

Universidad Nacional Autónoma de México



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

Facultad de Estudios Superiores Aragón

“Acondicionamiento de Aire en el Centro de
Cómputo Número 1 de la Facultad de Estudios
Superiores Aragón “

T E S I S

Que para obtener el título de
Ingeniero Mecánico Electricista

P r e s e n t a :
Hector Enrique Sosa Alarcón

Asesora: Ing. Catarina Tafolla Rangel



México D. F.

Mayo de 2006



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.

Agradecimientos

A mis padres: Gracias por darme la oportunidad de existir y por apoyarme en todo momento para poder alcanzar mis metas en la vida, por darme una buena educación y valores, y animarme en los momentos difíciles.

A mis hermanas: Por hacerme ver mis errores cuando me equivoco, por ayudarme cuando las necesito, y por aguantarme.

A mis amigos: Por ser mis compañeros en este viaje por la vida, por hacerme pasar ratos muy agradables, por apoyarme y escucharme en todo momento.

A mi novia: Por ser tan dulce y tierna conmigo, y echarme porras para que me apure con mis obligaciones.

A la Universidad: Por darme la oportunidad de estudiar y de ser una persona más preparada, con más conocimientos para afrontar la vida.

Índice

	Página
Introducción	1
Objetivos	4
Objetivo general	4
Objetivo económico	6
Objetivo técnico	6
Objetivo ecológico	7
Justificación	7
1 Marco teórico	8
1.1 Composición del aire	8
1.2 Leyes que rigen el comportamiento del aire atmosférico	9
1.2.1 Primera ley de la termodinámica	9
1.2.2 Segunda ley de la termodinámica (forma de Clausius)	9
1.2.3 Ley de Boyle	9
1.2.4 Ley de Charles	9
1.2.5 Ley de Joule	9
1.2.6 Ley de Avogadro	10
1.2.7 Gas perfecto	10
1.2.8 Ley de Gibbs-Dalton	10
1.3 Definición de variables psicrométricas	12
1.3.1 Temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo (t_d y t_w)	12
1.3.2 Temperatura de rocío (t_w)	13
1.3.3 Temperatura de saturación adiabática	14
1.3.4 Calor específico (C_p)	15
1.3.5 Peso específico (W)	15
1.3.6 Presiones	16
1.3.7 Humedad absoluta o densidad (d_v)	17
1.3.8 Humedad relativa (H. R. ó ϕ)	17
1.3.9 Humedad específica o relación de humedad (W_s)	18
1.3.10 Volumen específico (v)	18
1.3.11 Entalpía del aire (h_a)	18
1.3.12 Calor sensible (Q_s)	19
1.3.13 Calor latente (Q_L)	19
1.3.14 Cálculo de la humedad agregada o retirada del aire	20
1.3.15 Cálculo del calor agregado o retirado del aire	20
1.4 Carta psicrométrica	20

1.4.1	Propiedades psicrométricas a diferentes altitudes	21
1.4.1.1	Corrección de la humedad específica (W_s)	21
1.4.1.2	Corrección de la entalpía (h)	22
1.4.1.3	Corrección del volumen específico (v)	22
1.4.1.4	Desviación de la entalpía	23
1.4.2	Cantidad y características del aire suministrado	23
1.4.2.1	Cantidad de aire necesaria	23
1.4.2.1.1	En invierno (calefacción)	23
1.4.2.1.2	En verano (refrigeración o enfriamiento)	23
1.4.2.2	Humedad	24
1.4.2.3	Factor de calor sensible	24
1.4.2.3.1	Factor de calor sensible en la carta psicrométrica	26
1.4.2.3.2	Interpretación	27
1.5	Procesos psicrométricos	28
1.5.1	Calentamiento	30
1.5.2	Enfriamiento	30
1.5.3	Calentamiento y humidificación	31
1.5.4	Enfriamiento y deshumidificación	32
1.5.5	Humidificación	32
1.5.5.1	Métodos de humidificación	33
1.5.6	Enfriamiento y Humidificación	34
1.5.7	Deshumidificación	34
1.5.8	Calentamiento y deshumidificación	35
1.6	Condiciones de comodidad	36
1.6.1	Factores que influyen en la comodidad	36
1.6.1.1	Temperatura del aire	36
1.6.1.2	Humedad del aire	37
1.6.1.3	Movimiento del aire	37
1.6.1.4	Pureza del aire	37
1.6.2	La sensación de comodidad	38
1.6.3	Carta de comodidad	39
1.6.4	Temperatura efectiva	40
1.6.4.1	Factores que determinan la temperatura efectiva	40
1.6.5	Condiciones críticas	42
1.6.6	Condiciones recomendables para diseñar en verano	42
1.6.7	Condiciones recomendables para diseñar en invierno	43
1.6.8	Condiciones de diseño para el movimiento de aire	43
2	Cálculo de la carga térmica	
2.1	Datos técnicos	44

2.1.1 Condiciones del aire exterior en el mes de mayo	45
2.1.2 Condiciones deseables del aire interior en una sala de computo	46
2.1.3 Medidas y orientación del centro de cómputo	46
2.1.4 Datos Observados en la inspección ocular	47
2.2 Tabla de datos leídos de la carta psicrométrica a la altura del nivel del mar	47
2.3 Cálculo de las condiciones para la altura de la Ciudad de México	48
2.3.1 Las condiciones del aire exterior	48
2.3.1.1 Humedad Específica local	48
2.3.1.2 Presión Barométrica local	48
2.3.1.3 Volumen específico local	49
2.3.1.4 Entalpía del aire local	49
2.3.2 Las condiciones del aire interior	49
2.3.2.1 Humedad Específica local	50
2.3.2.2 Volumen específico local	50
2.3.2.3 Entalpía del aire local	50
2.4 La cantidad de calor retirado del aire	51
2.5 Humedad específica retirada del aire	51
2.6 Tabla de datos ya recalculados para la altura de la Ciudad de México	51
2.7 Factor de calor sensible = F. C. S. ó R. H. S.	52
2.7.1 Calor sensible Q_s	52
2.7.2 Calor latente Q_L	52
2.7.3 Calor total q_T	52
2.7.4 Factor de calor sensible	53
2.8 Cálculo de la carga térmica	53
3 Sistema de Distribución del aire	
3.1 Introducción	74
3.1.1 Pared expuesta	74
3.1.2 Aspiración	74
3.1.3 Área libre	75
3.1.4 Unidades de velocidad del aire	75
3.1.5 Velocidad frontal	75
3.1.6 Volumen de aire	75
3.1.7 Velocidad terminal	76
3.1.8 Tiro	76
3.1.9 Dispersión	76

3.1.10 Caída	76
3.1.11 Presión estática	77
3.1.12 Presión de velocidad	77
3.1.13 Presión total	77
3.1.14 Decibeles	77
3.1.15 Registros	78
3.1.16 Difusores	78
3.1.17 Extractores	78
3.1.18 Control direccional	78
3.2 Cálculo del tamaño de los ductos	84
3.3 Diagramas de cómo sería como sería instalados los ductos	86
4 Costo del equipo e instalación	
4.1 Opción 1	89
4.2 Opción 2	90
4.3 Costo de la instalación de las opciones 1 y 2	91
4.4 Opción 3	93
4.5 Costo de la instalación de las opción 3	94
Conclusiones	
Resultados y Recomendaciones	95
Apéndice	97
Bibliografía	107

Introducción

El acondicionamiento del aire en un espacio determinado implica la creación y el mantenimiento de una atmósfera que tenga las condiciones de temperatura, humedad, circulación del aire y pureza, tales que se produzca un efecto deseado en los ocupantes del espacio o en los materiales que ahí se almacenan.

El avance tecnológico y la necesidad de crear ambientes de trabajo y de convivencia comfortable tanto en los trabajos, escuelas, casas habitación, negocios, etc. ha permitido al hombre desarrollar métodos de acondicionamiento de aire que permiten optimizar el uso de los recursos materiales y mejorar la productividad y el rendimiento de las personas.

El ser humano para poder rendir más debe de encontrarse en la atmósfera adecuada o de comodidad, este es un caso que no se presenta en la sala de cómputo número uno de la FES Aragón en la cual se carece de un adecuado sistema de aire acondicionado y de una adecuada ventilación, en época de calor como primavera y verano el calor es excesivo debido al calor que entra en la sala de cómputo proveniente del exterior, a esto debemos de sumar el calor que generan los equipos de cómputo y la iluminación, esta sala cuenta con 50 computadoras las cuales trabajan simultáneamente, y a esto se le suma el calor que desprenden las personas que están ocupando la sala, esta sala es ocupada para dar clases a grupos de diversas carreras, cuando esto sucede, en ocasiones dos personas utilizan el mismo equipo de cómputo a la vez, este numeroso grupo de gente produce mucho calor, en estas condiciones es difícil que una persona pueda sentirse cómodo o poner la atención debida a una clase.

Es un requisito que los equipos de cómputo por ser equipo delicado se mantengan ventilados con aire fresco para garantizar un mayor tiempo de vida y un adecuado funcionamiento, debido a que este equipo se encuentra encendido por periodo prolongados de tiempo dado que presta servicio a los dos turnos de la escuela y fue diseñado para dar servicio a una temperatura de 68 a 72 ° F

por lo que el empleo del aire acondicionado no constituye un lujo, sino una necesidad.

El mecanismo que regula el cuerpo humano permite conservar la temperatura del cuerpo a, aproximadamente 98.6 ° F (36.8 ° C) en promedio, siendo esta la temperatura normal del cuerpo humano. En la temporada de verano puede ser difícil la disipación de calor en el cuerpo humano debido a las temperaturas, por eso el objetivo del enfriamiento es proveer una atmósfera de comodidad que tenga tales características que los ocupantes de un espacio puedan, efectivamente, disipar suficiente calor que les permita el funcionamiento adecuado del proceso metabólico en sus cuerpos.

En este trabajo encontraremos los siguientes apartados :

- Objetivo : En el encontraremos los objetivos generales que se trataran de alcanzar con la realización de este trabajo, así como los objetivos particulares.

- Marco teórico: Se pueden ver los conceptos más importantes que debemos conocer y tomar en cuenta para lograr desarrollar un sistema de aire acondicionado así como las fórmulas más importantes que hay que conocer y datos necesarios para la correcta aplicación de las mismas, entre los conceptos encontraremos composición del aire, leyes de la psicrometría, condiciones de confort.

- Cálculos de la carga térmica: Se presenta todos los cálculos de los calores que afectan la sala de cómputo, las condiciones del aire exterior en la Ciudad de México, y las condiciones que requerimos en el interior de la sala de computo, así como el factor de calor sensible, todos estos datos nos sirven para determinar las características del equipo de aire acondicionado que es técnicamente adecuado para la sala de cómputo número 1 de la FES Aragón.

- Sistema de distribución del aire: Este capítulo ofrece una aproximación fundamental de cómo podría llegar a ser instalado un sistema de ductos para una unidad de enfriamiento. También define e ilustra los términos y los componentes que son comúnmente empleados en un sistema de manejo de aire.

- Costo del equipo e instalación : Aquí se ofrece un panorama de lo que costarían algunos posibles equipos que satisfacen los cálculos que obtuvimos así como lo que nos costaría su instalación de los mismos.

- Conclusión : En ella se dará la mejor opción así como la recomendación.

- Apéndice: Aquí encontramos las tablas y gráficas que fueron utilizadas para el desarrollo de todos los cálculos las cuales sirven de sustento de los mismo.

Objetivos

- Objetivo general:

Inicialmente se hará una revisión de los conceptos básicos del aire acondicionado en el marco teórico, dentro de estos conceptos manejarán características del aire, condiciones de confort, la carta psicrométrica, las leyes de la psicrométrica, los procesos psicrométricos dentro de los temas principales.

Posteriormente basándonos en las necesidades que tenemos de acondicionar el aire la sala de cómputo número uno se hará una visita de inspección en la cual obtendremos las características del aire exterior en la zona en que se encuentra ubicada la FES Aragón, teniendo en cuenta estos datos, veremos cuales son las condiciones del aire deseadas en el espacio a acondicionar, se tomarán y anotarán datos relativos a la sala de cómputo número 1 como son la orientación de la sala, las medidas, los materiales con los cuales están contruidos paredes, techo, piso y si se encuentran expuestos a la radiación solar. Se anotará el número, las medidas y los materiales en los que están fabricados puertas y ventanas, se verificará que estas se encuentren debidamente selladas o si tienen algún tipo de infiltración de aire del exterior, se indagará si las puertas se encuentran comúnmente cerradas o abiertas; se verificará el número de equipos que operan en este lugar y sus características de consumo de energía. Se tomará el dato del número y capacidad del alumbrado que es utilizado en la sala de cómputo, se indagará el número de personas que comúnmente ocupan el espacio.

Una vez que se tengan las características del aire exterior (temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo y humedad relativa) se calcularán las modificaciones en el volumen específico , humedad específica y la entalpía del aire para la altura de la ciudad de México haciendo uso de la carta psicrométrica y de su tabla de ajuste para las diversas alturas. Posteriormente calcularemos las condiciones del aire interior también para la altura de la ciudad de México teniendo como punto de partida las condiciones que deseamos que estén presentes en la sala de cómputo (temperatura de bulbo seco y

humedad relativa ideales para un centro de cómputo), y se calculará las modificaciones en el volumen específico, humedad específica y la entalpía del aire. Con base en los datos calculados del aire exterior e interior obtendremos el calor y la humedad que serán retirados para poder alcanzar las condiciones deseadas al interior de la sala de cómputo.

El siguiente paso será calcular el factor de calor sensible para obtenerlo usaremos la entalpía del aire exterior y la del aire interior con ellas llegaremos a los valores del calor sensible, calor latente, y calor total ya con estos datos ahora si podemos calcular el factor de calor sensible, este dato nos indica el proceso que debe realizar la unidad manejadora para alcanzar las condiciones ideales al interior de la sala de cómputo, si este valor es cercano o igual a uno nuestra unidad únicamente trabajara lo que es calefacción (solo se modificará la temperatura).

Ya en este momento conoceremos el proceso que debe de realizar nuestro equipo pero desconocemos la capacidad de enfriamiento que debe tener, para esto necesitaremos todos los datos que se recolectaron en la visita de inspección al centro de cómputo, calcularemos el calor ganado a través de las paredes, techo, piso, puertas, ventanas, el calor ganado por infiltración de aire procedente del exterior, el calor cedido por el producto que se maneja, el calor cedido por las personas que se encuentran en la sala de cómputo, el calor cedido por la iluminación, y el calor cedido por los equipos que operan.

Una vez conocidos todos los calores se sumarán, el resultado que obtendremos estará dado en [BTU / hr] y será pasado a [toneladas de refrigeración] a este valor le agregaremos un 10% de seguridad por margen de error, este valor nos indica la capacidad de refrigeración que deberá tener la unidad manejadora del aire.

Se usará el dato de volumen específico que se calculó en la parte de las condiciones del aire interior para obtener el peso del aire que se debe hacer circular al interior de la sala de cómputo.

Con base en el dato anterior se obtiene el flujo de aire que debe de hacerse circular al interior de la sala, con este dato de tablas podemos obtener las medidas de los ductos que deben de ser usados, en caso de que la unidad manejadora de aire que sea seleccionada los requiera y se hará un diagrama de como podrían ser colocados en la sala de cómputo.

Ya con todos los datos conocidos se hará una cotización con los posible equipos que podrían ser utilizados y que cumplen las características para alcanzar las condiciones deseables así como cuanto costaría la instalación de los mismos.

Una vez que conocemos las opciones de equipos, sus costos y sus características se harán recomendaciones analizando cual sería la opción más viable que se podría llegar a implementar en la sala de cómputo número uno de la FES Aragón. .

- Objetivo económico:

Se buscará presentar un panorama de lo que costaría acondicionar el aire de la sala de cómputo presentando algunas opciones, dando el costo del equipo así como lo que costaría su instalación.

Se seleccionarán unidades que cuiden el consumo de energía eléctrica .

Se buscará presentar cual sería la opción más económica pero que cumpla con las condiciones que se requieren.

- Objetivo técnico:

Se harán los cálculos para determinar las características que debe poseer el equipo de aire acondicionado para obtener la atmósfera deseada al interior de la sala como es la capacidad que debe de tener en toneladas de refrigeración.

Con el cálculo del factor de calor sensible veremos cual es el proceso que debe realizar la unidad manejadora para alcanzar los mejores resultados si debe de manejar la temperatura, la temperatura y la humedad, o más la humedad.

- **Objetivo ecológico:**

Las unidades que se propongan deben de ser amigables con el medio ambiente, esto quiere decir, deben de tener un consumo bajo de energía eléctrica y el gas refrigerante que utilice para enfriar debe ser lo menos contaminante posible por que algunos dañan la capa de ozono.

Justificación

Dentro de las razones por las cuales necesitamos implementar un sistema de acondicionamiento del aire tenemos los siguientes:

- En la sala de cómputo se cuenta con 50 computadoras las cuales desprenden mucho calor.
- Debido al calentamiento global nos enfrentamos a climas más extremos lo que significa veranos cada vez más calurosos.
- El espacio está ocupado comúnmente por un numeroso grupo de personas en el horario escolar e incluso se imparten materias en él.
- La sala no cuenta con ventilación adecuada.
- Para asegurar el adecuado funcionamiento y mantenimiento de los equipos de cómputo.
- La sala recibe en dos de sus paredes radiación solar directa, las cuales se encuentran orientadas en dirección este y oeste.

Capítulo 1

Marco teórico

1.1 Composición del aire

Antes de estudiar el acondicionamiento del aire, es necesario conocer sus características y propiedades.

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

	Volumen %	Peso %
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 %.

El aire contiene, normalmente, muchas impurezas, como gases, sólidos, polvos, etcétera, 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 contiene, por lo general:

GASES	%
Nitrógeno	78.03
Oxígeno	20.99
Argón	0.94
Bióxido de carbono	0.03
Hidrógeno	} 0.01
Xenón	
Kriptón	
Otros	

Impurezas en el aire

Humos de sulfuros, humos de ácidos, CO₂ , polvo , cenizas, minerales, vegetales, animales, microorganismos.

1.2 Leyes que rigen el comportamiento del aire atmosférico

1.2.1 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."

"La energía no puede crearse ni destruirse."

"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."

1.2.2 Segunda ley de la termodinámica (forma de Clausius)

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

1.2.3 Ley de Boyle

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

$$P_1 v_1 = P_2 v_2 = P_n v_n = \text{constante}$$

Donde:

P = Presión absoluta en [lb / pie²]

v = Volumen específico en [pies³ / lb]

1.2.4 Ley de Charles

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

1.2.5 Ley de Joule

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

1.2.6 Ley de Avogadro

"Iguales volúmenes de cualquier gas, a la misma presión y temperatura, tienen el mismo número de moléculas"

1.2.7 Gas perfecto

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

Según la ley de Boyle:

$$P_1 v_1 = P_2 v_2 = P_n v_n = \text{constante}$$

Como $T_1 = T_2$

$$\frac{P_1 v_1}{T_1} = \frac{P_2 v_2}{T_2} = \frac{P_n v_n}{T_n} = \text{constante } R$$

$Pv = RT..$

$$A \frac{P v}{T} \text{ se le llama la constante } R \left(\frac{\text{lb}}{\text{pie}^2}, \frac{\text{pies}^3}{\text{lb}}, \frac{1}{^\circ\text{R}} = \frac{\text{lb} \cdot \text{pie}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{R}} \right)$$

La constante R tiene un valor para cada gas.

Multiplicando ambos miembros de la ecuación por la masa de m libras de gas, se tiene:

$$P v m = m R T$$

Como

$$v m = V \text{ (} V \text{ en pies}^3 \text{)}$$

Por lo tanto,

$$P v = m R T$$

que se llama "ecuación característica de los gases perfectos".

1.2.8 Ley de Gibbs-Dalton

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

El vapor de agua en la atmósfera no se rige exactamente por las leyes que gobiernan los gases, pero son lo suficientemente aproximadas para usarlas en la práctica.

Las mezclas de vapor-aire se rigen prácticamente por la ley de Gibbs-Dalton.

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

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

$$P_b = P_N + P_o + P_v = P_a + P_v \dots$$

donde:

P_N - Presión parcial del nitrógeno.

P_o - Presión parcial del oxígeno.

P_v - Presión parcial del vapor de agua.

P_a - Presión parcial del aire seco.

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

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

1.3 Definición de variables psicrométricas

1.3.1 Temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo (t_d y t_w)

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.

La temperatura de bulbo húmedo indica la cantidad de calor total contenido en el aire y está 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 al termómetro, la evaporación es rápida y el descenso de temperatura es grande (relativamente). Por el contrario, si el aire está muy húmedo, la evaporación es lenta y, por lo tanto, la diferencia de temperatura entre el bulbo seco y el húmedo, es pequeña. Si el aire está saturado, no habrá evaporación ni bajará la temperatura.

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

El calor necesario para causar la evaporación de la manera descrita anteriormente, se toma del calor sensible que contiene el agua depositada en la gasa disminuyendo en temperatura. Durante el proceso de evaporación, el calor sensible se transforma en calor latente de vaporización, pero el calor total del sistema permanece igual y la temperatura del bulbo húmedo es constante. Al cambiar el calor sensible por el latente, no hay cambio en el calor total.

Si la evaporación continuara de la misma manera hasta saturar el aire, el proceso seguido se parecería al adiabático y la temperatura de bulbo seco del aire se reduciría hasta la de bulbo húmedo.

En condiciones de saturación:

BS = BH = T rocío

BS = bulbo seco

BH = bulbo humedo

Trocío = temperatura de rocío

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

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

1.3.2 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 está 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 quedará 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:

1. Enfriando poco a poco un recipiente que contenga aire, la temperatura a la que la condensación empieza a aparecer en las paredes del recipiente es la temperatura de rocío.

2. La temperatura de rocío se puede encontrar psicrométricamente partiendo de la temperatura de bulbo húmedo y de bulbo seco.

Características de la temperatura de rocío

- Medida de la humedad
- Temperatura a la cual se satura el aire
- Temperatura que no cambia sin cambiar la humedad
- Si se enfría por debajo de ésta, empieza la condensación
- Sólo se reduce disminuyendo vapor
- Sólo aumenta añadiendo vapor

1.3.3 Temperatura de saturación adiabática

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

La mínima temperatura a la cual el aire se puede enfriar es la temperatura de vaporización del agua conocida como temperatura de vaporización adiabática. Esta temperatura se alcanza cuando el aire se ha saturado totalmente.

El proceso de saturación adiabática se lleva a cabo, aproximadamente, haciendo pasar aire por un atomizador de agua muy fino, o bien, por medio de una caja larga llena de una gasa húmeda a través de la cual se hace pasar el aire. Después que el equilibrio se ha alcanzado, el calor latente se toma exclusivamente del aire y, por lo tanto, éste se enfría.

