	10	5	0	Noreste	
	Sur	0	9	18	60	82	98	105	98	82	60	18	9	0	Norte	
	Suroeste	0	5	10	12	13	25	67	113	141	152	131	98	0	Noroeste	
	Oeste	0	5	10	12	13	14	14	48	103	144	158	124	0	Oeste	
	Noroeste	0	5	10	12	13	14	14	14	15	40	90	74	0	Suroeste	
	Tragaluz plano	0	25	81	135	179	202	212	202	179	135	81	25	0	Tragaluz plano	
OCT. 23  FEB. 20	Norte	0	3	8	11	12	13	14	13	12	11	8	3	0	Sur	ABR. 20
	Noreste	0	33	39	18	12	13	14	13	12	11	8	3	0	Sureste	
	Este	0	79	135	132	94	43	14	13	12	11	8	3	0	Este	
	Sureste	0	73	142	163	159	136	92	47	15	11	8	3	0	Noreste	
	Sur	0	18	57	92	121	139	145	139	121	92	57	18	0	Norte	
	Suroeste	0	3	8	11	15	47	92	136	159	163	142	73	0	Noroeste	
	Oeste	0	3	8	11	12	13	14	43	94	132	135	79	0	Oeste	
	Noroeste	0	3	8	11	12	13	14	13	12	11	8	3	0	Suroeste	
	Tragaluz plano	0	6	49	100	143	171	179	171	143	100	49	6	0	Tragaluz plano	
NOV. 21  ENE. 21	Norte	0	1	6	9	11	12	12	12	11	9	6	1	0	Sur	MAY. 21
	Noreste	0	8	16	9	11	12	12	12	11	9	6	1	0	Sureste	
	Este	0	27	109	116	83	38	12	12	11	9	6	1	0	Este	
	Sureste	0	28	127	161	162	143	104	64	23	9	6	1	0	Noreste	
	Sur	0	10	68	109	137	154	159	154	137	109	68	10	0	Norte	
	Suroeste	0	1	6	9	23	64	104	143	162	161	127	28	0	Noroeste	
	Oeste	0	1	6	9	11	12	12	35	83	116	109	27	0	Oeste	
	Noroeste	0	1	6	9	11	12	12	12	11	9	6	1	0	Suroeste	
	Tragaluz plano	0	2	27	71	109	136	145	136	109	71	27	2	0	Tragaluz plano	
DIC. 22	Norte	0	0	4	9	11	12	12	12	11	9	4	0	0	Sur	JUN. 21
	Noreste	0	0	10	9	11	12	12	12	11	9	4	0	0	Sureste	
	Este	0	0	92	105	80	32	12	12	11	9	4	0	0	Este	
	Sureste	0	0	114	157	162	143	108	72	28	9	4	0	0	Noreste	
	Sur	0	0	64	113	142	159	163	159	142	113	64	0	0	Norte	
	Suroeste	0	0	4	9	28	72	108	143	162	157	114	0	0	Noroeste	
	Oeste	0	0	4	9	11	12	12	32	80	105	92	0	0	Oeste	
	Noroeste	0	0	4	9	11	12	12	12	11	9	4	0	0	Suroeste	
	Tragaluz plano	0	0	19	60	97	122	131	122	97	60	19	0	0	Tragaluz plano	

