



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA  
DE MÉXICO**

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES.**

**CAMPUS ARAGÓN**

**ACONDICIONAMIENTO DE AIRE EN UN  
ESTUDIO DE TELEVISIÓN VIRTUAL**

**T E S I S**

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

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

**CARLOS BENJAMÍN MARÍN VÁZQUEZ**

**ASESORA:**

**CATARINA TAFOLLA RANGEL**



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**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.

### **“A MIS PADRES ”**

Agradezco a mi madre **IRMA** por regalarme la vida, por ayudarme a crecer como ser humano, por impulsarme a lograr mis objetivos en la vida, por levantarme cada vez que tropezaba sin importarle las veces que tuviera que hacerlo, por acompañarme en todo momento, por estar ahí cuando la necesite y por darme todo su amor, comprensión y ternura aveces sin merecerlo.

Agradezco a mi padre **CARLOS** por darme su apoyo en todo momento, por procurarme lo necesario para terminar mis estudios, por brindarme sus experiencias para evitar mis tropiezos, por orientarme en el camino del bien, por darme una profesión y por impulsarme siempre para logra ver concluidos mis estudios en este documento.

### **“A MI ESCUELA”**

Agradezco a la **“UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO”**, en especial a la **“ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES ARAGON”** Por albergarme durante cinco años para formar de mi un profesionista, y un ser humano completo, brindándome los conocimientos necesarios y la formación personal adecuada, para enfrentar las necesidades de nuestra sociedad, y así servir a México con orgullo.

### **“A MI ASESORA”**

A MI PROFESORA ING. CATARINA TAFOLLA RANGEL POR REGALARME SU TIEMPO, POR ORIENTARME Y CORREGIRME EN LA ELABORACIÓN DE ESTE PROYECTO Y SEGUIRLO HASTA SU CONCLUSIÓN.

# ÍNDICE

TEMA	PÁGINA
INTRODUCCIÓN -----	1
<b>CAPITULO 1</b>	
<b>MARCO TORICO</b>	
1.1.- GENERALIDADES -----	4
1.2.- APLICACIONES -----	5
1.3.- COMPONENTES DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO-----	6
1.4.- CONFORT HUMANO -----	8
1.5.- ESTANDARES DE CONFORT -----	9
1.6.- DEFINICION DE CONCEPTOS -----	11
1.6.1 MASA, FUERZA, PESO, DENSIDAD, VOLUMEN ESPECIFICO -----	11
1.6.2 PRESION -----	13
1.6.3 PRESION DE UNA COLUMNA DE LIQUIDO -----	15
1.6.4 TRABAJO POTENCIA Y ENERGIA -----	15
1.6.5 CALOR Y TEMPERATURA -----	16
1.6.6 ENTALPIA -----	19
1.6.7 ECUACION DE LA ENERGIA (PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA) -----	20
1.7.- LIQUIDOS VAPORES Y EL CAMBIO DE ESTADO -----	21
1.8.- CALOR SENSIBLE Y CALOR LATENTE-----	23
1.9.- LEY DE GAS IDEAL (O PERFECTO) -----	25
1.10.- SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA -----	26
1.11.- VARIABLES PSICROMETRICAS -----	28
1.11.1 PROPIEDADES DEL AIRE -----	29
1.12.- LA CARTA PSICOMETRICA -----	31
<b>CAPITULO 2</b>	
<b>OBJETIVOS</b>	
2.1.- OBJETIVO GENERAL -----	32
2.2.- OBJETIVOS PARTICULARES -----	32

**CAPITULO 3  
JUSTIFICACION**

3.1.- ASPECTO TECNICO -----	35
3.2.- ASPECTO ACADEMICO -----	36
3.3.- ASPECTO ECONOMICO -----	37

**CAPITULO 4  
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

4.1.- DESCRIPCION DEL ESPACIO A ACONDICIONAR -----	38
4.2.- CONDICIONES DE DISEÑO -----	38
4.3.- DESCRIPCION DE ZONA UNO -----	39
4.4.- DESCRIPCION DE ZONA DOS -----	39
4.5.- DESCRIPCION DE ZONA TRES -----	41
4.6.- DESCRIPCION ZONA CUATRO -----	41
4.7.- PLANO DEL AREA QUE SE DESEA ACONDICIONAR -----	44

**CAPITULO 5  
MEMORIA DE CALCULO**

5.1.- CALCULO DE CARGA TERMICA DE ZONA UNO -----	45
5.2.- CALCULO DE CARGA TERMICA DE ZONA DOS -----	55
5.3.- CALCULO DE CARGA TERMICA DE ZONA TRES -----	67
5.4.- CALCULO DE CARGA TERMICA DE ZONA CUATRO -----	77
5.5.- CARGATOTAL Y CONDICIONES DE AIRE -----	87

**CAPITULO 6  
SELECCIÓN DE EQUIPO**

6.1.- PROPUESTA UNO -----	91
6.2.- PROPUESTA DOS -----	93
6.3.- PROPUESTA TRES -----	95

**CAPITULO 7**  
**DISTRIBUCION DE AIRE**

7.1.- PLANO DE EQUIPO -----	99
7.2.- PLANO DE DUCTOS -----	100
7.3.- SELECCIÓN DE BOMBAS -----	101
7.4.- PLANO DE DISTRIBUCION DE AGUA HELADA -----	109
<b>CONCLUSIONES</b> -----	110
<b>BIBLIOGRAFIA</b> -----	112
<b>ANEXO</b> -----	113

## INTRODUCCIÓN

Desde sus inicios el hombre a buscado la forma de obtener el confort de su cuerpo, para cualquier situación, ya sea de trabajo o de descanso, por lo que el estudio del aire acondicionado ha evolucionando de una forma un tanto rápida, ya que manteniendo los parámetros adecuados en el aire, lograremos un mayor rendimiento en el trabajo humano, y ahora también en el factor mecánico y electrónico, ya que inclusive la mayor parte de equipo electrónico deja de funcionar si no se cumplen ciertos parámetros en el medio ambiente.

Estos parámetros a considerar se podrían enumerar de la siguiente manera:

- 1) Temperatura del aire
- 2) Humedad del aire
- 3) Movimiento del aire
- 4) Pureza del aire

Al considerar estos cuatro factores y controlarlos de una forma adecuada lograremos obtener condiciones de comodidad para el hombre y la operación adecuada de los equipos, principalmente electrónicos, obteniendo así las condiciones adecuadas de trabajo. De esta manera se logra que nuestro conjunto, (factor humano y factor material) obtenga los mejores resultados de producción en cualquier área.

Con el presente trabajo se pretende obtener de una forma clara y precisa, el sistema de acondicionamiento de aire, mas adecuado y económico, necesario para proporcionar las condiciones especificas que nuestro equipo electrónico y el personal de operación requieren para operar el estudio de televisión virtual de las instalaciones de MVS Televisión, ubicado en Boulevard puerto aéreo No. 486 Col. Moctezuma segunda sección delegación Venustiano Carranza en México, Distrito Federal.

Este Set consta de una zona de grabación, una zona de digitalización, una cabina de audio y un camerino, en los cuales se requieren diferentes condiciones de temperatura, humedad, velocidad y pureza del aire, por lo que en cada caso se realizara un estudio detallado para obtener las condiciones ideales de trabajo.

Como ya se menciona cada una de las áreas del estudio requiere de ciertas condiciones específicas, por ejemplo: en la zona de grabación es muy importante considerar dos factores, la temperatura y la velocidad del aire, ya que al realizar una grabación, la carga de calor que genera la iluminación es muy alta y si no se controla la temperatura sería imposible realizar una grabación, además de controlar la velocidad del aire para eliminar el mayor ruido posible, esto claro sin dejar de considerar los otros dos parámetros. En la zona de digitalización es importante considerar la temperatura, pero también la humedad, ya que si cualquiera de estos dos factores se sale de nuestro control el equipo podría presentar alarmas de operación y en caso de no darle solución al problema el equipo se puede dañar. En la cabina de audio son más importantes, la temperatura y la velocidad del aire ya que al realizar grabaciones de sonido se requiere una temperatura confortable para el personal usuario y un silencio absoluto para obtener sonidos de alta calidad. Y por último en el camerino se requiere de una temperatura de confort para el personal usuario, pero también es importante la filtración del aire ya que esta zona se encuentra totalmente cerrada, es pequeña y es en la cual se concentran la mayor cantidad de aromas, como cigarro, perfumes, y fragancias, que en conjunto generan contaminación de aire interior y si no se considera una buena filtración de aire sería imposible permanecer dentro.

Este trabajo pretende considerar todos los factores que intervengan en el acondicionamiento de aire dentro de cada una de las zonas de nuestro estudio de televisión. Tomando en cuenta los requerimientos del equipo y la carta de confort.

Las etapas del presente proyecto son:

- Inspección ocular del espacio, tomando en cuenta dimensiones ubicación, orientación, tipo de construcción, equipo electrónico, iluminación, número de personas y equipo misceláneo que pueda generar calor.
- Calcular la carga térmica de cada una de las áreas, considerando todos los elementos capaces de contribuir con la generación de calor.

- Elaborar un plano de distribución del aire que se va a inyectar, dimensionando los ductos tanto de inyección, como de retorno, con cada una de sus rejillas o difusores.
- Seleccionar el equipo apropiado a las circunstancias, tomando en cuenta los requerimientos de nuestro sistema.
- Cotizar el equipo necesario que cumpla con todos los requerimientos del sistema, además de su programa de mantenimiento.

## CAPITULO 1

### MARCO TEORICO

#### 1.1.- GENERALIDADES

Para la mayoría de las personas, el acondicionamiento del aire significa simplemente “enfriamiento del aire”, para nuestros fines, esta definición no es suficientemente útil ni exacta, de modo que para nuestro estudio se podría manejar la siguiente definición.

El acondicionamiento de aire, es el proceso de tratamiento del mismo en un ambiente interior con el fin de establecer y mantener los estándares requeridos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento de acuerdo a las recomendaciones internacionales.

Estos tienen diferentes formas de control que se describen enseguida.

1.- Temperatura. La temperatura del aire se modifica calentándolo o enfriándolo, esto a su vez se puede lograr retirando o agregando calor.

2.- Humedad. La humedad, que es el contenido de vapor de agua en el aire, se modifica agregando, o eliminando vapor de agua al aire ( humidificación o deshumidificación).

3.- Limpieza. La limpieza o calidad del aire se controla ya sea mediante filtración, que es la eliminación de contaminantes indeseables como bacterias, hongos, larvas, partículas de polvo, etc. por medio de filtros de diferentes tipos y capacidades, o con procesos complementarios como la ventilación, que es la introducción de aire exterior al espacio interior, con lo cual se diluye la concentración de contaminantes. Con frecuencia, en una instalación dada se usan tanto la filtración como la ventilación.

4.- Movimiento. El movimiento del aire se refiere a su velocidad y a los lugares hacia donde se distribuye. Se controla mediante el equipo adecuado para distribución de aire.

La definición de acondicionamiento de aire que hemos dado no implica que cada uno de los sistemas HVAC (iniciales de la palabra Heating, Ventilating and Air Conditioning) regulen todas las condiciones citadas.

Los sistemas de acondicionamiento de aire que se usan en las construcciones comerciales e instituciones más recientes, así como en los edificios de apartamentos de lujo, por lo general controlan durante todo el año la mayor parte o todas las variables de acondicionamiento de aire descritas. Por esta razón, se está generalizando el nombre de sistemas de control ambiental para los sistemas completos de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire.

Pero debido a que sus costos, tanto de diseño, de instalación y de operación son muy elevados, los diseñadores y proyectistas de la actualidad en nuestro país, concentran su atención en satisfacer los parámetros críticos en cada caso y en cada proyecto. Tomando en cuenta dos aspectos muy importantes, funcionalidad y rentabilidad.

## **1.2 .- APLICACIONES**

La mayor parte de los sistemas de acondicionamiento de aire se usan para dar confort a las personas, o en el control de procesos. Se sabe ya por experiencia que el acondicionamiento de aire aumenta la comodidad. La cantidad de calor generada y disipada por el cuerpo humano varía de manera considerable en función de la actividad y la edad, así como la talla corporal y el género de la persona. El cuerpo humano posee un complejo sistema de regulación que funciona para mantener la temperatura interna a unos 98.6 °F (36.9°C), independientemente de las condiciones ambientales. Por lo general, una persona normal y sana se siente más cómoda cuando el ambiente se mantiene en condiciones en las que el cuerpo puede conservar fácilmente un balance térmico con su entorno. Determinados rangos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento de aire son confortables, otros no.

También se emplea el acondicionamiento de aire para obtener las condiciones que se requieren en determinados procesos. Por ejemplo, las instalaciones textiles, de imprenta, fotográficas, de cine, de televisión, así como las salas de computadoras y las instalaciones médicas necesitan determinada temperatura y humedad para su buen funcionamiento.

### **1.3.- COMPONENTES DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO.**

Un sistema de aire acondicionado puede proporcionar calefacción, enfriamiento o ambos. Su tamaño y complejidad puede variar desde un simple calentador o una unidad de ventana ambos para un recinto pequeño, hasta un gigantesco sistema para un complejo de edificios, como el World Trade Center, sin embargo, los principios básicos son los mismos. La mayor parte de los sistemas de calefacción y enfriamiento tienen como mínimo los siguientes componentes básicos:

1. Una fuente de calefacción que agrega calor a un fluido, el cual generalmente es aire, agua o vapor.
2. Una fuente de enfriamiento que elimina el calor de un fluido.
3. Un sistema de distribución, que es una red de ductos o tubería para transportar el aire, agua o vapor hacia los recintos que se van a calentar o enfriar.
4. Equipo como ventiladores o bombas para mover el aire o el agua.
5. Dispositivos, como radiadores, para transmitir el calor entre el fluido y el recinto.

Tanto estos como otros componentes, incluyendo controles automáticos, dispositivos de seguridad, válvulas, reguladores de tiro, dispositivos de aislamiento, reducción de ruido y vibración, y varios elementos adicionales, se consideran importantes para cualquier sistema de acondicionamiento de aire.

Los sistemas de acondicionamiento de aire que usan agua como fluido de calefacción o enfriamiento se llaman sistemas hidrónicos (fig. 1); los que usan aire se llaman de sólo aire (fig. 2). Un sistema que emplea tanto aire como agua se llama sistema combinado.

A continuación se muestran los esquemas que describen mas claramente la diferencia entre un sistema hidronico y solo aire.

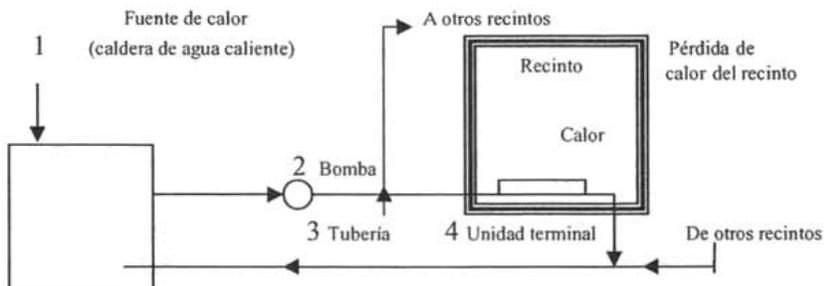


Fig. 1 Disposición de los componentes básicos de un sistema de calefacción (hidrónico)

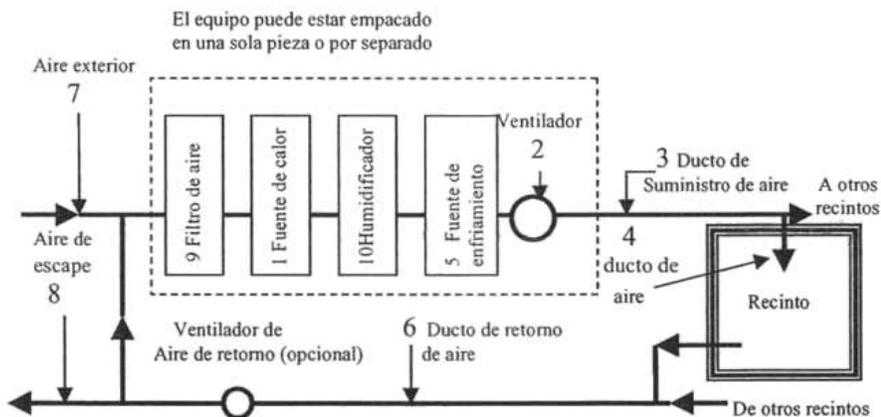


Fig. 2 Disposición de los componentes básicos de un sistema solo aire

## 1.4.- CONFORT HUMANO

El cuerpo humano genera calor al metabolizar (oxidar) sus alimentos. Éste calor corporal pasa continuamente a sus alrededores al medio ambiente más frío. El factor que determina si uno siente calor o frío es la velocidad de pérdida de calor corporal. Cuando esta velocidad queda dentro de ciertos límites, se tiene una sensación confortable. Si la velocidad de pérdida de calor es demasiado alta, se siente frío, si es demasiado baja se siente calor.

Los procesos mediante los cuales el cuerpo desprende su calor hacia el medio ambiente son: convección, radiación y evaporación.

En la convección, el aire que rodea al cuerpo recibe calor de éste. El aire caliente se aleja continuamente, ya sea elevándose en forma natural a través del aire más frío que lo rodea, o bien por el movimiento de la masa de aire en conjunto. En ambos casos se sustituye por más aire, que a su vez recibe calor del cuerpo.

En la radiación, el calor corporal se transmite por el espacio directamente a los objetos cercanos, por ejemplo, las paredes que estén a una temperatura más baja que el cuerpo; así se explica que puede ser desagradable sentarse cerca de una ventana en clima frío, aun cuando la habitación se encuentre caliente. Sin embargo las fuentes de calor que estén más calientes que el cuerpo humano pueden irradiar su calor hacia éste, creando una sensación de calor, incluso cuando la temperatura del aire que lo rodea sea baja. Por eso sentimos calor al estar frente al fuego aun en un día frío.

El cuerpo también se enfría por evaporación: el agua de la piel, la transpiración, que ha absorbido calor corporal, se evapora en el aire, llevándose el calor con ella.