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

1.3.4 Calor específico (C_p)

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

Calor específico a presión constante:
 $C_p = 0.2415$ ó 0.24 Btu / lb °F

Para fines que requieren precisión:
 $C_p = 0.24112 + 0.000009 t$

Calor específico a volumen constante:
 $C_v = 0.1714$ [Btu / lb °F]

1.3.5 Peso específico (W)

Peso del aire seco:
 0.07496 [lb / pies³] (a 70 °F y 29.92 pulgadas de Hg)

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

Peso de la mezcla saturada:
 0.074239 lb / pies (70°F y 29.92 pulgadas de Hg)

Para encontrar el peso del aire a cualquier presión y tempera, 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:

$$W_2 = W_1 \frac{459.6 + t_1}{459.6 + t_2} \frac{P_2}{P_1}$$

donde:

$$W_2 = \text{peso a } t_2 \text{ y } P_2 \quad ; \quad W = \text{peso a } t_1 \text{ y } P_1$$

1.3.6 Presiones

P_s = Presión ejercida por el vapor de agua en el aire atmosférico [in Hg] a temperatura de bulbo seco

Ecuación de Carrier

$$P_s = P_w - \{ [(P_B - P_w) (t_d - t_w)] / [2800 - (1.3 t_w)] \}$$

Donde:

P_w = Presión parcial del vapor de agua en condiciones de saturación, leída a la temperatura de bulbo húmedo en la tabla de propiedades de la mezcla de aire con vapor de agua saturado de 0 a 164 °F, que se encuentra en el apéndice.

P_B = Presión Barométrica local:

A nivel del mar: 29.92 [in Hg]

Para otras alturas se utiliza la tabla de correcciones están localizadas en el margen izquierdo de la misma, y se el valor que indica esta tabla se resta al valor a nivel del mar.

t_w = temperatura de bulbo húmedo

t_d = temperatura de bulbo seco

P_d = Presión ejercida por el vapor de agua en el aire atmosférico, en condiciones de saturación a la temperatura de bulbo seco, en in Hg. Y lo encontramos en la tabla de propiedades de la mezcla de aire con vapor de agua saturado de 0 a 164 °F, que se encuentra en el apéndice.

La manera de obtener los valores en la tabla de propiedades de la mezcla de aire con vapor de agua saturado de 0 a 164 °F, que se encuentra en el apéndice es la siguiente:

Temperatura °F	Presión de vapor saturado
td	Pd
tw	Pw
t rocío	Ps

1.3.7 Humedad absoluta o densidad (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 sí lo está; estos datos los podemos encontrar en una tablas de aire-vapor (1 libra = 7,000 granos).

1.3.8 Humedad relativa (H. R. ó ϕ)

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.

$$H. R. = (P_s / P_d) * 100 \% =$$

En donde:

$P_s = [\text{in Hg}]$

$P_d = [\text{in Hg}]$

H. R. = [% de humedad relativa]

La humedad relativa se puede aumentar disminuir de las siguientes formas:

1) Reduciendo o aumentando la temperatura, sin variar la humedad absoluta.

2) Aumentando o disminuyendo la humedad absoluta sin variar la temperatura.

1.3.9 Humedad específica o relación de humedad (W s)

El peso de vapor de agua expresado en libras o granos por libra de aire seco se llama humedad específica; se representa como W_s cuando la mezcla no está saturada, y como W_d cuando sí lo está; su valor se encuentra en una tablas aire-vapor a diferentes presiones o temperaturas.

$$W_s = 0.622 * [P_s / (P_B - P_s)]$$
$$W_s = [\text{lb de vapor de agua} / \text{lb de aire seco}]$$

Otra forma de calcular la humedad específica es:

$$W_s = 4354 * [P_s / (P_B - P_s)]$$
$$W_s = [\text{granos de vapor de agua} / \text{lb de aire seco}]$$

$$1 \text{ lb} = 7000 \text{ granos}$$

1.3.10 Volumen específico (v)

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

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

Lo podemos calcular de la siguiente manera:

$$v = \{ [0.754 * (t_d + 460)] / P_B \} * [1 + (W_s / 4360)]$$

$$v = [\text{ft}^3 / \text{lb}] , \quad W_s = [\text{granos}] , \quad P_B = [\text{in Hg}] , \quad t_d = [\text{°F}]$$

1.3.11 Entalpía del aire (h a)

La entalpía total del aire húmedo es igual a la suma de la entalpía del aire seco, más la entalpía del vapor de agua contenido en la mezcla o también a la suma del calor sensible con el calor latente.

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

$$h_a = \text{entalpía del aire [Btu / lb]}$$

1.3.12 Calor sensible (Q_s)

Es la cantidad de energía que se requiere por unidad de masa para cambiar la temperatura de una sustancia.

$$Q_s = (C_p) * (t_d) = [\text{Btu / lb}]$$

C_p = calor específico del aire

$$C_p = 0.24 [\text{Btu / lb } ^\circ\text{F}] = 0.29 [\text{Kcal / Kg } ^\circ\text{C}]$$

$$t_d = [^\circ\text{F}]$$

1.3.13 Calor latente (Q_L)

El calor latente es un termino que representa una cantidad de energía que se aplica por unidad de masa para cambiar de fase, también lo podemos considerar como un cambio en la humedad específica del aire.

$$Q_L = (W_s) * (h_v) = [\text{Btu / lb}]$$

W_s = humedad específica = [lb de vapor de agua / lb de aire seco]

h_v = Entalpía de vaporización leída a la temperatura de bulbo seco en la tabla de propiedades de la mezcla de aire con vapor de agua saturado de 0 a 164 °F, que se encuentra en el apéndice.

$$h_v = [\text{Btu / lb}]$$

El calor total contenido en el vapor de agua a varias temperaturas se encuentra tabulado en las tablas de propiedades de vapor de agua y aire a bajas presiones, y debe tomarse en cuenta que en este caso el calor tabulado es el calor total (entalpía total), o sea el calor del agua más el calor latente de vaporización.

1.3.14 Cálculo de la humedad agregada o retirada del aire

humedad agregada = $W_s \text{ salida} - W_s \text{ entrada}$

humedad retirada = $W_s \text{ entrada} - W_s \text{ salida}$

1.3.15 Cálculo del calor agregado o retirado del aire

Calor agregado = $h_a \text{ salida} - h_a \text{ entrada} = [\text{Btu} / \text{lb}]$

Calor retirado = $h_a \text{ entrada} - h_a \text{ salida} = [\text{Btu} / \text{lb}]$

1.4 Carta psicrométrica

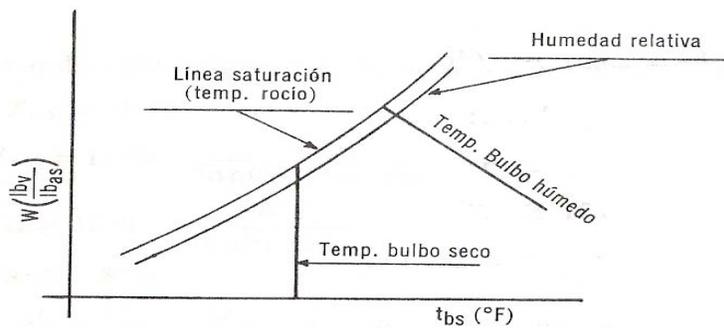
La carta psicrométrica es la representación gráfica de las tablas y, con ella se pueden analizar gráficamente las propiedades psicrométricas y se facilita la solución de diferentes problemas.

La carta muestra, básicamente, la relación entre las cinco siguientes propiedades del aire.

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

Cuando se conocen dos de estas propiedades, las demás se encuentran con toda facilidad.

La carta parte de la línea de saturación, o sea, a cada temperatura de bulbo seco corresponde cierta cantidad de humedad para que haya saturación; por lo tanto, si en las abscisas se representan las ordenadas las humedades específicas, la línea de saturación tiene la forma mostrada en la figura.



Carta psicrométrica.

Figura 1

1.4.1 Propiedades psicrométricas a diferentes altitudes

La mayoría de las cartas psicrométricas se han hecho para la presión barométrica, al nivel del mar, $P_b = 29.92$ plg Hg, sin embargo, hay cartas especiales para ciertos lugares específicos que se encuentran a diferentes altitudes, como la carta para 7,500 pies de altitud de la ciudad de México.

Cuando se requiere hacer cálculos psicrométricos de un lugar cuya altitud es considerable y no se cuenta con una carta especial, se usa la carta estándar al nivel del mar, haciendo las correspondientes correcciones de humedad específica, entalpía y volumen.

La carta psicrométrica estándar contiene las tablas necesarias para poder hacer dichas correcciones; por lo general, estas tablas de correcciones están localizadas en el margen izquierdo de la misma.

1.4.1.1 Corrección de la humedad específica (W_s)

Para obtener la corrección de la humedad específica se usa la tabla de correcciones que se muestra en el margen izquierdo superior de la carta psicrométrica. En las abscisas se entra con la altitud en pies o bien con la diferencia de presiones ΔP en plg de Hg, entre la presión barométrica del lugar y la del nivel del mar, y en las ordenadas con la temperatura de bulbo húmedo, la lectura

correspondiente es la corrección $\Delta W'v$. Este valor leído en la tabla debe reducirse en un 1 % por cada 24 ° F de diferencia entre la temperatura de bulbo seco y la de bulbo húmedo, o sea que la corrección final $\Delta W v$, será:

$$\Delta W s = \Delta W s' [1 - 0.01 ((t d - t w) / 24)]$$

donde:

$\Delta W s$ - Corrección total de la humedad específica en granos por lb de aire seco.

$\Delta W s'$ - Corrección tabulada en la tabla de la humedad específica en granos / lb de aire seco.

$t d$ - temperatura de bulbo seco en °F

$t w$ - temperatura de bulbo húmedo en °F

1.4.1.2 Corrección de la entalpía (h)

Usando la tabla de correcciones que se encuentra en la parte superior izquierda la carta psicrométrica podemos leer el valor para la altitud que deseamos de la misma manera que se explicó al hablar de la corrección de humedad específica, se encuentra la corrección de la entalpía " $\Delta h a$ ".

$$h a \text{ local} = h a \text{ carta normal} + \Delta h a$$

1.4.1.3 Corrección del volumen específico (v)

El volumen específico de la mezcla aire vapor, basándose en la ecuación de los gases y en la ecuación de la humedad específica en función de la presión parcial puede encontrarse con la siguiente expresión:

$$v = \frac{0.754 (t d + 460)}{P_b} \left(1 + \frac{W s'}{4360} \right)$$

Donde

v - volumen de una libra de mezcla en pies³

$t d$ - temperatura de bulbo seco en °F

$P b$ - Presión barométrica en plg de Hg

$W s'$ - humedad específica en granos / lb de aire seco.

1.4.1.4 Desviación de la entalpía

La entalpía no es del todo constante a temperaturas de saturación adiabáticas constantes (o a temperatura de bulbo húmedo), sino que aumenta ligeramente cuando se aproxima a la saturación.

En las cartas se muestran las entalpías del aire saturado a distintas temperaturas; en varias se muestran también las curvas de “desviación” para condiciones no saturadas.

La desviación sólo se usa cuando se requieren valores muy precisos, pero en problemas prácticos de ingeniería suele omitirse sin que los resultados varíen significativamente.

1.4.2 Cantidad y características del aire suministrado

1.4.2.1 Cantidad de aire necesaria

1.4.2.1.1 En invierno (calefacción)

Cuando un espacio se requiere calentar a una temperatura t interior (temperatura que requiere el espacio), el aire que suministra debe tener una temperatura mayor, con objeto de que al enfriarse hasta t interior, proporcione el calor suficiente para compensar las fugas de calor que se originan por conducción a través de pisos, techos y muros, por infiltraciones, etc.

Mientras mayor sea la temperatura de entrada del aire (t exterior), menor cantidad de aire se requerirá, esto depende de varios factores como son las dimensiones del espacio, la altura de techos, actividad de los ocupantes, etc.

En muchos casos la cantidad de aire se acostumbra dar en [pies³ / min]

1.4.2.1.2 En verano (refrigeración o enfriamiento)

De manera similar que en el caso anterior, cuando se requiere enfriar un espacio, el aire de suministro debe tener una temperatura menor que la del espacio por acondicionar, de tal

modo que la ganancia de calor del aire sea igual a la ganancia de calor del espacio, la cual se deberá, por ejemplo al calor conducido a través de techos, pisos o paredes, calor debido a personas, calor debido a infiltraciones, etc.

1.4.2.2 Humedad

Para mantener constante la humedad de un espacio acondicionado, es necesario absorber en alguna forma la humedad que por diversas circunstancias se está liberando, por ejemplo, el cuerpo humano libera humedad, luego en un salón donde hay varias personas se está liberando una cantidad relativamente considerable de humedad, la cual para mantener una humedad constante dentro del salón, es necesario absorberla y desalojarla.

Lo anterior se lleva a cabo introduciendo al espacio por acondicionar, aire deshumidificado, que precisamente se humidifica con la humedad liberada en dicho espacio.

Cuando el aire suministrado empieza a absorber humedad, aumenta su temperatura de rocío por lo que la temperatura de rocío del aire suministrado deberá ser menor que la temperatura de rocío que debe mantenerse en el espacio por acondicionar.

1.4.2.3 Factor de calor sensible

Generalidades

La carga total de refrigeración está representada por la suma de la carga de refrigeración sensible y la carga de refrigeración latente.

Existe un término llamado "factor de calor sensible" que relaciona la ganancia de calor sensible y la de calor latente.

$$F. C. S. = \frac{Q_s}{Q_s + Q_L} = \frac{Q_s}{Q_t}$$

Si suponemos que la ganancia de calor latente es cero, el factor de calor sensible valdrá uno, y de otra manera, si se diera el caso de que la única ganancia fuera de humedad y el calor sensible fuera nulo, el factor de calor sensible sería igual a cero; en otras palabras, cuando existen las dos cargas que es el caso normal en verano, el factor de calor sensible varía entre 0 y 1.

En la práctica, cuando se trata de acondicionar el aire en lugares pequeños tales como residencias, pequeños comercios, etc., se asume que la ganancia de calor latente es la tercera parte del calor sensible, o sea que el factor de calor sensible es igual a 0.75.

$$F. C. S. = \frac{1}{1 + 1/3} = 0.75$$

Este valor de 0.75 es razonable para usarlo en los casos que se mencionaron, sin embargo, hay ocasiones en que el factor de calor sensible varía desde 0.60 a 0.95, dependiendo de las condiciones de humedad. En realidad, el factor de calor sensible varía hora a hora, dependiendo, entre otras cosas, de la cantidad de personas que pueda haber en un momento dado, humedad del ambiente, etcétera.

Cuando se trata de instalaciones industriales o bien instalaciones de mayor importancia y capacidad, como serían comercios, hoteles, hospitales, etc., la ganancia de calor latente debe calcularse separadamente y así obtener el factor de calor sensible.

Los valores obtenidos de factor de calor sensible, son de gran importancia para la selección del equipo acondicionador, y como se verá posteriormente, son también de gran ayuda para determinar las características del aire de suministro.

La ganancia de calor sensible, como ya se estudió, tiene un valor de:

$$Q_s = (C_p) * (t_d) = [\text{btu} / \text{lb}]$$

Por otro lado, el calor total removido que es la suma del calor sensible, más el calor latente, se puede expresar con la siguiente fórmula:

$$Q_L = (W_s) * (h_v) = [\text{btu} / \text{lb}]$$

$$Q_T = Q_s + Q_L$$

1.4.2.3.1 Factor de calor sensible en la carta psicrométrica.

Para encontrar el factor de calor sensible en un proceso en el que el aire de suministro de características "A" se calienta y humidifica hasta una condición "B" con ayuda de la carta psicrométrica, se hace de la siguiente manera:

Se necesita trazar una línea paralela a A-B, que pase por el punto de referencia de factor de calor sensible "O" de la carta (80 ° F, $\phi = 50 \%$), y prolongarla hasta la escala de F. C. S. en donde se lee el valor directamente.

De la misma manera, cuando se requiere conocer la característica del aire de suministro "A" conociendo el factor de calor sensible, se traza la línea que une el punto de referencia con la escala de F. C. S. , se lleva una paralela de esta línea al punto que represente la condición del aire interior "B", y las características del aire de suministro estarán sobre esta paralela, conociendo ya sea la temperatura de bulbo seco, la humedad u otra propiedad, se encuentra exactamente el punto A.

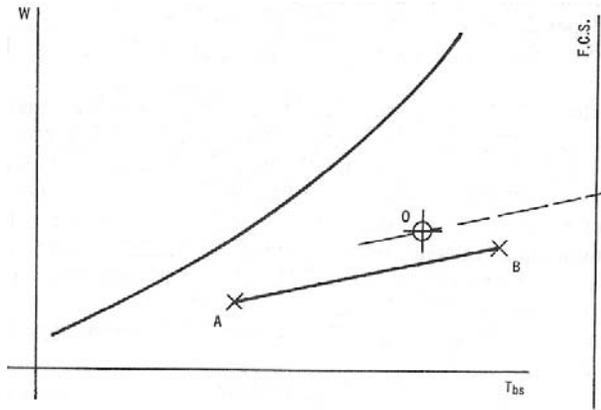


Figura 2 Factor de calor sensible (F. C. S.) representado en la carta psicrométrica como se muestra en la imagen.

1.4.2.3.2 Interpretación

$$\text{Si } F. C. S. = 1 = Q_s / (Q_s + Q_L)$$

$$Q_L = 0$$

La Ws es constante

Se modifica solo la temperatura del aire, calefacción mediante el uso de resistencias o freones.

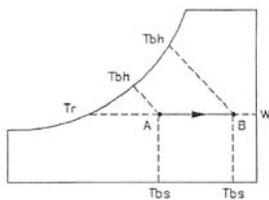


Figura 3

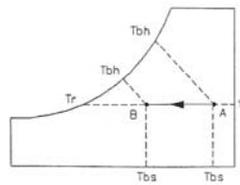
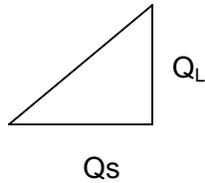


Figura 4

Si el F. C. S. Es igual a 0.5

Se modifica temperatura y se modifica humedad en igual proporción.

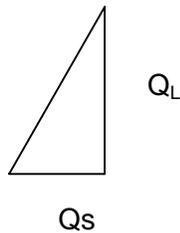
Se emplean resistencias o freones, espreas o sales deshidratadoras (sílica gel), condensadores de humedad.



Si el F. C. S. Es igual a 0.35

El equipo deberá modificar más la humedad y poco la temperatura.

Se llaman Shillers



1.5 Procesos psicrométricos

Recibe el nombre de proceso psicrométrico la mezcla de 2 flujos de aire que permiten modificar las condiciones del aire atmosférico, en un espacio determinado, como en este caso será un centro de computo.

Nuestro interés debe centrarse en el aire interior y tomar al aire exterior como el material sobre el cual se va a trabajar.

En una carta psicrométrica se pueden representar 8 procesos; de los cuales 4 son los principales para acondicionamiento o calefacción de aire. Los 4 restantes no es conveniente tenerlos ya que estos no ocasionan un ambiente de comodidad. Los ocho

procesos que puede ser representados son: enfriamiento, calentamiento, humidificación, deshumidificación, enfriamiento y humidificación, enfriamiento y deshumidificación, calentamiento y humidificación, calentamiento y deshumidificación. De estos procesos sólo cuatro son los ideales para enfriamiento o calentamiento de aire (Acondicionamiento).

Los ocho procesos pueden ser representados de la manera siguiente en la carta psicrométrica:

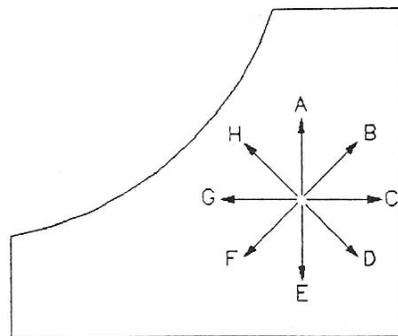


Figura 5

- A – Humidificación
- B – Calentamiento y humidificación
- C – Calentamiento
- D – Calentamiento y deshumidificación
- E – Deshumidificación
- F – Enfriamiento y deshumidificación
- G – Enfriamiento
- H – Enfriamiento y humidificación

Los procesos de acondicionamiento de aire modifican la temperatura y la humedad relativa de la atmósfera. El peso del aire seco se mantiene constante y, en consecuencia, los cálculos toman como base 1 lb de aire seco. Los procesos unitarios que se involucran en el acondicionamiento de aire incluyen calentamiento y enfriamiento de aire por encima del punto de rocío, enfriamiento por debajo del punto de rocío, saturación adiabática y mezclado de aire.

1.5.1 Calentamiento

Si un flujo de aire es pasado sobre una superficie seca y más caliente (a través de un bando de resistencias o a través de un serpentín de calefacción), entonces el aire absorberá calor elevando sensiblemente su temperatura. Debe observarse que la humedad específica y la temperatura rocío se mantienen constantes, o sea , no se mueve ni se añade humedad durante este proceso.

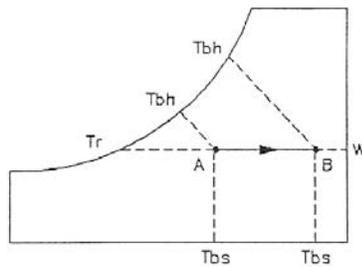


Figura 6

Vemos como sería el proceso psicrométrico del calentamiento representado en la carta psicrométrica.

1.5.2 Enfriamiento

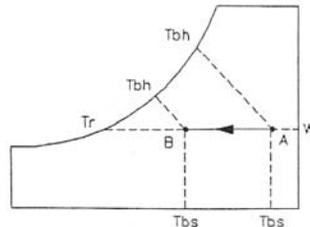


Figura 7

El proceso de enfriamiento se lleva a cabo mediante el paso de un flujo de aire a través de una superficie seca y fría (generalmente un serpentín de enfriamiento) para este proceso no existe variación en la humedad específica y temperatura de rocío

es decir, permanecer constante, como lo vemos en la figura con la línea A – B .

El aire baja su temperatura en este proceso. Se supone que la temperatura de bulbo seco de la superficie tiene un valor no menor a la temperatura de rocío. Por lo tanto, la humedad específica se mantiene constante, y no se llegará a la condensación.

1.5.3 Calentamiento y humidificación

El flujo de aire puede ser calentado y humidificado simultáneamente haciéndolo pasar por rociadores, atomizadores o pulverizadores de agua caliente o bien sobre charolas que contengan agua caliente. El agua que se utilice deberá calentarse continuamente durante el proceso a fin de suministrar el calor latente requerido para evaporarla. 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 agua y del aire. Este proceso también se puede obtener haciendo pasar el aire por un banco de resistencias eléctricas y posteriormente por una corriente de vapor de agua.

En la figura se observa el proceso de calentamiento y humidificación del aire al pasar por una cámara de rociado, siendo el punto A el estado inicial y el punto B el final. El punto c representa el estado del agua al salir de la cámara de rociado.