TABLA 2. GANANCIA DE CALOR SOLAR A TRAVES DE CRISTALES

40°

40°

40° Latitud Norte		BTU por hora por pie cuadrado												40° Latitud Sur			
TIEMPO SOLAR →		6 AM	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6 PM	← TIEMPO SOLAR		
TIEMPO LOCAL →															← TIEMPO LOCAL		
Epoca del año	Fachada del edificio														Fachada del edificio	Epoca del año	
JUN. 21	Norte	32	20	12	13	14	14	14	14	14	13	12	20	32	Sur	DIC. 22	
	Noreste	118	131	112	73	30	14	14	14	14	13	12	10	6	Sureste		
	Este	126	161	162	142	95	44	14	14	14	13	12	10	6	Este		
	Sureste	51	88	109	111	99	71	34	14	14	14	13	12	10	6		Noreste
	Sur	6	10	12	19	35	44	54	44	35	19	12	10	6	Norte		
	Suroeste	6	10	12	13	14	14	34	71	99	111	109	88	51	Noroeste		
	Oeste	6	10	12	13	14	14	14	44	95	142	162	161	126	Oeste		
	Noroeste	6	10	12	13	14	14	14	14	30	73	112	131	118	Suroeste		
	Tragaluz plano	31	82	134	179	210	232	237	232	210	179	134	82	31	Tragaluz plano		
JUL. 23	Norte	24	14	12	13	14	14	14	14	14	13	12	14	24	Sur	ENE. 21	
	Noreste	106	127	105	66	26	14	14	14	14	13	12	10	5	Sureste		
	Este	118	161	164	144	98	43	14	14	14	13	12	10	5	Este		
	Sureste	54	96	119	125	110	82	42	15	14	13	12	10	5	Noreste		
	Sur	5	10	13	26	44	63	69	63	44	26	13	10	5	Norte		
	Suroeste	5	10	12	13	14	15	42	82	110	125	119	96	54	Noroeste		
	Oeste	5	10	12	13	14	14	14	43	98	144	164	161	118	Oeste		
	Noroeste	5	10	12	13	14	14	14	26	66	105	127	106	Suroeste			
	Tragaluz plano	24	73	126	171	203	225	233	225	203	171	126	73	24	Tragaluz plano		
AGO. 24	Norte	7	8	11	13	14	14	14	14	14	13	11	8	7	Sur	FEB. 20	
	Noreste	68	82	82	46	14	14	14	14	14	13	11	8	3	Sureste		
	Este	84	147	162	145	101	45	14	14	14	13	11	8	3	Este		
	Sureste	48	105	138	146	139	107	66	25	14	13	11	8	3	Noreste		
	Sur	3	8	24	51	69	97	102	97	89	51	24	8	3	Norte		
	Suroeste	3	8	11	13	14	25	66	107	139	146	138	105	48	Noroeste		
	Oeste	3	8	11	13	14	14	14	45	101	145	162	147	84	Oeste		
	Noroeste	3	8	11	13	14	14	14	14	16	46	82	102	68	Suroeste		
	Tragaluz plano	9	47	100	150	185	205	214	205	185	150	100	47	9	Tragaluz plano		
SEPT. 22	Norte	0	5	9	12	13	13	14	13	13	12	9	5	0	Sur	MAR. 22	
	Noreste	0	51	58	26	13	13	14	13	13	12	9	5	0	Sureste		
	Este	0	116	149	139	99	45	14	13	13	12	9	5	0	Este		
	Sureste	0	95	144	162	157	133	90	41	14	12	9	5	0	Noreste		
	Sur	0	12	44	81	110	122	140	122	110	81	44	12	0	Norte		
	Suroeste	0	5	9	12	14	41	90	133	157	162	144	95	0	Noroeste		
	Oeste	0	5	9	12	13	13	14	45	99	139	149	116	0	Oeste		
	Noroeste	0	5	9	12	13	13	14	13	13	26	58	51	0	Suroeste		
	Tragaluz plano	0	21	67	124	153	176	183	176	153	124	67	21	0	Tragaluz plano		
OCT. 23	Norte	0	2	6	10	11	12	12	12	11	10	6	2	0	Sur	ABR. 20	
	Noreste	0	35	33	12	11	12	12	12	11	10	6	2	0	Sureste		
	Este	0	85	117	122	88	39	12	12	12	11	10	6	2	0		Este
	Sureste	0	81	132	161	163	144	107	63	20	10	6	2	0	Noreste		
	Sur	0	21	59	104	137	154	152	154	137	104	59	21	0	Norte		
	Suroeste	0	2	6	10	20	63	107	144	163	161	132	81	0	Noroeste		
	Oeste	0	2	6	10	11	12	12	39	88	122	117	85	0	Oeste		
	Noroeste	0	2	6	10	11	12	12	12	11	12	33	35	0	Suroeste		
	Tragaluz plano	0	8	29	64	101	123	129	123	101	64	29	8	0	Tragaluz plano		
NOV. 21	Norte	0	0	3	7	9	10	11	10	9	7	3	0	0	Sur	MAY. 21	
	Noreste	0	0	12	7	9	10	11	10	9	7	3	0	0	Sureste		
	Este	0	0	91	100	74	33	11	10	9	7	3	0	0	Este		
	Sureste	0	0	109	144	156	144	116	70	27	7	3	0	0	Noreste		
	Sur	0	0	59	104	139	158	158	139	104	59	0	0	0	Norte		
	Suroeste	0	0	3	7	27	70	116	144	156	144	109	0	0	Noroeste		
	Oeste	0	0	3	7	9	10	11	33	74	100	91	0	0	Oeste		
	Noroeste	0	0	3	7	9	10	11	10	9	7	3	0	0	Suroeste		
	Tragaluz plano	0	0	16	43	73	92	103	92	73	43	16	0	0	Tragaluz plano		
DIC. 22	Norte	0	0	2	6	9	10	10	10	9	6	2	0	0	Sur	JUN. 21	
	Noreste	0	0	7	6	9	10	10	10	9	6	2	0	0	Sureste		
	Este	0	0	72	86	68	31	10	10	9	6	2	0	0	Este		
	Sureste	0	0	88	134	148	142	115	73	30	7	2	0	0	Noreste		
	Sur	0	0	51	99	134	158	158	134	99	51	0	0	0	Norte		
	Suroeste	0	0	2	7	30	73	115	142	148	134	88	0	0	Noroeste		
	Oeste	0	0	2	6	9	10	10	31	68	86	72	0	0	Oeste		
	Noroeste	0	0	2	6	9	10	10	10	9	6	2	0	0	Suroeste		
	Tragaluz plano	0	0	8	32	55	76	85	76	55	32	8	0	0	Tragaluz plano		