A la velocidad de pérdida de calor corporal la afectan cinco factores:

1. Temperatura del aire
2. Humedad del aire
3. Movimiento del aire
4. Temperatura de los objetos circundantes
5. Prendas de vestir

El diseñador y el operador del sistema pueden controlar el confort ajustando principalmente tres de esos factores: la temperatura, la humedad y el movimiento del aire. ¿Cómo se ajustan para mejorar el confort?

La temperatura del aire interior se puede elevar para disminuir la pérdida de calor en invierno, o se puede bajar para aumentar la pérdida en verano, mediante la convección.

La humedad se puede elevar para disminuir la pérdida de calor en invierno, o se puede bajar para aumentar la pérdida de calor corporal en verano, mediante la evaporación.

El movimiento del aire se puede aumentar para elevar la pérdida de calor corporal en verano, o se puede reducir para disminuir la pérdida de calor corporal en invierno, mediante la convección.

Calidad del aire. Otro factor importante que afecta el confort y la salud corporal es la calidad del aire que se refiere al grado de pureza del mismo. Esta empeora por la presencia de contaminantes como holors, humo y partículas de polvo, o gases indeseables. Las partículas se pueden eliminar por filtración del aire, y los gases mediante el empleo de sustancias químicas absorbentes. Contaminantes como el humo de cigarro u olores también pueden diluirse hasta un nivel aceptable introduciendo ventilación exterior en el edificio, de esto hablaremos mas adelante ya que es importante para cualquier diseño en la actualidad.

## **1.5.- ESTANDARES DE CONFORT**

En estados Unidos de Norte América se estableció una serie de condiciones ideales para interiores. El estándar 55-1981 de ANSI/ASRAE (American National Standards Instituto / American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), a partir de estudios sobre los efectos de la temperatura, la humedad, el movimiento y las prendas de vestir en el confort humano. Se encontraron los siguientes resultados que representan con la siguiente gráfica: (fig. 3)

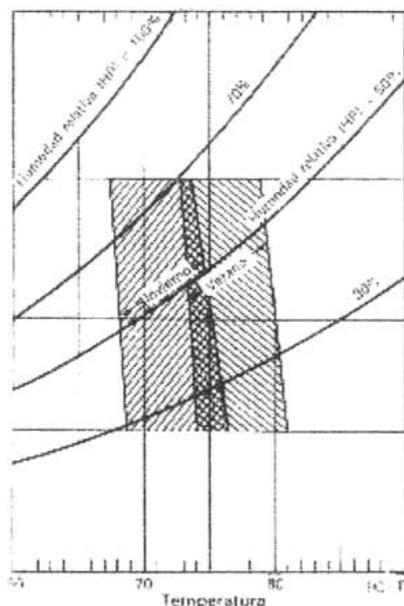


Fig. 3 Carta de confort de la norma 55-1992 de la ASHRAE

En la figura anterior las zonas sombreadas se llaman zonas de confort y señalan combinaciones de efectos según las cuales, al menos el 80% de los ocupantes opinaría que el medio ambiente es confortable. (Nota: hay zonas separadas para el invierno y verano, con un ligero traslape.)

Sin embargo, existen algunas limitaciones:

1. Las zonas de confort sólo se aplican a personas con poca actividad.
2. Las zonas de confort sólo se aplican a ropa de verano y en su caso ropa de invierno.
3. Las zonas de confort se aplican al movimiento de aire en la zona ocupada que no exceda los 30 pies por minuto (FPM) en invierno, ni 50 pies por minuto en verano.
4. Las zonas de confort sólo se aplican bajo ciertas condiciones de radiación entre el ocupante y las superficies del recinto.

Aunque podría parecer que estas restricciones reducen la utilidad de la gráfica en realidad no es así. En primer lugar, las condiciones que se especificaron son muy comunes; son las de un medio normal de oficina.

Además, para los cambios de las diversas condiciones, se ajustan las zonas de confort para adaptarse a esos cambios.

## 1.6.- DEFINICION DE CONCEPTOS

Para poder comprender el acondicionamiento del aire y así desarrollar el presente trabajo, además de facilitar al lector la comprensión del mismo, se requiere de algunos principios físicos que se describen enseguida:

Unidades:

Los conceptos como longitud, área, volumen, temperatura, presión, densidad, masa, velocidad, cantidad de movimiento y tiempo se les llaman características físicas. Las características físicas se miden con cantidades estándar llamadas unidades.

Para cada característica física existen muchas unidades diferentes. Estas unidades guardan entre sí relaciones numéricas fijas que se llaman equivalencias, o factores de conversión. Algunos ejemplos de equivalencias son los siguientes:

Características	Equivalencias de unidades.
Longitud	1 ft = 12 pulgadas (in) = 0.30 metros (m)
Volumen	1 ft <sup>3</sup> = 7.48 galones (gal)
Tiempo	1 minuto (min) = 60 segundos (s)
Masa	2.2 libras (lb) = 1 Kilogramo (kg)

Se anexa tabla de equivalencias que serán de utilidad para realizar los cálculos a lo largo del presente trabajo. (Anexo 1)

### 1.6.1.- MASA, FUERZA, PESO, DENSIDAD Y VOLUMEN ESPECIFICO

La masa (m) de un objeto o cuerpo es la cantidad de materia que contiene. La unidad del sistema internacional de masa es el kilogramo (kg), y la unidad inglesa es la libra masa.

Una fuerza es el empuje o la atracción que puede ejercer un cuerpo sobre otro. La unidad en el SI de la fuerza es el Newton (N), la unidad inglesa es la libra fuerza.

El peso ( $w$ ) de un cuerpo es la fuerza que ejerce sobre él la fuerza de gravedad de la tierra. Esto es, el peso es una fuerza y no una masa. Desafortunadamente se emplea con frecuencia la palabra peso para citar la masa de un cuerpo. La confusión se presenta también debido a que en el sistema inglés se usa la palabra libra tanto para citar la fuerza como la masa. Sin embargo, el valor numérico en libras (lb) para masa y peso de un objeto es el mismo y por lo tanto, no deberían presentarse errores en los cálculos. En cualquier caso la naturaleza de un problema indica si se trata de masa o el peso de un cuerpo.

Densidad y volumen específico. La densidad ( $d$ ) es la masa de una sustancia por unidad de volumen. El volumen específico ( $v$ ) es el recíproco de la densidad. Esto se describe como:

$$\text{densidad} = \text{masa} / \text{volumen}$$

$$\text{volumen específico} = \text{volumen} / \text{masa}$$

La densidad de peso es el peso de una sustancia por unidad de volumen. Aunque la densidad de peso y la densidad de masa no son las mismas, se usan con frecuencia como si lo fueran ya que se miden ambas en  $\text{lb}/\text{ft}^3$  en el sistema inglés. La densidad varía con la temperatura y la presión.

Gravedad específica. La gravedad específica ( $s. g.$ ) de una sustancia se define como la relación entre su peso y el peso de un volumen igual al agua a  $39^\circ\text{F}$ . La densidad del agua a esa temperatura es de  $62.4 \text{ lb}/\text{ft}^3$ , de manera que la gravedad específica es:

$$s. g. = d / d_w = d / 62.4 \text{ lb}/\text{ft}^3$$

donde:

$$d = \text{densidad de la sustancia } \text{lb} / \text{ft}^3$$

$$d_w = \text{densidad del agua a } 39^\circ\text{F}, 62.4 \text{ lb} / \text{ft}^3$$

El valor de la gravedad específica cambia ligeramente con la temperatura, pero para la mayor parte de los cálculos, los valores que se obtienen de esta ecuación son satisfactorios.

Algo que tenemos que considerar en cualquier cálculo es la exactitud en los datos. Al informar los resultados de las mediciones o cálculos de datos, se debe decidir el número de cifras significativas, o niveles de exactitud que deben usarse en los valores obtenidos. A este procedimiento se le llama redondeo. Y se aplica muy a menudo, ya que los cálculos en aire acondicionado nos arrojan resultados que por lo general no coinciden con las capacidades ya establecidas por los fabricantes de equipo de aire acondicionado, por lo tanto la práctica y el redondeo serán herramientas importantes para el proyectista.

### 1.6.2.- PRESIÓN

La presión ( $p$ ) se define como la fuerza ( $F$ ) que se ejerce por unidad de área ( $A$ ). Y se expresa con la siguiente ecuación:

$$p = \text{fuerza} / \text{área} = F / A$$

si la fuerza se mide en libras ( $\text{lb}$ ) y el área en pies cuadrados ( $\text{ft}^2$ ), las unidades de presión serán

$$p = F / A = \text{lb} / \text{ft}^2$$

Si la fuerza se mide en libras y el área en pulgadas cuadradas ( $\text{in}^2$ ), las unidades de presión serán  $\text{lb} / \text{in}^2$ . Se usan en general las abreviaturas  $\text{psf}$  y  $\text{psi}$  respectivamente para mencionar las unidades de presión.

Las presiones de líquidos y gases son de gran importancia en el campo del acondicionamiento de aire. Tenemos algunos ejemplos como: la presión del vapor de una caldera, la presión de aire desarrollada por un ventilador, la presión de agua que se ejerce sobre una válvula y la presión ejercida por una atmósfera.

Presión absoluta, manométrica y de vacío. Un espacio en el que se ha eliminado completamente todo gas o líquido (vacío completo) tiene una presión de cero. A la presión ejercida por un fluido sobre el valor cero se le llama presión absoluta ( $P_{\text{abs}}$ ). Esto se muestra en la siguiente figura 4



Algunos manómetros están hechos para indicar la presión de vacío como la manométrica. A este tipo de instrumentos se le llama manómetro compuesto.

### 1.6.3.- PRESIÓN DE UNA COLUMNA DE LÍQUIDO

Un líquido ejerce una presión debido a su peso, y este peso depende de la altura de la columna de líquido. La relación entre la presión que se ejerce y la altura de la columna, como se muestra en la siguiente ecuación:

$$p = d \times H$$

donde

$p$  = presión ejercida por un líquido, lb / ft<sup>2</sup>

$d$  = densidad de líquido, lb / ft<sup>3</sup>

$H$  = altura del líquido, ft

### 1.6.4.- TRABAJO, POTENCIA Y ENERGÍA

El trabajo es el efecto que crea una fuerza cuando mueve un cuerpo. Se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Trabajo} = \text{fuerza} \times \text{distancia}$$

La potencia es la velocidad de tiempo para efectuar el trabajo. Se expresa mediante la ecuación:

$$\text{Potencia} = \text{Trabajo} / \text{tiempo}$$

En general, la potencia es de mayor importancia directa que el trabajo en los usos industriales; la capacidad del equipo se basa en su producción o en su consumo de potencia. Si el trabajo se expresa en ft-lb, las unidades de potencia que se derivan serían o bien ft lb / s, ft lb / min. Las unidades más convenientes para la potencia son el caballo de fuerza (HP) y el kilowatt (KW), ya que los números que se manejan no son tan grandes.

Aunque es un concepto algo abstracto, a veces se define a la energía como la capacidad para efectuar un trabajo. Por ejemplo se emplea energía química almacenada en un combustible al quemarlo para crear gases de

combustión a una presión elevada que impulse a los pistones de un motor y así poder efectuar trabajo. Por lo tanto, el trabajo es una de las formas de energía.

La energía puede existir en varias formas. Estas formas de energía pueden agruparse en aquellas que se almacenan en cuerpos o en las que se transmiten, o fluyen entre los cuerpos. El trabajo es una de las formas de transferencia de energía entre los cuerpos. Esto es, un cuerpo efectúa trabajo sobre otro cuando se mueve.

La energía se puede almacenar en la materia en muchas formas. En la siguiente figura se muestra un diagrama con algunos tipos de energía almacenada y energía en transferencia. Por ahora dirigiremos nuestra atención a una forma de energía en transferencia, o en movimiento, a la que llamamos calor. ( fig. 5)

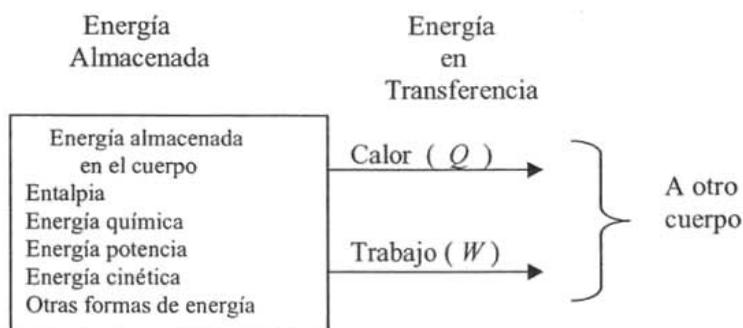


Fig. 5 Representación de energía almacenada y energía en transferencia.

### 1.6.5.- CALOR Y TEMPERATURA

El calor se le ha descrito como una forma de energía en transferencia. El calor es la forma de energía que se transmite de un cuerpo a otro debido a una diferencia de temperatura. En la siguiente figura se describe en forma gráfica esta definición, el calor ( $Q$ ) fluye del cuerpo de mayor temperatura, que es agua caliente en la unidad de calefacción, al cuerpo de menor temperatura, que es el aire en el recinto. (fig.6)

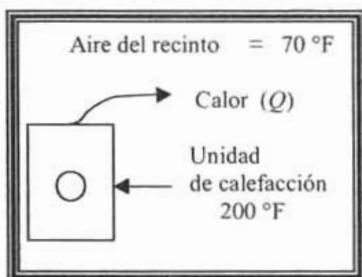


Fig. 6 flujo de calor

En la siguiente figura se muestra que el calor pasará del cuerpo de mayor temperatura, que es el aire en el recinto, al cuerpo de temperatura inferior, que es el interior del refrigerador; esto se debe a la diferencia de temperatura.

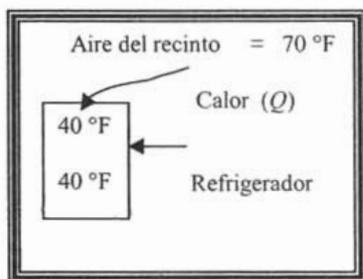


Fig. 7 flujo de calor.

Nótese que el calor sólo puede pasar en forma natural desde una temperatura de mayor a menor. Desde luego, si no hay diferencia de temperatura, no habrá flujo de calor. La unidad más común que se usa para el calor en los Estados Unidos es la BTU (British Thermal Unit). Se define a la BTU como la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de una libra de agua a un grado Fahrenheit ( F ) a 59 °F.

La temperatura es una medida de la actividad térmica en un cuerpo. Esta actividad depende de la velocidad de las moléculas y demás partículas de las cuales se compone toda materia. No es práctico medir la temperatura a través de la velocidad de las moléculas, y por lo tanto esa definición no tiene mucha importancia, para nosotros. En general, la temperatura se mide con termómetros. El más común de ellos se basa en el hecho de que la mayor parte de los líquidos se expanden y se contraen cuando se eleva o se disminuye su temperatura. Creando una escala arbitraria de números, se puede elaborar una escala de temperatura con sus unidades.

La escala de unidades que se usa para medir la temperatura en los Estados Unidos es el grado *Fahrenheit* ( $^{\circ}\text{F}$ ), según la cual el punto de ebullición del agua es  $212^{\circ}\text{F}$  y el punto de congelación del agua es  $32^{\circ}\text{F}$ , ambos a presión atmosférica. En el sistema SI de unidades se usa el grado *Celsius* ( $^{\circ}\text{C}$ ), o centígrados, y según ésta escala el punto de ebullición del agua es  $100^{\circ}\text{C}$  y el de congelación es  $0^{\circ}\text{C}$  a presión atmosférica. Por lo tanto la relación entre estas dos unidades es.

$$^{\circ}\text{F} = 1.8^{\circ}\text{C} + 32$$

$$^{\circ}\text{C} = (^{\circ}\text{F} - 32) / 1.8$$

Hay también dos escalas de temperatura absoluta. En ellas el valor 0 se asigna a la más baja temperatura que puede existir. Se llama la escala *Rankine* (R) y *Kelvin* (K). En el sistema inglés se emplea la escala Rankine. La diferencia entre grado y grado es la misma que en la escala Fahrenheit. La escala Kelvin se usa en el sistema SI, y en ella la diferencia entre grado y grado es la misma que en la escala Celsius. Las relaciones entre ellas son las siguientes:

$$R = F + 460$$

$$K = C + 273$$

En la siguiente figura se muestran gráficamente las relaciones entre las escalas de temperatura. ( fig. 8)

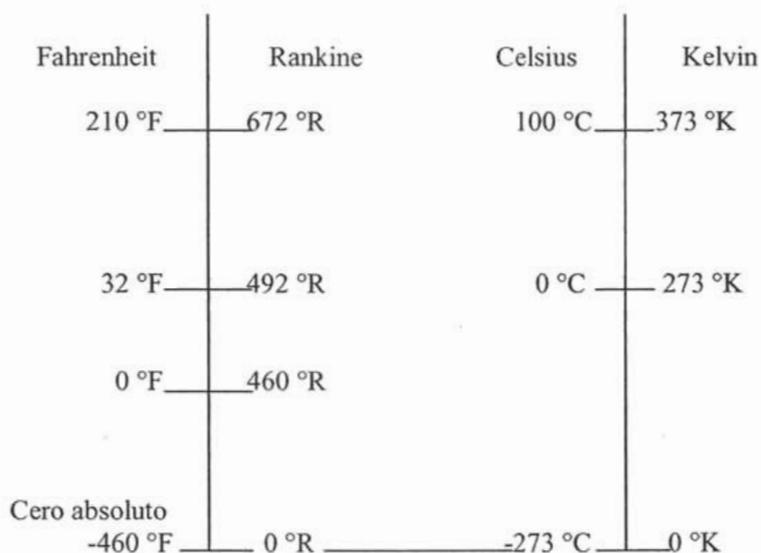


Figura 8 relación de escalas de temperatura.

### 1.6.6.- ENTALPÍA

Se ha dicho que la energía puede clasificarse en energía en transferencia y energía almacenada, un cuerpo comprende varios tipos. Por ejemplo, nos damos perfecta cuenta que un cuerpo tiene energía química almacenada, porque ya sabemos que ésta se libera, mediante la combustión, de algunas sustancias. Otras formas de energía almacenada son la energía cinética y la potencial. La energía cinética es la energía almacenada en un cuerpo debido a su movimiento, o velocidad. La energía potencial es la energía almacenada en un cuerpo debido a su posición o elevación. Los cuerpos también tienen energía debida a su temperatura y presión. Sabemos que un gas a alta presión tiene energía, (por ejemplo, cuando explota una caldera), y que el agua de alta temperatura puede ceder su energía calorífica.