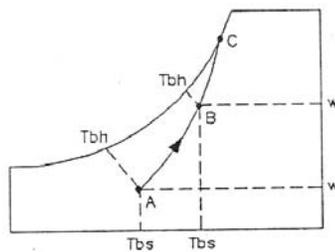


Figura 8

1.5.4 Enfriamiento y deshumidificación

Se logra haciendo pasar el aire sobre superficies frías o a través del rociador de agua cuya temperatura sea menor que el punto de rocío del aire, éste se enfría y deshumidifica simultáneamente.

En una lavadora de aire, el agua se enfría por medios externos y luego se recircula continuamente en la cámara de rociado.

En un equipo de aire acondicionado convencional, éste proceso se obtiene utilizando un serpentín de refrigeración, cuya temperatura de rocío se encuentra más debajo de la temperatura de rocío de aire inicial.

Este proceso es representado por la curva A – B de la figura.

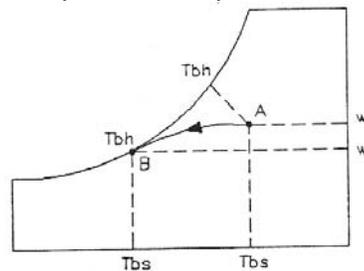


Figura 9

Parte del aire que está en contacto directo con la superficie reduce su temperatura hasta la temperatura media de la superficie y el aire que no está en contacto con la superficie, finalmente se enfriará al mezclarse con el aire que si estuvo en contacto, la línea describe una curva debido a la mezcla entre el aire que estuvo en contacto con la superficie fría y el aire que nunca lo estuvo.

1.5.5 Humidificación

Humedad es la cantidad de agua que siempre está contenida en el aire. La humidificación es un proceso controlado de admisión de agua en la mezcla de aire. Como el agua absorbe calor propio del aire, lo cual propicia un descenso de temperatura, es necesario agregar calor de otra fuente a fin de conservar dicha temperatura.

Es el proceso mediante el cual se aumenta la humedad específica y la cantidad de calor del aire.

La humedad específica se aumenta agregando agua, que se absorbe en forma de vapor.

1.5.5.1 Métodos de humidificación

- Sistema de riego de agua

Este sistema está compuesto por espumas y placas eliminadoras que tienen por objeto atrapar las gotas de agua que lleva el aire.

- Sistema evaporativo

La base de este sistema es la evaporación de agua mediante una fuente de calor. Consiste de un recipiente, un flotador y una fuente calor que puede ser un serpentín de vapor o agua caliente.

- Sistema de vapor

La humidificación por vapor es la más recomendable, siempre y cuando se humidifique vapor seco. Existen varias formas de humidificación con vapor, desde un tubo perforado, hasta humidificadores más elaborados.

Los sistemas se ilustran en la figura

A – B Sistema de riego de agua

A – C Sistema de vapor

A – D Sistema evaporativo

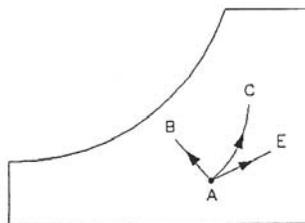


Figura 10

1.5.6 Enfriamiento y Humidificación

El aire no saturado se pasa a través de un aspersor de agua, la humedad específica y la temperatura de bulbo seco bajan. Es un proceso a temperatura de bulbo húmedo constante. Es un caso especial en que se utilizan los equipos evaporativos. Este proceso se obtiene en una lavadora de aire típica, en donde el agua misma sin ser enfriada o calentada se está recirculando continuamente, teniendo un enfriamiento y humidificación del aire a la mismo tiempo.

En la lavadora ideal, las temperaturas de rocío y seca, se igualan a la del bulbo húmedo inicial del aire.

La figura nos muestra como se ve el proceso en la carta psicrométrica.

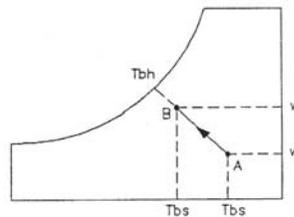


Figura 11

1.5.7 Deshumidificación

Deshumidificar es reducir el contenido de agua al aire. Los materiales absorbentes utilizados para deshumidificar pueden ser líquidos o sólidos. Los absorbentes funcionan por absorción de agua sobre la superficie del absorbente o por reacción química con agua. Los equipos usados para deshumidificar pueden ser regenerativos y no regenerativos. Para equipos regenerativos el absorbente es regenerativo. Para equipos no regenerativos el absorbente es generalmente la sílica y la alúmina activa. En los equipos no regenerativos, los absorbentes son el cloruro de calcio y el cloruro de sodio o la urea.

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 adsorber agua.

Métodos de deshumidificación

La deshumidificación puede ser realizada por refrigeración, absorción de líquido o sólido o una combinación de estos sistemas.

1.5.8 Calentamiento y deshumidificación

El calentamiento y la deshumidificación 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.

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

Si éstas 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.

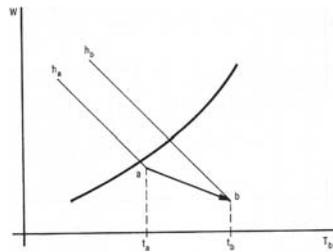


Figura 12

1.6 Condiciones de comodidad

1.6.1 Factores que influyen en la comodidad

La comodidad de las personas bajo el punto de vista del aire acondicionado, depende de cuatro factores primordiales, que son:

- Temperatura del aire
- Humedad del aire
- Movimiento del aire
- Pureza del aire

El comportamiento fisiológico del cuerpo humano demanda que la cantidad de calor interno producido por el cuerpo, sea igual a la cantidad de calor externo perdido.

El cuerpo humano tiene un sistema de control de temperatura para regular sus pérdidas que ocurren por convección, radiación y evaporación. La proporción relativa de cada una depende de la cantidad de calor generado por el cuerpo, que a su vez depende de la actividad; también depende de la ropa y de la temperatura y condiciones del aire.

El exceso de ropa, por ejemplo, reduce la pérdida de radiación y convección, pero la aumenta por evaporación. Del mismo modo, entre paredes muy frías una persona puede estar muy incómoda aunque el aire ambiente esté relativamente caliente, pero la radiación del cuerpo a las paredes produce una desagradable sensación de frío.

1.6.1.1 Temperatura del aire

Si no hubiera control de la temperatura, la vida sería imposible. Por esto, el control artificial de la temperatura dentro de un espacio cerrado fue el primer intento para lograr la "comodidad humana".

1.6.1.2 Humedad del aire

Gran parte del calor del cuerpo humano se pierde por evaporación a través de la piel. La evaporación se debe a la baja humedad relativa del aire; las altas humedades la retardan. Esto da una idea de la importancia que tiene el control de la humedad.

Los excesos de la humedad relativa producen no solamente reacciones fisiológicas molestas, sino también afectan las propiedades de algunos materiales.

1.6.1.3 Movimiento del aire

El movimiento del aire sobre el cuerpo humano incrementa la pérdida de calor y humedad y modifica la sensación de frío o calor. Además, produce una sensación de "chiflón" agradable o desagradable.

1.6.1.4 Pureza del aire

La composición química y física del aire es muy importante. Poco interesa que aumente el CO₂, o que disminuya el oxígeno debido a la combustión fisiológica, ya que con poca ventilación se resuelve el problema. La nulificación de olores requiere, sin embargo, mucha ventilación, o bien, la purificación del aire por medio de algún recurso artificial.

Nulificar partículas sólidas en el aire es de vital importancia no sólo para la salud, sino porque disminuye los gastos de limpieza y mantenimiento.

El humo que molesta los ojos y la nariz, requiere una buena ventilación.

En ciertos casos es necesario excluir el polen, porque causa asma y molestia a los que padecen cierto tipo de alergias. La contaminación ambiental es hoy en día uno de los grandes problemas a los que tiene que enfrentarse la humanidad.

1.6.2 La sensación de comodidad

Para establecer "estándares" de temperatura, humedad, movimiento y pureza del aire, es indispensable encontrar los valores óptimos para que el cuerpo humano tenga la sensación de comodidad.

Debido a las grandes diferencias fisiológicas y psicológicas de los individuos, encontrar valores determinados es prácticamente imposible.

La mejor forma de solucionar este problema es usar la carta de "temperatura efectiva". Debido a que la temperatura, humedad y movimiento del aire influyen en la pérdida de calor del cuerpo, en esta carta se intenta encontrar una relación entre estos factores, a fin de que produzcan la mayor comodidad posible en el mayor número de personas.

De la carta de comodidad se concluye que una temperatura determinada con cierta humedad y movimiento de aire produce la misma sensación de calor o frío que otra temperatura, con otra humedad y otro movimiento de aire.

Se han realizado innumerables pruebas en muchos individuos y llegó a la conclusión de que la carta de la "temperatura efectiva" es la más recomendable.

1.6.3 Carta de comodidad

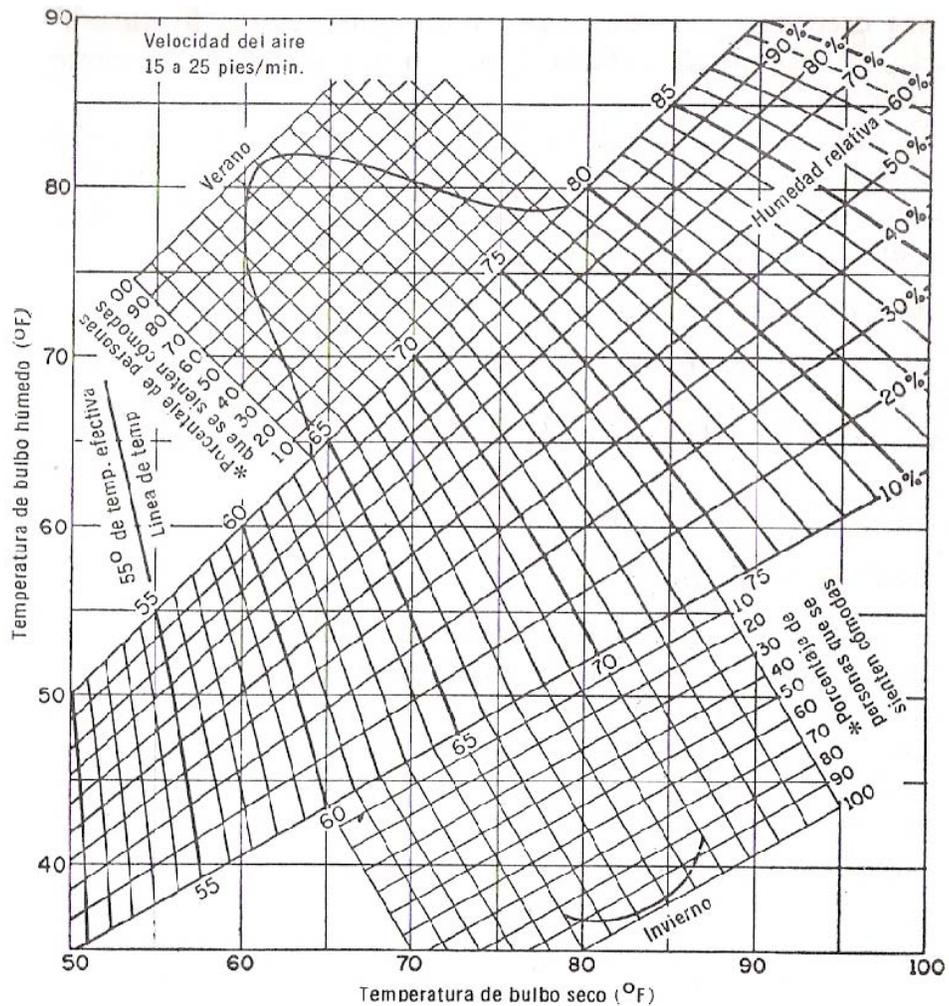


Figura 13 Fuente: Hernández G. , Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración

Carta de comunidad de la ASEA para aire tranquilo. Zonas de comodidad para invierno y verano. La aplicación de la zona de comodidad está limitada a casas, oficinas y lugares similares, donde los ocupantes se adaptan completamente a las condiciones del aire interior.

1.6.4 Temperatura efectiva

La temperatura efectiva es un índice empírico del grado de calor que percibe un individuo cuando se expone a varias combinaciones de temperatura, humedad y movimiento de aire. Aunque alguna temperatura efectiva pueda tener cualquier humedad que varíe desde 0 a 100 % y el movimiento de aire desde lento hasta altas velocidades, no todas las combinaciones son igualmente confortables. Cada combinación produce la misma sensación de calor, pero los otros efectos pueden producir sensación de incomodidad.

Muy baja humedad produce sensación de "tostamiento" en la piel, boca y nariz. La humedad alta hace que la transpiración se acumule en la ropa y provoque malos olores del cuerpo. Altas velocidades de aire causan chiflones y molestias, etcétera.

Cuando la humedad y movimiento del aire se controlan adecuadamente, el índice de temperatura efectiva realmente mide la comodidad.

1.6.4.1 Factores que determinan la temperatura efectiva.

La carta muestra aproximadamente, en porcentaje, la cantidad de personas que se sienten cómodas en cada combinación; siempre habrá personas incómodas. Sin embargo, las normas de comodidad son para la mayoría.

Los factores que pueden cambiar la temperatura efectiva son:

a) Aclimatación diferente

Es evidente que los que viven en climas fríos están cómodos a temperatura efectiva más baja que los que viven en lugares cálidos.

La temperatura efectiva cómoda depende, entre otras cosas, de la temperatura exterior, que obviamente cambia de un día a otro y de una estación a otra; sin embargo, el efecto en la temperatura efectiva deseable es pequeño.

La temperatura deseable entre el verano y el invierno es muy diferente, como puede apreciarse en la carta.

Temperatura efectiva deseable: invierno, 67 a 71° F ; verano, 69 a 73 ° F.

La *temperatura efectiva deseable* y la humedad varían por lo general, según el individuo, país o región.

b) *Duración de la ocupación*

Una importante variación de la temperatura efectiva es la duración de las personas dentro del volumen controlado.

La experiencia ha demostrado que mientras más poco tiempo se ocupe un volumen controlado debe haber un mayor cambio de temperatura; el cambio es con respecto a la temperatura exterior.

En ciertos lugares como tiendas, bancos, etc., es importante tener en cuenta esto.

c) *Ropa*

Durante el invierno, la ropa desempeña un papel importante con respecto a los puntos (a) y (b), ya que muchos problemas se solucionan despojándose o poniéndose ropa.

En muchos casos la ropa es factor determinante para la temperatura efectiva; existen lugares en que debido al tipo de ropa usado, la temperatura efectiva tendrá que ser mayor o menor independientemente de otros factores.

La diferencia de peso de la ropa de la mujer y la del hombre trae serios problemas para escoger la temperatura efectiva, pues por lo general, ellas visten más ligero y requieren de una mayor temperatura.

d) *Edad y sexo*

Las personas mayores de 40 años requieren, por lo general, 1 °F más de temperatura efectiva. Las mujeres requieren, por lo general, 1 °F más de temperatura efectiva que los hombres; sin embargo, las temperaturas de la carta de comodidad están consideradas para los hombres.

e) Efectos de choque

Este efecto se debe a la entrada rápida del exterior a un lugar controlado.

Este problema es más grave en verano. Para evitar el choque, en los pasillos o corredores se mantiene una temperatura efectiva media entre la exterior y la interior; sin embargo, se ha demostrado que el choque no perjudica la salud de los que viven en lugares donde el aire acondicionado es indispensable y están acostumbrados a este tipo de cambios bruscos de temperatura.

f) Actividad

La actividad es un importante factor para determinar la temperatura efectiva, y por lo general las recomendaciones para elegir una temperatura efectiva varían de acuerdo con la actividad.

g) Calor radiado

Cuando hay una muchedumbre, en un teatro o en un cine por ejemplo, el efecto del calor radiado por el cuerpo de una persona a otra requiere que se disminuya la temperatura efectiva. El calor radiado de una persona a muros o ventanas frías, requiere compensación, aumentando la temperatura efectiva.

1.6.5 Condiciones Críticas

En trabajos de ventilación, este concepto es muy importante, sobre todo en áreas muy calurosas sin ventanas y con fuertes cargas de alumbrado.

La temperatura efectiva no debe exceder de 85 °F, de acuerdo con los diseñadores de aire acondicionado.

1.6.6 Condiciones recomendables para diseñar en verano

Las temperaturas efectivas durante el verano, por lo general varían desde 68 a 76 °F, dependiendo de los factores que se discutieron anteriormente. Asimismo, las temperaturas de bulbo

seco recomendables durante el verano varían desde 71 a 85 °F con humedades relativas que van desde 40 a 60 % como máximo. Existen tablas que muestran las condiciones interiores durante el verano, partiendo del tipo de actividad de los ocupantes, del tiempo que los ocupantes están dentro del salón por acondicionar y de la localización del lugar. Sin embargo, la mejor manera de determinar estas condiciones es haciendo un análisis de los factores que rigen la temperatura efectiva en combinación con la carta de comodidad.

1.6.7 Condiciones recomendables para diseñar en invierno

Existen varias tablas para determinar las condiciones interiores de diferentes lugares para el invierno.

Que dan las condiciones recomendables en habitaciones para calentamiento con y sin humidificación.

La humedad permisible para diferentes tipos de ventanas también es importante. Esta humedad que se lee en la tabla evita condensaciones en los cristales, lo cual obviamente trae consigo muchos problemas de humedades.

1.6.8 Condiciones de diseño para el movimiento de aire

La ASHAE ha establecido como límite una velocidad de 15 a 40 pies / min cuando las personas están sin hacer alguna actividad física; arriba de 40 pies / min causa sensaciones de chiflón y se usa solamente en lugares donde se realizan trabajos físicos.

Capítulo 2

Cálculo de la carga térmica

2.1 Datos técnicos

Lugar a acondicionar: Centro de cómputo número 1 de la FES Aragón.

Ubicación: FES Aragón, Colonia Impulsora, Nezahuacoyotl, Edo. Méx.

Latitud: 19° 31'

Altitud : 2216 msnm

Datos obtenidos de la tabla de condiciones atmosféricas de diseño que se encuentra en el apéndice.

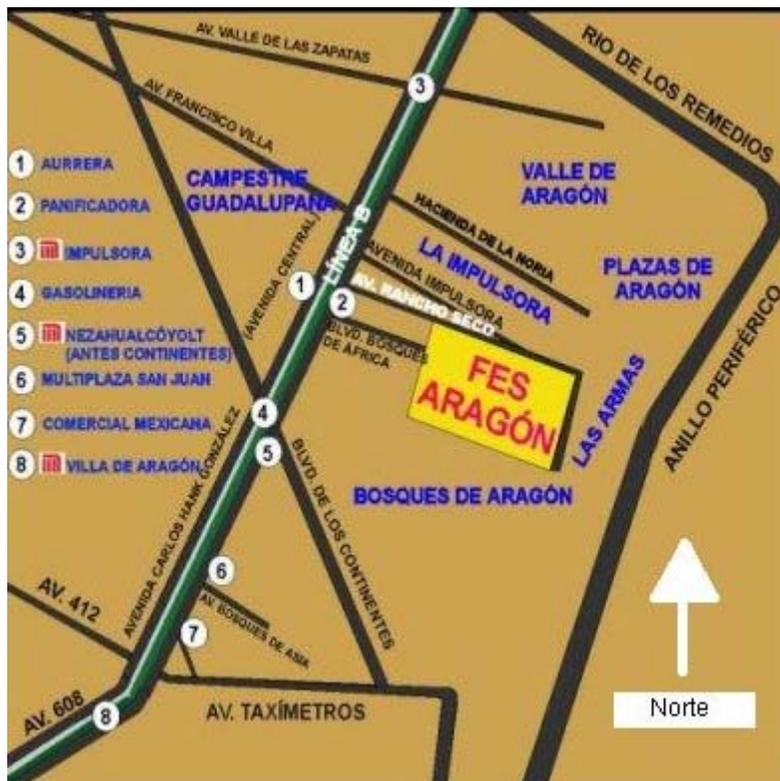


Figura 14



Figura 15

La sala de cómputo se encuentra ubicada en el edificio A-4

2.1.1 Condiciones del aire exterior en el mes de mayo

Temperatura de bulbo seco
 $t_d = 90^\circ \text{F} = 32^\circ \text{C}$

Temperatura de bulbo húmedo
 $t_w = 66^\circ \text{F} = 19^\circ \text{C}$

Humedad relativa
 H. R. = 27 %

Datos obtenidos de la tabla de condiciones atmosféricas de diseño y de la carta psicrométrica que se encuentran en el apéndice.

2.1.2 Condiciones deseables del aire interior en una sala de cómputo

Temperatura de bulbo seco

$t_d = 65$ a 70 ° F para este la tomaremos un valor intermedio de 68 ° F = 20 ° C

Temperatura de bulbo húmedo

$t_w = 56.8$ ° F = 13.8 ° C

Humedad relativa

H.R. = 40 - 50 %

Tomaremos la más alta de 50 % de humedad relativa.

Este valor fue sacado e la tabla de humedades relativas en procesos de acondicionamiento de aire que se encuentra en el apéndice.