TABLA 2. GANANCIA DE CALOR SOLAR A TRAVES DE CRISTALES

50°

50°

50° Latitud Norte		BTU por hora por pie cuadrado												50° Latitud Sur		
TIEMPO SOLAR →		6 AM	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6 PM	← TIEMPO SOLAR	
TIEMPO LOCAL →															← TIEMPO LOCAL	
Epoca del año	Fachada del edificio														Fachada del edificio	Epoca del año
JUN. 21	Norte	29	12	12	13	14	14	14	14	14	13	12	12	29	Sur	DIC. 22
	Noreste	126	125	94	50	16	14	14	14	14	13	12	10	8	Suroeste	
	Este	139	164	162	136	94	41	14	14	14	13	12	10	8	Este	
	Sureste	64	102	126	135	124	98	61	23	14	13	12	10	8	Noreste	
	Sur	8	10	16	39	68	87	93	87	68	39	16	10	8	Norte	
	Suroeste	8	10	12	13	14	23	61	98	124	135	126	102	64	Noroeste	
	Oeste	8	10	12	13	14	14	14	41	94	136	162	164	139	Oeste	
	Noroeste	8	10	12	13	14	14	14	16	50	94	125	126	102	Suroeste	
	Tragaluz plano	44	86	133	173	197	214	220	214	197	173	133	86	44	Tragaluz plano	
JUL. 23	Norte	21	11	12	13	14	14	14	14	14	13	12	11	21	Sur	ENE. 21
	Noreste	114	117	87	44	15	14	14	14	14	13	12	10	6	Suroeste	
	Este	131	161	163	141	96	41	14	14	14	13	12	10	6	Este	
	Sureste	65	107	134	143	136	109	70	26	14	13	12	10	6	Noreste	
MAY. 21	Sur	6	10	21	50	80	98	106	98	80	50	21	10	6	Norte	NOV. 21
	Suroeste	6	10	12	13	14	26	70	109	136	143	134	107	65	Noroeste	
	Oeste	6	10	12	13	14	14	14	43	96	141	163	161	131	Oeste	
	Noroeste	6	10	12	13	14	14	14	15	44	87	117	114	86	Suroeste	
	Tragaluz plano	33	75	119	159	188	205	211	205	188	159	119	75	33	Tragaluz plano	
AGO. 24	Norte	8	8	10	12	13	14	14	14	13	12	10	8	8	Sur	FEB. 20
	Noreste	76	94	70	31	13	14	14	14	13	12	10	8	4	Suroeste	
	Este	94	145	158	141	98	45	14	14	13	12	10	8	4	Este	
	Sureste	53	111	144	157	153	132	89	40	13	12	10	8	4	Noreste	
ABR. 20	Sur	4	9	36	73	105	130	138	130	105	73	36	9	4	Norte	OCT. 23
	Suroeste	4	8	10	12	13	40	89	132	153	157	144	111	53	Noroeste	
	Oeste	4	8	10	12	13	14	14	45	98	141	158	145	94	Oeste	
	Noroeste	4	8	10	12	13	14	14	13	31	70	94	76	53	Suroeste	
	Tragaluz plano	13	46	89	131	160	179	185	179	160	131	89	46	13	Tragaluz plano	
SEPT. 22	Norte	0	4	8	10	12	12	12	12	12	10	8	4	0	Sur	MAR. 22
	Noreste	0	58	46	16	12	12	12	12	12	10	8	4	0	Suroeste	
	Este	0	102	138	130	97	43	12	12	12	10	8	4	0	Este	
	Sureste	0	86	139	162	163	145	105	56	17	10	8	4	0	Noreste	
MAR. 22	Sur	0	11	51	93	131	150	158	150	131	93	51	11	0	Norte	SEPT. 22
	Suroeste	0	4	8	10	17	56	105	145	163	162	139	86	0	Noroeste	
	Oeste	0	4	8	10	12	12	12	43	93	130	138	102	0	Oeste	
	Noroeste	0	4	8	10	12	12	12	12	16	46	58	0	Suroeste		
	Tragaluz plano	0	15	49	88	118	140	148	140	118	88	49	15	0	Tragaluz plano	
OCT. 23	Norte	0	0	4	7	9	10	11	10	9	7	4	0	0	Sur	ABR. 20
	Noreste	0	29	20	7	9	10	11	10	9	7	4	0	0	Suroeste	
	Este	0	73	99	105	79	35	11	10	9	7	4	0	0	Este	
	Sureste	0	69	111	145	157	144	115	69	24	7	4	0	0	Noreste	
FEB. 20	Sur	0	17	53	99	137	157	167	157	137	99	53	17	0	Norte	AGO. 24
	Suroeste	0	0	4	7	24	69	115	144	157	145	111	69	0	Noroeste	
	Oeste	0	0	4	7	9	10	11	35	79	105	99	73	0	Oeste	
	Noroeste	0	0	4	7	9	10	11	10	9	7	20	29	0	Suroeste	
	Tragaluz plano	0	2	19	45	72	86	94	86	72	45	19	2	0	Tragaluz plano	
NOV. 21	Norte	0	0	1	4	6	8	9	8	6	4	1	0	0	Sur	MAY. 21
	Noreste	0	0	5	4	6	8	9	8	6	4	1	0	0	Suroeste	
	Este	0	0	51	64	57	28	9	8	6	4	1	0	0	Este	
	Sureste	0	0	62	95	127	127	107	67	21	4	1	0	0	Noreste	
ENE. 21	Sur	0	0	34	70	116	141	153	143	116	70	34	0	0	Norte	JUL. 23
	Suroeste	0	0	1	4	21	67	107	127	127	95	62	0	0	Noroeste	
	Oeste	0	0	1	4	6	8	9	28	57	64	51	0	0	Oeste	
	Noroeste	0	0	1	4	6	8	9	8	6	4	5	0	0	Suroeste	
	Tragaluz plano	0	0	4	13	30	47	53	47	30	13	4	0	0	Tragaluz plano	
DIC. 22	Norte	0	0	0	3	5	6	7	6	5	3	0	0	0	Sur	JUN. 21
	Noreste	0	0	0	3	5	6	7	6	5	3	0	0	0	Suroeste	
	Este	0	0	0	27	47	23	7	6	5	3	0	0	0	Este	
	Sureste	0	0	0	41	107	116	130	62	25	3	0	0	0	Noreste	
	Sur	0	0	0	31	99	131	141	131	99	31	0	0	0	Norte	
	Suroeste	0	0	0	3	25	62	100	116	107	41	0	0	0	Noroeste	
	Oeste	0	0	0	3	5	6	7	23	47	27	0	0	0	Oeste	
	Noroeste	0	0	0	3	5	6	7	6	5	3	0	0	0	Suroeste	
	Tragaluz plano	0	0	0	5	19	33	40	33	19	5	0	0	0	Tragaluz plano	