*A la energía almacenada en forma de temperatura y presión se le llama entalpía (H)*

(Existe una definición más precisa de entalpía, pero no funciona al propósito de nuestra discusión). En el campo de la refrigeración se acostumbra usar la frase contenido de calor en un cuerpo, para designar lo mismo que la entalpía. En sentido estricto el calor es una forma de energía que fluye hacia el interior y el exterior de un cuerpo, y la entalpía o contenido de calor es una forma de energía almacenada en un cuerpo. Al ser una forma de energía, la entalpía puede, por lo tanto, medirse en BTU. La entalpía específica (h) es la entalpía por unidad de masa de una sustancia, expresada en BTU por libras en las unidades inglesas.

Es importante distinguir entre temperatura y entalpía o contenido de calor. La temperatura es una medida del nivel térmico de un cuerpo. Cuando se añade calor a un cuerpo aumenta su temperatura, pero la entalpía o contenido calorífico total de éste depende de su masa y también de su temperatura. Por ejemplo, un crisol con acero fundido a 2500 °F tiene una temperatura mucho mayor que un tanque grande lleno de agua 200 °F; sin embargo la entalpía del tanque de agua puede ser mayor. Esto es, hay más energía almacenada en el agua. Lo anterior es un hecho importante debido a que para muchas aplicaciones puede obtenerse más calor del tanque de agua, a pesar de que tenga una temperatura inferior

### **1.6.7.- ECUACIÓN DE LA ENERGÍA (PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA)**

El tema que del que hemos tratado es la termodinámica, esta es la rama de la física que se ocupa del calor y del trabajo. La primera ley de la termodinámica es un principio que se puede enunciar de varias formas; por ejemplo: "La energía no se puede crear ni destruir", o bien "en la naturaleza se conserva la energía". Este principio se usa mucho en el campo de la calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire, en especial cuando se enuncia como un equilibrio en la energía:

*El cambio en la energía total de un sistema es igual a la energía agregada al sistema menos la energía eliminada del mismo.*

La palabra sistema se refiere a cualquier cuerpo o grupo de cuerpos encerrados en un recinto para el cual se puede determinar el flujo de energía que entra o sale. También podría designar el aire de un recinto, una caldera, un edificio entero o en un sistema completo de acondicionamiento de aire.

El balanceo de la energía se expresa en general en forma de una ecuación, a la que se le llama la *ecuación de la energía*:

$$E_v = E_e - E_s$$

Donde

- $E_v$  = variación en la energía almacenada en el sistema
- $E_e$  = energía que se agrega o entra al sistema
- $E_s$  = energía que se elimina o sale del sistema

## 1.7.- LÍQUIDOS, VAPORES Y EL CAMBIO DE ESTADO

Las sustancias pueden existir en tres estados diferentes ( a los que también se les llama fases): sólido, líquido y gaseoso (vapor). El estado en el que esté una sustancia depende de su temperatura y presión.

En la siguiente figura aparece el diagrama de temperatura - entalpía. La línea muestra el cambio en la temperatura del líquido cuando se agrega calor entre 32 °F y 212 °F, pero indica que no hay cambio de temperatura al agregar más calor hasta que todo el líquido se evapora. Al agregar más calor, la temperatura aumenta de nuevo. ( En la figura también se muestra el cambio entre el estado sólido y el líquido). (fig. 9)

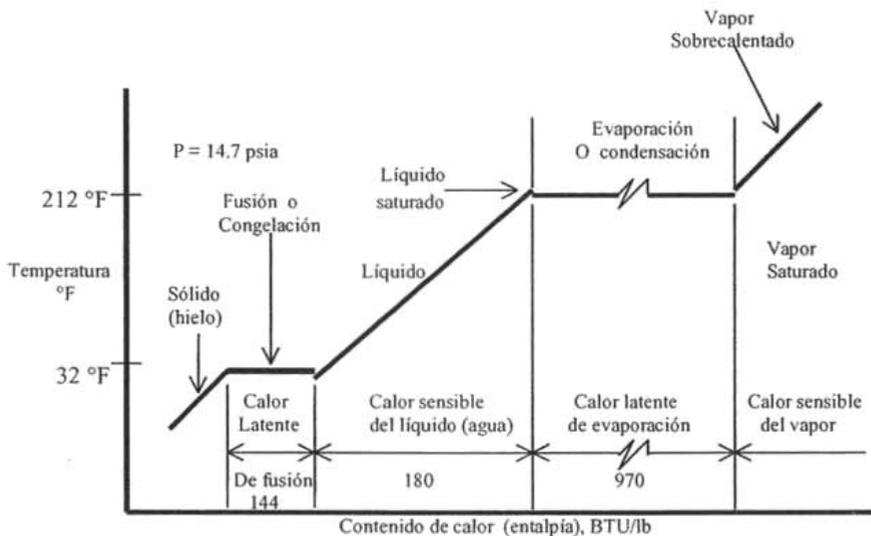


Fig. 9 diagrama temperatura - entalpía.

**La teoría molecular (cinética) de los líquidos y gases.** El proceso de ebullición y la dependencia de la temperatura de ebullición respecto a la presión existente se pueden explicar mediante la teoría molecular, o teoría cinética, de los líquidos y gases. Toda materia está compuesta de partículas llamadas moléculas. Las moléculas de una sustancia están constantemente en movimiento. Se atraen entre sí por diversas fuerzas. Mientras más próximas están unas de otras, mayores son las fuerzas de atracción.

Cuando una sustancia se encuentra en estado líquido, sus moléculas están más próximas entre sí que cuando están en estado gaseoso, y por lo tanto en estado líquido las fuerzas de atracción son mayores. Asimismo, las moléculas en estado gaseoso se mueven con mayor rapidez que en el estado líquido, y por lo tanto tiene más energía. Esto explica por que se necesita calor para que un líquido hierva. La energía calorífica es necesaria para superar las fuerzas de atracción que mantienen a las moléculas relativamente cercanas entre sí, para que no se aparten más y cambien a estado gaseoso.

La temperatura de una sustancia es una medida de la velocidad promedio de sus moléculas. Mientras mayor sea esa velocidad, mayor será la temperatura. Sin embargo, no todas las moléculas se mueven a dicha velocidad promedio; algunas se mueven con mayor rapidez y otras con más lentitud.

Las moléculas que escapan de la superficie de un líquido forman un vapor. Si la presión ejercida por el vapor en la superficie del líquido se llama presión de vapor. Si la presión que ejerce el vapor sobre el líquido es elevada, entonces el líquido no se puede evaporar con rapidez. Sin embargo si se aumenta la temperatura del líquido la velocidad molecular dentro de él aumenta hasta el punto en el que las moléculas rompen los enlaces que las mantienen unidas en forma de líquido, y éste hierve. La presión de vapor de líquido aumenta a un valor mayor que la presión exterior. Desde luego que si la presión exterior es mayor, la temperatura del líquido debe aumentarse aún más para alcanzar el punto de ebullición.

ES importante observar lo que sucede si la presión ejercida por un gas sobre un líquido se reduce a un valor menor que la presión de vapor ejercida por el líquido. En este caso el líquido hervirá repentinamente, por que la presión exterior es ahora menor que la presión de vapor del líquido. La energía de las moléculas es lo suficientemente grande como para superar la menor resistencia y por ello escapan con rapidez. Lo anterior hace que el líquido restante se enfríe, por que se le retira energía. La ebullición se ha logrado mediante una disminución de presión. Este proceso es esencial en la refrigeración.

### 1.8.- CALOR SENSIBLE Y CALOR LATENTE

Cuando el calor agregado a, o eliminado de, una sustancia provoca un cambio de temperatura, entonces el cambio de entalpía en la sustancia se le llama cambio de *calor sensible*. Cuando el calor agregado a, o eliminado de, una sustancia provoca un cambio de estado entonces el cambio de entalpía en la sustancia se le llama cambio de *calor latente*. Al cambio de entalpía al pasar de líquido a vapor se le llama *calor latente de evaporación*. El efecto opuesto, la disminución de entalpía al pasar de vapor a líquido se llama *calor latente de condensación*.

Los procesos que se llevan a cabo en los sistemas de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire implican en general la adición o

eliminación de calor del agua o aire. En esta sección se explican los procedimientos para calcular la cantidad de calor.

**Calor específico.** El calor específico (C) de una sustancia se define como la cantidad de calor en BTU necesaria para hacer cambiar la temperatura de una libra de la sustancia a 1 °F. El calor específico del agua es por lo tanto 1 BTU/lb-°F a 60 °F. Esta temperatura es consecuencia de la definición de BTU.

**Ecuación para calor sensible.** Se puede aplicar la ecuación de la energía, a cualquier sustancia para determinar la relación entre la cantidad de calor agregado o eliminado y la variación de contenido de calor sensible o entalpía, de la sustancia: calor neto agregado o eliminado = a cambio de entalpía.

$$Q = m \times c \times TC$$

O bien

$$Q = m \times c (t_2 - t_1)$$

Donde

$Q$  = Velocidad de adición o eliminación de calor a la sustancia, BTU/h

$m$  = velocidad de flujo de masa de la sustancia lb/h

$c$  = calor específico de la sustancia, BTU/lb-°F

$TC = t_1 - t_2$  = variación de temperatura de la sustancia °F.

A esta ecuación se le llama ecuación de calor sensible. El calor específico varía ligeramente con la temperatura, de modo que la ecuación no es exacta; sin embargo su exactitud es aceptable excepto cuando los cambios de temperatura son muy grandes.

**Ecuación de calor latente.** El cambio de entalpía que se lleva a cabo cuando se evapora o se condensa una sustancia se calcula empleando la ecuación de calor latente, que se deduce al aplicar la ecuación de la energía al cambio de estado:

$$Q = m (h_g - h_f) = m \times h_{fg}$$

Donde

$Q$  = calor agregado o eliminado de la sustancia, BTU/h

$m$  = velocidad de flujo de masa de la sustancia, lb/h

$h_f$  = entalpía del líquido saturado, BTU/lb

$h_g$  = entalpía del vapor saturado, BTU/lb

$h_{fg}$  = calor latente de evaporación, BTU/lb

*Cuando un proceso de calentamiento o enfriamiento implica cambio tanto de calor sensible como de calor latente en la sustancia, se pueden encontrar los resultados sencillamente sumando los dos efectos.*

### 1.9.- LEYES DE GAS IDEAL ( O PERFECTO)

Bajo ciertas condiciones, la presión, el volumen y la temperatura de los gases se relacionan por una ecuación que se llama la ley del gas ideal o ley de los gases perfectos. El aire a las temperaturas y presiones que se manejan en el acondicionamiento de aire siguen esta ecuación. Una forma de la ecuación del gas ideal es:

$$pV = mRT$$

donde

$p$  = presión del gas, lb/ft<sup>2</sup> absolutas

$V$  = volumen del gas, ft<sup>3</sup>

$m$  = peso del gas, lb

$R$  = la constante del gas

$T$  = la temperatura absoluta, grados Rankine (°R)

Si cambiamos el orden de los términos de la ecuación, para dos condiciones diferentes de la misma cantidad de gas, se obtiene la siguiente ecuación.

$$\frac{p_2 V_2}{T_2} = \frac{p_1 V_1}{T_1}$$

La ley de gas ideal sirve para calcular variaciones en p, V y T cuando las condiciones cambian. Si sólo dos de esas tres variables cambian su valor, la ecuación se simplifica. Si permanece constante la temperatura tenemos:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{V_1}{V_2}$$

Si el volumen permanece constante entonces queda:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

Y si la presión es constante queda:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

## 1.10.- SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Hemos visto cómo se puede usar la primera ley de la termodinámica, en su forma de la ecuación de la energía, para resolver problemas en el campo del acondicionamiento de aire. Básicamente nos dice cuánta energía se emplea para determinada tarea: la potencia de una bomba, la capacidad de una máquina de refrigeración y datos semejantes. Sin embargo, no nos dice nada acerca de cómo responder a preguntas tales como: “¿Se podrá emplear una bomba, ventilador o refrigerador más pequeño?”. O bien, “¿cómo reducir el consumo de energía en un sistema de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire?”

La segunda ley de la termodinámica nos permite investigar los problemas de un uso más eficiente de energía. La conservación de la energía se ha convertido en un factor esencial y de gran interés. Desafortunadamente, los esfuerzos en esta área han sido erráticos, en parte debido a una falta de comprensión de la segunda ley.

La segunda ley puede expresarse en forma de una ecuación, cuyo uso no es fácil en análisis de utilización de energía. Por lo tanto, lo que haremos es presentar algunas conclusiones derivadas de esa ley.

1. Cuando la energía calorífica se emplea para efectuar trabajo, nunca esta completamente disponible para fines útiles. Algo de esta se pierde y deja de ser disponible para el trabajo en cuestión. Por ejemplo, si empleamos un motor de explosión para impulsar un compresor de refrigeración, solo se puede emplear una parte de la energía del combustible; el resto se desechará a través del tubo de escape.
2. La cantidad máxima de energía de que se puede disponer en un dispositivo productor de potencia, como motor o turbina, se puede calcular. Esto es, podemos determinar la eficiencia térmica posible y compararla con la de la instalación real.
3. La cantidad mínima de energía que se necesita para producir determinada cantidad de refrigeración se puede calcular, y el resultado se puede comparar con el sistema real.
4. Existe determinado número de efectos físicos, llamados irreversibles, que causan la pérdida de la energía disponible. Estos efectos no se pueden evitar, pero se deben reducir al mínimo. Entre ellos tenemos los siguientes:
  - a) *La diferencia de temperaturas para la transmisión de calor.* Las diferencias desmedidas de temperatura originan pérdidas grandes, y por lo tanto estas diferencias de temperatura entre fluidos se deben mantener tan bajas como sea posible, como por ejemplo los evaporadores y condensadores.
  - b) *Fricción.* La fricción causa pérdida de energía útil y por lo tanto se debe reducir al mínimo. Por ejemplo, la limpieza periódica de las tuberías de agua del condensador reducirá la rugosidad de las paredes. La fricción del fluido se reducirá y se perderá menor cantidad de energía al bombear el agua.
  - c) *Expansión rápida.* Como ejemplo de energía posiblemente desperdiciada que ocasiona la expansión rápida tenemos la generación de vapor a alta presión, para después expandirlo en un “tanque flash” a una presión menor, antes de usarlo para calefacción.
  - d) *Mezclado.* Al mezclar fluidos con diferentes temperaturas se puede originar una pérdida de energía útil. Los procesos de mezclado son comunes en los sistemas de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire, pero deben reducirse al mínimo o evitarse si

causan pérdidas de la energía disponible. Dos tipos de sistemas de acondicionamiento de aire que emplean el mezclado y pueden originar desperdicio de energía son los sistemas de ducto doble o dual y los de tres tubos.

A cualquier proceso que se lleve a cabo sin incluir alguno de los efectos anteriores se le llama proceso reversible. Aunque un proceso reversible es un caso ideal imposible de lograr, siempre se tratará de reducir al mínimo los efectos irreversibles en interés de la conservación de la energía.

*La entropía* es una propiedad física de las sustancias que se relaciona con la utilización y conservación de la energía. Se define como la relación del calor agregado a una sustancia con la temperatura absoluta a la cual se agrega. Sin embargo, esta definición no nos es útil. Es importante comprender que la entropía es una medida de la energía no disponible para efectuar trabajo.

Para cualquier proceso que requiera trabajo, como por ejemplo manejar un compresor de refrigeración, se necesitara la mínima cantidad de trabajo en caso de que no cambie la entropía del fluido. A esto se le llama entropía constante o proceso isoentrópico. En un proceso de entropía constante no se agrega ni se elimina calor de la sustancia, (proceso adiabático), y no hay efectos irreversibles, como por ejemplo la fricción.

Un proceso de entropía constante es un proceso reversible ideal que en realidad nunca se puede efectuar. Sin embargo, su estudio nos proporciona un objetivo. En cualquier proceso real donde se necesite trabajo, la entropía aumenta y se trata de reducir este aumento al mínimo.

## **1.11.- VARIABLES PSICROMETRICAS**

El aire atmosférico que nos rodea es una mezcla de aire seco y vapor de agua, a la que se la llama aire húmedo. Debido a que esta mezcla de gases es la que se acondiciona en los sistemas de control ambiental, es necesario comprender cómo se comporta. Psicrometría es el nombre que se le ha dado al estudio de las mezclas de aire y vapor de agua. De aquí en adelante, como es la costumbre, usaremos la palabra aire para designar la mezcla de aire y vapor de agua que es la atmósfera.

### 1.11.1.- PROPIEDADES DEL AIRE

Las propiedades físicas del aire atmosférico se definen de la siguiente manera:

*Temperatura de bulbo seco (BS)*. Es la temperatura del aire, tal como la indica un termómetro. Las palabras temperatura y temperatura de bulbo seco se emplean para designar lo mismo tratándose del aire.

*Temperatura de bulbo húmedo (BH)*. Es la temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está envuelto en una mecha empapada en agua, en el seno de aire en rápido movimiento.

*Temperatura de bulbo de rocío (PR)*. Es la temperatura a la cual el vapor de agua en el aire se comienza a condensar si se enfría el aire a presión constante.

*Relación de humedad (W)*, a la cual también se le llama humedad específica. Es el peso de vapor de agua por libra de aire seco, expresado en lb/lb de aire seco, o en granos de agua por libra de aire seco.

*Humedad relativa (HR)*. Es la relación de la presión real de vapor de agua en el aire con la presión de vapor de agua si el aire estuviera saturado a la misma temperatura de bulbo seco. Se expresa en porcentaje.

*Volumen específico (v)*. Es el volumen de aire por unidad de peso de aire seco. Se expresa en  $\text{ft}^3/\text{lb}$  de aire seco.

*Entalpía específica (h)*. Es el contenido de calor del aire, por unidad de peso.