2.1.3 Medidas y orientación del centro de cómputo

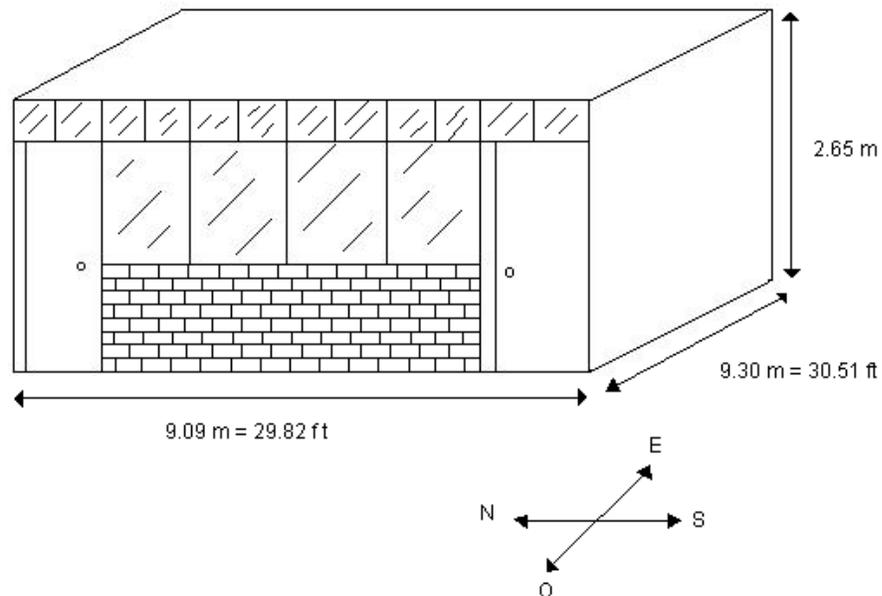


Figura 16

2.1.4 Datos Observados en la inspección ocular

- Se cuenta con 50 computadoras
- Hay un promedio de 53 personas sentadas
- Las lámparas son de 40 W
- Hay 44 Lámparas
- Los marcos de las ventanas son de aluminio
- 2 Puertas de madera mal selladas
- No se almacena ningún producto
- La sala no cuenta con una ventilación adecuada
- Las paredes están construidas con ladrillo de peso ligero
- Las paredes se encuentran pintadas de blanco

2.2 Tabla de datos leídos de la carta psicrométrica a la altura del nivel del mar la cual se encuentra en el apéndice

Condiciones para el aire Exterior	Condiciones para el aire Interior
td = 90 °F	td = 68 °F
tw = 66 °F	tw = 56.8 °F
HR = 27 %	HR = 50 %
Ws = 57 gr / lb de aire seco	Ws = 51.5 gr / lb de aire seco
$v = 14.05 \text{ ft}^3 / \text{lb}$	$v = 13.45 \text{ ft}^3 / \text{lb}$
ha = 30.7 btu / lb	ha = 24.3 btu / lb
T rocío = 51.3 °F	T rocío = 48.8 °F

Altura de la Cd. de México = (2216 m.s.n.m.) (3.281 ft / 1 m) =
7270.3412 ft

2.3 Cálculo de las condiciones para la altura de la Ciudad de México

2.3.1 Las condiciones del aire exterior

Variación de la humedad específica

$\Delta Ws' = 24.8$ granos de vapor de H_2O / lb de aire seco

Variación en la entalpía del aire

$\Delta ha = 3.87$ btu / lb de aire seco

Datos obtenidos de la tabla superior izquierda de la carta psicrométrica que se encuentra en el apéndice

2.3.1.1 Humedad Específica local

$Ws_{local} = Ws_{(carta\ normal)} + \Delta Ws$

$\Delta Ws = \Delta Ws' (1 - 0.01 * (td - tw) / 24) =$

$\Delta Ws = (24.8 \text{ gr/lb }) (1 - 0.01 * (90 \text{ }^\circ\text{F} - 66 \text{ }^\circ\text{F}) / 24) =$

$\Delta Ws = 24.7752$ granos de vapor de H_2O / lb de aire seco

$Ws_{(carta\ normal)} = 57$ granos de vapor de H_2O / lb de aire seco

$Ws_{local} = 57 \text{ gr / lb } + 24.7752 \text{ gr / lb } = 81.77 \text{ gr / lb}$

$Ws_{local} = 81.77$ granos de vapor de H_2O / lb de aire seco

2.3.1.2 Presión Barométrica local

$P_B_{local} = 29.96 - \Delta P =$

$\Delta P = -6$

Dato obtenido de la tabla superior izquierda de la carta psicrométrica para la altura de la Cd. de México que se encuentra en el apéndice.

$$P_B \text{ local} = 29.96 - 6 = 23.92 \text{ in Hg}$$

Presión Barométrica local = 23.92 in Hg

2.3.1.3 Volumen específico local

$$v \text{ local} = (((0.754) (td+460)) / (P_B \text{ local})) (1 + ((Ws \text{ local})/(4360)))$$

$$v \text{ local} = (((0.754)(90^\circ\text{F}+460))/(23.92 \text{ inHg}))(1 + ((81.77 \text{ gr/lb})/(4360)))$$

$$v \text{ local} = (17.337) (1.01875) = 17.662 \text{ ft}^3 / \text{ lb}$$

$$v \text{ local} = 17.662 \text{ ft}^3 / \text{ lb}$$

2.3.1.4 Entalpía del aire local

$$ha \text{ local} = ha \text{ (carta normal)} + \Delta ha =$$

$$ha \text{ local} = 30.7 \text{ btu} / \text{ lb} + 3.87 \text{ btu} / \text{ lb} = 34.57 \text{ BTU} / \text{ lb}$$

$$ha \text{ local} = 34.57 \text{ btu} / \text{ lb}$$

2.3.2 Las condiciones del aire interior

Variación de la humedad específica

$$\Delta Ws' = 17.7 \text{ granos de vapor de H}_2\text{O} / \text{ lb de aire seco}$$

Variación en la entalpía del aire

$$\Delta ha = 2.75 \text{ btu} / \text{ lb de aire seco}$$

Datos obtenidos de la tabla superior izquierda de la carta psicrométrica que se encuentra en el apéndice.

2.3.2.1 Humedad Específica local

$$W_s \text{ local} = W_s \text{ (carta normal)} + \Delta W_s$$

$$\Delta W_s = \Delta W_s' (1 - 0.01 * ((t_d - t_w) / 24)) =$$

$$\Delta W_s = (17.7 \text{ gr / lb }) (1 - 0.01 * ((68 \text{ }^\circ\text{F} - 56.8 \text{ }^\circ\text{F}) / 24)) =$$

$$\Delta W_s = 17.6174 \text{ granos de vapor de H}_2\text{O / lb de aire seco}$$

$$W_s \text{ (carta normal)} = 51.5 \text{ granos de vapor de H}_2\text{O / lb de aire seco}$$

$$W_s \text{ local} = 51.5 \text{ gr / lb} + 17.6174 \text{ gr / lb} = 69.1174 \text{ gr / lb}$$

$$W_s \text{ local} = 69.1174 \text{ granos de vapor de H}_2\text{O / lb de aire seco}$$

2.3.2.2 Volumen específico local

$$v \text{ local} = (((0.754) (t_d+460)) / (P_B \text{ local})) (1 + ((W_s \text{ local}) / (4360)))$$

$$v \text{ local} = (((0.754)(68^\circ\text{F}+460))/(23.92\text{inHg}))(1+((69.12\text{gr/lb})/(4360)))$$

$$v \text{ local} = (16.6434) (1.0158) = 16.9072 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$v \text{ local} = 16.9072 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

2.3.2.3 Entalpía del aire local

$$h_a \text{ local} = h_a \text{ (carta normal)} + \Delta h_a =$$

$$h_a \text{ local} = 24.3 \text{ btu / lb} + 2.75 \text{ btu / lb}$$

$$h_a \text{ local} = 27.05 \text{ btu / lb}$$

2.4 La cantidad de calor retirado del aire

$$Q \text{ retirado} = h_a \text{ exterior} - h_a \text{ interior} =$$

$$Q \text{ retirado} = 34.57 \text{ btu / lb} - 27.05 \text{ btu / lb} =$$

$$Q \text{ retirado} = 7.52 \text{ btu / lb}$$

2.5 Humedad específica retirada del aire

$$W_s \text{ retirada} = W_s \text{ exterior} - W_s \text{ interior} =$$

$$W_s \text{ retirada} = 81.77 \text{ gr / lb} - 69.1174 \text{ gr / lb} =$$

$$W_s \text{ retirada} = 12.6526 \text{ gr / lb}$$

2.6 Tabla de datos ya recalculados para la altura de la Ciudad de México

Condiciones para el aire Exterior

$$t_d = 90 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_w = 66 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\text{HR} = 27 \%$$

$$W_s = 81.77 \text{ gr / lb de aire seco}$$

$$v = 17.66 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$h_a = 34.57 \text{ btu / lb}$$

$$\text{Trocio} = 51.3 \text{ }^\circ\text{F}$$

Condiciones para el aire Interior deseadas

$$t_d = 68 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_w = 56.8 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\text{HR} = 50 \%$$

$$W_s = 69.12 \text{ gr / lb de aire seco}$$

$$v = 19.9072 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$h_a = 27.05 \text{ btu / lb}$$

$$\text{Trocio} = 48.8 \text{ }^\circ\text{F}$$

2.7 Factor de calor sensible = F. C. S. ó R. H. S.

$$\text{F. C. S.} = Q_s / q_T = Q_s / (Q_s + Q_L)$$

Entalpía del aire en el punto A
ha A = 30.82 btu / lb

Entalpía del aire en el punto B
ha B = 24.3 btu / lb

Entalpía del aire en el punto C
ha C = 30 btu / lb

Datos leídos de la carta psicrométrica que se encuentra en el apéndice

2.7.1 Calor sensible Q_s

$$Q_s = ha C + ha B = 30 \text{ btu / lb} - 24.3 \text{ btu / lb} = 5.7 \text{ btu / lb}$$

$$\mathbf{Q_s = 5.7 \text{ btu / lb}}$$

2.7.2 Calor latente Q_L

$$Q_L = ha A + ha C = 30.82 \text{ btu / lb} - 30 \text{ btu / lb} = 0.82 \text{ btu / lb}$$

$$\mathbf{Q_L = 0.82 \text{ btu / lb}}$$

2.7.3 Calor total q_T

$$q_T = ha A + ha B = 30.82 \text{ btu / lb} - 24.3 \text{ btu / lb} = 6.52 \text{ btu / lb}$$

$$\mathbf{q_T = 6.52 \text{ btu / lb}}$$

2.7.4 Factor de calor sensible

$$F. C. S. = Q_s / Q_T$$

$$F. C. S. = (5.7 \text{ btu / lb}) / (6.52 \text{ btu / lb}) = 0.8742$$

$$\mathbf{F. C. S. = 0.8742}$$

Se modifica temperatura y muy poco la humedad porque el factor de calor sensible es muy próximo a 1 por esta razón se elegirá un equipo que únicamente modifique la temperatura en este caso que la haga descender.

2.8 Cálculo de la carga térmica

La carga térmica de un espacio depende de:

- La estación del año.
- Características de la construcción.

El análisis de la carga térmica contempla los siguientes aspectos.

Q_1 = Calor ganado o perdido a través de paredes.

Q_2 = Calor ganado o perdido a través de techos y pisos.

Q_3 = Calor ganado o perdido a través de puertas y ventanas.

Q_4 = Calor ganado o perdido a través de infiltración de aire procedente del exterior.

Q_5 = Calor ganado o perdido por el producto que se procesa.

Q_6 = Calor generado por personas.

Q_7 = Calor generado por iluminación.

Q_8 = Calor generado por equipo

$Q_T =$ Carga térmica total

Para el verano

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 =$$

Para el invierno

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 - Q_5 - Q_6 - Q_7 - Q_8 =$$

2.8.1 $Q_1 =$ Calor ganado o perdido a través de paredes.

2.8.1.1 Cálculo de la pared 1

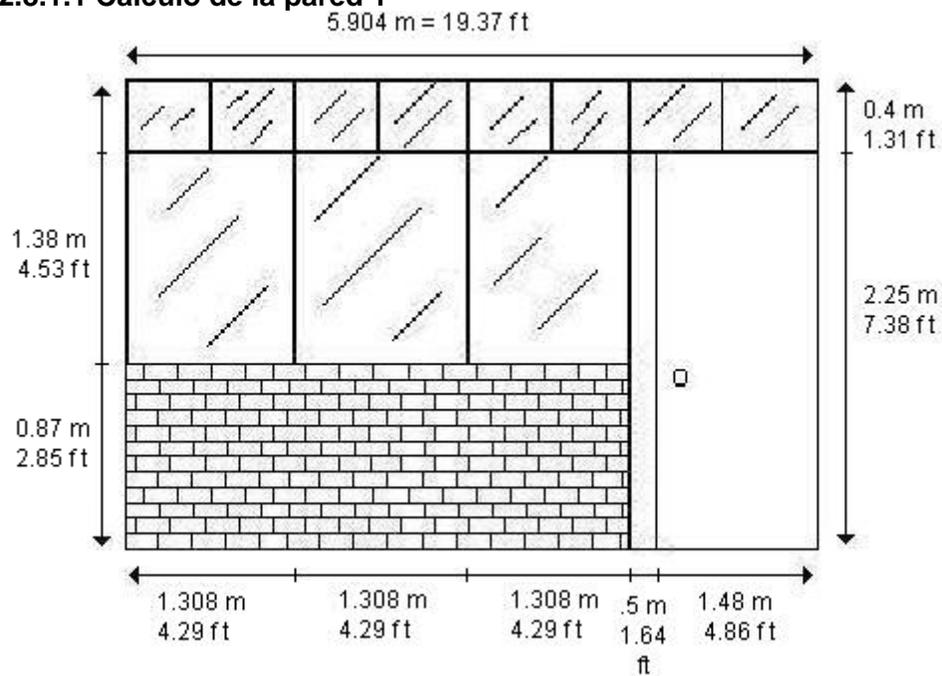


Figura 17 Pared oeste

Área de la pared 1

Área de la pared 1 = Largo * Alto

Área de la pared 1 = (12.86 ft) (2.85 ft)

Área de la pared 1 = 48.9 ft²

U pared 1 = Coeficiente de transferencia de calor de la pared
U pared 1 = 0.36 btu / ft² hr ° F

Dato obtenido de la tabla de transmisión (U) para paredes de mampostería que se encuentra en el apéndice.
Para bloques huecos de hormigón con paredes lisas sin acabados interiores Letra A, y agregada de peso ligero. De 8 pulgadas.

ΔT = Variación de la temperatura
 ΔT corregida pared 1 = ΔTN + Corrección por radiación solar

Corrección por radiación solar = 2 ° F
Dato obtenido de la tabla de corrección de temperatura por el efecto solar que se encuentra en el apéndice.

Cálculo de la diferencia de temperatura normal ΔTN
 $\Delta TN = t_d \text{ ext} - t_d \text{ int} =$
 $\Delta TN = 90 \text{ °F} - 68 \text{ °F} =$
 $\Delta TN = 22 \text{ °F}$

ΔT Corregida pared 1 = ΔTN + Corrección por radiación solar
 ΔT Corregida pared 1 = 22 °F + 2 °F = 24 °F

Q pared 1 = (Área de la pared 1) (U pared 1) (ΔT pared 1) =

Q pared 1 = (36.67 ft²) (0.36 btu / ft² hr °F) (24°F) =

Q pared 1 = 316.8288 btu / hr

2.8.1.2 Cálculo de la Pared 2

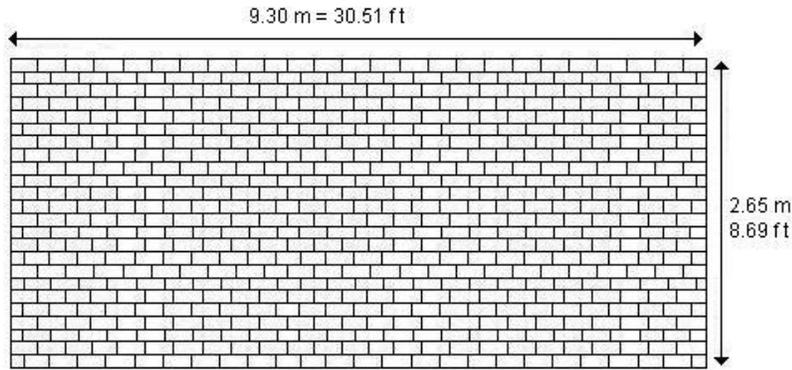


Figura 18 Pared sur

Área de la pared 2

Área de la pared 2 = Largo * Alto

Área de la pared 2 = (30.512 ft) (8.694 ft) =

Área de la pared 2 = 265.27 ft²

U pared 2 = Coeficiente de transferencia de calor de la pared

U pared 2 = 0.36 btu / ft² hr ° F

Dato obtenido de la tabla de transmisión (U) para paredes de mampostería que se encuentra en el apéndice.

Para bloques huecos de hormigón con paredes lisas sin acabados interiores Letra A, y agregada de peso ligero. De 8 pulgadas.

ΔT = Variación de la temperatura

ΔT corregida pared 2 = ΔTN + Corrección por radiación solar

Corrección por radiación solar = 0 ° F

La pared no se encuentra sometida a radiación solar.

Cálculo de la diferencia de temperatura normal ΔTN

$\Delta TN = t_{d \text{ ext}} - t_{d \text{ int}} =$

$\Delta TN = 90 \text{ °F} - 68 \text{ °F} =$

$\Delta TN = 22 \text{ °F}$

ΔT Corregida pared 2 = ΔTN + Corrección por radiación solar
 ΔT Corregida pared 2 = 22 °F + 0 °F = 22 °F

Q pared 2 = (Área de la pared 2) (U pared 2) (ΔT pared 2) =
 Q pared 2 = (265.27 ft²) (0.36 btu / ft² hr °F) (22 °F) =
 Q pared 2 = 2100.9384 btu / hr

2.8.1.3 Cálculo de la Pared 3

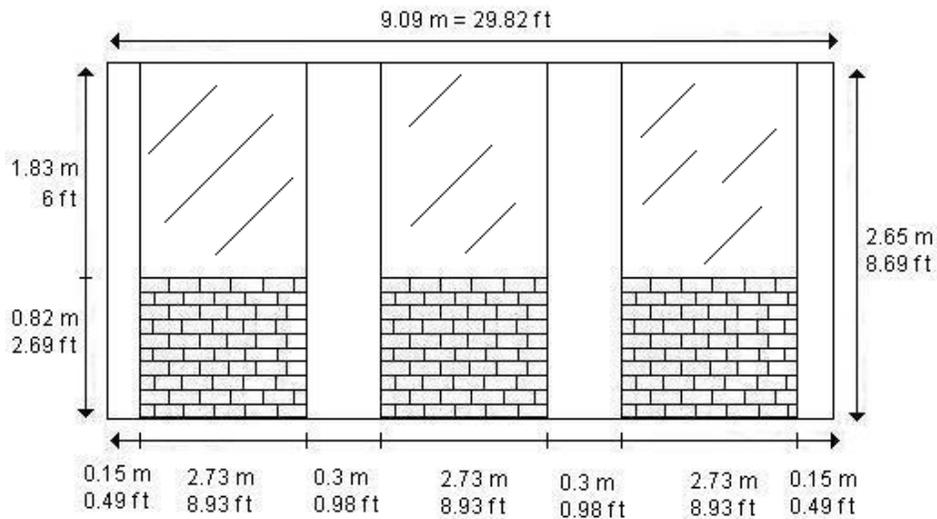


Figura 19 Pared este

Área de la pared 3

Área total de la pared 3 = Largo * Alto

Área total de la pared 3 = (29.82 ft) (8.69 ft)

Área total de la pared 3 = 259.2 ft²

Área de las ventanas de la pared 3 = Largo * Alto

Área de las ventanas de la pared 3 = (8.93 ft) (6 ft)

Área de las ventanas de la pared 3 = 53.615 ft²

Área de las ventanas de la pared 3 = 53.615 ft² * 3

Área de las ventanas de la pared 3 = 160.84 ft²

$$\begin{aligned} \text{Área de la pared 3} &= \text{Área total de la pared 3} - \text{Área de ventanas} \\ \text{Área de la pared 3} &= 259.2 \text{ ft}^2 - 160.84 \text{ ft}^2 \\ \text{Área de la pared 3} &= 98.35 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

U pared 3 = Coeficiente de transferencia de calor de la pared.

$$U \text{ pared 3} = 0.36 \text{ btu} / \text{ft}^2 \text{ hr } ^\circ \text{ F}$$

Dato obtenido de la tabla de transmisión (U) para paredes de mampostería que se encuentra en el apéndice.

Para bloques huecos de hormigón con paredes lisas sin acabados interiores Letra A, y agregada de peso ligero. De 8 pulgadas.

ΔT = Variación de la temperatura

$$\Delta T \text{ corregida pared 3} = \Delta T_N + \text{Corrección por radiación solar}$$

$$\text{Corrección por radiación solar} = 2 ^\circ \text{ F}$$

Dato obtenido de la tabla de corrección de temperatura por el efecto solar que se encuentra en el apéndice.

Cálculo de la diferencia de temperatura normal ΔT_N

$$\Delta T_N = t_{d \text{ ext}} - t_{d \text{ int}} =$$

$$\Delta T_N = 90 ^\circ \text{ F} - 68 ^\circ \text{ F} =$$

$$\Delta T_N = 22 ^\circ \text{ F}$$

$$\Delta T \text{ Corregida pared 3} = \Delta T_N + \text{Corrección por radiación solar}$$

$$\Delta T \text{ Corregida pared 3} = 22 ^\circ \text{ F} + 2 ^\circ \text{ F} = 24 ^\circ \text{ F}$$

$$Q \text{ pared 3} = (\text{Área de la pared 3}) (U \text{ pared 3}) (\Delta T \text{ pared 3}) =$$

$$Q \text{ pared 3} = (98.35 \text{ ft}^2) (0.36 \text{ btu} / \text{ft}^2 \text{ hr } ^\circ \text{ F}) (22 ^\circ \text{ F}) =$$

$$\mathbf{Q \text{ pared 3} = 778.932 \text{ btu} / \text{hr}}$$

2.8.1.4 Cálculo de la Pared 4

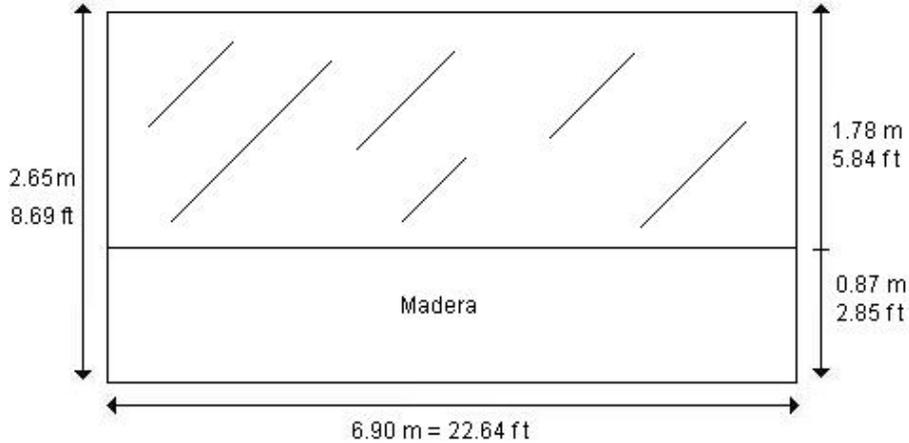


Figura 20 Pared norte

Área de la pared 4

Área de la pared 4 = Largo * Alto

Área de la pared 4 = (22.64 ft) (2.85 ft)

Área de la pared 4 = 64.524 ft²

U pared 4 = Coeficiente de transferencia de calor de la pared de madera de abeto

Este dato es calculado con la conductividad k que obtenemos de la tabla de conductividad térmica y propiedades de sustancias que podemos encontrar en el apéndice.

K = Conductividad = 0.80 (btu) (in) / (hr) (ft²) (°F)

U pared 4 = (K) / (Espesor de la pared)

U pared 4 = [0.80 (btu) (in) / (hr) (ft²) (°F)] / [1.5 in]

U pared 4 = 0.533 btu / ft² hr ° F

ΔT = Variación de la temperatura

ΔT corregida pared 4 = ΔTN + Corrección por radiación solar

Corrección por radiación solar = 0 ° F

La pared no se encuentra sometida a radiación solar.