**ANEXO 8**  
**TABLA DE FACTORES DE CORRECCION.**

TABLA 3 Factores de corrección para diferentes tipos de dispositivos protectores contra la luz solar

Clases de vidrio	Factor para cristal sin sombra $f_1$	Persiana abierta a 45° (interior) $f_2$			Persiana abierta a 45° (exterior) $f_3$	
		Color claro	Color medio	Color obscuro	Color claro	Claro afuera, adentro obscuro
Vidrio común	1.00	.56	.65	.75	.15	.13
Placa regular de vidrio (1/4 de pulgada)	0.94	.56	.65	.74	.14	.12
Vidrio que absorbe color:						
40 % a 48 % de absorción	.80	.56	.62	.72	.16	.11
48 % a 56 % de absorción	.73	.53	.59	.63	.11	.10
56 % a 70 % de absorción	.62	.51	.54	.56	.10	.10
Vidrio doble:						
vidrio común	.90	.51	.61	.67	.14	.12
placa regular de vidrio	.80	.53	.59	.65	.12	.11
vidrio común adentro, 48 a 56 % absorción exterior	.52	.36	.39	.43	.10	.10
placa regular interior	.50	.39	.39	.43	.10	.10
Vidrio triple:						
vidrio común	.83	.48	.56	.64	.12	.11
placa regular	.69	.47	.52	.57	.10	.10
Vidrio pintado:						
color claro	.28					
color medio	.39					
color obscuro	.50					
Vidrio polarizado:						
color ámbar	.70					
rojo obscuro	.56					
azul obscuro	.60					
verde obscuro	.32					
verde grisáceo	.46					
opalescente claro	.43					
opalescente obscuro	.37					