Nótese que las propiedades específicas, que son las que se basan en la unidad de peso, se refieren siempre a una unidad de peso de aire seco, aunque el aire casi nunca está seco. Sin embargo, es una convención que se emplea generalmente.

Con frecuencia se usa la unidad grano de peso para tener números más apropiados cuando se expresa la humedad,  $7000 \text{ granos} = 1 \text{ lb}$ .

La entalpía específica del aire es la entalpía del aire seco más la de su contenido de vapor de agua, calculados sobre una temperatura arbitraria de referencia en la cual la entalpía tiene un valor de cero. En la mayor parte de los datos que se emplean en acondicionamiento de aire el punto arbitrario del valor cero es 0 °F para la parte seca del aire, y 32 °F para la parte de vapor de agua del mismo.

Se usa el término de aire saturado para describir el caso en el cual el aire contiene la cantidad máxima de vapor de agua posible. Cuando la cantidad de vapor de aire es menor que la máxima posible, se dice que el aire está no saturado. La cantidad máxima de vapor de agua que puede contener el aire depende de la temperatura. (también depende de la presión, lo cual es de gran importancia cuando el acondicionamiento de aire se lleva a cabo en grandes altitudes, o cuando se manejan sistemas de aire comprimido)



## CAPITULO 2

### OBJETIVOS.

#### 2.1.- Objetivo general:

El presente proyecto pretende diseñar apropiadamente un sistema de acondicionamiento del aire capaz de mantener las condiciones de, temperatura, humedad, pureza y movimiento del aire dentro de los límites especificados por las normas de confort del ANSI/ASHRAE, por los requerimientos del cliente, por especificaciones del equipo electrónico y por un criterio de ingeniería adecuado, garantizando así el óptimo funcionamiento de los equipos de grabación y el confort del personal usuario, en el interior en un estudio de televisión virtual ubicado en la Ciudad de México.

Y que además de lo anterior, sea económico (considerando el ahorro de energía, los costos de mantenimiento, operación, refacciones etc.), y práctico (capaz de adaptarse a las necesidades de espacio del inmueble), pero sin sacrificar ninguno de los aspectos anteriores.

#### 2.2.- Objetivos particulares:

Las etapas del presente proyecto se pueden describir de la siguiente manera:

a) Realizar la inspección visual del espacio, tomando consideración las dimensiones, la ubicación y la orientación de cada una de las áreas de estudio, además de la ganancia de calor que generan, la conducción a través de paredes, techo y vidrios al exterior, la conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos, la radiación solar a través de vidrios, el alumbrado, el número de personas dentro de las áreas, equipo electrónico y eléctrico, infiltración de aire exterior a través de aberturas y puertas.

Además de considerar los espacios disponibles en plafón, muros, cubos de tubería y azotea, ya que serán un factor importante para la selección del equipo y del sistema en general. Ya que es importante destacar que como es un edificio terminado y en operación, los espacios con los que se cuenta

para instalación de equipo, ductos y tubería, son limitados y se tienen que estudiar a detalle.

**b)** Calcular la carga térmica de cada una de las áreas, considerando todas las fuentes de calor tanto interiores, como exteriores que afecten a nuestro sistema. esto a su vez, representarlo en una memoria de cálculo, obteniendo así, la carga térmica total que se necesita abatir, considerando las condiciones exteriores e interiores de diseño.

Todo esto con la finalidad de obtener las toneladas de refrigeración requeridas que conserven la temperatura deseada en nuestro espacio, y así tener los valores correctos, para seleccionar el equipo adecuado. Considerando las necesidades reales de cada zona, con esto me refiero, que al establecer las cargas para selección de equipo, manejar un criterio adecuado, teniendo en cuenta que el equipo de el estudio, en ningún momento se utiliza al 100%, por lo tanto podemos manipular las capacidades de nuestro equipo conforme a lo existente en el mercado.

**c)** Con la finalidad de apreciar los resultados de una forma mas clara, y saber que tipo de sistema se requiere, se sugiere representarlos mediante un esquema de la carta psicrométrica localizando en esta las condiciones del aire, considerando sus propiedades tanto del aire exterior, como el interior.

**d)** Una vez obtenidas las capacidades requeridas de equipo para cada área, y analizado el tipo de sistema que se requiere. Se planea realizar un estudio de mercado simple, con por lo menos tres marcas reconocidas de equipo de aire acondicionado con sus respectivas propuestas, que incluyan por lo menos, precio y especificaciones técnicas, con la finalidad de seleccionar el equipo adecuado y que cumpla con las necesidades de nuestro proyecto, considerando capacidad, eficiencia, calidad y precio.

Esto con la finalidad de hacer que nuestro proyecto sea capaz de competir en el mercado siendo rentable y practico.

**e)** Después de elegir la marca y el equipo adecuado, y considerando sus capacidades y dimensiones exactas. Elaborar los planos de ubicación de equipo indicando el sitio exacto en el cual se instalara sobre el edificio, además de elaborar los planos de distribución de aire de inyección y de retorno, dimencionando los ductos en pulgadas y utilizando el ductulador

para seleccionarlos de acuerdo con las necesidades de cada una de las áreas, y seleccionar el tipo y tamaño de difusores o rejillas de inyección y de retorno, indicándolos claramente en plano.

**f)** Una vez seleccionado el sistema de acondicionamiento de aire y en caso de elegir un sistema hidrónico, se requiere realizar la selección de una bomba recirculadora de agua, presentado los pasos necesarios de una forma clara y apoyándose en planos o esquemas, para dimensionar de forma adecuada tanto las tuberías como la misma bomba.

En caso de ser necesario, presentar la curva de operación de la bomba, con la finalidad de justificar, la capacidad y eficiencia de la misma, además de indicar el modelo, la marca, y las características, con el objeto de facilitar los posibles reemplazos.

**g)** También en caso de elegir un sistema hidrónico, elaborar un plano de distribución de agua helada, identificando claramente las tuberías de inyección y de retorno, indicando sus dimensiones en pulgadas. Y considerando los espacios disponibles que presenta nuestro inmueble, ya que al ser un edificio terminado se requiere de un estudio detallado de espacios, para lograr reducir al mínimo, las correcciones de trayectorias de tubería al momento de la instalación.

**h)** Al concluir el presente proyecto se requiere, presentar las conclusiones obtenidas de una forma clara y concreta para determinar los beneficios de nuestro sistema, además de informar, si el trabajo cubrió las expectativas iniciales y logro los objetivos planteados.

## CAPITULO 3

### JUSTIFICACIÓN

#### 3.1.- ASPECTO TÉCNICO

Todos apreciamos el alivio a las incomodidades que proporcionan los modernos sistemas de aire acondicionado. Muchos hogares y la mayoría de las oficinas e instalaciones comerciales no serían confortables si no contaran con un sistema de control permanente del ambiente interior. La denominación de artículo de lujo con que se etiquetaba a los equipos de aire acondicionado tiempo atrás, ha dado paso a otra que aprecia su lado práctico para hacer más saludables y productivas las actividades del hombre. Además del incremento del confort humano, pronto se volvió evidente que en un medio apropiadamente controlado los bienes se podían producir de mejor manera, más rápido y más económicamente. De hecho muchos de los productos actuales no podrían fabricarse si no se dispusiera de instalaciones con un ambiente cuya temperatura, humedad y calidad del aire pueden ser controlados dentro de límites precisos. El desarrollo e industrialización de Estados Unidos, especialmente de los estados del sur, no hubiera sido posible sin el control del ambiente interior a lo largo de todo el año. Basta con observar las plantas manufactureras u otras instalaciones de alta tecnología, así como los bastos complejos de oficinas asociados con la economía de los países industrializados para estar de acuerdo con esta aseveración. De hecho, virtualmente todos los edificios residenciales, comerciales, industriales e instituciones de Estados Unidos, Canadá y otros países tienen un ambiente interior que es controlado continuamente.

Tomando en cuenta lo anterior, podemos afirmar que en muchos casos el aire acondicionado es de vital importancia para el desarrollo de las actividades. En nuestro caso, que es el análisis de necesidades de control ambiental en un estudio de televisión virtual es importante tomar en cuenta varios factores como lo son: **La velocidad del aire**, para mantener un bajo nivel de ruido, con el fin de obtener sonidos de alta calidad en las grabaciones. **Temperatura** adecuada, para garantizar el óptimo funcionamiento del equipo de televisión y el confort del personal usuario, balanceando la carga térmica generada en gran parte por la iluminación del estudio y equipo en general. **La humedad** que se encuentra en el aire, puede afectar a los equipos electrónicos si no se mantiene dentro de parámetros establecidos por los fabricantes de estos equipos. Y por ultimo **la pureza del aire** es importante para mantener la salud del

personal usuario y evitar la acumulación de polvo dentro de los equipos de grabación, esto lo obtendremos por medio de filtros y renovación de aire.

El interior de un edificio gana calor debido a varias fuentes. Si la temperatura y la humedad del aire en los recintos se deben mantener a un nivel confortable, en este caso se debe extraer calor para compensar las ganancias de calor. La ganancia de calor bruta del recinto es la velocidad a la que se recibe calor en cualquier momento en el recinto. Esta ganancia de calor esta constituida por partes procedentes de varias fuentes como: radiación solar, alumbrado, conducción, convección, infiltración, personas, equipo electrónico y eléctrico.

Uno de los objetivos de este trabajo es lograr un balance térmico dentro del estudio de televisión retirando el calor generado, por medio de un sistema de acondicionamiento de aire diseñado especialmente para los requerimientos del proyecto.

Es importante destacar que ningún sistema de control ambiental es igual a otro, ya que en todos los casos las condiciones exteriores e interiores de diseño, así como las necesidades de confort varían considerablemente en cada nuevo proyecto. De aquí la importancia de realizar un estudio detallado para obtener el mejor sistema de control ambiental interior de un estudio de televisión virtual, considerando todos los requerimientos de equipo, personal usuario y cliente.

### **3.2.- ASPECTO ACADÉMICO**

A lo largo de la carrera de ingeniería mecánica eléctrica, los profesores se preocupan y enfocan al alumno a realizar un proyecto terminal, inmediatamente después de haber obtenido el total de los créditos requeridos por la carrera y así lograr un título universitario. No descarto que es importante, para cualquier profesionista, el obtener este reconocimiento de forma inmediata, pero me parece importante destacar que si se quiere realizar un documento que contenga experiencias o conocimientos de campo, que ilustren de una forma mas real al lector, seria positivo trabajar un poco más en este aspecto. Con esto no me refiero a que se retrase este proceso, sino enfocar al alumno a un aspecto mas practico antes de concluir la carrera, a través de practicas profesionales u otras formas de acercamiento a la industria.

El presente trabajo se realiza con el fin de aplicar los conocimientos y teorías, que se manejaron en la materia de aire acondicionado, que forma parte del programa de estudios de la carrera de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, que se imparte en la Escuela Nacional de Estudios Profesionales Aragón, para determinar la carga térmica que se genera dentro de un estudio de televisión virtual, además de hacer uso de la experiencia adquirida a través de 5 años de desarrollo en el área para determinar cual es el sistema de aire acondicionado más apropiado y económico, que cumpla con los requerimientos del proyecto.

### **3.3.- ASPECTO ECONOMICO**

Con el fin de obtener un sistema de acondicionamiento ambiental funcional es importante tomar en cuenta varios factores, además de la calidad y eficiencia del equipo también es importante considerar los siguientes costos:

El equipo de aire acondicionado

La instalación del sistema

El mantenimiento

La operación

La garantía

Con este ultimo aspecto me refiero a la garantía extendida que ofrecen algunos proveedores de equipo, y se refiere a la reposición de elementos importantes de la maquina como lo son compresores y motores eléctricos, que tiene una duración de 5 años o más dependiendo del proveedor. Con el costo de operación, estamos hablando del consumo de energéticos de nuestro sistema, en este caso la energía eléctrica, ya que algunos equipos ofrecen sistemas ahorradores de energía, teniendo una ventaja importante sobre los que no manejan estas características, ya que a la larga nuestro equipo puede ahorrarnos mucho dinero en consumo de energía eléctrica.

Este aspecto es uno de los más importantes al diseñar nuestro sistema, ya que a través de este, nuestro proyecto puede ser elegido por el cliente, sobre otros proyectos, debido a que cualquier empresa, o industria realiza un análisis de que tan redituable puede ser el proyecto, cuanto va a gastar y que beneficios va a obtener. Así obtener la mejor opción.

## CAPITULO 4

### PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

#### 4.1.- DESCRIPCION DEL ESPACIO

Se requiere calcular la carga térmica que se genera dentro de un *Estudio de Televisión Virtual*, que esta compuesto de cuatro áreas importantes. La primera es el Foro de grabación, la segunda es la cabina de producción o digitalización, la tercera es la cabina de audio y por ultimo el camerino. Estas áreas se describirán con mas detalle posteriormente además de mencionar las condiciones de diseño y el equipo y personal usuario que se maneja en cada una de ellas.

#### 4.2 CONDICIONES DE DISEÑO

Teniendo como condiciones de diseño en México D. F.:

Latitud norte 19° 25'

Longitud Oeste 99° 10'

Altitud 2239 metros sobre el nivel del mar.

Presión Bar. 585 mm Hg – 23.03 in de Hg.

Considerando de tablas, las condiciones de verano que para nuestro calculo son las necesarias tenemos:

	Condiciones Exteriores	Condiciones interiores.
Temperatura de Bulbo Seco	87.8° F	71.6° F
Temperatura de Bulbo Húmedo	62.6° F	58.6° F
Humedad Relativa	28 %	45 %
Humedad Absoluta	71 gr/lb	76 gr/lb
Entalpia	32.4 BTU/lb	27.9 BTU/lb.

Con una variación de temperatura de:

Rango diario  $89.6 - 62.6 = 27.0^{\circ} \text{ F}$       Selección  $30^{\circ} \text{ F}$

Rango Anual  $89.7 - 32 = 57.6^{\circ} \text{ F}$       Selección  $60^{\circ} \text{ F}$

#### 4.3.- DESCRIPCION DE ZONA UNO

Le llamaremos zona uno al foro de grabación, el cual tiene las siguientes dimensiones: Largo 10.31 m, ancho 9.29 m, y una altura de 5.20 m. Con dos paredes expuestas que se ilustran en el plano, no tiene ventanas. En su interior se mueven de 10 a 15 personas entre operadores y usuarios, debido a que su uso es intermitente el sistema debe considerar el 100% de aire recirculado y basarse en la infiltración como ventilación. La iluminación y el equipo que maneja se describe en el cuadro de cargas No 1.

CUADRO DE CARGAS No1 FORO DE GRABACION				
Cantidad	Equipo	Marca o tipo	Modelo	Watts
2	Tracker	Evans&Shutherland	S/M	1040
3	Fuente de cámara	Sony	AC550	390
2	Cámara	Sony	BVP-550	40
1	Consola de Iluminación	Strand Lighting	MX	82
17	Lámpara	Fluo-Tec	650	5610
4	Lámpara	Fluo-Tec	850	1760
2	Cazuelas	650 Watts	S/M	1300
7	Lámpara	1000 Watts	S/M	7000
3	Monitor	Sony	PVM-20N2U	1125
2	Monitor Prompter cam	QTV	FDP-11HB	520
Carga total de equipo e iluminación en Watts				18867

#### 4.4.- DESCRIPCIÓN DE ZONA DOS

Le llamaremos zona dos, a nuestra cabina de producción, la cual tiene las siguientes dimensiones: Largo 9.72 m, ancho 7.01 m, y una altura de 2.6 m. Con una pared expuesta como se ilustra en plano, no tiene ventanas. En su interior se mueven de 6 a 8 operadores, debido a que su uso es intermitente el sistema debe considerar el 100% de aire recirculado y basarse en la infiltración como ventilación. La iluminación y el equipo que maneja se describen en el cuadro de cargas No.2.

CUADRO DE CARGAS No 2 CABINA DE PRODUCCION				
Cantidad	Equipo	Marca	Modelo	Watts
1	CPU Trinity	Intergraph	BSE006020	828
1	Monitor Trinity	Sony	CPD-E500	207
1	Frame Trinity	Globecaster		180
1	Hibrido	Genter	SPH-3A	26
1	Hibrido	DBD	HY-02	30
2	Comunicación	RTS	KP96-6/KP97-6	110
5	Monitor	Sony	PVM-8041Q	1900
14	Monitor	Sony	PVM-8040	630
3	Monitor	Sony	PVM-8020	141
2	Monitor	Sony	PVM-8220	60
2	Monitor	Sony	PVM-2950Q	766
1	Monitor	Sony	PVM-14M4U	103
1	Monitor	Sony	PVM-96	28
4	Máquina	Sony	PVW-2800	600
1	Máquina	Sony	BVU-950	160
1	VHS	Sony	SLV-L69HFMX	19
1	VHS	Sony	SLV-LX8SMX	18
3	Televisor	Sony	KV-14FM14/5	255
4	Forma de Onda	Tektronix	1710J	144
1	Vectorscopio	Tektronix	1720	72
1	Vectorscopio	Tektronix	1720	35
1	Monitor de Prompter	Acer	7276c	238
1	CPU Prompter	Acer	M17ASI30W	828
1	Monitor Deko	Samsung	900NF	124
1	CPU Deko	Pinnacle Systems	FXDEKO II	621
2	Monitor Virtual	Sony	CPD-200SF	414
1	Amplificador	Crown	8059	240
2	Unidad de Control de Cámara	Sony	CCU550	206
1	Monitor	Sony	BVM-1310	414
1	VHS	Sony	SLV-998HFMX	20
1	Forma de Onda	Tektronix	1730	35
1	Vectorscopio	Tektronix	1720	72
1	Botonera	GrassValleyGroup	TENXL	26
2	Procesador de video	GrassValleyGroup	SMS8000	103
2	Transmisor	Cybex	Longview	104
2	DPM	GrassValleyGroup	700 Frame	466
1	Distribuidor	GrassValleyGroup	8500/8800 series	103
2	Ultimatte		UM45	414
1	Ultimatte		45	40
1	Encoder	Fora	ENC-200	326
1	Encoder <i>desconectado</i>	Fora	ENC-200	326
1	Distribuidor de Video	Grass Valley	8900 Series	176
3	Sincronizador	DPS	DPS-290	309
1	Distribuidor de Video	Grass Valley	8500/8800 Series	83
2	Liberty	Evans & Sutherland	103104-038AA 34A	1242
12	Luminarias	YS-374/N		600
Carga total de equipo e iluminación en Watts				14665

#### 4.5.- DESCRIPCION DE ZONA TRES

Le llamaremos zona tres, a nuestra cabina de audio, la cual tiene las siguientes dimensiones: Largo 3.04 m, ancho 2.93 m, y una altura de 2.6 m. Sin paredes expuestas como se ilustra en plano, no tiene ventanas. En su interior se mueven 2 operadores, debido a que su uso es intermitente el sistema debe considerar el 100% de aire recirculado y basarse en la infiltración como ventilación. La iluminación y el equipo que maneja se describen en el cuadro de cargas No 3.