Cálculo de la diferencia de temperatura normal ΔTN

$$\Delta TN = t_{d \text{ ext}} - t_{d \text{ int}} =$$

$$\Delta TN = 90 \text{ }^\circ\text{F} - 68 \text{ }^\circ\text{F} =$$

$$\Delta TN = 22 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T \text{ Corregida pared 4} = \Delta TN + \text{Corrección por radiación solar}$$

$$\Delta T \text{ Corregida pared 4} = 22 \text{ }^\circ\text{F} + 0 \text{ }^\circ\text{F} = 22 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q \text{ pared 4} = (\text{Área de la pared 4}) (U \text{ pared 4}) (\Delta T \text{ pared 4}) =$$

$$Q \text{ pared 4} = (64.524 \text{ ft}^2) (0.533 \text{ btu / hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}) (22 \text{ }^\circ\text{F})$$

$$Q \text{ pared 4} = 756.608424 \text{ btu / hr}$$

2.8.1.5 Cálculo de la Pared 5

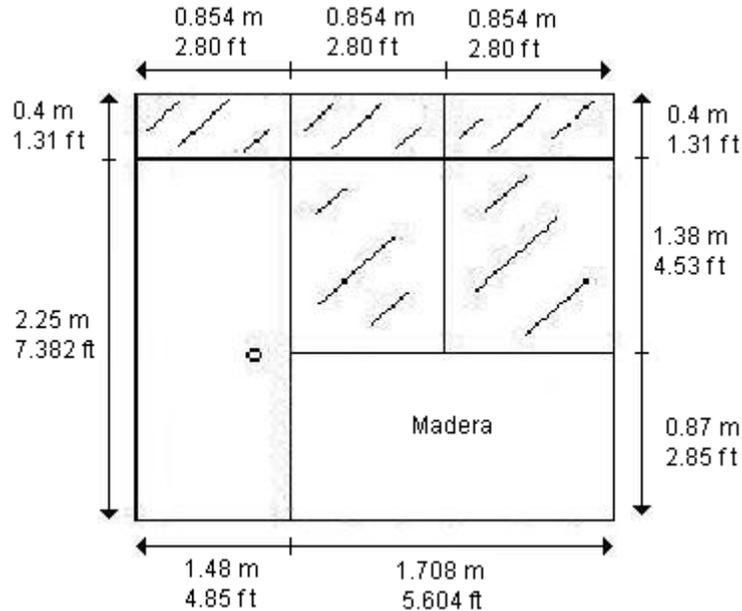


Figura 21 Pared oeste 2

$$\text{Área de la pared 5}$$

$$\text{Área de la pared 5} = \text{Largo} * \text{Alto}$$

$$\text{Área de la pared 5} = (5.604 \text{ ft}) (2.854 \text{ ft})$$

$$\text{Área de la pared 5} = 15.996 \text{ ft}^2$$

U pared 5 = Coeficiente de transferencia de calor de la pared de madera de abeto

Este dato es calculado con la conductividad k que obtenemos de la tabla de conductividad térmica y propiedades de sustancias que podemos encontrar en el apéndice.

$$K = \text{Conductividad} = 0.80 \text{ (btu) (in) / (hr) (ft}^2 \text{) (}^\circ\text{F)}$$

$$U \text{ pared 5} = (K) / (\text{Espesor de la pared})$$

$$U \text{ pared 5} = [0.80 \text{ btu in / hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}] / [1.5 \text{ in}]$$

$$U \text{ pared 5} = 0.533 \text{ btu / ft}^2 \text{ hr }^\circ\text{F}$$

ΔT = Variación de la temperatura

ΔT corregida pared 5 = ΔTN + Corrección por radiación solar

Corrección por radiación solar = 0 ° F

La pared no se encuentra sometida a radiación solar.

Cálculo de la diferencia de temperatura normal ΔTN

$$\Delta TN = t_{d \text{ ext}} - t_{d \text{ int}} =$$

$$\Delta TN = 90 \text{ }^\circ\text{F} - 68 \text{ }^\circ\text{F} =$$

$$\Delta TN = 22 \text{ }^\circ\text{F}$$

ΔT Corregida pared 5 = ΔTN + Corrección por radiación solar

$$\Delta T \text{ Corregida pared 5} = 22 \text{ }^\circ\text{F} + 0 \text{ }^\circ\text{F} = 22 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q \text{ pared 5} = (\text{Área de la pared 4}) (U \text{ pared 4}) (\Delta T \text{ pared 4}) =$$

$$Q \text{ pared 5} = (15.996 \text{ ft}^2) (0.533 \text{ btu / hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}) (22 \text{ }^\circ\text{F})$$

$$\mathbf{Q \text{ pared 5} = 187.5691 \text{ btu / hr}}$$

2.8.1.6 Cálculo de la Pared 6

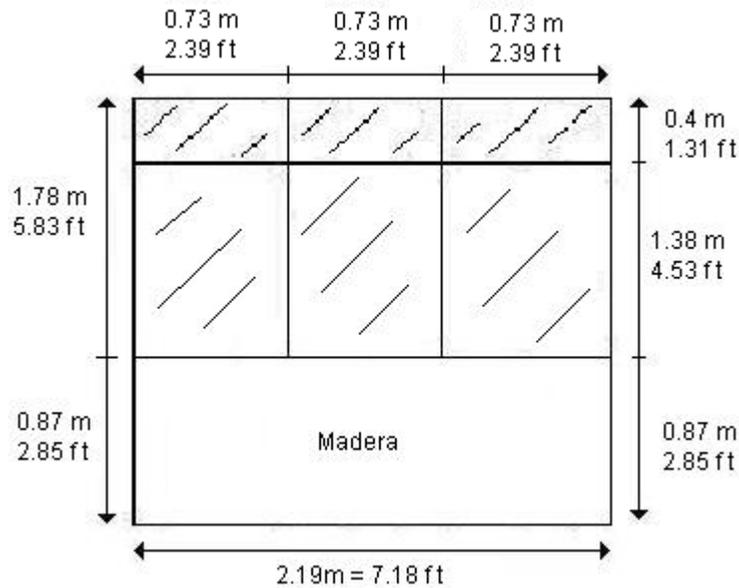


Figura 22 Pared norte 2

Área de la pared 6

Área de la pared 6 = Largo * Alto

Área de la pared 6 = (7.185 ft) (2.85 ft)

Área de la pared 6 = 20.477 ft²

U pared 6 = Coeficiente de transferencia de calor de la pared de madera de abeto.

Este dato es calculado con la conductividad k que obtenemos de la tabla de conductividad térmica y propiedades de sustancias que podemos encontrar en el apéndice.

K = Conductividad = 0.80 (btu) (in) / (hr) (ft²) (°F)

U pared 6 = (K) / (Espesor de la pared)

U pared 6 = [0.80 btu in / hr ft² °F] / [1.5 in]

U pared 6 = 0.533 btu / ft² hr ° F

ΔT = Variación de la temperatura

ΔT corregida pared 6 = ΔTN + Corrección por radiación solar

Corrección por radiación solar = 0 ° F
La pared no se encuentra sometida a radiación solar.

Cálculo de la diferencia de temperatura normal ΔTN
 $\Delta TN = t_{d \text{ ext}} - t_{d \text{ int}} =$
 $\Delta TN = 90 \text{ }^\circ\text{F} - 68 \text{ }^\circ\text{F} =$
 $\Delta TN = 22 \text{ }^\circ\text{F}$

ΔT Corregida pared 6 = $\Delta TN +$ Corrección por radiación solar
 ΔT Corregida pared 6 = $22 \text{ }^\circ\text{F} + 0 \text{ }^\circ\text{F} = 22 \text{ }^\circ\text{F}$

$Q_{\text{pared 6}} = (\text{Área de la pared 6}) (U_{\text{pared 6}}) (\Delta T_{\text{pared 6}})$
 $Q_{\text{pared 6}} = (20.477 \text{ ft}^2) (0.533 \text{ btu / hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}) (22 \text{ }^\circ\text{F})$
 $Q_{\text{pared 6}} = 240.1133 \text{ btu / hr}$

$Q_1 =$ Calor ganado o perdido a través de paredes

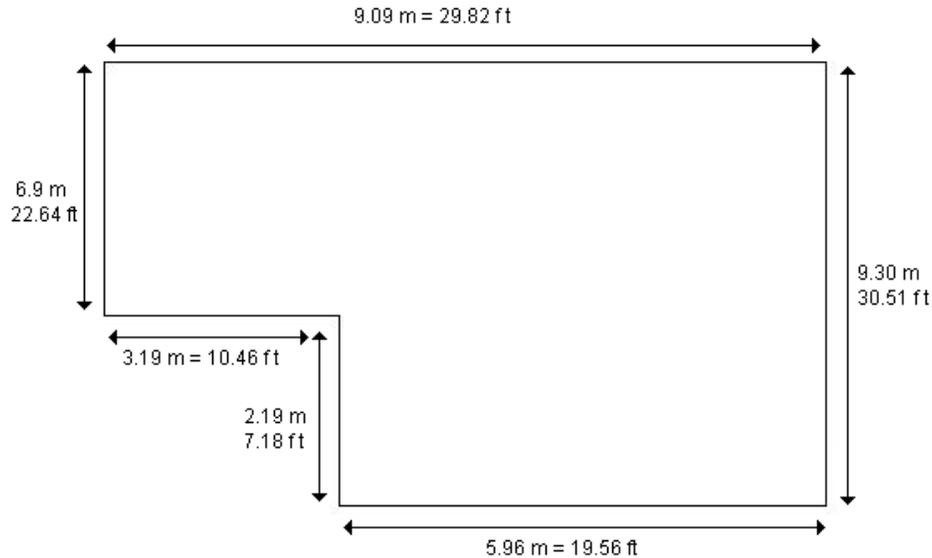
$Q_1 = Q_{\text{pared 1}} + Q_{\text{pared 2}} + Q_{\text{pared 3}} + Q_{\text{pared 4}} + Q_{\text{pared 5}}$
 $+ Q_{\text{pared 6}} =$

$Q_1 = 316.8288 \text{ btu/ hr} + 2100.9384 \text{ btu/ hr} + 778.932 \text{ btu/ hr} +$
 $+ 756.608424 \text{ btu/ hr} + 187.5691 \text{ btu/ hr} + 240.1133 \text{ btu/ hr} =$

$Q_1 = 4380.99 \text{ btu / hr}$

2.8.2 $Q_2 =$ Calor ganado o perdido a través de techos y pisos.

Figura 23 Dimensiones del piso y del techo



ΔT = Variación de la temperatura

ΔT corregida piso y techo = ΔTN + Corrección por radiación solar

Corrección por radiación solar = 0 °F

El techo y el suelo no se encuentran sometidos a radiación solar.

Cálculo de la diferencia de temperatura normal ΔTN

$\Delta TN = t_d \text{ ext} - t_d \text{ int} =$

$\Delta TN = 90 \text{ °F} - 68 \text{ °F} =$

$\Delta TN = 22 \text{ °F}$

ΔT Corregida piso y techo = ΔTN + Corrección por radiación solar

ΔT Corregida piso y techo = 22 °F + 0 °F = 22 °F

Área del techo y del piso

Área total del techo y piso = Largo * Ancho

Área total del techo y piso = (29.82 ft) (30.51 ft)

Área total del techo y piso = 909.86 ft²

Área del techo y piso del cubo de la entrada = Largo * Ancho
Área del techo y piso del cubo de la entrada = (7.18 ft) (10.46 ft)
Área del techo y piso del cubo de la entrada = 75.103 ft²

Área del techo y del piso = Área total del techo y piso - Área del
techo y piso del cubo de la entrada

Área del techo y del piso = 909.86 ft² - 75.103 ft²

Área del techo y del piso = 834.7572 ft²

2.8.2.1 Calor ganado por el techo

U del techo = Coeficiente de transferencia de calor del techo.

U del techo = 0.52 btu / ft² hr ° F

Dato obtenido de la tabla de coeficiente de transmisión (U) para pisos y techos construidos de hormigón que se encuentra en el apéndice.

Para piso de ladrillo o terrazo sobre el hormigón por ser una planta baja y tener arriba un salón de clases. El espesor del techo es de 6 pulgadas y tiene un recubrimiento de yeso de ½ pulgada aplicado por debajo del hormigón.

Q techo = (Área del techo) (U del techo) (ΔT del techo) =

Q techo = (834.7572 ft²) (0.52 btu / ft² °F hr) (22 °F)

Q techo = 9549.6224 btu / hr

2.8.2.2 Calor ganado por el piso

U del piso = Coeficiente de transferencia de calor del techo.

U del piso = 0.56 btu / ft² hr ° F

Dato obtenido de la tabla de coeficiente de transmisión (U) para pisos y techos construidos de hormigón que se encuentra en el apéndice.

Para piso de ladrillo o terrazo sobre el hormigón dado que este es el acabado del piso de la sala de computo, con 6 pulgadas de espesor.

$$\begin{aligned} Q_{\text{piso}} &= (\text{Área del piso}) (U \text{ del piso}) (\Delta T \text{ del piso}) = \\ Q_{\text{piso}} &= (834.7572 \text{ ft}^2) (0.56 \text{ btu} / \text{ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F hr}) (22 \text{ } ^\circ\text{F}) \\ \mathbf{Q_{\text{piso}} = 10284.2087 \text{ btu} / \text{hr}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_2 &= Q_{\text{techo}} + Q_{\text{piso}} \\ Q_2 &= (9549.6224 \text{ btu} / \text{hr}) + (10284.2087 \text{ btu} / \text{hr}) \\ \mathbf{Q_2 = 19833.8311 \text{ btu} / \text{hr}} \end{aligned}$$

2.8.3 $Q_3 =$ Calor ganado o perdido a través de puertas y ventanas.

2.8.3.1 Calor ganado o perdido a través de ventanas

- Calor ganado por ventanas con exposición exterior.

Área de las ventanas con exposición exterior
Área de las ventanas de la pared 1 = 116.79 ft²
Área de las ventanas de la pared 3 = 160.74 ft²

Área de ventanas con exposición exterior = 116.79 ft² + 160.74 ft²
Área total de ventanas con exposición exterior = 277.53 ft²

U de ventanas con exposición = Coeficiente de transferencia de calor de las ventanas con exposición al exterior.

U de ventana con exposición = 1.13

Valor obtenido de la tabla de coeficientes de transmisión (U) de ventanas, tragaluces y paredes de bloques de vidrio para una sola lámina de vidrio en posición vertical con exposición exterior.

La tabla la encontramos en el apéndice.

U de ventana con exposición = 1.13 * 1.1

U de ventana con exposición = 1.243 btu / ft² hr ° F

El valor de U es multiplicado por 1.1 debido al factor de aplicación a ventanas, en este caso con marcos de aluminio, de vidrio simple.

ΔT = Variación de la temperatura

Cálculo de la diferencia de temperatura normal ΔTN

$$\Delta TN = t_{d \text{ ext}} - t_{d \text{ int}} =$$

$$\Delta TN = 90 \text{ }^\circ\text{F} - 68 \text{ }^\circ\text{F} =$$

$$\Delta TN = 22 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta TN \text{ ventanas} = 22 \text{ }^\circ\text{F}$$

Q ventanas expuestas = (Área ventanas)(U ventanas)(ΔT ventanas)

$$Q \text{ ventanas expuestas} = (277.53 \text{ ft}^2) (1.243 \text{ btu} / \text{ft}^2 \text{ hr } ^\circ\text{F}) (22 \text{ }^\circ\text{F})$$

$$Q \text{ ventanas expuestas} = 7589.335 \text{ btu} / \text{hr}$$

- Calor ganado ventanas de división interna.

Área de las ventanas de división interna

$$\text{Área de las ventanas de la pared 4} = 132.21 \text{ ft}^2$$

$$\text{Área de las ventanas de la pared 5} = 38.64 \text{ ft}^2$$

$$\text{Área de las ventanas de la pared 6} = 41.96 \text{ ft}^2$$

$$\begin{aligned} \text{Área de ventanas de división interior} &= 132.21 \text{ ft}^2 + 38.64 \text{ ft}^2 + \\ &\quad + 41.96 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

$$\text{Área total de ventanas de división interior} = 212.81 \text{ ft}^2$$

U de ventanas de división = Coeficiente de transferencia de calor de las ventanas de división interior.

$$U \text{ de ventana de división interior} = 0.75$$

Valor obtenido de la tabla de coeficientes de transmisión (U) de ventanas, tragaluces y paredes de bloques de vidrio para una sola lámina de vidrio en posición vertical para división interior. La tabla la encontramos en el apéndice.

$$U \text{ de ventana de división interna} = 0.75 * 1.1$$

$$U \text{ de ventana de división interna} = 0.825 \text{ btu} / \text{ft}^2 \text{ hr } ^\circ\text{F}$$

El valor de U es multiplicado por 1.1 debido al factor de aplicación a ventanas, en este caso con marcos de aluminio, de vidrio simple.

ΔT = Variación de la temperatura

Cálculo de la diferencia de temperatura normal ΔTN

$$\Delta TN = t_{d \text{ ext}} - t_{d \text{ int}} =$$

$$\Delta TN = 90 \text{ }^\circ\text{F} - 68 \text{ }^\circ\text{F} =$$

$$\Delta TN = 22 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta TN \text{ ventanas} = 22 \text{ }^\circ\text{F}$$

Q ventanas internas = (Área ventanas) (U ventanas) (ΔT ventanas)

$$Q \text{ ventanas internas} = (212.81 \text{ ft}^2) (0.825 \text{ btu} / \text{ft}^2 \text{ hr } ^\circ\text{F}) (22 \text{ }^\circ\text{F})$$

$$Q \text{ ventanas internas} = 3862.5015 \text{ btu} / \text{hr}$$

Q ventanas = Q ventanas expuestas + Q ventanas internas

$$Q \text{ ventanas} = 7589.335 \text{ btu} / \text{hr} + 3862.5015 \text{ btu} / \text{hr}$$

$$\mathbf{Q \text{ ventanas} = 11451.8365 \text{ btu} / \text{hr}}$$

2.8.3.2 Calor ganado o perdido a través de puertas

$$\text{Área de puertas} = 71.67 \text{ ft}^2$$

U de puerta de madera = Coeficiente de transferencia de calor para una puerta de madera sólida

$$U \text{ de puerta de madera} = 0.43 \text{ btu} / \text{ft}^2 \text{ hr } ^\circ\text{F}$$

Dato obtenido de la tabla de coeficientes de transmisión (U) para puertas de madera sólida que se encuentra en el apéndice.

Para puertas expuestas de 2 pulgadas de espesor.

ΔT = Variación de la temperatura

Cálculo de la diferencia de temperatura normal ΔTN

$$\Delta TN = t_{d \text{ ext}} - t_{d \text{ int}} =$$

$$\Delta TN = 90 \text{ }^\circ\text{F} - 68 \text{ }^\circ\text{F} =$$

$$\Delta TN = 22 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta TN \text{ puertas} = 22 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_{\text{puertas}} = (\text{Área de puertas}) (U_{\text{de puertas}}) (\Delta T_{\text{N de puertas}})$$

$$Q_{\text{puertas}} = (71.67 \text{ ft}^2) (0.43 \text{ btu} / \text{ft}^2 \text{ hr } ^\circ \text{F}) (22 \text{ } ^\circ \text{F})$$

$$\mathbf{Q_{\text{puertas}} = 677.998 \text{ btu} / \text{hr}}$$

$$Q_3 = Q_{\text{ventanas}} + Q_{\text{puertas}}$$

$$Q_3 = (11451.8365 \text{ btu} / \text{hr}) + (677.998 \text{ btu} / \text{hr})$$

$$\mathbf{Q_3 = 12129.8347 \text{ btu} / \text{hr}}$$

2.8.4 Q_4 = Calor ganado o perdido a través de infiltración de aire procedente del exterior.

Aquí es donde influye que las puertas y ventanas no se encuentren adecuadamente selladas

Datos:

V = Velocidad normal del aire en la FES Aragón = 10 km / hr = 5 millas / hr

Volumen de aire infiltrado = q

$q_{\text{puertas}} = (\frac{1}{2} \text{ Perímetro de puertas}) (\text{valor de infiltración de aire})$

$q_{\text{ventanas}} = (\frac{1}{2} \text{ Perímetro de ventanas})(\text{valor de infiltración de aire})$

Los valores de infiltración de aire por hendeduras a través de ventanas y puertas lo podemos encontrar en la tabla que se encuentra en el apéndice, para una velocidad del viento de 5 milla por hora, que es la velocidad que prevalece en la zona, para puertas mal ajustadas y ventanas de marco metálico de bastidor simple colocadas horizontalmente.

Los valores de infiltración estarán dados en pies cúbicos por hora pie de hendeduras.

$$\frac{1}{2} \text{ Perímetro de puerta 1} = (7.38 \text{ ft} + 4.86 \text{ ft}) = 12.24 \text{ ft}$$

$$\frac{1}{2} \text{ Perímetro de puerta 2} = (7.38 \text{ ft} + 4.86 \text{ ft}) = 12.24 \text{ ft}$$

$$\frac{1}{2} \text{ Perímetro de puertas} = 24.48 \text{ ft}$$

$$\frac{1}{2} \text{ Perímetro de ventanas} = 109.919 \text{ ft}$$

$$q \text{ puertas} = \left(\frac{1}{2} \text{ Perímetro de puertas} \right) (\text{valor de infiltración de aire})$$

$$q \text{ puertas} = (24.48 \text{ ft}) (54 \text{ ft}^3 / \text{hr} - \text{ft})$$

$$q \text{ puertas} = 1321.92 \text{ ft}^3 / \text{hr}$$

$$q \text{ ventana} = \left(\frac{1}{2} \text{ perímetro de ventanas} \right) (\text{valor de infiltración de aire})$$

$$q \text{ ventana} = (109.919 \text{ ft}) (52 \text{ ft}^3 / \text{hr} - \text{ft})$$

$$q \text{ ventana} = 5,715.788 \text{ ft}^3 / \text{hr}$$

$$q \text{ puertas} + q \text{ ventanas} = 1321.92 \text{ ft}^3 / \text{hr} + 5715.788 \text{ ft}^3 / \text{hr}$$

$$q \text{ puertas y ventanas} = 7037.708 \text{ ft}^3 / \text{hr}$$

ΔT = Variación de la temperatura

Cálculo de la diferencia de temperatura normal ΔTN

$$\Delta TN = t_d \text{ ext} - t_d \text{ int} =$$

$$\Delta TN = 90 \text{ }^\circ\text{F} - 68 \text{ }^\circ\text{F} =$$

$$\Delta TN = 22 \text{ }^\circ\text{F}$$

Calor específico del aire (C_p)

$$C_p = 0.24 \text{ btu} / \text{lb } ^\circ\text{F}$$

peso específico del aire (d ó W)

$$d = 0.075 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$Q_4 = (C_p) (q \text{ puertas y ventans}) (d) (\Delta TN) =$$

$$Q_4 = (0.24 \text{ btu} / \text{lb}^\circ\text{F}) (7037.708 \text{ ft}^3 / \text{hr}) (0.075 \text{ lb} / \text{ft}^3) (22 \text{ }^\circ\text{F})$$

$$Q_4 = 2786.932 \text{ btu} / \text{hr}$$

2.8.5 Q_5 = Calor ganado o perdido por el producto que se procesa.

$$Q_5 = (m) (C_p) (\Delta TN)$$

m = Masa del producto que se maneja. [lb]

C_p = Calor específico del producto que se maneja [btu / lb $^\circ\text{F}$]

$\Delta TN =$ Variación de la temperatura normal [° F]

$$Q_5 = 0 \text{ btu / hr}$$

Porque no se maneja ningún producto

2.8.6 $Q_6 =$ Calor generado por personas.