**ANEXO 9**  
**CALOR PRODUCIDO POR PERSONAS**

Tabla 4. Calor producido por las personas. Fuente: La tabla siguiente fue obtenida del texto de Hernández, 2008:289.

Grado de actividad	Aplicación Típica	Relación metabólica de un hombre Adulto Btu/h	Grupo de personas			Promedio de la relación metabólica Btu/h	Temperaturas del cuarto (°F,BS)									
			% de composición del grupo				82 °F		80 °F		78 °F		75 °F		70 °F	
			hombre	mujer	niño		Btu/h		Btu/h		Btu/h		Btu/h		Btu/h	
			Sen s.	Lat .	Sen s.		Lat .	Sen s.	Lat .	Sen s.	Lat .	Sen s.	Lat .			
Sentado	Teatro	390	45	45	10	350	175	175	195	155	210	140	230	120	260	90
Sentado; trabajo ligero	Escuela	450	50	50	0	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Trabajo de oficina, actividad moderna	Oficinas, hoteles, departamentos	475	50	50	0	450	200	270	200	250	215	235	245	205	285	165
Parados; caminando o despacio	Tienda de ropa almacenes	550	10	70	20	450	200	270	200	250	215	280	245	205	285	165

Caminando; sentado, de pie, caminando o despacio.	Cafeterías, bancos	550	20	70	10												
		550	40	60	0	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210	
Trabajo sedentario	Restaurantes	500	50	50	0	550	190	360	220	330	240	310	280	270	320	230	
Trabajo ligero	Fabrica, trabajo ligero	800	60	40	0	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	285	
Baile moderado	Salas de baile	900	50	50	0	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450	
Caminando 3mph	Fábricas, trabajo algo pesado	1000	100	0	0	1000	270	730	300	700	330	670	380	620	460	540	

**ANEXO 10**  
**VENTILACION RECOMENDADA**

TABLA 6. Ventilación recomendada para diferentes lugares.

APLICACION		HUMO DE CIGARROS	Ft <sup>2</sup> /min. Por persona		Ft <sup>3</sup> /min. Mínimos de aire por ft <sup>2</sup> de techo.
			Recomendado	Mínimo	
Departamentos	Normales	Poco	20	15	-----
	De lujo	Poco	30	25	0.33
Bancos		Ocasional	10	7.5	-----
Peluquerías		Considerable	15	10	-----
Salones de belleza		Ocasional	10	7.5	-----
Bares		Mucho	30	25	-----
Corredores		-----	-----	-----	0.25
Sala de juntas		Excesivo	50	30	-----
Departamentos de tiendas		nada	7.5	5	0.05
Garajes		-----	-----	-----	1.0
Fabricas		Nada	10	7.5	0.10
Funerarias (salones)		Nada	10	7.5	-----
Cafetería		Considerable	10	7.5	-----
Hospitales	Quirófanos	Nada	----	-----	2.0
	Cuartos privados	Nada	30	25	0.33
	Salas de espera	Nada	20	15	-----
Habitaciones de hotel		Mucho	30	25	0.33
Cocinas	Restaurantes	-----	-----	-----	4.0

	Residencias	-----	-----	-----	2.0
Laboratorios		Poco	20	15	-----
Salones de reunión		Mucho	50	30	1.25
Oficinas	Generales	Poco	15	10	-----
	Privadas	Nada	25	15	0.25
	Privadas	Considerable	30	25	0.25
Restaurantes	Cafetería	Considerable	12	10	----
	Comedor	Considerable	15	12	----
Salones de clase		-----	-----	-----	-----
Teatros		Nada	7.5	5	---
Teatros		Poco	15	10	---
Tocadores		-----	-----	---	2.0

Fuente: Hernández, Eduardo (2008). Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración...Pág. 165.