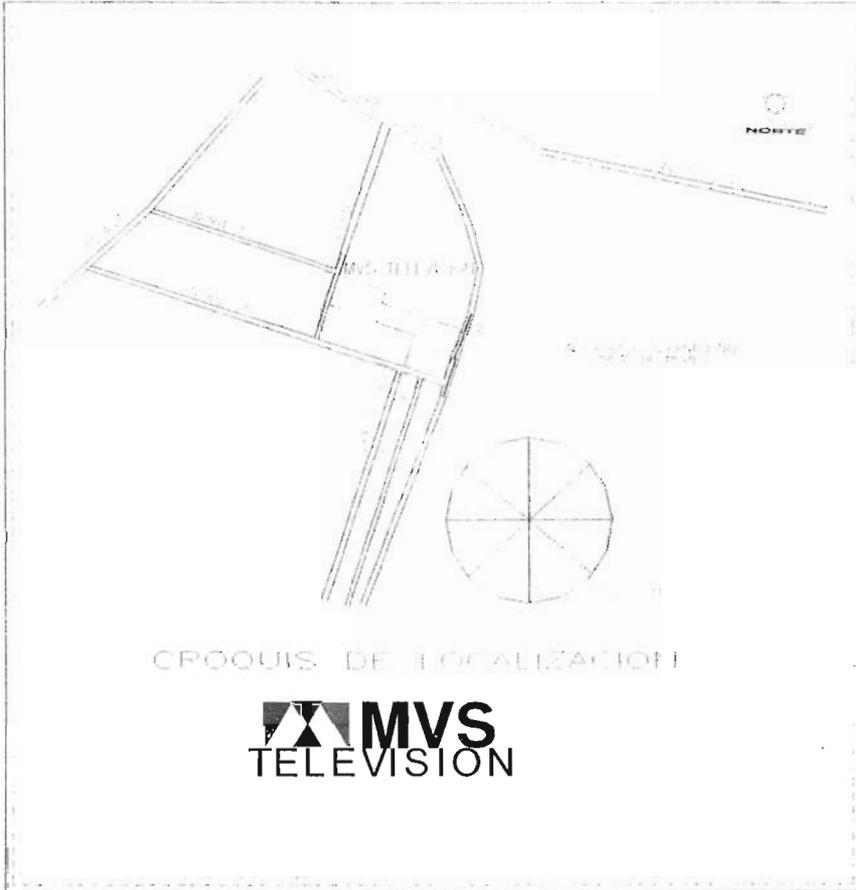
CUADRO DE CARGAS No 3 CABINA DE AUDIO				
Cantidad	Equipo	Marca	Modelo	Watts
2	Monitor de Audio	Alesis	M1 Active	300
3	Receptor de Micrófono	Shure	U4S-UA	156
1	Distribuidor de Antenas	Shure	UAB40A-UA UHF	41
1	Fuente de Poder de Consola	Allen & Heath	RPS 11	518
2	Comunicación	Telex	MCS325	10
2	Reproductor MD	Sony	MDS-B5	60
1	Reproductor CD	Teac	CD-P1120	12
1	Monitor	Sony	PVM1380	86
1	Monitor	Sony	PVM1390	85
2	Multi Viewer	Fora	MV-40E	240
1	Distribuidor de Audio	Grass Valley		207
1	Amplificador	Crown	D-75	207
1	Delay	Rane		67
1	Distribuidor de Audio	Kramer	VM-1110	150
1	Monitor	Sony	BVM-14F1U	145
1	Monitor	Sony	PVM5310	85
3	luminarias	YS-374/N		150
Carga total de electronica e iluminación en Watts				2519

#### 4.6.- DESCRIPCIÓN DE ZONA CUATRO

Por ultimo, le llamaremos zona cuatro al camerino, la cual tiene las siguientes dimensiones: Largo 4.69 m, ancho 3.10 m, y una altura de 2.6 m. Sin paredes expuestas como se ilustra en plano, no tiene ventanas. En su interior se mueven de 2 maquillistas y 3 usuarios, debido a que su uso es intermitente el sistema debe considerar el 100% de aire recirculado y basarse en la infiltración como ventilación, la iluminación y el equipo que maneja son los siguientes: la carga de iluminación es de 1500 Watts.

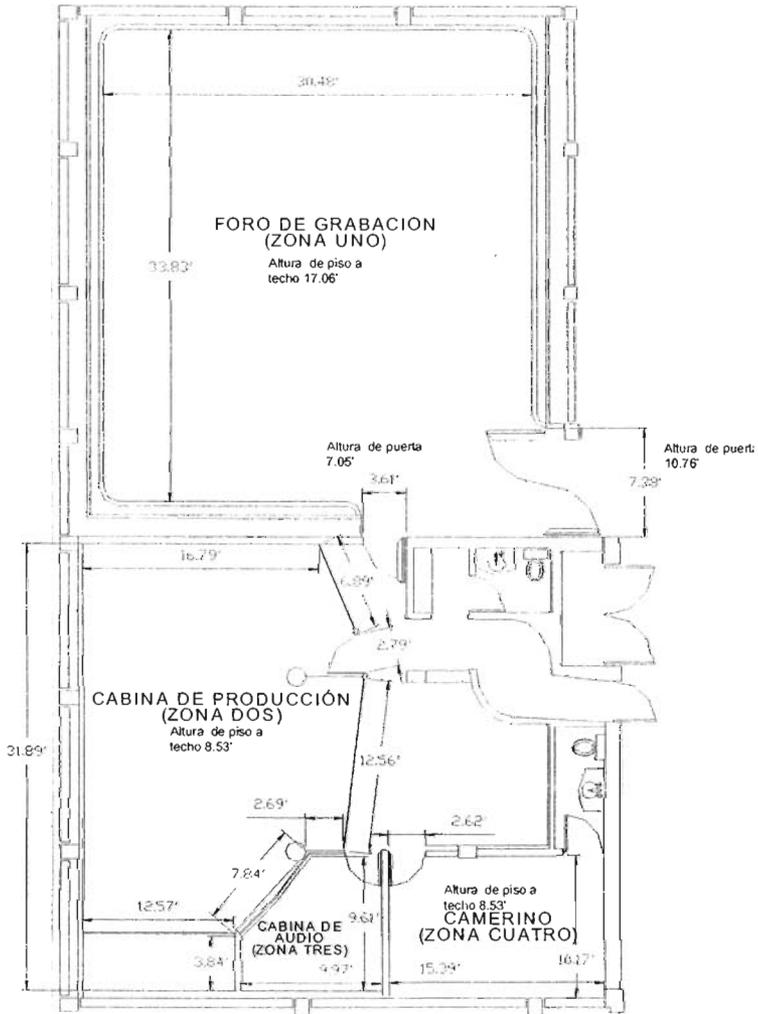


## CROQUIS DE LOCALIZACION



# PLANO DEL AREA QUE SE DESEA ACONDICIONAR

PAREDES  
EXPUESTAS



## CAPITULO 5

### MEMORIA DE CALCULO

Tomando en consideración que las condiciones interiores de diseño son: (ventilación 15 cfm por persona y 70 personas por 1000 ft<sup>2</sup> o 100m<sup>2</sup>), temperatura de bulbo seco de 71°F, temperatura de bulbo húmedo de 58.6°F, humedad relativa de 45% y que las condiciones exteriores de diseño son: velocidad media del viento 5 millas por hora, dirección media del viento 90°, temperatura de bulbo seco 87.8°F, temperatura media de bulbo húmedo 62.6°F, latitud 19°25' N, longitud 99°10' W, altitud sobre el nivel del mar de 7239 pies, se realizan los siguientes cálculos para determinar la carga térmica de cada una de las zonas.

#### 5.1 CALCULO DE CARGA TERMICA DE ZONA UNO

Calculando la ganancia de calor concentrada en los muros utilizamos la siguiente formula :

**Formula No 1.**             $Q = A (U) \Delta T_c$

Donde:

Q = Es el calor ganado

A = Es el área en contacto

U = Es el coeficiente general de transferencia de calor

$\Delta T_c$  = Es la diferencia de temperatura de el aire exterior y el aire interior mas el factor de corrección por radiación solar.

Para la zona uno se calcularan cuatro paredes y dos puertas como se ilustra en el plano para la pared uno tenemos :

#### PARED 1

**Formula No 2.**             $A = A_T - A_p$

Donde:

A = Area del muro

$A_T$  = Area total del muro

$A_p$  = Area de puerta

Tenemos:

$$A_T = 30.48 \text{ ft} \times 17.06 \text{ ft} = 519.98 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 7.05 \text{ ft} \times 3.61 \text{ ft} = 25.45 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_1 = 519.98 \text{ ft}^2 - 25.45 \text{ ft}^2$$

$$A_1 = 494.53 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de ladrillo de vista, espacio de aire y bloc de concreto de 8" con núcleo aislante es de  $U = 0.23 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

**Formula No 3.  $\Delta T_C = \Delta T_N + \text{El factor de corrección por radiación solar.}$**

**Formula No 4**                       $\Delta T_N = T_E - T_I$

Donde:

$T_E$  = Temperatura del aire exterior

$T_I$  = Temperatura del aire interior

Por lo tanto:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Y como el muro no esta expuesto al exterior no es aplicable el factor de corrección por radiación solar.

$$\Delta T_C = \Delta T_N$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_1 = 494.53 \text{ ft}^2 (U = 0.23 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_1 = 1842.62 \text{ BTU/hr}$$

## PARED 2

Como en la pared número 2 no existen puertas tenemos:

$$A_T = 33.83 \text{ ft} \times 17.06 \text{ ft} = 577.14 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 0 \text{ ft} \times 0 \text{ ft} = 0 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_2 = 577.14 \text{ ft}^2 - 0 \text{ ft}^2$$

$$A_2 = 577.14 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de ladrillo de vista, espacio de aire y bloc de concreto de 8" con núcleo aislante es de  $U = 0.23 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta pared si esta expuesta al exterior se aplica el factor de corrección por radiación solar que en este caso es de  $3\text{°F}$  según tabla de corrección por latitud y mes, para techos y paredes, por lo tanto de la formula No.3 tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F} + 3 \text{ °F}$$

$$\Delta T_C = 19.2 \text{ °F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_2 = 577.14 \text{ ft}^2 (U = 0.23 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 19.2 \text{ °F}$$

$$Q_2 = 2548.65 \text{ BTU/hr}$$

### PARED 3

Como en la pared número 3 no existen puertas tenemos:

$$A_T = 30.48 \text{ ft} \times 17.06 \text{ ft} = 519.99 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 0 \text{ ft} \times 0 \text{ ft} = 0 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_3 = 519.99 \text{ ft}^2 - 0 \text{ ft}^2$$

$$A_3 = 519.99 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de ladrillo de vista, espacio de aire y bloc de concreto de 8" con núcleo aislante es de  $U = 0.23 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta pared si esta expuesta al exterior se aplica el factor de corrección por radiación solar que en este caso es de 3°F según tabla de corrección por latitud y mes, para techos y paredes, por lo tanto de la formula No.3 tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F} + 3 \text{ °F}$$

$$\Delta T_C = 19.2 \text{ °F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_3 = 519.99 \text{ ft}^2 (U = 0.23 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 19.2 \text{ °F}$$

$$Q_3 = 2296.28 \text{ BTU/hr}$$

#### PARED 4

Como en la pared número 4 tenemos una puerta aplicamos la formula No 2 y nos queda:

$$A_T = 33.83 \text{ ft} \times 17.06 \text{ ft} = 577.14 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 10.66 \text{ ft} \times 7.38 \text{ ft} = 78.67 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_4 = 577.14 \text{ ft}^2 - 78.67 \text{ ft}^2$$

$$A_4 = 498.47 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de ladrillo de vista, espacio de aire y bloc de concreto de 8" con núcleo aislante es de  $U = 0.23 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta pared no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto de la formula No. 3, tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F} + 0 \text{ °F}$$

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_4 = 498.47 \text{ ft}^2 (U = 0.23 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_4 = 1857.30 \text{ BTU/hr}$$

El calor total ganado a través de los muros se obtiene con la siguiente formula :

$$\text{Formula No. 5} \quad Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \dots\dots\dots+Q_n$$

Que se refiere a la suma de calores generados. En este caso seria la suma de calores generados por las paredes, por lo tanto tenemos:

$$Q_{T \text{ paredes}} = 1842.62 + 2548.65 + 2296.28 + 1857.30$$

$$Q_{T \text{ paredes}} = 8544.85 \text{ BTU/hr}$$

Ahora calculamos el calor ganado a través de las puertas, que se encuentran en la pared 1 y 4 de la siguiente manera :

### **PUERTA 1**

Primero calculamos el área total de la puerta :

$$A_{TP} = 7.05 \text{ ft} \times 3.61 \text{ ft}$$

$$A_{TP} = 25.45 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para puertas de madera maciza de 2" de espesor es de 0.42 BTU/hr-ft<sup>2</sup>°F, según tablas de coeficiente global de transferencia de calor para componentes de edificación.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta puerta no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto tenemos:

$$Q_1 = 25.45 \text{ ft}^2 (U = 0.42 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_1 = 173.16 \text{ BTU/hr}$$

## PUERTA 2

Primero calculamos el área total de la puerta :

$$A_{TP} = 10.66 \text{ ft} \times 7.38 \text{ ft}$$

$$A_{TP} = 78.67 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para puertas de madera maciza de 2" de espesor es de 0.42 BTU/hr-ft<sup>2</sup>°F, según tablas de coeficiente global de transferencia de calor para componentes de edificación.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta puerta no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto tenemos:

$$Q_1 = 78.67 \text{ ft}^2 (U = 0.42 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_1 = 535.27 \text{ BTU/hr}$$

Aplicando la formula No. 5 obtenemos el calor total ganado a través de puertas para la zona 1 y nos queda:

$$Q_{T \text{ puertas}} = 173.16 + 535.27$$

$$Q_{T \text{ puertas}} = 708.43 \text{ BTU/hr}$$

El siguiente paso es calcular la ganancia de calor a través de pisos y techos., utilizando las mismas formulas tenemos :

## PISO DE ZONA UNO

Primero calculamos el área total del piso y como es una sección rectangular tenemos :

$$A_{T\text{ piso}} = 33.83 \text{ ft} \times 30.48 \text{ ft}$$

$$A_{T\text{ piso}} = 1031.14 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para cubierta de concreto sin aislamiento es de  $0.59 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de coeficiente global de transferencia de calor para componentes de edificación.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_{\text{ piso}} = 1031.14 \text{ ft}^2 (U = 0.59 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_{\text{ piso}} = 9855.64 \text{ BTU/hr}$$

## TECHO DE ZONA UNO

Ahora calculamos el área total del techo y como es una sección rectangular tenemos :

$$A_{T\text{ techo}} = 33.83 \text{ ft} \times 30.48 \text{ ft}$$

$$A_{T\text{ techo}} = 1031.14 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para cubierta de concreto ligero de 6" sin aislamiento es de  $0.10 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de coeficiente global de transferencia de calor para componentes de edificación.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ }^\circ\text{F} - 71.6 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Pero como el techo no esta expuesto al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto sustituimos directamente en la formula No 1 y nos queda:

$$Q_{\text{techo}} = 1031.14 \text{ ft}^2 (U = 0.10 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{ }^\circ\text{F}) 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_{\text{techo}} = 1670.93 \text{ BTU/hr}$$

En seguida calculamos el calor total ganado a través de piso y techo con la formula No. 5 y nos queda:

$$Q_{T \text{ piso y techo}} = 9855.64 + 1670.93$$

$$Q_{T \text{ piso y techo}} = 11526.57 \text{ BTU/hr}$$

En seguida calculamos el calor desprendido por personas, que en este caso en el foro de grabación o zona uno, se mueven 15 personas, y como según las tablas de tasas de ganancia de calor debida a ocupantes del recinto acondicionado. Una persona con actividad ligera o caminando despacio genera 880 BTU/hr, obtenemos la siguiente formula:

**Formula No. 6**  $Q_{T \text{ personas}} = (\text{No. de personas}) (880 \text{ BTU/hr})$

$$Q_{T \text{ personas}} = (15 \text{ personas}) (880 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ personas}} = 13\ 200 \text{ BTU/hr}$$

El siguiente paso es calcular el calor generado por la iluminación, tomando los datos del cuadro de cargas de la zona uno tenemos :

## LUMINARIAS

17	Lamparas de 330	Watts =	5610	Watts
4	Lamparas de 440	Watts =	1760	Watts
2	Lamparas de 650	Watts =	1300	Watts
7	Lamparas de 1000	Watts =	<u>7000</u>	Watts
		Total =	15670	Watts

Para convertir los Watts en BTU/hr y obtener así el calor generado por la iluminación aplicamos la siguiente formula :

$$\text{Formula No. 7 } Q_{T \text{ iluminación}} = (\text{Watts}) (3.412 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ iluminación}} = (15670 \text{ Watts}) (3.412 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ iluminación}} = 53466.04 \text{ BTU/hr}$$

El siguiente paso es calcular el calor generado por el equipo electrónico, tomando los datos del cuadro de cargas de la zona uno tenemos :

## EQUIPO ELECTRONICO

El total en Watts de equipo electrónico es de 3197 Watts

Para convertir los Watts en BTU/hr y obtener así el calor generado por el equipo electrónico aplicamos la siguiente formula No. 7 y nos queda :

$$Q_{T \text{ equipo electrónico}} = (3197 \text{ Watts}) (3.412 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ equipo electrónico}} = 10908.16 \text{ BTU/hr}$$