$Q_6 =$ (Número de personas) (calor desprendido por persona
cada hora)

Número de personas que ocupan el espacio = 53 personas en
reposo sentados.

390 btu / hr es el calor desprendido por cada persona sentada en
reposo sentada.

Dato obtenido de la tabla de disipación total de calor de personas
que se encuentra en el apéndice.

$$Q_6 = (53 \text{ personas}) (390 \text{ btu / hr persona})$$

$$Q_6 = 20,670 \text{ btu / hr}$$

2.8.7 $Q_7 =$ Calor generado por iluminación

Hay 44 lámparas de 40 watts cada lámpara.

3.42 btu / hr es lo que da de calor cada watt en una hora.

Número de watts = (44 lámparas) (40 watts / lámpara)

Número de watts = 1760 watts

$$Q_7 = (\text{Número de watts}) (3.42 \text{ btu / hr watt})$$

$$Q_7 = (1760 \text{ watts}) (3.42 \text{ btu / hr watt})$$

$$Q_7 = 6019.2 \text{ btu / hr}$$

2.8.8 Q_8 = Calor generado por equipo

Calor cedido por motores y aparatos eléctricos.

Se cuenta con 50 computadoras

- Características de los monitores

Voltaje = 120 Volts

Corriente = 1.4 Amperes

Potencia de cada monitor = (Voltaje) (Corriente)

Potencia de cada monitor = (120 Volts) (1.4 Amperes) =

Potencia de cada monitor = 168 Watts

3.42 BTU / hr es lo que da de calor cada watt en una hora.

$Q_{\text{monitores}} = (\# \text{ de monitores}) (\text{potencia}) (3.42 \text{ btu / hr watt})$

$Q_{\text{monitores}} = (50 \text{ Monitores}) (168 \text{ watts/Monitor}) (3.42 \text{ btu /hr watt})$

$Q_{\text{monitores}} = 28728 \text{ btu / hr}$

- Características de los CPU's

Voltaje = 120 Volts

Corriente = 6 Amperes

Potencia de cada CPU = (Voltaje) (Corriente)

Potencia de cada CPU = (120 Volts) (6 Amperes) =

Potencia de cada CPU = 720 Watts

$Q_{\text{CPU's}} = (\# \text{ de CPU's}) (\text{potencia}) (3.42 \text{ btu / hr watt})$

$Q_{\text{CPU's}} = (50 \text{ CPU's}) (720 \text{ watts / CPU}) (3.42 \text{ btu / hr watt})$

$Q_{\text{CPU's}} = 123120 \text{ btu / hr}$

$Q_8 = Q_{\text{Monitores}} + Q_{\text{CPU's}}$

$Q_8 = 28728 \text{ btu / hr} + 123120 \text{ btu / hr}$

$Q_8 = 151848 \text{ btu / hr}$

2.9 Q_{TOTAL} = Carga térmica total

Balance de calor para el verano

$$Q_{TOTAL} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 =$$

$$Q_{TOTAL} = 4380.99 \text{ btu / hr} + 19833.8311 \text{ btu / hr} + \\ + 12129.8347 \text{ btu / hr} + 2786.932 \text{ btu / hr} + 0 \text{ btu / hr} \\ + 20,670 \text{ btu / hr} + 6019.2 \text{ btu / hr} + 151848 \text{ btu / hr}$$

$$Q_{TOTAL} = 217\ 668.7878 \text{ btu / hr}$$

$$1 \text{ ton refrigeración} = 12\ 000 \text{ btu / hr}$$

$$Q_{TOTAL} = (217668.7878 \text{ btu / hr}) / (12\ 000 \text{ btu / hr} * \text{Ton}) \\ Q_{TOTAL} = 18.139 \text{ Ton de refrigeración}$$

Sumamos 10 % por margen de error

$$Q_{TOTAL} = 19.95 \text{ Ton de refrigeración}$$

Balance de calor para el invierno

$$Q_{TOTAL} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 - Q_5 - Q_6 - Q_7 - Q_8 =$$

$$Q_{TOTAL} = 4380.99 \text{ btu / hr} + 19833.8311 \text{ btu / hr} + \\ + 12129.8347 \text{ btu / hr} + 2786.932 \text{ btu / hr} - \\ - 0 \text{ btu / hr} - 20,670 \text{ btu / hr} - 6019.2 \text{ btu / hr} - \\ - 151848 \text{ btu / hr}$$

$$Q_{TOTAL} = -139\ 405.6122 \text{ btu / hr}$$

$$1 \text{ ton refrigeración} = 12\ 000 \text{ btu / hr}$$

$$Q_{TOTAL} = (-139405.6122 \text{ btu / hr}) / (12\ 000 \text{ btu / hr} * \text{Ton}) \\ Q_{TOTAL} = -11.617 \text{ Ton de refrigeración}$$

Sumamos 10 % por margen de error

$$Q_{TOTAL} = -12.78 \text{ Ton de refrigeración}$$

Capítulo 3

Sistema de Distribución del aire

3.1 Introducción

El aire en movimiento sigue la trayectoria de menor resistencia. Por lo tanto, una temperatura uniforme deseada sólo puede lograrse cuando el sistema de distribución de aire está apropiadamente diseñado y balanceado. El aire de alimentación debe ser distribuido por medio del sistema a la temperatura y humedad correctas, y en la cantidad necesaria para acondicionar el aire del espacio al que se sirve para quedar en la *zona de confort*. Esta zona es un rango de temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo compatibles, en que sus combinaciones pueden sustituirse para alcanzar los deseados 75 °F de bulbo seco y 50% de humedad relativa como condición ideal.

Para balancear el sistema se debe restringir el flujo de aire en las salidas cercanas a la unidad de ventilación, para lograr que la salida más alejada tenga un flujo de aire suficiente, o que lo tenga aquella que ofrezca más resistencia al flujo de aire.

Términos para comprender adecuadamente un sistema de distribución de aire.

3.1.1 Pared expuesta

Una *pared expuesta*, es una pared con un lado dentro del área de aire acondicionado. El otro lado da al exterior o limita con un área no acondicionada, como el ático o la cochera.

3.1.2 Aspiración

Aspiración es la inducción de aire del espacio acondicionado dentro de la corriente primaria de aire. Esta aspiración ayuda a eliminar la *estratificación* (la disposición en capas del aire a diferentes niveles de temperatura) dentro del espacio acondicionado. El aire aspirado está constantemente en movimiento. Cuando las salidas están situadas adecuadamente a

lo largo de las paredes expuestas, la aspiración ayuda a absorber las corrientes indeseables de estas paredes y ventanas.

3.1.3 Área libre

El área libre es el área total de las aberturas en las rejillas de entrada o de salida, a través de las cuales puede pasar el aire.

3.1.4 Unidades de velocidad del aire

Los pies por minuto son las unidades para medir la velocidad de una corriente de aire, la cual puede medirse con un medidor de velocidad llamando termo - anemómetro. El anemómetro mide el flujo de aire en pies por minuto o en metros por segundo.

3.1.5 Velocidad frontal

La velocidad frontal es la velocidad promedio del aire que pasa a través del frente o la cara de una rejilla de entrada o salida. Es la velocidad del aire descargado, la cual se puede medir con un anemómetro después de varias mediciones debido a que la velocidad frontal varía y de esta manera obtenemos un promedio.

3.1.6 Volumen de aire

El volumen de aire se mide en pies cúbicos por minuto. Los pies cúbicos por minuto se encuentran en el caso de un registro o rejilla multiplicando la velocidad frontal promedio por el área libre en pies cuadrados de la rejilla.

La fórmula para calcular el volumen de aire es la siguiente:

Volumen de aire = Área de la rejilla x velocidad frontal

Volumen de aire = pies³ / min

Área de la rejilla = pies²

Velocidad frontal = pies / min

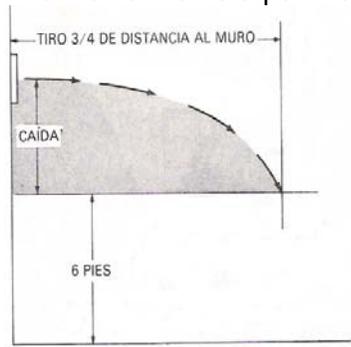
3.1.7 Velocidad terminal

La velocidad terminal es el punto en donde el aire descargado en la salida de la rejilla disminuye a una velocidad determinada. Generalmente, se acepta que la velocidad terminal sea 50 pies/min (0.25 m / s). La velocidad del aire de descarga disminuye a medida que se aleja del registro de salida.

3.1.8 Tiro

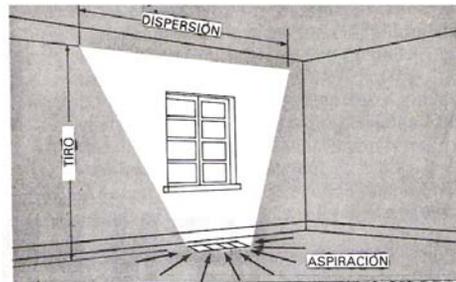
Tiro es la distancia, medida en pies (metros), que puede viajar la corriente de aire desde el registro de salida hasta el punto de velocidad terminal.

El tiro se mide verticalmente a partir de los difusores perimetrales Y horizontalmente a partir de los registros y difusores del techo.



Tiro de una corriente de aire.

Figura 24



Trayectoria de aspiración de aire.

Figura 25

3.1.9 Dispersión

La *dispersión* es la medida, en pies (metros), de la amplitud máxima de la trayectoria del aire en el punto de la velocidad terminal. La dispersión se ilustra en la figura 25.

3.1.10 Caída

Generalmente la caída es relacionada con el enfriamiento, en donde el aire es descargado horizontalmente desde registros elevados en los muros laterales, como se ilustra en la figura 24.

Puesto que la tendencia natural del aire frío (aire pesado) es a bajar, cae progresivamente al disminuir la velocidad. Medida en el punto de la velocidad terminal, la *caída* es la distancia, en pies, que el aire ha bajado desde el nivel de la salida.

3.1.11 Presión estática

La presión estática es la fuerza hacia el exterior del aire dentro de un ducto. Esta presión se mide en pulgadas de agua (pulg H₂O). La presión estática dentro de un ducto es semejante a la presión dentro de una llanta de automóvil. Básicamente es una presión inactiva.

3.1.12 Presión de velocidad

La presión de velocidad es la fuerza que tiene el aire para moverse hacia adelante dentro de un ducto. Esta presión se mide en pulgadas de agua. La presión de velocidad es comparable al empuje que tiene el aire en una llanta que se agujera.

3.1.13 Presión total

La presión total es la suma de la presión de velocidad más la presión, estática, conocida también como presión de impacto. Esta presión se expresa en pulgadas de agua. La presión total está directamente relacionada con el nivel de sonido en una salida. Por lo tanto, cualquier elemento que incremente la presión total, como el sub-dimensionamiento de las salidas o el aumento de velocidad en el ventilador, aumentará el nivel de sonido.

3.1.14 Decibeles

Los decibeles son las unidades para medir el nivel de sonido o ruido. Un decibel es aproximadamente igual a la diferencia de intensidad que puede captar el oído humano. Cuando el ruido es un factor que hay que tomar en cuenta, como por ejemplo, en el sistema de una casa, es importante mantener el nivel de ruido en su mínimo nivel. Por lo tanto, los catálogos de registros y

difusores de los fabricantes indican la presión total máxima para lograr un buen funcionamiento.

3.1.15 Registros

Los registros son salidas para descargar aire, en forma de una corriente concentrada, dentro de la zona ocupada. Los registros son combinaciones de rejillas y compuertas ya montadas que descargan el aire horizontalmente, ubicados por lo general en lo alto de los muros laterales.

3.1.16 Difusores

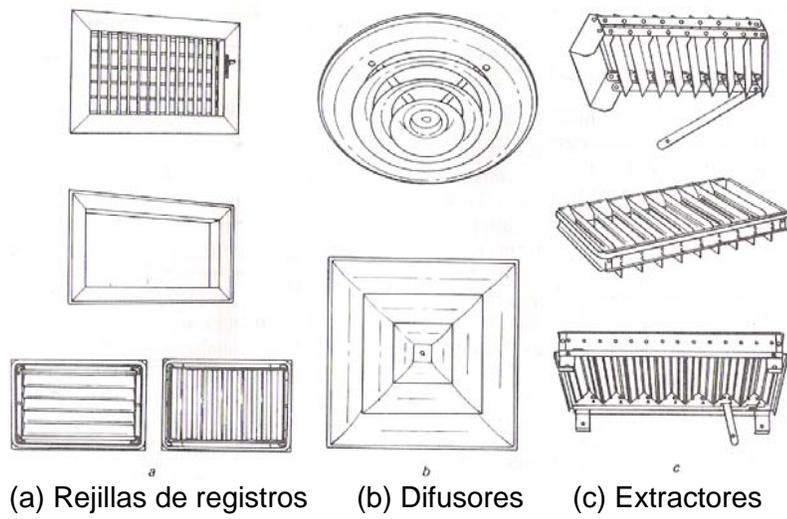
Los difusores son salidas que descargan el aire dándole una trayectoria de dispersión amplia. A menudo se instalan en el techo del área a la que se le da servicio.

3.1.17 Extractores

Un extractor es un dispositivo ajustable que se usa para dirigir una porción del aire del ducto de alimentación hacia una rama lateral, ubicado dentro del ducto en la conexión del ramal. Pueden encontrarse extractores en la mayoría de los sistemas centrales de aire acondicionado.

3.1.18 Control direccional

Las aletas para el control direccional pueden montarse en el registro para dirigir el flujo de aire. Algunas rejillas tienen aletas para aire que dirigen el flujo del mismo en tres direcciones a la vez. Otros difusores de techo tienen aletas que distribuyen el aire en cuatro direcciones.



(a) Rejillas de registros

(b) Difusores

(c) Extractores

Figura 26

Tabla 1 Cálculo del tamaño de los ductos

TABLA DE VELOCIDADES EN DUCTOS			
DESIGNACIÓN	VELOCIDADES RECOMENDABLES EN PPM (MPM)		
	RESIDENCIAS	ESCUELAS TEATROS EDIFICIOS PÚBLICOS	EDIFICIOS INDUSTRIALES
TOMAS DE AIRE EXTERIOR	500	500	500
	152	152	152
FILTROS	250	300	350
	76	91	106
SERPENTINES DE CALEFACIÓN	450	500	600
	137	152	182
SERPENTINES DE ENFRIAMIENTO	450	500	600
	137	152	182
LAVADORAS DE AIRE	500	500	500
	152	152	152
EXTRACTORES	1000 - 1600	1300 - 2000	1600 - 2400
	304 - 487	396 - 609	487 - 731
DUCTOS PRINCIPALES	700 - 900	1000 - 1300	1200 - 1800
	213 - 274	304 - 396	365 - 548
DUCTO RAMAL	600	600 - 900	800 - 1000
	182	182 - 274	243 - 304
DUCTO DE ELEVACIÓN	500	600 - 700	800
	152	182 - 213	243

DESIGNACIÓN	VELOCIDADES MÁXIMAS EN PPM (MPM)		
	RESIDENCIAS	ESCUELAS TEATROS EDIFICIOS PÚBLICOS	EDIFICIOS INDUSTRIALES
TOMAS DE AIRE EXTERIOR	800	900	1200
	243	274	563
FILTROS	300	350	350
	91	106	106
SERPENTINES DE CALEFACIÓN	500	600	700
	152	182	213
SERPENTINES DE ENFRIAMIENTO	450	500	600
	137	152	182
LAVADORAS DE AIRE	500	500	500
	152	152	152
EXTRACTORES	1700	1500 - 2200	1700 - 2800
	510	457 - 670	510 - 853
DUCTOS PRINCIPALES	800 - 1200	1100 - 1600	1300 - 2200
	243 - 365	335 - 487	396 - 670
DUCTO RAMAL	700 - 1000	800 - 1300	1000 - 1800
	213 - 304	243 - 396	304 - 548
DUCTO DE ELEVACIÓN	650 - 800	800 - 1200	1000 - 1600
	198 - 243	243 - 365	304 - 487

Fuente: Jennings, Aire acondicionado y refrigeración, pag. 470

Tabla 2
VELOCIDADES EN EL CUELLO MÁXIMAS RECOMENDADAS EN PPM

APLICACIÓN	FLUJO TOTAL POR SALIDA EN PCM		
	100	600	2000
ESTUDIOS DE RADIODIFUSIÓN	550	400	300
SALAS DE CONCIERTO	600	450	350
TEATROS , SALAS DE MÚSICA , SALONES DE CLASES , SALAS DE CONFERENCIA (PARA 50 PERSONAS)	700	550	450
DEPARTAMENTOS, HOTELES, SALAS DE ASAMBLEA , DORMITORIOS, SALAS DE CONFERENCIA (PARA 20 PERSONAS), CINES , TEATROS, HOSPITALES, SALAS DE JUSTICIA, BIBLIOTECAS.	800	600	500
PEQUEÑAS OFICINAS PRIVADAS	1000	750	600
RESTAURANTES	1400	1050	850
GIMNACIOS	1600	1200	1000
FABRICAS SILENCIOSAS	1200	900	700
FABRICAS RUIDOSAS	2500	2000	1500

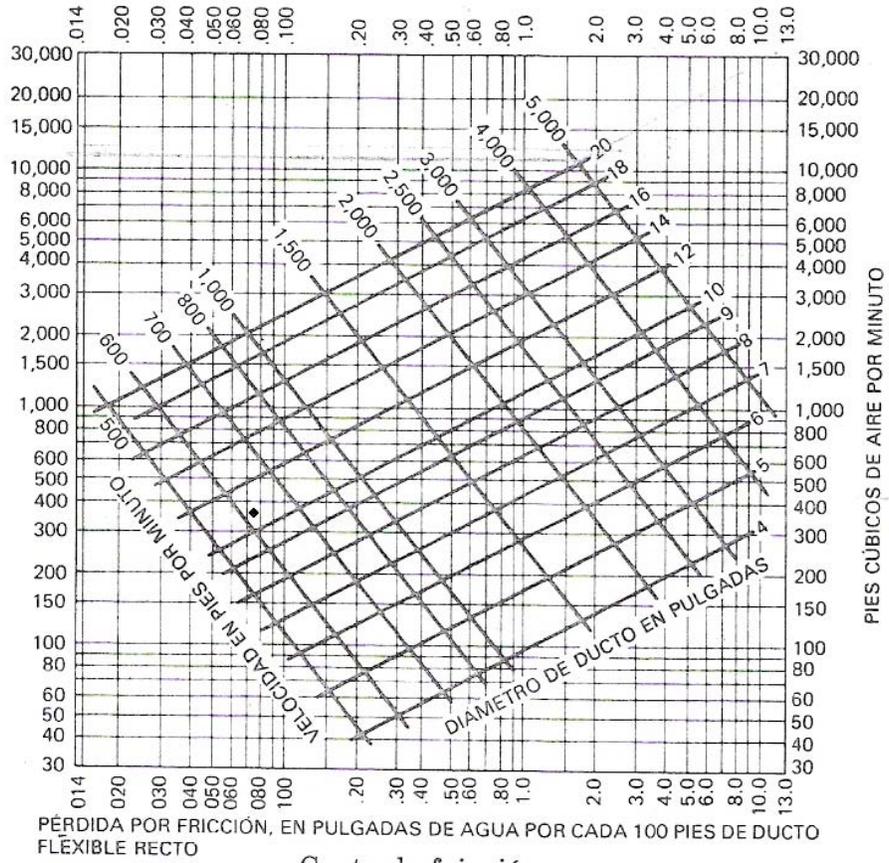
ESTAS VELOCIDADES ESTAN BASADAS EN NIVELES DE SONIDO DE LAS SALIDAS,
EL CRITERIO DE RUIDO RECOMENDADO DE LAS APLICACIONES CORRESPONDIENTES
CON UNA CONSTANTE DEL CUARTO DE 100 PPM A UNA POSICIÓN DE 3 PIES DESDE
LA SALIDA

TABLA DE FLUJO DE AIRE MÁXIMO RECOMENDADO

ELEVACIÓN AL TECHO EN PIES	8	9	10	12	15	20
FLUJO DE AIRE EN (PCM)	200	350	550	900	1500	4000

Fuente: Jennings, Aire acondicionado y refrigeración, pag. 470

Figura 27



Carta de fricción.

Fuente: Havrella, Fundamentos de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire, Pag. 279

3.2 Cálculo del tamaño de los ductos

De la tabla de flujo de aire máximo recomendado, leemos el flujo de aire para la altura de la sala de cómputo que es aproximadamente 9 pies, el flujo de aire que debe de inyectarse en la sala es de 350 pies cúbicos por minuto.

Ahora que ya conocemos que el flujo de aire recomendado para la altura sala de cómputo es de 350 pcm, buscamos en la tabla de velocidades en el cuello máximas recomendadas en ppm la velocidad recomendada para dicho flujo en salones de clases, pero no tenemos lectura para ese valor tenemos para 100 pcm y para 600 pcm y sus valores de velocidad correspondientes para cada flujo.

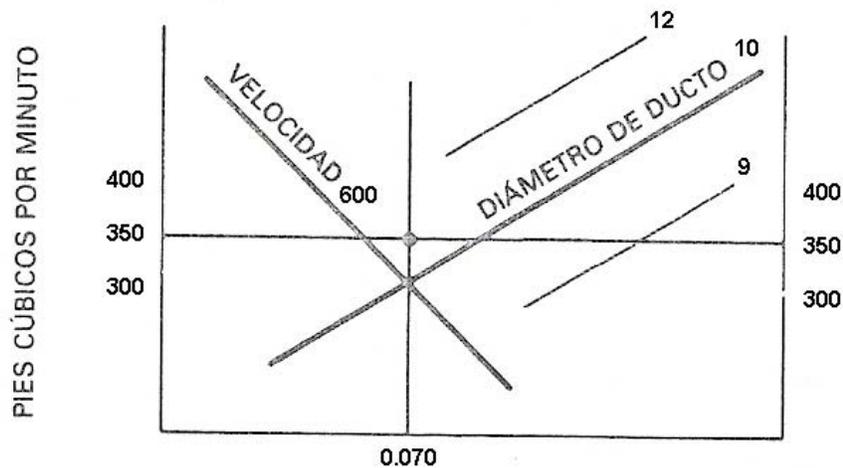
Como nosotros deseamos el valor para un flujo de 350 pcm procedemos a interpolar los valores de 100pcm y 600pcm de la tabla 2.

Y tenemos que la velocidad adecuada para que no se produzca un nivel de sonido alto en las salida de aire para un flujo de 350 pcm es de 625 ppm.

Con estos los datos de velocidad y flujo de aire recomendados graficamos el punto en la carta de fricción para conocer el diámetro del ducto que cumple con estas características.

Velocidad del aire = 600 pcm

Flujo del aire = 350 ppm



Gráfica de tamaño de ducto.

Figura 28

El punto en la graficado en la carta de fricción esta por encima del diámetro del ducto de 10 pulgada pero un diámetro mayor no podría cumplir con las condiciones de velocidad deseadas en los ductos. Por lo tanto tomaremos el ducto de 10 pulgadas de diámetro.