**ANEXO 11**  
**CUESTIONARIO DE EXPLORACION**

CUESTIONARIO PARA IMPLEMENTAR UN SISTEMA DE AIRE  
ACONDICIONADO  
INSTRUCCIONES: SUBRAYA SOLO UN OPCION O MARCA CON UNA "X" SEGÚN  
SEA EL CASO

NOTA: NO TOMES ENCUESTA LOS BAÑOS

1) ¿Cuántas habitaciones tiene tu casa?

- a) 4                      b) 6                      c) 8                      d) 10                      e) 12

2) ¿De qué medidas son las habitaciones (largo, ancho y altura)?

- a) 4m x 4m x 2.5m                      b) 3m x 3m x 2.5m                      c) 4m x 3m x 2.5m

3) ¿Cuántas personas viven en tu casa?

- a) 4              b) 6              c) 8              d) 10              e) 12              f) 14              g) 16

4) ¿De qué materiales está construida tu casa?

- a) Tabique y concreto                      b) Madera                      c) Muros prefabricados

5) ¿Las habitaciones se comunican entre sí o están separadas por espacios abiertos (patios)?

Si ( )      No ( )

6) ¿De cuántos niveles es tu casa?

a) 1   b) 2   c) 3

7) ¿Estarías dispuesto a instalar un sistema de aire acondicionado en tu casa?

Si ( )      No ( )

8) ¿A cuánto ascienden los ingresos mensuales en tu hogar?

**ANEXO 12**  
**TABLA DE EQUIVALENCIAS**

**Aceleración**

1 cm/s <sup>2</sup>	=0.01 m/s <sup>2</sup>
	=0.03281 pie/s <sup>2</sup>
	=4.2520x10 <sup>7</sup> pie/h <sup>2</sup>
	=3.2808 pie/s <sup>2</sup>
1 mi/h·s	=1.467 pie/s <sup>2</sup>
1 pie/s <sup>2</sup>	=0.3048 m/s <sup>2</sup>
	=30.4878 cm/s <sup>2</sup>

**Área**

1 cm <sup>2</sup>	=0.155 plg <sup>2</sup>
1 m <sup>2</sup>	=1550 plg <sup>2</sup>
	=10.764 pie <sup>2</sup>
1 pie <sup>2</sup>	=144 plg <sup>2</sup>
	=0.0929 m <sup>2</sup>
1 plg <sup>2</sup>	=6.452 cm <sup>2</sup>

**Calor específico**

1 KJ/(Kg°K)	=2.3886x10 <sup>-4</sup> Btu/lb°F
	=0.23886 Kcal/Kg°C
	=102 Kg·m/Kg°C

**Densidad**

1 g/cm <sup>3</sup>	=1 Kg/L
	=62.428 lb <sub>m</sub> /pie <sup>3</sup>
	=10 <sup>3</sup> Kg/m <sup>3</sup>
1000 Kg <sub>m</sub> /m <sup>3</sup>	=62.428 lb <sub>m</sub> /pie <sup>3</sup>

**Energía y trabajo**

1 Btu	=252 cal.
	=778 pie·lbr
	=1055 J.
1 cal.	=4.1846 J.
	=4.129x10 <sup>-2</sup>
1 Erg	=1 Dina·cm
1 eV	=1.602x10 <sup>-19</sup> J.
1 J	=0.7375 pie·lbr
	=10 <sup>7</sup> Erg.
	=0.239 cal.
	=10 bar·cm <sup>3</sup>
	=0.624x10 <sup>19</sup> eV
	=9.4787x10 <sup>-4</sup> Btu.
1 Kcal.	=4.1846x10 <sup>3</sup> J.
	=3.97 Btu.
	=426.89 Kg·m.
1 KJ.	=0.94787 Btu.
	=737.6 pie·lbr
	=10 <sup>-2</sup> Bar·m <sup>3</sup>
1 KJ/Kg	=0.431 Btu/lb
1 KWh	=3.600x10 <sup>6</sup> J
	=3.6 MW.
1 pie·lbr	=1.356 J.
	=1.29x10 <sup>-3</sup> Btu.
	=3.24x10 <sup>-4</sup> Kcal.

**Fuerza**

1 Dina	=1 g·cm/s <sup>2</sup>
1 lbr	=4.4482 N.
	=4.448x10 <sup>5</sup> Dinas.
	=32.174 lb <sub>m</sub> ·pie/s <sup>2</sup>
1 N	=0.2248 lbr.
	=10 <sup>5</sup> Dinas.

**Gasto másico**

1 Kg/s	=7936.7 lb <sub>m</sub> /h.
--------	-----------------------------

**Gasto volumétrico**

1 m <sup>3</sup> /s	=1.27x10 <sup>3</sup> pie <sup>3</sup> /h
	=2.117x10 <sup>3</sup> pie <sup>3</sup> /min.
	=1.5854x10 <sup>4</sup> gal/min.