Por ultimo realizamos el balance total de calor que necesitamos remover de nuestro foro de grabación, (zona uno) utilizando la formula No. 5 y nos queda lo siguiente :

$$Q_{T \text{ zona uno}} = Q_{T \text{ paredes}} + Q_{T \text{ puertas}} + Q_{\text{pis y tech}} + Q_{\text{pers}} + Q_{\text{iluminación}} + Q_{\text{equipo}}$$

$$Q_{T \text{ zona uno}} = 8544.85 + 708.43 + 11526.57 + 13200 + 53466.04 + 10908.16$$

$$Q_{T \text{ zona uno}} = 98358.05 \text{ BTU/hr}$$

Y como tenemos que:

$$1 \text{ Tonelada de Refrigeración} = 12000 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_{T \text{ zona uno}} = \frac{98358.05 \text{ BTU/hr}}{12000 \text{ BTU/hr}}$$

$$Q_{T \text{ zona uno}} = 8.20 \text{ Toneladas de Refrigeración}$$

## 5.2 CALCULO DE CARGA TERMICA DE ZONA DOS

Calculando la ganancia de calor concentrada en los muros de la cabina de producción o zona dos utilizamos la siguientes formulas :

### PARED 1

Como en la pared número 1, no existen puertas tenemos:

$$A_T = 31.89 \text{ ft} \times 8.53 \text{ ft} = 272.02 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 0 \text{ ft} \times 0 \text{ ft} = 0 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_1 = 272.02 \text{ ft}^2 - 0 \text{ ft}^2$$

$$A_1 = 272.02 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de ladrillo de vista, espacio de aire y bloc de concreto de 8" con núcleo aislante es de  $U = 0.23 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ }^\circ\text{F} - 71.6 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Pero como esta pared si esta expuesta al exterior se aplica el factor de corrección por radiación solar que en este caso es de 3°F según tabla de corrección por latitud y mes, para techos y paredes, por lo tanto de la formula No.3 tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ }^\circ\text{F} + 3 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_C = 19.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_1 = 272.02 \text{ ft}^2 (U = 0.23 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{ }^\circ\text{F}) 19.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_1 = 1201.24 \text{ BTU/hr}$$

## **PARED 2**

Como en la pared número 2, no existen puertas tenemos:

$$A_T = 12.57 \text{ ft} \times 8.53 \text{ ft} = 107.22 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 0 \text{ ft} \times 0 \text{ ft} = 0 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_2 = 107.22 \text{ ft}^2 - 0 \text{ ft}^2$$

$$A_2 = 107.22 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de ladrillo de vista, espacio de aire y bloc de concreto de 8" con núcleo aislante es de  $U = 0.23 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{ }^\circ\text{F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ }^\circ\text{F} - 71.6 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Pero como esta pared no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto de la formula No. 3, tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ }^\circ\text{F} + 0 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_2 = 107.22 \text{ ft}^2 (U = 0.23 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{ }^\circ\text{F}) 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_2 = 399.50 \text{ BTU/hr}$$

### **PARED 3**

Como en la pared número 3, no existen puertas tenemos:

$$A_T = 3.84 \text{ ft} \times 8.53 \text{ ft} = 32.76 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 0 \text{ ft} \times 0 \text{ ft} = 0 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_3 = 32.76 \text{ ft}^2 - 0 \text{ ft}^2$$

$$A_3 = 32.76 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de ladrillo de vista, espacio de aire y recubrimiento y aislamiento es de  $U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{ }^\circ\text{F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ }^\circ\text{F} - 71.6 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Pero como esta pared no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto de la formula No. 3, tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ }^\circ\text{F} + 0 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_3 = 32.76 \text{ ft}^2 (U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{ }^\circ\text{F}) 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_3 = 47.76 \text{ BTU/hr}$$

#### **PARED 4**

Como en la pared número 4, no existen puertas tenemos:

$$A_T = 7.84 \text{ ft} \times 8.53 \text{ ft} = 66.88 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 0 \text{ ft} \times 0 \text{ ft} = 0 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_4 = 66.88 \text{ ft}^2 - 0 \text{ ft}^2$$

$$A_4 = 66.88 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de ladrillo de vista, espacio de aire y recubrimiento y aislamiento es de  $U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{ }^\circ\text{F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ }^\circ\text{F} - 71.6 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Pero como esta pared no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto de la formula No. 3, tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ }^\circ\text{F} + 0 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_4 = 66.88 \text{ ft}^2 \text{ (} U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F) } 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_4 = 97.51 \text{ BTU/hr}$$

## PARED 5

Como en la pared número 5, no existen puertas tenemos:

$$A_T = 2.76 \text{ ft} \times 8.53 \text{ ft} = 23.54 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 0 \text{ ft} \times 0 \text{ ft} = 0 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_5 = 23.54 \text{ ft}^2 - 0 \text{ ft}^2$$

$$A_5 = 23.54 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de ladrillo de vista, espacio de aire y recubrimiento y aislamiento es de  $U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta pared no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto de la formula No. 3, tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F} + 0 \text{ °F}$$

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_5 = 23.54 \text{ ft}^2 (U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_5 = 34.32 \text{ BTU/hr}$$

## PARED 6

Esta pared se divide en tres secciones pero al ser de vidrio y tener la misma altura se puede considerar como un sola pared para calcular su area y su calor:

$$A_T = (12.53 \text{ ft} + 2.79 \text{ ft} + 6.89 \text{ ft}) \times 8.53 \text{ ft}$$

$$A_T = 22.21 \text{ ft} \times 8.53 \text{ ft} = 189.45 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 0 \text{ ft} \times 0 \text{ ft} = 0 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_6 = 189.45 \text{ ft}^2 - 0 \text{ ft}^2$$

$$A_6 = 189.45 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes o particiones de vidrio de 1/4 es de  $U = 0.49 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de coeficiente global de transferencia de calor para el vidrio.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta pared no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto de la formula No. 3, tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F} + 0 \text{ °F}$$

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_6 = 189.45 \text{ ft}^2 (U = 0.49 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_6 = 1503.85 \text{ BTU/hr}$$

## PARED 7

Como en la pared número 7, no existen puertas tenemos:

$$A_T = 16.79 \text{ ft} \times 8.53 \text{ ft} = 143.22 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 0 \text{ ft} \times 0 \text{ ft} = 0 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_7 = 143.22 \text{ ft}^2 - 0 \text{ ft}^2$$

$$A_7 = 143.22 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de ladrillo de vista, espacio de aire y bloc de concreto de 8" con núcleo aislante es de  $U = 0.23 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta pared no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto de la formula No. 3, tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F} + 0 \text{ °F}$$

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_7 = 143.22 \text{ ft}^2 (U = 0.23 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_7 = 533.64 \text{ BTU/hr}$$

El calor total ganado a través de los muros se obtiene con la formula No. 5 :

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \dots\dots\dots+Q_n$$

Que se refiere a la suma de calores generados. En este caso seria la suma de calores generados por las paredes, por lo tanto tenemos:

$$Q_{T \text{ paredes}} = 1201.24 + 399.50 + 47.76 + 97.51 + 34.32 + 1503.85 + 533.64$$

$$Q_{T \text{ paredes}} = 3817.82 \text{ BTU/hr}$$

Como el siguiente paso seria calcular el calor ganado a través de puertas ya no es necesario debido a que ya se considero la puerta al calcular el calor ganado a través de la pared 6 por ser de vidrio y tener la misma altura que la pared, por lo tanto ya esta implícito.

El siguiente paso es calcular la ganancia de calor a través de pisos y techos., utilizando las mismas formulas tenemos :

## **PISO DE ZONA DOS**

Primero calculamos el área total del piso, pero como es una sección irregular se calcula por secciones y después se suman las áreas obtenidas como se muestra enseguida:

$$A_{\text{piso}} = 12.57 \text{ ft} \times 3.84 \text{ ft} = 48.27 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{piso}} = 16.79 \text{ ft} \times 28.05 \text{ ft} = 470.96 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{piso}} = 4.66 \text{ ft} \times 5.77 \text{ ft} / 2 = 13.44 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{piso}} = 21.88 \text{ ft} \times 2.76 \text{ ft} / 2 = 30.19 \text{ ft}^2$$

$$A_{T \text{ piso}} = 48.27 \text{ ft}^2 + 470.96 \text{ ft}^2 - 13.44 \text{ ft}^2 + 30.19 \text{ ft}^2$$

$$A_{T \text{ piso}} = 535.98 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para cubierta de concreto sin aislamiento es de 0.59 BTU/hr-ft<sup>2</sup>°F, según tablas de coeficiente global de transferencia de calor para componentes de edificación.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_{\text{piso}} = 535.98 \text{ ft}^2 (U = 0.59 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_{\text{piso}} = 5122.90 \text{ BTU/hr}$$

## TECHO DE ZONA DOS

Ahora calculamos el área total del techo pero como ya se calculo el área del piso podemos considerar al misma área y tenemos :

$$A_{T \text{ techo}} = 535.98 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para cubierta de concreto ligero de 6" sin aislamiento es de 0.10 BTU/hr-ft<sup>2</sup>°F, según tablas de coeficiente global de transferencia de calor para componentes de edificación.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ }^\circ\text{F} - 71.6 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Pero como el techo no esta expuesto al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto sustituimos directamente en la formula No 1 y nos queda:

$$Q_{\text{techo}} = 535.98 \text{ ft}^2 (U = 0.10 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{ }^\circ\text{F}) 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_{\text{techo}} = 868.29 \text{ BTU/hr}$$

### **TECHO FALSO O FALSO PLAFON DE ZONA DOS**

Ahora calculamos el área total del techo falso pero como ya se calculo el área del piso podemos considerar al misma área y tenemos :

$$A_{\text{T techo falso}} = 535.98 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para techo falso es de 0.15 BTU/hr-ft<sup>2</sup>°F, según tablas de coeficiente global de transferencia de calor para componentes de edificación.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ }^\circ\text{F} - 71.6 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Pero como el techo falso no esta expuesto al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto sustituimos directamente en la formula No 1 y nos queda:

$$Q_{\text{techo falso}} = 535.98 \text{ ft}^2 (U = 0.15 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{ }^\circ\text{F}) 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_{\text{techo falso}} = 1302.43 \text{ BTU/hr}$$

En seguida calculamos el calor total ganado a través de piso y techo con la formula No. 5 y nos queda:

$$Q_{T \text{ piso, techo y techo falso}} = 5122.90 + 868.29 + 1302.43$$

$$Q_{T \text{ piso, techo y techo falso}} = 7293.62 \text{ BTU/hr}$$

En seguida calculamos el calor desprendido por personas, que en este caso la cabina de producción o zona dos, se mueven 8 personas, y como según las tablas de tasas de ganancia de calor debida a ocupantes del recinto acondicionado. Una persona con actividad ligera o caminando despacio genera 880 BTU/hr, obtenemos la formula No. 6 y tenemos:

$$Q_{T \text{ personas}} = (\text{No. de personas}) (880 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ personas}} = (8 \text{ personas}) (880 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ personas}} = 7040 \text{ BTU/hr}$$

El siguiente paso es calcular el calor generado por la iluminación, tomando los datos del cuadro de cargas de la zona dos tenemos :

## LUMINARIAS

$$12 \text{ Lamparas de } 50 \text{ Watts} = 600 \text{ Watts}$$

Para convertir los Watts en BTU/hr y obtener así el calor generado por la iluminación aplicamos la formula No. 7 :

$$Q_{T \text{ iluminación}} = (\text{Watts}) (3.412 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ iluminación}} = (600 \text{ Watts}) (3.412 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ iluminación}} = 2047.2 \text{ BTU/hr}$$

El siguiente paso es calcular el calor generado por el equipo electrónico, tomando los datos del cuadro de cargas de la zona dos tenemos :

## EQUIPO ELECTRONICO

El total en Watts de equipo electrónico es de 14065 Watts

Para convertir los Watts en BTU/hr y obtener así el calor generado por el equipo electrónico aplicamos la siguiente formula No. 7 y nos queda :

$$Q_{T \text{ equipo electrónico}} = (14065 \text{ Watts}) (3.412 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ equipo electrónico}} = 47989.78 \text{ BTU/hr}$$

Por ultimo realizamos el balance total de calor que necesitamos remover de nuestro foro de grabación, (zona uno) utilizando la formula No. 5 y nos queda lo siguiente :

$$Q_{T \text{ zona dos}} = Q_{T \text{ paredes}} + Q_{T \text{ pis y tech}} + Q_{T \text{ personas}} + Q_{T \text{ iluminación}} + Q_{T \text{ equipo}}$$

$$Q_{T \text{ zona dos}} = 3817.82 + 7293.62 + 7040 + 2047.2 + 47989.78$$

$$Q_{T \text{ zona dos}} = \mathbf{68188.42 \text{ BTU/hr}}$$

Y como tenemos que:

$$1 \text{ Tonelada de Refrigeración} = 12000 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_{T \text{ zona dos}} = \frac{68188.42 \text{ BTU/hr}}{12000 \text{ BTU/hr}}$$

$$Q_{T \text{ zona dos}} = \mathbf{5.68 \text{ Toneladas de Refrigeración}}$$

### 5.3 CALCULO DE CARGA TERMICA DE ZONA TRES

Calculando la ganancia de calor concentrada en los muros de la cabina de audio o zona tres utilizamos la siguientes formulas :

#### PARED 1

Como en la pared número 1, no existen puertas tenemos:

$$A_T = 9.97 \text{ ft} \times 8.53 \text{ ft} = 85.04 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 0 \text{ ft} \times 0 \text{ ft} = 0 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_1 = 85.04 \text{ ft}^2 - 0 \text{ ft}^2$$

$$A_1 = 85.04 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de ladrillo de vista, espacio de aire , recubrimiento y aislamiento es de  $U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta pared no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto de la formula No. 3, tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F} + 0 \text{ °F}$$

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_1 = 85.04 \text{ ft}^2 (U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_1 = 123.99 \text{ BTU/hr}$$

## PARED 2

Como en la pared número 2, no existen puertas tenemos:

$$A_T = 9.61 \text{ ft} \times 8.53 \text{ ft} = 81.97 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 0 \text{ ft} \times 0 \text{ ft} = 0 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_2 = 81.97 \text{ ft}^2 - 0 \text{ ft}^2$$

$$A_2 = 81.97 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de ladrillo de vista, espacio de aire, recubrimiento y aislamiento es de  $U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por último tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta pared no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto de la formula No. 3, tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F} + 0 \text{ °F}$$

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_2 = 81.97 \text{ ft}^2 (U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_2 = 119.51 \text{ BTU/hr}$$

### PARED 3

Como en la pared número 3, existe una puerta tenemos:

$$A_T = 5.32 \text{ ft} \times 8.53 \text{ ft} = 45.38 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 2.62 \text{ ft} \times 7.05 \text{ ft} = 18.47 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_3 = 45.38 \text{ ft}^2 - 18.47 \text{ ft}^2$$

$$A_3 = 26.91 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de ladrillo de vista, espacio de aire, recubrimiento y aislamiento es de  $U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por último tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta pared no está expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto de la fórmula No. 3, tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F} + 0 \text{ °F}$$

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F}$$

Sustituyendo en la fórmula No 1, tenemos:

$$Q_3 = 18.47 \text{ ft}^2 (U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_3 = 26.93 \text{ BTU/hr}$$

#### PARED 4

Como en la pared número 4, no existen puertas tenemos:

$$A_T = 7.84 \text{ ft} \times 8.53 \text{ ft} = 66.88 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 0 \text{ ft} \times 0 \text{ ft} = 0 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_4 = 66.88 \text{ ft}^2 - 0 \text{ ft}^2$$

$$A_4 = 66.88 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de ladrillo de vista, espacio de aire, recubrimiento y aislamiento es de  $U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por último tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta pared no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto de la formula No. 3, tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F} + 0 \text{ °F}$$

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_4 = 66.88 \text{ ft}^2 (U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_4 = 97.51 \text{ BTU/hr}$$

## PARED 5

Como en la pared número 5, no existen puertas tenemos:

$$A_T = 3.84 \text{ ft} \times 8.53 \text{ ft} = 32.76 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 0 \text{ ft} \times 0 \text{ ft} = 0 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_5 = 32.76 \text{ ft}^2 - 0 \text{ ft}^2$$

$$A_5 = 32.76 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de ladrillo de vista, espacio de aire, recubrimiento y aislamiento es de  $U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por último tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta pared no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto de la formula No. 3, tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F} + 0 \text{ °F}$$

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_5 = 32.76 \text{ ft}^2 (U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_5 = 47.76 \text{ BTU/hr}$$

Ahora aplicando la formula No. 5 de balance de cargas obtenemos el calor total ganado a través de los muros:

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \dots\dots\dots + Q_n$$

Que se refiere a la suma de calores generados. En este caso sería la suma de calores generados por las paredes, por lo tanto tenemos:

$$Q_{T \text{ paredes}} = 123.99 + 119.51 + 26.93 + 97.51 + 47.76$$

$$Q_{T \text{ paredes}} = 415.7 \text{ BTU/hr}$$

Ahora calculamos el calor ganado a través de las puertas, como en este caso solo existe una puerta en la pared número tres, el procedimiento es el siguiente:

### **PUERTA 1**

Primero calculamos el área total de la puerta :

$$A_{TP} = 2.62 \text{ ft} \times 7.05 \text{ ft}$$

$$A_{TP} = 18.47 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para puertas de madera maciza de 2" de espesor es de 0.42 BTU/hr-ft<sup>2</sup>°F, según tablas de coeficiente global de transferencia de calor para componentes de edificación.