Para el caso de la sala de cómputo nunca se consideró la instalación de un sistema aire acondicionado, y para la instalación de ductos circulares se necesita que sean planeados junto con el proyecto del edificio, por lo tanto se instalarán ductos cuadrados de lámina galvanizada para prolongar lo más posible su tiempo de vida útil.

Diámetro del ducto = 10 pulgadas = 25.4 cm

Radio del ducto = 5 pulgadas = 12.7 cm

Área del ducto circular = π radio²

Área del ducto circular = (3.1416) (12.7 cm)²

Área del ducto circular = 506.71 cm²

El área del ducto circular es 506.71 cm²

Para obtener el valor que debe de tener cada lado del ducto cuadrado le sacamos raíz cuadrada el valor del área del ducto circular y obtenemos que:

Necesitamos un ducto cuadrado de **22.5 cm x 22.5 cm** de lado.

3.3 Diagramas de la instalación propuesta de ductos.

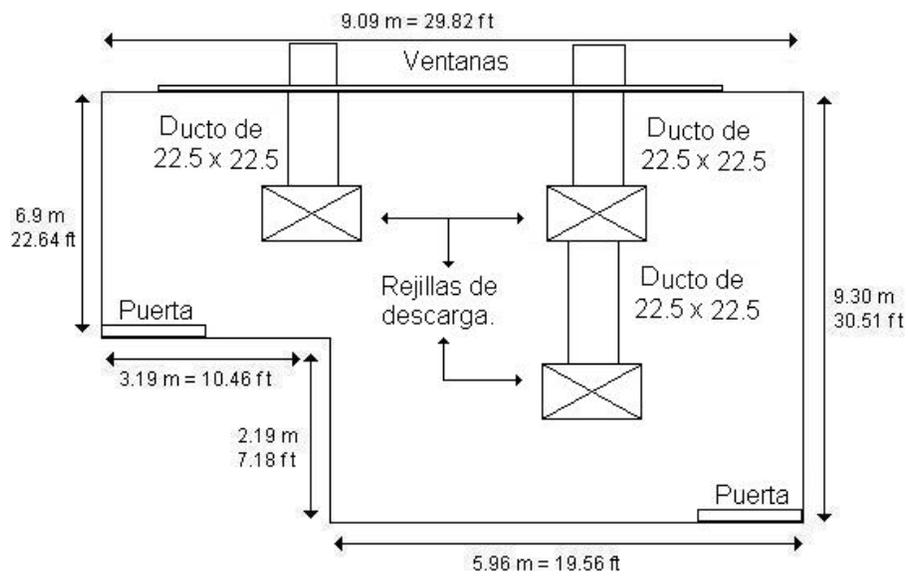


Figura 29

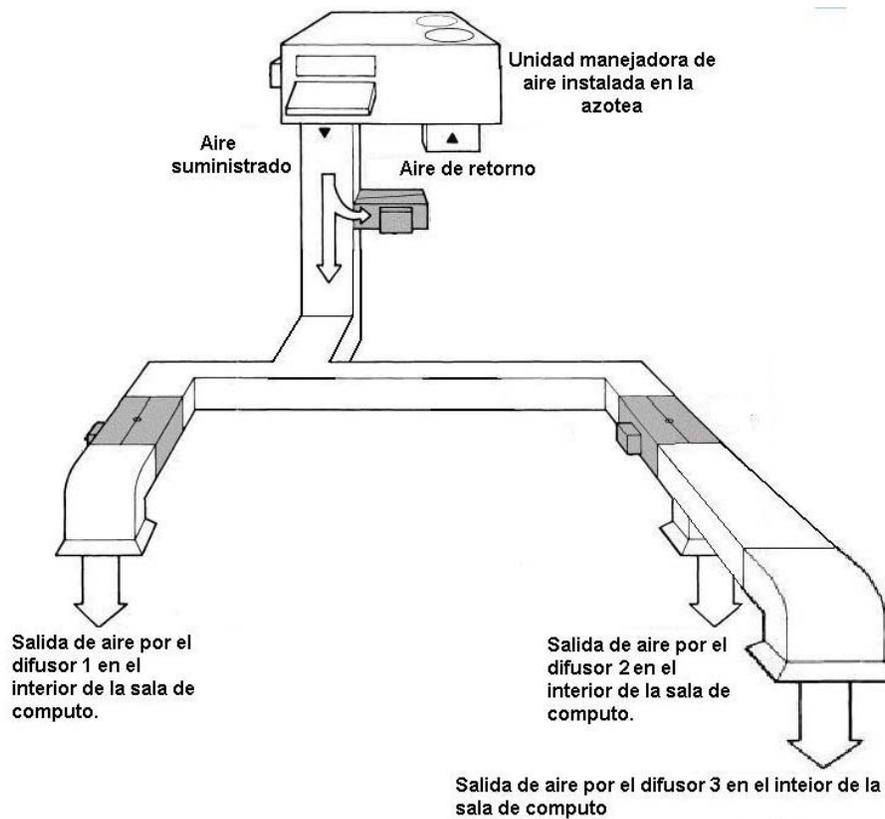


Figura 30

Por la forma del salón los difusores sería cuadrados para asegurar la adecuada distribución de aire.

La unidad manejadora de paquete sería colocada en el techo del segundo nivel del edificio en el cual se encuentra el centro de cómputo para evitar que entre en contacto con personas que la pudieran dañar.

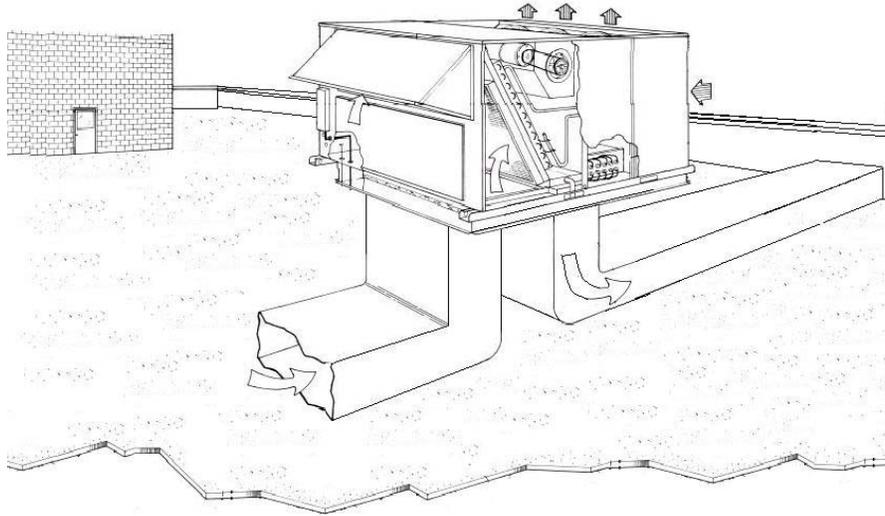


Figura 31 Unidad manejadora

La unidad manejadora quedaría instalada como se ve en dibujo en la azotea del edificio A – 4 de la FES Aragón.

Capítulo 4

Costo del equipo e instalación

Con base a la información calculada se presentara una cotización de lo que costaría los posibles equipos que podría satisfacer las necesidades del centro de cómputo y la instalación de dichos equipos.

4.1 Opción 1



Figura 32

Suministro de Aire Acondicionado por una unidad tipo paquete de 20.0 toneladas de refrigeración. Para la Planta Alta.

Marca. Carrier

Modelo 50 TJ 024

Capacidad de 20 toneladas de refrigeración y / o 240,000 BTU / hr

Opera con 230 o 460 Volts a 60 hertz Trifásico

Peso aproximado 900 Kgs.

Dimensiones del gabinete 1.20 de altura x 2.12 de ancho x 2.19 largo.

Aprobación de ISO 9001 y cuenta con el sello FIDE

Refrigerante R-410 amigable con el medio ambiente por que no posee cloro.

Costo del equipo **8,104 . 44 Dólares o 89,148.84 pesos**

más 15% de iva **\$102,521.116 pesos**

4.2 Opción 2



Figura 33

Al hacer los cálculos aumentamos un 10 % de margen de seguridad a la capacidad de enfriamiento para asegurar el correcto funcionamiento si lo retiramos nos queda una capacidad de 18 toneladas que también podría funcionar.

Suministro de Aire Acondicionado por una unidad tipo paquete de 18.0 toneladas de refrigeración. Para la Planta Alta.

Marca Carrier

Modelo 50 TJ 020

Capacidad de 18 toneladas de refrigeración y / o 216,000 BTU / hr

Opera con 230 o 460 Volts a 60 hertz Trifásico

Peso aproximado 850 Kgs.

Dimensiones del gabinete 1.143 de altura x 2.12 de ancho x 2.19 largo.

Aprobación de ISO 9001 y cuenta con el sello FIDE

Refrigerante R-410 amigable con el medio ambiente por que no posee cloro.

Costo del equipo **7,917.99 Dólares o 87,097.89 pesos**

más 15% de iva

\$ 100,162.57 pesos

4.3 Costo de la instalación de las opciones 1 y 2

1.- Suministro y colocación de lamina galvanizada calibre 24 para fabricación en obra de ductos de inyección y retorno para aire acondicionado incluye elevaciones, materiales para fijación, colgante a base de tirantes fabricados con la misma lámina, engargolado de la lamina, equipo, trazo, alimentación, nivelación, remaches, fabricado de piezas especiales, ajustes, pruebas de funcionamiento y operación según el proyecto.

Costo \$ 8, 250. 00 pesos

2.- Suministro de 3 rejillas de inyección 9"x 9" de 4 vías con control de volumen en acero al carbón con acabado en pintura final en blanco ostión Incluye: Flete, acarreo, colocación, nivelación, fijación, mano de obra, limpieza y retiro de sobrantes fuera de obra.

Costo \$ 1,650.00 pesos

3.- Suministro de 3 Rejilla de retorno 9" x 9" sin control de volumen en acero al carbón con acabado en pintura final en blanco ostión Incluye: Flete, acarreo, colocación, nivelación, fijación, mano de obra, limpieza y retiro de sobrantes fuera de obra.

Costo \$ 600.00 pesos

4.- Suministro de Rejilla de toma de aire exterior 12" x 12" sin control de volumen en acero al carbón con acabado en pintura final en blanco ostión Incluye: Flete, acarreo, colocación, nivelación, fijación, mano de obra, limpieza y retiro de sobrantes fuera de obra.

Costo \$ 400.00 pesos

5.- Suministro y Colocación de Aislamiento Térmico para la red de ductos a base de fibra de vidrio con foil de aluminio de 1" de espesor Incluye: Adhesivo, sellador, mano de obra, materiales, flete, maniobras de carga y descarga, limpieza y retiro de sobrante.

Aproximadamente 50 m²

Costo \$ 7,500.00 pesos

6.- Suministro y colocación de una base cuadrada de asentamiento fabricada en ángulo acero al carbón de 1.2 x 1.5 x 0.6 mts, solera de 1" x 1" Incluye: Flete, acarreo, colocación, fijación, mano de obra, herramienta, limpieza y retiro de sobrantes fuera de obra.

Costo \$ 1,200.00 pesos

7.- Suministro y Colocación de Soportaría para la red de ductos de aire, a base de lámina galvanizada Incluye: Fletes, acarreos, cortes, alineación, colocación, limpieza de material fuera de obra.

Costo \$ 5,500.00 pesos

8.- Suministro y Colocación de un termostato marca. Honeywell de tres pasos Modelo H027-24 volts, tubería conduit, abrazaderas, cable de control Cal. 16 , accesorios para conduit Incluye: acarreo montaje fijación nivelación calibración conexión eléctrica limpieza y retiro de sobrantes fuera de obra.

Costo \$ 3,200.00 pesos

9.- Maniobras de grúa para colocación del equipo, pruebas y arranque

Costo \$ 6,000.00 pesos

Subtotal de instalación de equipo de aire acondicionado en M. N.
\$ 34,300.00 pesos

más 15% de iva
\$ 39,445.00 pesos

Costo total de las opciones 1 y 2 incluyendo equipo, instalación e iva

Costo total de la opción 1 = \$ 141, 966.116 pesos

Costo total de la opción 2 = \$ 139,607.57 pesos

Tiempo de entrega:

Tiempo de entrega del equipo Paquete: 2 a 3 Semanas

Tiempo de ejecución de obra: 2 Semanas

4.4 Opción 3



Figura 34

Suministro de Aire Acondicionado por una unidad tipo Mini Split

Marca Carrier

Tipo: Línea Galaxy

Modelo 42LSC6022-CL

Capacidad de 5 toneladas de refrigeración y / o 60,000 BTU / hr

Opera con 220 Volts a 60 hertz 1 F

Peso aproximado 39 Kgs.

Dimensiones del gabinete 26.5 cm de altura x 1.76 m de ancho x 63.5 cm largo.

Aprobación de ISO 9001

Refrigerante R-410 amigable con el medio ambiente por que no posee cloro.

Nivel de ruido que produce 53 / 56 dBA

Cuenta con el sello FIDE

Costo del equipo o 19,250.00 pesos

Para cubrir las necesidades de la sala se necesitarían 4 Mini Split que tendrían un costo de:

Costo de 4 Mini Split \$ 77,000.00 pesos

más 15% de iva **\$ 88,550.00 pesos**

4.5 Costo de la instalación de las opción 3

Estas unidades irían instaladas en la parte superior de las paredes.

Costo de la instalación mecánica, incluye: Mano de obra, materiales tales como: tubería de cobre, aislamiento, gas refrigerante, filtro deshidratador, soldadura, codos y tees de cobre, interconexión entre evaporador y condensadora, tubería de drenaje, limpieza y retiro de sobrantes fuera de obra.

Lo que tendría un costo de \$19,200.00 pesos por la instalación de las 4 unidades.

más 15% de iva **\$22,080.00 pesos**

Costo total de las opción 3 incluyendo equipo, instalación e iva
Costo total de la opción 3 = \$ 110, 630 pesos

Tiempo de entrega: equipo: 3 días instalación: 1 semana

Conclusiones

- Resultados y Recomendaciones:

De acuerdo a los resultados obtenidos, se determina que el centro de cómputo requiere un sistema de acondicionamiento de aire con una capacidad de 20 Toneladas de refrigeración, durante el verano, que únicamente disminuya la temperatura debido a que el factor de calor sensible es muy cercano a 1, por lo tanto no es necesario modificar la humedad del aire circulante; por lo que no se incrementaría el costo del equipo.

Durante la época invernal los requerimientos de acondicionamiento serían del orden de 12 Toneladas de refrigeración.

La recomendación para satisfacer completamente las necesidades que se requieren en el centro de cómputo es la opción número uno la cual asegura una atmósfera confortable durante el verano y la variación en el precio es de aproximadamente 2000 pesos con la opción número 2 que no cuenta con el margen de seguridad del 10 % para asegurar que las condiciones deseables se alcancen.

La opción uno y dos son unidades de paquete que se colocarían en el techo del segundo nivel del edificio en el cual se encuentra el centro de cómputo. Estas unidades requieren de un sistema de distribución de aire a través de ductos de 22.5 cm x 22.5 cm, este sistema asegura una mejor distribución del aire en el espacio a acondicionar.

La tercera opción requiere de 4 unidades mini split la cual no garantiza una adecuada distribución del aire en el espacio a acondicionar, pero es más económica, el tiempo de instalación es menor, estas unidades irían instaladas al interior de la sala de cómputo y cada una de estas unidades tiene una capacidad de 5 toneladas de refrigeración.

Para la selección de las unidades manejadoras que se presentaron en la cotización se tuvo en cuenta el cuidado del medio ambiente.

Se seleccionaron equipos marca Carrier por que cuentan con el sello FIDE que surge para identificar entre una gran variedad de productos existentes en el mercado, aquellos con alto grado de eficiencia energética.

En un mundo limitado por los recursos energéticos, la eficiencia es nuestra esperanza para el mañana.

La Relación de Eficiencia Energética (REE) nos indica la capacidad de enfriamiento (btu's) por Watt consumido.

Se buscó que los equipos tuvieran Refrigerante Ecológico amigable con el ambiente.

Porque existe evidencia que demuestra que los refrigerantes que contienen cloro, CFC y HCFC (como el R22, R123, R11, R12) dañan la capa de ozono.

Se busco que los equipos de aire acondicionado que ofrecieran alternativas de refrigerantes sin cloro (conocidos como los HFC) ejemplo R410 y R134.

Se diseñaron los ductos para que no produjeran altos niveles de ruido y la gente se sintiera en un ambiente de confort dado que en esta sala de cómputo se imparten clases, al igual que los equipos mini split se buscó que fueran silenciosos con pocos decibeles.

Apéndice

Tabla 3

ESTADO	CONDICIONES ATMOSFERICAS DE DISEÑO					
	LATITUD N	SITUACION	PRESION	VERANO		
		ALTURA S.N.M. M	BAROMETRICA	TEMP. MAX. EXT. °C	TEMP. DE CALCULO BS	BH
DURANGO						
Durango	24° 31'	1998	610	35.6	33	17
Ciudad Lerdo	25° 30'	1140	667	39.0	36	21
GUANAJUATO						
Celaya	20° 32'	1754	610	41.5	38	20
Guanajuato	21° 01'	2037	601	33.8	32	18
León	21° 07'	1809	617	36.5	34	20
Salvatierra	20° 13'	1761	620	38.0	35	19
GUERRERO						
Acapulco	16° 50'	3	760	35.8	33	27
Chilpancingo	17° 33'	1250	608	35.2	33	23
Taxco	16° 33'	1755	621	36.5	34	20
HIDALGO						
Octopan	20° 08'	2445	573	31.4	29	17
Tulancingo	20° 05'	2181	500	34.7	32	19
JALISCO						
Guadalajara	20° 41'	1589	633	36.0	33	19
Lagos	20° 22'	1880	612	43.2	39	19
Puerto Vallarta	19° 37'	2	760	39.0	36	25
MEXICO						
Texcoco	18° 31'	2216	688	34.0	32	13
Toluca	18° 17'	2675	577	26.8	26	17
MICHOACAN						
Apatzingan	19° 05'	682	703	43.0	39	25
Morelia	19° 42'	1923	609	31.3	30	19
Zamora	19° 39'	1633	630	37.5	35	20
Zacapu	19° 45'	2000	603	34.8	32	19

Fuente: Gilvert Copeland ,Manual de refrigeración Pag. 12-5

Tabla 4

HUMEDADES RELATIVAS EN PROCESOS DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

	Humedad Relativa Requerida	Fabricación de :	Humedad Relativa Requerida
Galerías	30-50 %	Dulces	40-50 %
Almacenes de Frutas	85-90 %	Papel Cartón	40-60 %
Panaderías	60-80 %	Cigarros	50-60 %
Cervecerías	65-75 %	Tapetes	50-60 %
Depósitos de granos	35-45 %	Cerámica	40-50 %
Centrales Telefónicas	60-65 %	Abrasivos	40-60 %
Artículos	40-50 %		
Fotográficos			
Antigüedades	30-50 %	Procesos de :	
Hospitales	40-60 %		
Incubadoras	60-70 %	Algodón	60-70 %
Tenerías	45-55 %	Fotográficos	50-60 %
Litográficas	45-55 %	Computación	40-50 %
Museos	40-50 %	Tabaco	50-60 %
Aire Acondicionado y Confort	30-60 %		
Imprentas	40-50 %		
Centros de Salud	40-60 %		

Fuente : Gilvert Copeland ,Manual de refrigeración

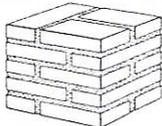
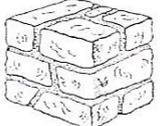
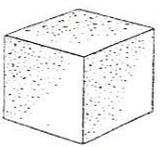
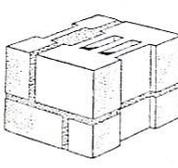
Tabla 5 Corrección para Ws y ha cuando la presión barométrica difiere de la estándar a nivel mar