**Longitud**

1 Å	=10 <sup>-10</sup> m
	=10 <sup>-8</sup> cm
	=10 <sup>-1</sup> nm
1 Año luz	=9.461x10 <sup>15</sup> m.
1 cm.	=0.3937 plg.
	=1 femtómetro
1 fermi	=10 <sup>-15</sup> m.
1 Km	=0.6215 mi.
	=3280.51 pies.

1 m.	=1.0936 Yd.
	=39.37 plg.
	=3.280 pies.
	=6.2137x10 <sup>-4</sup> mi.
	=10 <sup>15</sup> fm
	=10 <sup>10</sup> Å
	=10 <sup>6</sup> μm.
	=10 <sup>9</sup> nm.
	=10 <sup>12</sup> pm.

1 mi.	=5280 pies.
	=1.609 Km.
	=1610 m.

1 mi.naut.(u.s)	=1.15 mi.
	=6078 pies.
	=1.852 Km.

1 Parsec	=3.26 Años Luz.
	=3.09x10 <sup>16</sup> m.
1 pie.	=30.4878 cm.
	=0.304878 m.

1 plg.	=2.54 cm.
	=0.0254 m.
1 Yd.	=91.44 cm

**Masa**

1 gr.	=2.2046x10 <sup>-3</sup> lb.
	=6.85x10 <sup>-5</sup> Slug.
1 Kg.	=2.205 lb.
	=0.0685 Slug.
1 lb.	=453.59 gr.
	=0.45359 Kg.
1 Onza	=0.02835 Kg.
	=28.35 gr.
1 Slug	=14.594 Kg.
	=32.1740 lb.
1 uma	=1.6605x10 <sup>-27</sup> Kg.

**Potencia**

1 Btu/h	=0.293 W.
1 Btu/s	=1.0550 KW.
	=0.252 Kcal/s
1 CV	=445 W.
	=75 Kg·m/s
1 Hp	=550 pie·lbr/s
	=33 000 pie·lbr/min.
	=76 Kg·m/s
	=746 W.
1 pie·lbr/s	=1.3558 W.
	=0.1382 Kg·m/s
1 KW	=1.3405 Hp.
1 W	=0.73756 pie·lbr/s
	=2.6552x10 <sup>3</sup> pie·lbr/h
	=3.4164 Btu/h
	=9.490x10 <sup>-4</sup> Btu/s.
	=1.3410x10 <sup>-3</sup> Hp.

**Presión**

1 Atmósfera	=14.696 lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup>
	=2117 lb <sub>f</sub> /pie <sup>2</sup>
	=2.12x10 <sup>3</sup> lb <sub>f</sub> /pie <sup>2</sup>
	=1.013x10 <sup>5</sup> Pa.
	=101.3 Kpa.
	=1.013x10 <sup>6</sup> Dinas/cm <sup>2</sup>
	=10336 Kg <sub>f</sub> /m <sup>2</sup>
	=1.0336 Kg <sub>f</sub> /cm <sup>2</sup>
	=1.013 Bars.
	=760 mmHg.
	=760 Torr.
	=76 cmHg.
	=1.03x10 <sup>4</sup> mmH <sub>2</sub> O(4°C)
	=1.01325x10 <sup>5</sup> N/m <sup>2</sup>
1 Bar.	=0.1 Mpa.
	=10 <sup>5</sup> Pa.
	=10 <sup>5</sup> N/m <sup>2</sup>
	=0.9869 Atm.
	=1.02 Kg <sub>f</sub> /cm <sup>2</sup>
1 dina/cm <sup>2</sup>	=0.1 N/m <sup>2</sup>
1 cmHg	=1.33x10 <sup>3</sup> N/m <sup>2</sup>

1 Kg <sub>f</sub> /cm <sup>2</sup>	=9.85x10 <sup>4</sup> N/m <sup>2</sup>
1 lb <sub>f</sub> /pie <sup>2</sup>	=47.8802 Pa.
	=4.8825 Kg <sub>f</sub> /m <sup>2</sup>
1 lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup>	=6.8947x10 <sup>3</sup> N/m <sup>2</sup>
	=68947 Pa.
	=0.07031 Kg <sub>f</sub> /cm <sup>2</sup>

1 mbar.	=0.402 PlgH <sub>2</sub> O
1 mmHg	=1 Torr.
	=133.3223 Pa.
	=133.3223 N/m <sup>2</sup>