Y por último tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta puerta no está expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto tenemos:

$$Q_{\text{puerta 1}} = 18.47 \text{ ft}^2 (U = 0.42 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_{\text{puerta 1}} = 125.67 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_{T \text{ puertas}} = 125.67 \text{ BTU/hr}$$

El siguiente paso es calcular la ganancia de calor a través de pisos y techos., utilizando las mismas formulas tenemos :

### PISO DE ZONA TRES

Primero calculamos el área total del piso y como es una sección irregular primero calcularemos el área como si fuera un rectángulo completo y después restaremos el área del triángulo excedente y tenemos:

$$A_{\text{piso}} = 9.97 \text{ ft} \times 9.61 \text{ ft} = 95.81 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{piso}} = 4.65 \text{ ft} \times 5.77 \text{ ft} / 2 = 13.42 \text{ ft}^2$$

$$A_{T \text{ piso}} = 95.81 - 13.42 \text{ ft}^2$$

$$A_{T \text{ piso}} = 82.39 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para cubierta de concreto de 6" sin aislamiento es de 0.59 BTU/hr-ft<sup>2</sup>°F, según tablas de coeficiente global de transferencia de calor para componentes de edificación.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_{\text{piso}} = 82.39 \text{ ft}^2 (U = 0.59 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_{\text{piso}} = 787.48 \text{ BTU/hr}$$

## TECHO DE ZONA TRES

Ahora calculamos el área total del techo y como es una sección irregular y como ya se calculo el área del piso tenemos :

$$A_{T\text{techo}} = 82.39 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para cubierta de concreto ligero de 6" sin aislamiento es de 0.10 BTU/hr-ft<sup>2</sup>°F, según tablas de coeficiente global de transferencia de calor para componentes de edificación.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como el techo no esta expuesto al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto sustituimos directamente en la formula No 1 y nos queda:

$$Q_{\text{techo}} = 82.39 \text{ ft}^2 (U = 0.10 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_{\text{techo}} = 133.47 \text{ BTU/hr}$$

## TECHO FALSO O FALSO PLAFON DE ZONA TRES

Ahora calculamos el área total del techo falso pero como ya se calculo el área del piso podemos considerar al misma área y tenemos :

$$A_{T\text{techo}} = 82.39 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para techo falso es de 0.15 BTU/hr-ft<sup>2</sup>°F, según tablas de coeficiente global de transferencia de calor para componentes de edificación.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ }^\circ\text{F} - 71.6 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Pero como el techo falso no esta expuesto al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto sustituimos directamente en la formula No 1 y nos queda:

$$Q_{\text{techo}} = 82.39 \text{ ft}^2 (U = 0.15 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{ }^\circ\text{F}) 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_{\text{techo}} = 200.21 \text{ BTU/hr}$$

En seguida calculamos el calor total ganado a través de piso y techo con la formula No. 5 y nos queda:

$$Q_{T \text{ piso, techo y techo falso}} = 787.48 + 133.47 + 200.21$$

$$Q_{T \text{ piso y techo}} = 1121.16 \text{ BTU/hr}$$

En seguida calculamos el calor desprendido por personas, que en este caso en la cabina de audio o zona tres, se mueven 2 personas, y como según las tablas de tasas de ganancia de calor debida a ocupantes del recinto acondicionado. Una persona con actividad ligera o caminando despacio genera 880 BTU/hr, obtenemos la carga con la formula No.6 y tenemos:

$$Q_{T \text{ personas}} = (\text{No. de personas}) (880 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ personas}} = (2 \text{ personas}) (880 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ personas}} = 1760 \text{ BTU/hr}$$

El siguiente paso es calcular el calor generado por la iluminación, tomando los datos del cuadro de cargas de la zona uno tenemos :

## LUMINARIAS

$$\begin{aligned} 3 \text{ Lámparas de } 50 \text{ Watts} &= 150 \text{ Watts} \\ \text{Total} &= 150 \text{ Watts} \end{aligned}$$

Para convertir los Watts en BTU/hr y obtener así el calor generado por la iluminación aplicamos la fórmula No. 7 y tenemos:

$$Q_{T \text{ iluminación}} = (\text{Watts}) (3.412 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ iluminación}} = (150 \text{ Watts}) (3.412 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ iluminación}} = 511.8 \text{ BTU/hr}$$

El siguiente paso es calcular el calor generado por el equipo electrónico, tomando los datos del cuadro de cargas de la zona tres tenemos:

## EQUIPO ELECTRONICO

El total en Watts de equipo electrónico es de 2369 Watts

Para convertir los Watts en BTU/hr y obtener así el calor generado por el equipo electrónico aplicamos la fórmula No. 7 y nos queda:

$$Q_{T \text{ equipo electrónico}} = (2369 \text{ Watts}) (3.412 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ equipo electrónico}} = 8083.03 \text{ BTU/hr}$$

Por último realizamos el balance total de calor que necesitamos remover de nuestra cabina de audio, (zona tres) utilizando la fórmula No. 5 y nos queda lo siguiente:

$$Q_{T \text{ zona tres}} = Q_{T \text{ paredes}} + Q_{T \text{ puertas}} + Q_{\text{pis y tech}} + Q_{\text{pers}} + Q_{\text{iluminación}} + Q_{\text{equipo}}$$

$$Q_{T \text{ zona tres}} = 415.7 + 125.67 + 1121.16 + 1760 + 511.8 + 8083.03$$

$$Q_{T \text{ zona tres}} = 12017.36 \text{ BTU/hr}$$

Y como tenemos que:

$$1 \text{ Tonelada de Refrigeración} = 12000 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_{T \text{ zona tres}} = \frac{12017.36 \text{ BTU/hr}}{12000 \text{ BTU/hr}}$$

$$Q_{T \text{ zona tres}} = 1 \text{ Tonelada de Refrigeración}$$

#### 5.4 CALCULO DE CARGA TERMICA DE ZONA CUATRO

El primer paso es calcular la ganancia de calor concentrada en los muros del camerino o zona cuatro utilizando la siguientes formulas :

##### PARED 1

Como en la pared número 1, no existen puertas tenemos:

$$A_T = 15.39 \text{ ft} \times 8.53 \text{ ft} = 131.28 \text{ ft}^2$$

$$A_p = 0 \text{ ft} \times 0 \text{ ft} = 0 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_1 = 131.28 \text{ ft}^2 - 0 \text{ ft}^2$$

$$A_1 = 131.28 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de bloc de concreto de 6" es de  $U = 0.37 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por último tenemos que la diferencia de temperatura entre el aire exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta pared no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto de la formula No. 3, tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ }^\circ\text{F} + 0 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_1 = 131.28 \text{ ft}^2 (U = 0.37 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{ }^\circ\text{F}) 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_1 = 786.89 \text{ BTU/hr}$$

## PARED 2

Como en la pared número 2, no existen puertas tenemos:

$$A_T = 10.17 \text{ ft} \times 8.53 \text{ ft} = 86.75 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 0 \text{ ft} \times 0 \text{ ft} = 0 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_2 = 86.75 \text{ ft}^2 - 0 \text{ ft}^2$$

$$A_2 = 86.75 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de bloc de concreto de 6" es de  $U = 0.37 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{ }^\circ\text{F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por último tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ }^\circ\text{F} - 71.6 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Pero como esta pared no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto de la formula No. 3, tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ }^\circ\text{F} + 0 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_2 = 86.75 \text{ ft}^2 (U = 0.37 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_2 = 519.98 \text{ BTU/hr}$$

### PARED 3

Como en la pared número 3, existen dos puertas tenemos:

$$A_T = 15.39 \text{ ft} \times 8.53 \text{ ft} = 131.28 \text{ ft}^2$$

$$A_{P1} = 2.62 \text{ ft} \times 7.05 \text{ ft} = 18.47 \text{ ft}^2$$

$$A_{P2} = 2.62 \text{ ft} \times 7.05 \text{ ft} = 18.47 \text{ ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_3 = 131.28 \text{ ft}^2 - 18.47 \text{ ft}^2 - 18.47 \text{ ft}^2$$

$$A_3 = 94.34 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de bloc de concreto de 6" es de  $U = 0.37 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por último tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta pared no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto de la formula No. 3, tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F} + 0 \text{ °F}$$

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F}$$

**ESTA TESIS NO SALI  
DE LA BIBLIOTECA**

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_3 = 94.34 \text{ ft}^2 (U = 0.37 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_3 = 565.47 \text{ BTU/hr}$$

#### PARED 4

Como en la pared número 4, no existen puertas tenemos:

$$A_T = 10.17\text{ft} \times 8.53 \text{ ft} = 86.75 \text{ ft}^2$$

$$A_P = 0 \text{ ft} \times 0 \text{ ft} = 0\text{ft}^2$$

Sustituimos:

$$A_4 = 86.75 \text{ ft}^2 - 0 \text{ ft}^2$$

$$A_4 = 86.75 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para paredes de ladrillo de vista, espacio de aire , recubrimiento y aislamiento es de  $U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$ , según tablas de secciones típicas de construcciones de paredes.

Y por último tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta pared no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto de la formula No. 3, tenemos:

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F} + 0 \text{ °F}$$

$$\Delta T_C = 16.2 \text{ °F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_4 = 86.75 \text{ ft}^2 (U = 0.09 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_4 = 126.48 \text{ BTU/hr}$$

Ahora aplicando la formula No. 5 de balance de cargas obtenemos el calor total ganado a través de los muros:

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \dots\dots\dots + Q_n$$

Que se refiere a la suma de calores generados. En este caso seria la suma de calores generados por las paredes, por lo tanto tenemos:

$$Q_{T \text{ paredes}} = 786.89 + 519.98 + 565.47 + 126.48$$

$$Q_{T \text{ paredes}} = 1998.82 \text{ BTU/hr}$$

Ahora calculamos el calor ganado a través de las puertas, como en esta caso solo existe una puerta en la pared numero tres, el procedimiento es el siguiente:

#### **PUERTA 1**

Primero calculamos el área total de la puerta :

$$A_{TP} = 2.62 \text{ ft} \times 7.05 \text{ ft}$$

$$A_{TP} = 18.47 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para puertas de madera maciza de 2" de espesor es de 0.42 BTU/hr-ft<sup>2</sup>°F, según tablas de coeficiente global de transferencia de calor para componentes de edificación.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta puerta no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto tenemos:

$$Q_{\text{puerta 1}} = 18.47 \text{ ft}^2 (U = 0.42 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_{\text{puerta 1}} = 125.67 \text{ BTU/hr}$$

## PUERTA 2

Primero calculamos el área total de la puerta :

$$A_{\text{TP}} = 2.62 \text{ ft} \times 7.05 \text{ ft}$$

$$A_{\text{TP}} = 18.47 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para puertas de madera maciza de 2" de espesor es de 0.42 BTU/hr-ft<sup>2</sup>°F, según tablas de coeficiente global de transferencia de calor para componentes de edificación.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como esta puerta no esta expuesta al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto tenemos:

$$Q_{\text{puerta 2}} = 18.47 \text{ ft}^2 (U = 0.42 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_{\text{puerta 2}} = 125.67 \text{ BTU/hr}$$

Ahora obtenemos el calor total obtenido de las dos puertas:

$$Q_{T \text{ puertas}} = Q_{\text{puerta 1}} + Q_{\text{puerta 2}}$$

$$Q_{T \text{ puertas}} = 125.67 + 125.67 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_{T \text{ puertas}} = 251.34 \text{ BTU/hr}$$

El siguiente paso es calcular la ganancia de calor a través de pisos y techos., utilizando las mismas formulas tenemos :

### **PISO DE ZONA CUATRO**

Primero calculamos el área total del piso y como es una sección rectangular tenemos:

$$A_{\text{piso}} = 15.39 \text{ ft} \times 10.17 \text{ ft}$$

$$A_{T \text{ piso}} = 156.52 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para cubierta de concreto de 6" sin aislamiento es de 0.59 BTU/hr-ft<sup>2</sup>°F, según tablas de coeficiente global de transferencia de calor para componentes de edificación.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Sustituyendo en la formula No 1. tenemos:

$$Q_{\text{piso}} = 156.52 \text{ ft}^2 (U = 0.59 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_{\text{piso}} = 1496.02 \text{ BTU/hr}$$

## TECHO DE ZONA CUATRO

Ahora calculamos el área total del techo y como es una sección rectangular y ya se calculo el piso tenemos :

$$A_{T \text{ techo}} = 156.52 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para cubierta de concreto ligero de 6" sin aislamiento es de 0.10 BTU/hr-ft<sup>2</sup>°F, según tablas de coeficiente global de transferencia de calor para componentes de edificación.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ °F} - 71.6 \text{ °F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ °F}$$

Pero como el techo no esta expuesto al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto sustituimos directamente en la formula No 1 y nos queda:

$$Q_{\text{techo}} = 156.52 \text{ ft}^2 (U = 0.10 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}) 16.2 \text{ °F}$$

$$Q_{\text{techo}} = 253.56 \text{ BTU/hr}$$

## TECHO FALSO O FALSO PLAFON DE ZONA CUATRO

Ahora calculamos el área total del techo falso pero como ya se calculo el área del piso podemos considerar al misma área y tenemos :

$$A_{T \text{ techo}} = 156.52 \text{ ft}^2$$

Ahora tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor para techo falso es de 0.15 BTU/hr-ft<sup>2</sup>°F, según tablas de coeficiente global de transferencia de calor para componentes de edificación.

Y por ultimo tenemos que la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es la siguiente:

$$\Delta T_N = 87.8 \text{ }^\circ\text{F} - 71.6 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_N = 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Pero como el techo falso no esta expuesto al exterior, el factor de corrección por radiación solar no se aplica por lo tanto sustituimos directamente en la formula No 1 y nos queda:

$$Q_{\text{techo}} = 156.52 \text{ ft}^2 (U = 0.15 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{ }^\circ\text{F}) 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_{\text{techo}} = 380.34 \text{ BTU/hr}$$

En seguida calculamos el calor total ganado a través de piso y techo con la formula No. 5 y nos queda:

$$Q_{T \text{ piso, techo y techo falso}} = 1496.02 + 253.56 + 380.34$$

$$Q_{T \text{ piso y techo}} = 2129.92 \text{ BTU/hr}$$

En seguida calculamos el calor desprendido por personas, que en este caso en el camerino o zona cuatro, se mueven 5 personas, y como según las tablas de tasas de ganancia de calor debida a ocupantes del recinto acondicionado. Una persona con actividad ligera o caminando despacio genera 880 BTU/hr, obtenemos la carga con la formula No.6 y tenemos:

$$Q_{T \text{ personas}} = (\text{No. de personas}) (880 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ personas}} = (5 \text{ personas}) (880 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ personas}} = 4400 \text{ BTU/hr}$$

El siguiente paso es calcular el calor generado por la iluminación, tomando los datos del cuadro de cargas de la zona uno tenemos :

## LUMINARIAS

$$\begin{aligned} 30 \text{ Lámparas de } 50 \text{ Watts} &= 1500 \text{ Watts} \\ \text{Total} &= 1500 \text{ Watts} \end{aligned}$$

Para convertir los Watts en BTU/hr y obtener así el calor generado por la iluminación aplicamos la formula No. 7 y tenemos:

$$Q_{T \text{ iluminación}} = (\text{Watts}) (3.412 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ iluminación}} = (1500 \text{ Watts}) (3.412 \text{ BTU/hr})$$

$$Q_{T \text{ iluminación}} = 5118 \text{ BTU/hr}$$

El siguiente paso es calcular el calor generado por el equipo electrónico, pero como en este caso no se encuentra ningún equipo electrónico en el camerino la carga se considera nula.

Por ultimo realizamos el balance total de calor que necesitamos remover de nuestra cabina de audio, (zona tres) utilizando la formula No. 5 y nos queda lo siguiente :

$$Q_{T \text{ zona cuatro}} = Q_{T \text{ paredes}} + Q_{T \text{ puertas}} + Q_{\text{pis y tech}} + Q_{\text{pers}} + Q_{\text{iluminación}}$$

$$Q_{T \text{ zona cuatro}} = 1998.82 + 251.34 + 2129.92 + 4400 + 5118$$

$$Q_{T \text{ zona cuatro}} = 13898.08 \text{ BTU/hr}$$

Y como tenemos que:

$$1 \text{ Tonelada de Refrigeración} = 12000 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_{T \text{ zona cuatro}} = \frac{13898.08 \text{ BTU/hr}}{12000 \text{ BTU/hr}}$$

$$Q_{T \text{ zona cuatro}} = 1.16 \text{ Toneladas de Refrigeración}$$

CUADRO DE RESULTADOS				
ZONA	EQUIPO PROPUESTO	FLUJO DE AIRE ft <sup>3</sup> /min	CARGA TERMICA Ton/Refrigeración	CAPACIDAD REQUERIDA en T.R. con 10% de F.S.
Foro de grabación	U. Manejadora de aire Carrier Modelo 40RMS	6868,77	8,2	9,2
Cabina de producción	Dos Fan&Coil Carrier Modelo 42HBC13-1	4762,09	5,68	6,25
Cabina de audio	Un Fan&Coil Carrier Modelo 42HBC04-1	839,26	1	1,1
Camerino	Un Fan&Coil Carrier Modelo 42HBC06-1	970,6	1,16	1,28
Unidad Central	Unidad generadora de agua helada CARRIER modelo 30RAN022-5		16,04	17,64

### CONDICIONES DEL AIRE

Es importante determinar la relación de calor sensible (F. C. S.) de nuestro sistema para identificar el tipo de proceso que se requiere. Y se obtiene de la siguiente formula:

$$F. C. S. = Q_s / Q_t = Q_s / Q_s + Q_l$$

Donde:

F. C. S. = Relación de calor sensible

$Q_s$  = Calor sensible

$Q_l$  = Calor latente

$Q_t$  = Calor total

Sustituimos en la formula:

$$F. C. S. = 4.1 / 4.1 + 0.4 = 0.91 \text{ BTU por libra de aire seco.}$$

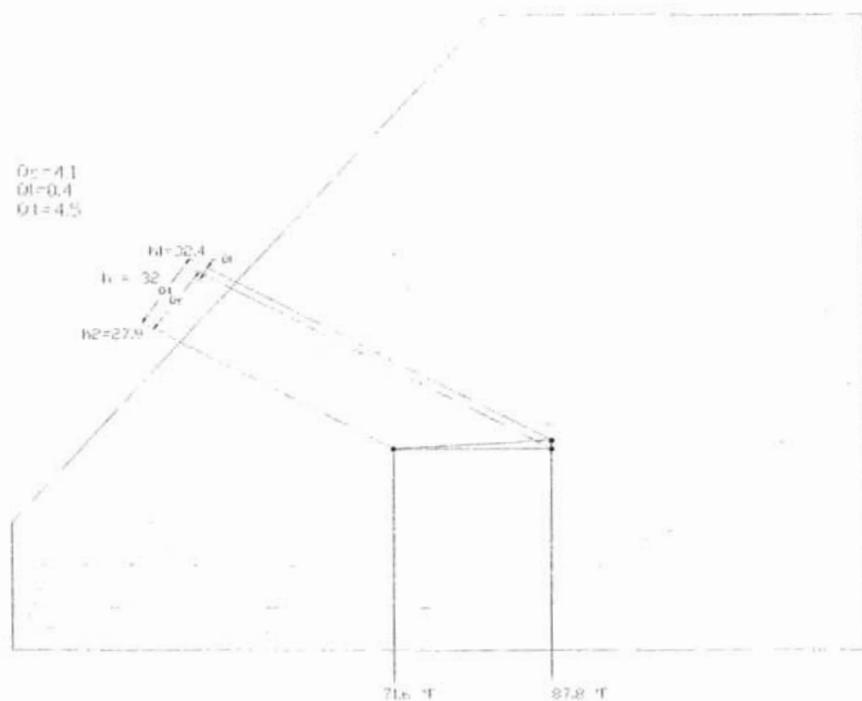
**Con este resultado podemos concluir, que nuestro proceso es solo enfriamiento, ya que al bajar la temperatura del aire obtendrá la humedad requerida.**

Para entender de forma mas clara lo que sucede en nuestro proceso nos apoyamos en la carta Psicrométrica para mostrar gráficamente el comportamiento del aire.