Temp. bulbo hum. tbb	Presión satr. del vapor h. Hg	ALTITUD APROXIMADA EN PIES															
		-900		900		1800		2700		3600		4500		5400			
		$\Delta p = +1$	$\Delta p = -1$	$\Delta p = -2$	$\Delta p = -3$	$\Delta p = -4$	$\Delta p = -5$	$\Delta p = -6$	ΔW_{wb}	Δh							
20	.1027	-0.5	-0.03	0.5	0.00	1.1	0.17	1.7	0.23	2.3	0.28	3.0	0.46	3.9	0.58		
21	.1078	-0.5	-0.03	0.5	0.00	1.1	0.17	1.8	0.27	2.4	0.37	3.2	0.49	4.0	0.61		
22	.1130	-0.5	-0.03	0.6	0.09	1.2	0.18	1.9	0.29	2.5	0.40	3.4	0.52	4.2	0.64		
23	.1186	-0.6	-0.09	0.6	0.09	1.3	0.19	2.0	0.30	2.7	0.41	3.5	0.55	4.4	0.67		
24	.1243	-0.6	-0.09	0.6	0.10	1.3	0.20	2.1	0.32	2.8	0.43	3.7	0.57	4.6	0.71		
25	.1303	-0.6	-0.10	0.7	0.10	1.4	0.21	2.2	0.33	3.0	0.44	3.9	0.59	4.9	0.75		
26	.1366	-0.7	-0.10	0.7	0.11	1.4	0.22	2.3	0.35	3.1	0.46	4.1	0.63	5.1	0.78		
27	.1431	-0.7	-0.11	0.7	0.11	1.5	0.23	2.4	0.37	3.2	0.50	4.3	0.65	5.4	0.83		
28	.1500	-0.7	-0.11	0.8	0.12	1.6	0.24	2.5	0.38	3.4	0.53	4.5	0.69	5.6	0.86		
29	.1571	-0.8	-0.12	0.8	0.12	1.7	0.25	2.6	0.40	3.5	0.55	4.7	0.72	5.8	0.89		
30	.1645	-0.8	-0.12	0.9	0.13	1.7	0.27	2.7	0.42	3.6	0.58	4.9	0.75	6.1	0.92		
31	.1723	-0.8	-0.13	0.9	0.13	1.9	0.28	2.8	0.44	3.9	0.59	5.1	0.78	6.3	0.95		
32	.1803	-0.9	-0.13	0.9	0.14	1.9	0.29	3.0	0.45	4.1	0.63	5.3	0.82	6.6	1.01		
33	.1878	-0.9	-0.14	1.0	0.15	2.0	0.30	3.1	0.47	4.3	0.65	5.5	0.85	6.9	1.06		
34	.1955	-0.9	-0.14	1.0	0.15	2.1	0.32	3.2	0.49	4.5	0.68	5.7	0.88	7.2	1.11		
35	.2034	-1.0	-0.15	1.0	0.16	2.1	0.33	3.3	0.51	4.5	0.71	6.0	0.92	7.5	1.16		
36	.2117	-1.0	-0.15	1.1	0.17	2.2	0.35	3.5	0.53	4.6	0.74	6.2	0.94	7.8	1.20		
37	.2202	-1.0	-0.16	1.1	0.17	2.3	0.36	3.6	0.56	5.0	0.77	6.5	1.00	8.1	1.25		
38	.2290	-1.1	-0.17	1.2	0.18	2.4	0.37	3.8	0.58	5.2	0.80	6.8	1.05	8.4	1.30		
39	.2382	-1.1	-0.18	1.2	0.19	2.5	0.39	3.9	0.61	5.3	0.85	7.1	1.09	8.7	1.36		
40	.2477	-1.2	-0.18	1.3	0.20	2.6	0.41	4.1	0.63	5.7	0.88	7.4	1.14	9.2	1.42		
41	.2575	-1.2	-0.19	1.3	0.20	2.7	0.42	4.3	0.65	5.9	0.91	7.7	1.19	9.5	1.48		
42	.2676	-1.3	-0.20	1.4	0.21	2.8	0.44	4.4	0.69	6.1	0.94	8.0	1.23	10.0	1.54		
43	.2781	-1.3	-0.21	1.4	0.22	3.0	0.45	4.6	0.71	6.4	0.99	8.4	1.29	10.6	1.61		
44	.2890	-1.4	-0.22	1.5	0.23	3.1	0.47	4.8	0.74	6.7	1.04	8.7	1.34	11.2	1.67		
45	.3002	-1.4	-0.23	1.6	0.24	3.2	0.49	5.0	0.77	6.9	1.07	9.1	1.39	11.8	1.73		
46	.3119	-1.5	-0.23	1.6	0.25	3.3	0.51	5.2	0.80	7.2	1.11	9.4	1.43	11.7	1.81		
47	.3239	-1.6	-0.24	1.7	0.26	3.4	0.53	5.4	0.84	7.5	1.16	9.8	1.52	12.1	1.87		
48	.3363	-1.6	-0.25	1.8	0.27	3.6	0.56	5.6	0.87	7.8	1.21	10.2	1.58	12.6	1.93		
49	.3491	-1.7	-0.26	1.8	0.28	3.7	0.58	5.8	0.90	8.1	1.25	10.5	1.63	13.1	2.00		
50	.3624	-1.7	-0.27	1.9	0.29	3.9	0.60	6.1	0.94	8.4	1.30	10.9	1.69	13.6	2.11		
51	.3761	-1.8	-0.28	2.0	0.30	4.0	0.63	6.3	0.97	8.7	1.35	11.3	1.75	14.1	2.18		
52	.3903	-1.9	-0.29	2.0	0.32	4.2	0.65	6.5	1.01	9.0	1.40	11.8	1.83	14.7	2.28		
53	.4049	-1.9	-0.30	2.1	0.33	4.4	0.68	6.7	1.05	9.3	1.44	12.2	1.89	15.2	2.36		
54	.4200	-2.0	-0.31	2.2	0.34	4.5	0.70	7.0	1.09	9.7	1.50	12.7	1.97	15.8	2.48		
55	.4356	-2.1	-0.32	2.3	0.35	4.7	0.73	7.3	1.13	10.1	1.57	13.2	2.05	16.4	2.64		
56	.4518	-2.2	-0.34	2.4	0.37	4.9	0.76	7.6	1.18	10.5	1.63	13.7	2.13	17.1	2.84		
57	.4684	-2.3	-0.35	2.4	0.37	5.1	0.79	7.9	1.22	10.9	1.69	14.2	2.21	17.7	2.75		
58	.4856	-2.3	-0.37	2.5	0.39	5.3	0.82	8.2	1.27	11.3	1.75	14.7	2.28	18.3	2.86		
59	.5033	-2.4	-0.38	2.6	0.41	5.4	0.85	8.5	1.32	11.7	1.82	15.2	2.38	19.1	2.97		
60	.5216	-2.5	-0.40	2.7	0.42	5.7	0.88	8.8	1.37	12.2	1.90	15.9	2.47	19.9	3.09		
61	.5405	-2.6	-0.41	2.8	0.44	5.9	0.91	9.2	1.43	12.7	1.98	16.5	2.57	20.7	3.22		
62	.5599	-2.7	-0.43	2.9	0.46	6.1	0.95	9.5	1.48	13.2	2.05	17.1	2.66	21.4	3.33		
63	.5800	-2.8	-0.44	3.0	0.48	6.3	0.98	9.9	1.54	13.7	2.13	17.7	2.76	22.3	3.47		
64	.6007	-2.9	-0.46	3.2	0.49	6.5	1.02	10.2	1.59	14.2	2.21	18.4	2.87	23.1	3.60		
65	.6221	-3.1	-0.48	3.3	0.51	6.8	1.06	10.6	1.65	14.7	2.29	19.1	2.98	23.9	3.73		
66	.6441	-3.2	-0.50	3.4	0.53	7.1	1.10	11.0	1.72	15.3	2.38	19.8	3.09	24.8	3.87		
67	.6668	-3.3	-0.51	3.5	0.55	7.3	1.14	11.4	1.79	15.8	2.47	20.5	3.20	25.7	4.01		
68	.6902	-3.4	-0.53	3.7	0.57	7.6	1.18	11.8	1.84	16.4	2.56	21.3	3.32	26.7	4.16		
69	.7143	-3.5	-0.55	3.8	0.59	7.9	1.23	12.2	1.90	17.0	2.65	22.1	3.45	27.7	4.32		
70	.7392	-3.7	-0.57	3.9	0.61	8.1	1.27	12.7	1.98	17.6	2.75	22.9	3.58	28.7	4.48		
71	.7648	-3.8	-0.59	4.1	0.64	8.4	1.32	13.1	2.05	18.2	2.84	23.7	3.70	29.7	4.64		
72	.7911	-3.9	-0.61	4.2	0.66	8.7	1.36	13.6	2.13	18.8	2.94	24.6	3.84	30.9	4.82		
73	.8183	-4.1	-0.63	4.4	0.69	9.0	1.41	14.1	2.20	19.5	3.03	25.5	3.99	31.9	4.99		
74	.8463	-4.2	-0.66	4.5	0.71	9.4	1.46	14.6	2.29	20.2	3.15	26.4	4.14	33.1	5.18		
75	.8750	-4.4	-0.68	4.7	0.74	9.7	1.51	15.1	2.36	20.9	3.27	27.4	4.29	34.3	5.37		
76	.9047	-4.5	-0.71	4.9	0.77	10.0	1.57	15.7	2.46	21.7	3.39	28.3	4.42	35.5	5.56		
77	.9352	-4.7	-0.73	5.1	0.79	10.4	1.63	16.3	2.55	22.5	3.52	29.4	4.51	36.9	5.77		
78	.9667	-4.9	-0.76	5.2	0.82	10.8	1.69	16.9	2.65	23.3	3.65	30.3	4.77	38.2	5.98		
79	.9990	-5.0	-0.79	5.4	0.85	11.2	1.75	17.5	2.74	24.2	3.79	31.6	4.95	39.6	6.20		
80	1.032	-5.2	-0.82	5.6	0.88	11.6	1.82	18.1	2.84	25.1	3.93	32.7	5.13	41.0	6.43		
81	1.067	-5.4	-0.85	5.8	0.91	12.0	1.88	18.8	2.95	26.0	4.08	33.9	5.32	42.5	6.66		
82	1.102	-5.6	-0.88	6.0	0.94	12.5	1.96	19.5	3.06	27.0	4.24	35.1	5.51	44.0	6.90		
83	1.138	-5.8	-0.91	6.2	0.97	12.9	2.02	20.2	3.17	28.0	4.39	36.4	5.71	45.6	7.15		
84	1.175	-6.0	-0.94	6.4	1.00	13.3	2.10	20.9	3.28	28.9	4.54	37.7	5.92	47.2	7.41		

ΔP = Diferencia de presión barométrica con la estándar (plg de Hg)
 Δh = Corrección de la entalpia en BTU/lb de aire seco
 ΔW = Corrección de la humedad específica en granos por libra de aire seco
Fuente: Carta psicrométrica, parte superior izquierda.

Tabla 6

TABLA DE COEFICIENTES DE TRANSMISION (U) PARA PAREDES DE MAMPOSTERIA

Tipo de mamposteria	Espesor de la mamposteria (plg)	Acabado interior (más aislamiento donde se indique)									Pared número
		Paredes lisas sin acabados interiores	Yeso (1/2") sobre las paredes	Tira metálica y yeso* forrado††	Cartón de yeso (3/8") decorado-forrado††	Tiras de yeso (3/8") estucado** forrado††	Cartón de aislamiento 1/2" plano o decorado forrado††	Tiras de cartón aislamiento (1/2") estucado** forrado††	Tiras de cartón aislamiento (1") estucado** forrado††	Cartón de yeso** más 1 plg de aislamiento forrado††	
		A	B	C	D	E	F	G	H	I	
Ladrillo sólido* 	8	0.50	0.46	0.32	0.31	0.30	0.22	0.22	0.16	0.14	67
	12	0.36	0.34	0.25	0.25	0.24	0.19	0.19	0.14	0.13	68
	16	0.28	0.27	0.21	0.21	0.20	0.17	0.16	0.13	0.12	69
Bloque hueco† (Exterior acabado de estuco) 	8	0.40	0.37	0.27	0.27	0.26	0.20	0.20	0.15	0.13	70
	10	0.39	0.37	0.27	0.27	0.26	0.20	0.19	0.15	0.13	71
	12	0.30	0.28	0.22	0.22	0.21	0.17	0.17	0.13	0.12	72
	16	0.24	0.24	0.19	0.19	0.18	0.15	0.15	0.12	0.11	73
Piedra† 	8	0.70	0.64	0.39	0.38	0.36	0.26	0.25	0.18	0.16	74
	12	0.57	0.53	0.35	0.34	0.33	0.24	0.23	0.17	0.15	75
	16	0.49	0.45	0.31	0.31	0.29	0.22	0.22	0.16	0.14	76
	24	0.37	0.35	0.26	0.26	0.25	0.19	0.19	0.15	0.13	77
Hormigón vaciado‡ 	8	0.79	0.71	0.42	0.41	0.39	0.27	0.26	0.19	0.16	78
	8	0.70	0.64	0.39	0.38	0.36	0.26	0.25	0.18	0.16	79
	10	0.63	0.58	0.37	0.36	0.34	0.25	0.24	0.18	0.15	80
	12	0.57	0.53	0.35	0.34	0.33	0.24	0.23	0.17	0.15	81
Bloques huecos de hormigón 	Agregado de grava										
	8	0.56	0.52	0.34	0.34	0.32	0.24	0.23	0.17	0.15	82
	12	0.49	0.46	0.32	0.31	0.30	0.22	0.22	0.16	0.14	83
	Cinder Aggregate										
	8	0.41	0.39	0.28	0.28	0.27	0.21	0.20	0.15	0.13	84
	12	0.38	0.36	0.26	0.26	0.25	0.20	0.19	0.15	0.13	85
	Agregado de peso ligero ††										
	8	0.36	0.34	0.26	0.25	0.24	0.19	0.19	0.15	0.13	86
	12	0.34	0.33	0.25	0.24	0.24	0.19	0.18	0.14	0.13	87

Fuente: Jennings, Aire acondicionado y refrigeración, pag. 139

Tabla 7

CORRECCION DE TEMPERATURA POR EL EFECTO SOLAR

(Grados Fahrenheit que han de añadirse a la diferencia de temperatura normal en los cálculos de transmisión de calor para compensar el efecto solar.

Esta tabla no es aplicable para diseños de acondicionamiento de aire)

Tipo de Superficie	Pared Este	Pared Sur	Pared Oeste	Techo Plano
Superficies de color oscuro tales como: Techo de arcilla negra Techo de chapopote Pintura negra	8	5	8	20
Superficies de color medio tales como: Madera sin pintar Ladrillo Losa roja Cemento oscuro Pintura roja, gris o verde	6	4	6	15
Superficies de color claro tales como: Piedra blanca Cemento de color claro Pintura blanca	4	2	4	9

(Tomado del Manual de Fundamentos ASHRAE, 1967, y copiado con autorización)

Fuente: Gilvert Copeland ,Manual de refrigeración Pag. 12-6

Tabla 8 Conductividad térmica y propiedades de sustancias.

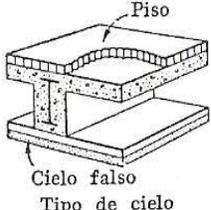
Material	Calor específico C_p (Btu/lb por grado F)	Masa específica a 68 F (lb/pie ³)	Conductividad k $\left[\frac{\text{(Btu)(plg)}}{(\text{hr})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})} \right]$	Gama de temperaturas (F)
Hierro				
Vaciado	0.13	442.0	326.0	129-216
Forjado o dulce	0.11	485.0	417.0	64-212
Hollín de resina	10.0	0.45	104
Hormigón				
Rescoldo o de escoria ..	0.18	97.0	4.9	75
Vaciado	0.19	140.0	12.0	75
Hule				
Duro	0.40	74.3	11.0	100
India	0.48	59.0	1.302	68-212
Ladrillo				
Común	0.22	112.0	5.0	...
De fachada	0.22	125.0	9.2	...
Refractario	0.20	115.0	6.96	392
Lana	0.33	4.99	0.264	86
Lana de vidrio	0.22	1.5	0.27	75
Lana mineral de asbesto				
Placa	0.25	15.0	0.33	75
Relleno	0.20	9.4	0.27	103
Lana mineral o pétreo ..	0.20	10.0	0.27	90
Latón				
Rojo	0.090	536.0	715.0	32
Amarillo	0.088	534.0	592.0	32
Madera				
Abeto	0.65	34.0	0.80	75
Arce	40.0	1.2	75
Roble	0.57	48.0	1.10	86
Pino blanco	0.67	31.2	0.780	86
Mármol	0.21	162.0	20.6	32-212
Mortero de cemento	0.19	118.0	12.0	...
Níquel	0.10	537.0	406.5	64-212
Oro	0.031	1205.0	2028	64-212
Oxido de hierro	0.17	306-330	3.63	68
Papel	0.32	58.0	0.90	...
Parafina	0.69	55.6	1.68	32-68
Piedra de arena	0.22	143.0	12.6	68
Piedra de cal o caliza	0.22	132.0	10.8	75
Plata	0.056	656.0	2905.0	64-212
Picmo	0.030	710.0	240.0	64-212

Tabla de asbesto con

Fuente: Jennings, Aire acondicionado y refrigeración, pag. 121

Tabla 9

TABLA DE COEFICIENTES DE TRANSMISION (U) PARA PISOS Y
TECHOS CONSTRUIDOS DE HORMIGON

	Espesor del hormigón** (plg)	Tipo de piso					Número
		Sin piso (hormigón desnudo)	Piso de ladrillo* o terrazo sobre hormigón	Capa de asfalto de 1/2"† sobre el hormigón	Entablado de madera‡ sobre el hormigón	Piso de madera doble sobre vigas§	
		A	B	C	D	E	
Sin cielo falso	3	0.68	0.65	0.66	0.45	0.25	1
	6	0.59	0.56	0.58	0.41	0.23	2
	10	0.50	0.48	0.49	0.36	0.22	3
Yeso de 1/2 plg aplicado por abajo del hormigón	3	0.62	0.59	0.60	0.43	0.24	4
	6	0.54	0.52	0.53	0.39	0.22	5
	10	0.46	0.44	0.45	0.34	0.21	6
Yeso en tira metálica suspendido o cubierto	3	0.38	0.37	0.37	0.30	0.19	7
	6	0.35	0.34	0.35	0.28	0.18	8
	10	0.32	0.31	0.32	0.26	0.17	9
Cartón de yeso (3/8 plg) y estuco¶ suspendido o cubierto	3	0.36	0.35	0.35	0.28	0.19	10
	6	0.33	0.32	0.33	0.27	0.18	11
	10	0.30	0.29	0.30	0.24	0.17	12
Tiras de placa de aislamiento (1/2 plg) y mortero¶ suspendido o cubierto	3	0.25	0.24	0.25	0.21	0.15	13
	6	0.23	0.23	0.23	0.20	0.15	14
	10	0.22	0.21	0.22	0.19	0.14	15

* Espesor de ladrillo supuesto de 1 plg.

† Conductividad de la capa de asfalto supuesta de 3.1.

‡ Espesor de la madera supuesta de 13/16 plg; espesor cemento, 1/8 plg (k = 4.5).

La Col. D. puede también usarse en hormigón cubierto con alfombra.

§ Basado en pino amarillo o abeto de 25/32 plg en el subpiso y madera dura acabada de 13/16 plg con un espacio de aire entre el piso y el concreto.

|| Espesor del mortero supuesto de 3/4 plg.

¶ Espesor del mortero supuesto de 1/2 plg.

** Para otros espesores del hormigón, interpólese.

Fuente: Jennings, Aire acondicionado y refrigeración, pag. 144

Tabla 10

TABLA DE COEFICIENTES DE TRANSMISION (U) DE VENTANAS, TRAGALUCES Y PAREDES DE BLOQUES DE VIDRIO

Sección A — Láminas verticales de vidrio							
Número de láminas	Una	Dos			Tres		
	Espacio de aire (plg) ...	Ninguna	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	1*	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$
Exposición exterior	1.13	0.61	0.55	0.53	0.41	0.36	0.34
División interior	0.75	0.50	0.46	0.45	0.38	0.33	0.32

Sección B — Láminas horizontales de vidrio				
Número de láminas	Una	Dos		
	Espacio de aire (Plg) ...	Ninguna	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$
Exposición exterior	1.40	0.70	0.66	0.63
División interior	0.96	0.59	0.56	0.56

Sección C — Paredes huecas de bloques de vidrio		
Descripción	U	
	Exposición exterior	Exposición interior
Espesor $5\frac{3}{4} \times 5\frac{3}{4} \times 3\frac{7}{8}$ plg	0.60	0.46
Espesor $7\frac{3}{4} \times 7\frac{3}{4} \times 3\frac{7}{8}$ plg	0.56	0.44
Espesor $11\frac{3}{4} \times 11\frac{3}{4} \times 3\frac{7}{8}$ plg	0.52	0.40
Espesor $7\frac{3}{4} \times 3\frac{3}{4} \times 3\frac{7}{8}$ plg pantalla de fibra de vidrio dividiendo la cavidad	0.48	0.38
Espesor $11\frac{3}{4} \times 11\frac{3}{4} \times 3\frac{7}{8}$ plg pantalla de fibra de vidrio dividiendo la cavidad	0.44	0.36

Sección D — Factores aproximados para aplicación a ventanas (multiplicar el valor de U para vidrio plano por estos factores)						
Descripción de la ventana	Vidrio simple		Vidrio doble†		Ventana con bastidor de seguridad‡	
	Por ciento § de vidrio	Factor	Por ciento § de vidrio	Factor	Por ciento § de vidrio	Factor
Láminas	100	1.00	100	1.00
Bastidor de madera	80	0.90	80	0.95	80	0.90
	60	0.80	60	0.85	60	0.80
Bastidor metálico	80	1.00	80	1.20	80	1.00
Aluminio	80	1.10	80	1.30	80	1.10

* Para 1 plg o mayor.
 † Tipo unitario doble vidriado (dos luces o entrepaños en la misma abertura).
 ‡ Usar con valores de U para dos láminas con 1 Plg de espacio de aire.
 § Basado en el área expuesta de la porción del bastidor; no incluye los marcos o porciones del bastidor ocultos por el marco.
 || Para bastidor metálico guardapuerta o bastidor metálico con entrepaños sujetos a

Fuente: Jennings, Aire acondicionado y refrigeración, pag. 150

Tabla 11

TABLA DE COEFICIENTES DE TRANSMISION (U) PARA PUERTAS DE MADERA SOLIDA

Espesor nominal (plg)	Espesor real (plg)	U*† puerta expuesta	U*† puerta con vidrio guardapuerta‡
1	$\frac{25}{32}$	0.64	0.37
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{16}$	0.55	0.34
$1\frac{1}{2}$	$1\frac{5}{16}$	0.49	0.32
$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{8}$	0.48	0.31
2	$1\frac{5}{8}$	0.43	0.28
$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{8}$	0.36	0.26
3	$2\frac{5}{8}$	0.31	0.23

Fuente: Jennings, Aire acondicionado y refrigeración, pag. 149

Tabla 12

TABLA DE DISIPACION TOTAL DE CALOR DE PERSONAS

Tipo de actividad	Disipación de calor a la temperatura del cuarto entre 60 F y 90 F (Btuh)
Adultos en reposo	
Sentados	390
Parados	440
Operario moderadamente activo	600
Operario trabajando con metales	860
Caminando a 2 mph	760
Mesero de restaurante, muy ocupado	1 000
Caminando a 3 mph	1 000
Caminando a 4 mph, bailando activamente	1 390
Corriendo ligeramente	2 290
Ejercicio máximo	3 000-4 800

Fuente: Jennings, Aire acondicionado y refrigeración, pag. 392

Tabla 13

TABLA DE INFILTRACION POR HENDEURAS A TRAVES DE VENTANAS Y PUERTAS*

(Pies cúbicos por hora pie de hendedura)

Tipo de abertura	Observaciones	Velocidad del viento (mph)				
		5	10	15	20	25
Ventana de madera de doble bastidor (no hermético)	Promedio: no a prueba de agua	7	21.4	39	59	80
	Promedio: a prueba de agua	4	13	24	36	49
	Ajuste pobre: no a prueba de agua	27	69	111	154	199
	Ajuste pobre: a prueba de agua	6	19	34	51	71
	Alrededor del marco de ventana: pared de ladrillo, no ajustada	3	8	14	20	27
	Alrededor del marco de ventana: pared de ladrillo, ajustada	1	2	3	4	5
	Alrededor del marco de ventana: marco de estructura de madera	2	6	11	17	23
Ventana metálica de doble bastidor	No a prueba de agua; no hermética	20	47	74	104	137
	No a prueba de agua; hermética	20	45	70	96	125
	A prueba de agua; no hermética	6	19	32	46	60
Ventana metálica en bastidor simple	Industrial; pivoteada horizontalmente	52	108	176	244	304
	Puerta-ventana residencial	14	32	52	76	100
	Pivoteada verticalmente	30	88	145	186	221
Puertas	Bien ajustadas	27	69	110	154	199
	Mal ajustadas	54	138	220	308	398

* Datos basados en trabajos de investigación, *Trans. ASHVE*, Vols. 30, 34, 36, 37 y 39.

Fuente: Jennings, Aire acondicionado y refrigeración, pag. 184

Bibliografía

Autor: Carrier internacional
Título: Manual de aire acondicionado
Ed. Marcombo
Barcelona 1996

Autor: Gilvert Copeland
Título: Manual de Refrigeración
Parte 3, secciones 12 a16

Autor: Grimm
Título: Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado
Editorial: Mc Graw Hill

Autor : Hernández G.
Título : Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración
Editorial: Limusa
México, 2005

Autor : Jennings H. B. , Lewis S. R.
Título: Aire acondicionado y refrigeración
Editorial : Continental
México 1979

Autor : Paul. E. Tippens
Título: Física conceptos y aplicaciones
Editorial : Mc Graw Hill
México, 2001

Autor: Raymon A. Havrella
Título: Fundamentos de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire
Editorial: Mc Graw Hill