1 mmH <sub>2</sub> O(4°C)	=9.81 N/m <sup>2</sup>
1 plgHg	=0.0334 Atm.
	=3.3768 Kpa.
	=0.491 lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup> a 32°F
	=33.768 mbars.
	=25.4 Torr.
	=0.0345 Kg <sub>f</sub> /cm <sup>2</sup>

1 Pa.	=1.4504x10 <sup>-4</sup> lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup>
	=0.20886 lb <sub>f</sub> /pie <sup>2</sup>
	=4.015x10 <sup>-3</sup> plgH <sub>2</sub> O
	=2.953x10 <sup>-4</sup> plgHg

1 Torr.	=1 mmHg
	=133 N/m <sup>2</sup>
	=1.933x10 <sup>-2</sup> lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup>

**Temperatura**

0°C	=32°F
	=273.15°K
100°C	=212°F
	=373.15°K
°C	=(5/9)(°F-32)
°F	=(9/5)(°C)+32
°K	=(°C+273.15)
°R	=°F+460

**Tiempo**

1 Año	=365.24 Días.
	=3.156x10 <sup>7</sup> s.

**Rapidez ó velocidad**

1 Km/h	=0.2778 m/s.
	=0.6214 mi/h.
1 Knot.	=1.151 mi/h
	=0.5144 m/s
1 m/s	=2.237 mi/h.
	=3.60 Km/h
	=3.2808 pies/s.
1 mi/h	=1.466 pies/s.
	=1.609 Km/h
	=0.4470 m/s
1 mi/min.	=60 mi/h.
	=88 pie/s
1 pie/s.	=0.3048 m/s
	=0.6818 mi/h

**Viscosidad**

1 Ctp	=1X10 <sup>-3</sup> Kg/m s.
-------	-----------------------------

**Viscosidad Cinemática**

1 Stoke	=1 Cm <sup>2</sup> /s.
---------	------------------------

**Volumen**

1 Galón	=3.7854 L.
1 L.	=0.03531 Pie <sup>3</sup>
	=0.2642 Gal.
	=61.025 plg <sup>3</sup>
	=10 <sup>3</sup> cm <sup>3</sup>
	=10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup>
	=1.057 qt.
1 m <sup>3</sup>	=6.1024x10 <sup>4</sup> Plg <sup>3</sup>
	=35.315 pie <sup>3</sup>
	=10 <sup>6</sup> cm <sup>3</sup>
	=10 <sup>3</sup> L
	=1.3080 Yd <sup>3</sup>
	=264.17 Gal. (USA)
1000 cm <sup>3</sup>	=10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup>
1 pie <sup>3</sup>	=0.02832 m <sup>3</sup>
	=28.32 L.
	=7.477 Gal.
1 Pulg <sup>3</sup>	=16.387 cm <sup>3</sup>

## BIBLIOGRAFÍA.

Libros:

CARRIER (2009). Manual de aire acondicionado. Marcombo,

González Conti. Historia del aire acondicionado. Consultado en: [http://www.elaireacondicionado.com/articulos/historia\\_aire\\_aondicionado.html](http://www.elaireacondicionado.com/articulos/historia_aire_aondicionado.html). El 13 de abril de 2010. A las 2:30 PM.

González Conti (2008) [www.radioredam.con.mx](http://www.radioredam.con.mx) consultado el 15 de marzo de 2008 a las 3:00 PM.

Hernández, Eduardo (2008) Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Limusa, México.

Manríquez José (2001) termodinámica, edit. Oxford university press.

Páginas de internen:

Wikipedia (2007) aire acondicionad. Consultado en:

[http://es.wikipedia.org/wiki/acondicionamiento\\_de\\_aire](http://es.wikipedia.org/wiki/acondicionamiento_de_aire) . El 15 de agosto del 2007 a las 10:30 A M.

-----[http://www.quecalor.com.mx/unidades\\_ventana.asp](http://www.quecalor.com.mx/unidades_ventana.asp). Consultado: 4 de enero del 2011 a las 11:00 AM.

-----<http://www.montermic.cl/index.php/aire-2/41-linea-residencial/100-equipos-de-ventana-anwo-9000-btuhr>. Consultado: 8 de enero del 2011 a las 12:00 AM.

-----<http://www.quecalor.com.mx/minisplits.asp>. Consultado: 7 de enero del 2011 a las 8:30 PM.

<http://www.montermic.cl/linea-comercial/equipos-multi-split.html>. Consultado: 9 de enero del 2011 a las 8:30 PM.