Cualquier condición del aire se puede representar mediante un punto en la carta psicrométrica, la condición puede ubicarse una vez que se conozcan dos propiedades independientes. Ya que cada propiedad se representa mediante una línea, la intersección de las dos líneas define el punto que representa la condición o estado del aire. Una vez localizado dicho punto, se puede leer cualquiera de las propiedades adicionales en la carta.

A continuación se localizan en la carta psicrométrica los dos puntos para las condiciones del aire exterior e interior de nuestro sistema.

# Localización de las condiciones del aire en la carta psicrométrica



## CAPITULO 6

### SELECCIÓN DE EQUIPO

Una vez obtenido el calor que se necesita desplazar de cada uno de los espacios a condicionar se requiere obtener el proceso mas adecuado y económico de entre los que se tienen en el mercado actualmente.

De acuerdo con las condiciones del espacio y de la estructura del edificio que en este caso ya se encontraba terminado y operando, se tenia que instalar el equipo adecuado para nuestros propósitos. Se descartaron los equipos de expansión directa tipo paquete y divididos, por que al requerir grandes distancias de tubería, y ductos complejos no eran funcionales para nuestros requerimientos, además de elevar los costos de instalación. Por lo anterior se propone un sistema de enfriamiento de agua helada, compuesto de una enfriadora de agua con capacidad de 20 T.R. ubicada en la azotea del edificio. Con cinco unidades terminales, las cuales se distribuyen de acuerdo a su capacidad de enfriamiento de la siguiente manera.

Una manejadora de aire con capacidad de enfriamiento de 10 T.R. para la zona 1 (foro de grabación) ubicada en la azotea de edificio y acondicionada con ductos para la inyección y extracción del aire.

Dos unidades manejadoras de aire, tipo Fan&Coil con capacidad de enfriamiento de 3 T.R. cada una, para la zona 2 (cabina de producción) ubicadas en plafon.

Una manejadora de aire tipo Fan&Coil con capacidad de enfriamiento de 1 T.R. para la zona tres (cabina de audio) ubicada en plafon.

Una manejadora de aire tipo Fan&Coil con capacidad de enfriamiento de 1.5 T.R. para la zona 4 (camerino) ubicada en plafon.

Una vez seleccionado el equipo se realizo una solicitud de cotización, con la finalidad de obtener el mejor precio y el equipo mas eficiente, en cuanto a ahorro de energía y de mantenimiento.

En respuesta a esta solicitud se recibieron tres propuestas, que se describen a continuación, presentando también algunas características físicas del equipo y condiciones de pago:



### 6.1.- PROPUESTA No. 1

PART	DESCRIPCION	CANT	UNID.	P. UNITARIO
	<b>EQUIPO CENTRAL DE AGUA HELADA</b>			
1	Generador de agua helada marca TRANE, modelo CGAFC20 Con capacidad de 20 T.R. Compresores tipo Scroll Condensador enfriado por aire Certificación UL y CSA Unidad lista para operar a 220/3/60 Carga de aceite y refrigerante HCFC-22 Aisladores de resorte Switch de flujo Arranque por personal Trane Service	1	Pza.	13,825.00
	<b>EQUIPO MANEJO DE AIRE</b>			
2	Unidad Manejadora de aire de agua helada, con descarga horizontal marca TRANE modelo LPCAA10 de 10 T.R. Con capacidad de 4000 CFM A una caída de presión de 0.5" wg(externa) TBSE = 80°F TBHE = 67°F Unidad tipo unizona 6h/12app Listo para operar a 220/3/60 Pared sencilla	1	Pza.	3,166.00
3	Fan&Coil, marca Trane modelo HFCA-12 Con capacidad de 1200 PCM Serpentin de enfriamiento de tres hileras Listo para operar a 115/1/60	2	Pza.	440.00
4	Fan&Coil, marca Trane modelo HFCA-06 Con capacidad de 600 PCM Serpentin de enfriamiento de tres hileras Listo para operar a 115/1/60	1	Pza.	310.18



PART	DESCRIPCION	CANT.	UNID.	P. UNITARIO
	EQUIPO manejo de aire			
5	Fan&Coil, marca Trane modelo HFCA-04 Con capacidad de 400 PCM Serpentin de enfriamiento de tres hileras Listo para operar a 115/1/60	2	Pza.	280,00
6	Termostato para Fan&Coil digital, modelo ACYSTAT007A solo enfriamiento	5	Pza.	91,00

Total : 18,916.18

<b>CONDICIONES DE VENTA</b>
-----------------------------

- A.- Estos precios estan cotizados en dólares americanos pagaderos en M.N. De acuerdo al tipo de cambio vigente en la fecha de los pagos.
- B.- Precios mas IVA.
- C.-El equipo sera entregado L.A.B
- D.-Tiempo de entrega de 8 a 10 semanas.
- E.-Forma de pago: 50% de anticipo y 50% contra aviso de embarque
- F.- No se incluyen maniobras de descarga.

## 6.2.- PROPUESTA No. 2

De acuerdo a su amable solicitud, sometemos a su consideración nuestro presupuesto por el suministro del equipo de aire acondicionado que será instalado en un estudio de televisión virtual.

1 PZA. Unidad generadora de agua helada con capacidad de 20 T.R.  
operando a 220/3/60 marca York modelo YCAL0020EC28XCA  
\$ 15,253.00 USD.

1 PZA. Unidad manejadora de aire con capacidad de 10 T.R. operando a  
220/3/60 marca York modelo 12DYSHW4  
\$ 2,620.00 USD.

2 PZA. Unidad de aire acondicionado tipo Fan&Coil para agua helada  
con capacidad de 3 T.R. operando a 115/1/60 Mod. 12YHBC-4  
\$ 491.00 USD.

1 PZA. Unidad de aire acondicionado tipo Fan&Coil para agua helada  
con capacidad de 1.5 T.R. operando a 115/1/60 Mod. 6YHBC-4  
\$ 285.00 USD.

1 PZA. Unidad de aire acondicionado tipo Fan&Coil para agua helada  
con capacidad de 1 T.R. operando a 115/1/60 Mod. 4YHBC-4  
\$ 270.00 USD.

5 PZA. Termostato digital para Fan&Coil marca Honeywell modelo  
T6573A1031  
\$ 47.00 USD.

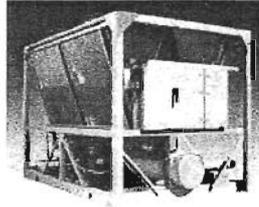
**Total = 19,645.00 USD.**

Precios mas IVA.

Precios en dólares americanos, la paridad se tomara el día del pago.

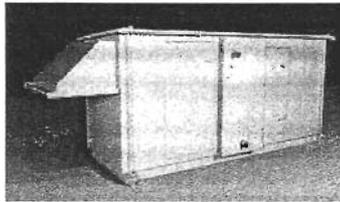
Forma de pago : 50% de anticipo saldo crédito 15 días

Tiempo de entrega de 6 a 8 semanas.



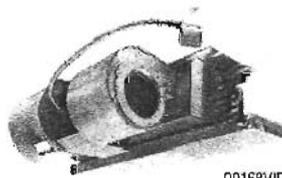
Scroll, air-cooled  
Capacity: 10 to 130 TR

- **High Efficiency** - The industry's highest design and off-design efficiencies in this TR range
- **Environmentally Responsible** - Can be charged with zero-ODP refrigerant HFC-407C -- an industry exclusive in this TR range
- **Flexible** - Also available as an air-cooled condenser
- **Superior Reliability** - Scroll-compressor design has fewer moving parts, improving reliability
- **Ease of Operation** - OptiView™ remote control center, with graphical user-interface, is available



Air-Handling Units, Outdoor  
Capacity: 1,000 to 60,000 CFM

Unitized construction is specifically designed for the outdoors, featuring a roof that facilitates rain run off, sidewalls free of exposed holes, and seam construction that prevents leaks. Wide range of components offer the ultimate in application flexibility. Energy use can be minimized by selecting efficient fan section, coils, dampers, and free-cooling options. Available with YORK® OptiLogic™ controls which are engineered, installed, and commissioned at the factory.



00168VIP



### 6.3.- PROPUESTA No. 3

Por este conducto someto a su consideración el siguiente presupuesto

1	Unidad generadora d agua helada de 20 t.r. 220/3/60 CARRIER mod. 30RAN022-5	USD 13800.00
1	Unidad manejadora de aire de 10 t.r. 220/3/60 CARRIER mod. 40RMS	USD 3078.50
2	Fan&Coil mca. CARRIER mod. 42HBC13-1 127/1/60 3 t.r.	USD 576.00
1	Fan&Coil mca. CARRIER mod. 42HBC06-1 127/1/60 1.5 t.r.	USD 336.00
1	Fan&Coil mca. CARRIER mod. 42HBC04-1 127/1/60 1 t.r.	USD 300.00
5	Termostato para Fan&Coil Jonson digitales T2000 EBD	USD 58.00

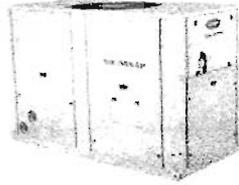
**TOTAL: 18,956.00 USD**

#### NOTAS:

- PRECIOS UNITARIOS
- PRECIOS EN DOLARES
- TIEMPO DE ENTREGA DE 4 A 6 SEMANAS
- 50 % DE ANTICIPO, SALDO A 20 DIAS
- PRECIOS L.A.B. MEXICO D.F.



Chiller Scroll  
Enfriado por Aire(30RA)  
Capacidades de 10 a 54 Tons

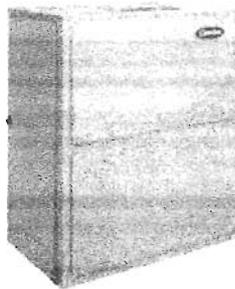


### Descripción y Ventajas

- La Unidad 30RA, es un chiller enfriado por aire de alta eficiencia que a carga total sus EERs van desde 10.1 hasta 14.2.
- Los Chillers Aquasnap usan compresores scroll ultrasilenciosos y de alta eficiencia.
- Garantía de 12 meses debido a su diseño probado en campo, incluye el sistema hidráulico.
- Unidades arriba de 34 toneladas tienen dos circuitos refrigerantes independientes.
- El compresor está protegido de manera auto-adaptiva, el cual minimiza su desgaste.
- Los modelos ocupan sólo 4"-4" de altura
- La operación de baja velocidad del ventilador ofrece un trabajo silencioso de noche

Opciones: (Opciones adicionales favor de contactar su representante de ventas)

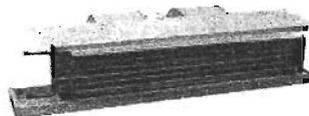
- Condensador Cu/Cu, Cu/Al
- Display, Mantenimiento de energía, Opción GFIC
- Empaquetamiento doméstico o de exportación.
- Compresor Estandar XL Start o Solid State Starter



Manejadoras de Aire 40RMS  
Manejadoras de Aire para Agua Helada  
(40RMS)  
Capacidades 7.5 a 30 Tons

### Descripción y Ventajas

- Transmisión de Poleas y Bandas Ajustables para caída de presión estática alta y media
- Motor y Contactor Instalados de Fábrica
- Circuito de Control de 24V
- Abanico Sencillo (008-012), Abanico Doble (014-034)
- Instalación vertical u horizontal sin modificación
- Eficiente manejo de energía
- Seguro y Durable
- Fácil Mantenimiento Garantía de un año en partes.
- Incluye Termostato



Manejadoras de Aire 42HBC  
Unidades Fan-Coil para Agua Helada(42HBC)  
Capacidades de 1 a 3 Ton

**Descripción y Ventajas**

- Motores de alta eficiencia con tres velocidades
- Protección contra sobre carga
- Construcción durable y segura (acero galvanizado)
- Conexión de derecha a izquierda a solicitud
- Transmisión directa
- Charola de Condensado Ligeramente Inclinada
- Abanico Sencillo (4), Abanico Doble (6 al 13)
- Un solo motor (4 al 10), Dos motores (13)
- Garantía de un año

De acuerdo con las cotizaciones recibidas y tomando en cuenta las características del equipo, garantías, precios, condiciones de pago, calidad del equipo, mantenimiento y dimensiones, se **seleccione el equipo marca CARRIER**, el cual ya descrito en la propuesta numero tres se propone como el mas adecuado para nuestro sistema de aire acondicionado para nuestro estudio de televisión virtual.

Además de ser una de las marcas mas prestigiadas en México el equipo CARRIER ofrece un buen respaldo en cuanto a servicio y refacciones, además de contar con el filtro más completo del mercado, purificando hasta el más mínimo olor o contaminante que pueda afectar la salud de las personas, también cuenta con los más bajos niveles de ruido verificados, no es un requerimiento, sin embargo, es una razón más para tomar en cuenta en nuestro sistema y lograr así el confort total de la zona.

Como dato extra, CARRIER fabrica equipos de aire acondicionado que ofrece alternativas de refrigerantes sin cloro (conocidos como los HFC) ejemplo R410 y R134 en todos sus equipos de línea, desde residencial hasta equipos industriales (enfriadores de líquido o chillers). Por ello recibió el **Premio Protección del Ozono de la Agencia de EUA de Protección Ambiental** por encabezar el primer equipo residencial de aire acondicionado central que utiliza refrigerantes libres de cloro R410 y tecnología que optimizan la operación eficiente de los chillers para uso comercial que no dañan la capa de ozono.

Además de lo anterior CARRIER se preocupa por los recursos energéticos, Y tiene los récords más altos en ahorro de energía.

El sello FIDE surge para identificar entre una gran variedad de productos existentes en el mercado, aquellos con alto grado de eficiencia energética.



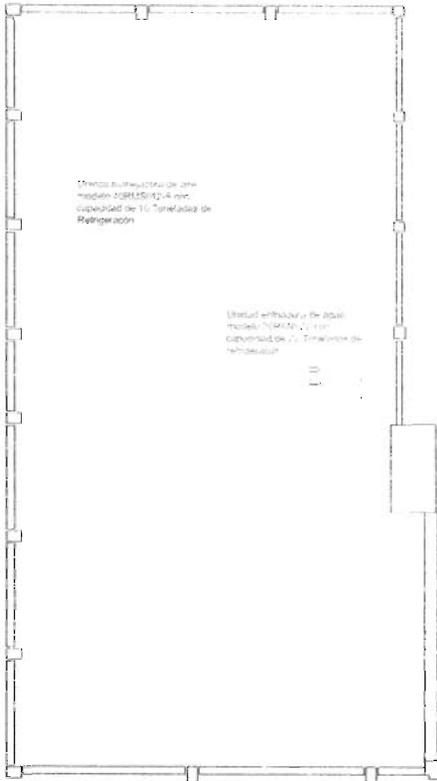
Al adquirir los productos identificados con el SELLO FIDE, los usuarios podrán reducir el pago por consumo de energía eléctrica; ayudando así a mejorar su economía. Esta eficiencia se mide en EER (Relación de Eficiencia Energética).

## CAPITULO 7

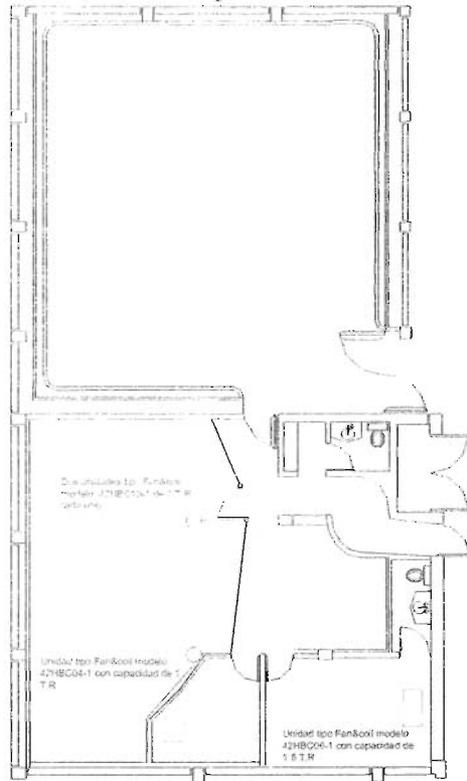
### DISTRIBUCIÓN DE AIRE

#### 7.1 PLANO DE EQUIPO

azotea



planta baja





## 7.3 SELECCIÓN DE BOMBAS

Para determinar la capacidad de las bombas de distribución de agua en nuestro sistema el primer paso es dimensionar el sistema de tubería, para lo cual se realizó este procedimiento:

1.- Se preparo un esquema del sistema de tubería.

2.- Se calculo el flujo en cada sección del tubo sumando los flujos necesarios para cada unidad terminal, desde la ultima unidad hasta el cabezal de la bomba.

3.- Elegí un valor de pérdidas por fricción desde el cabezal de la bomba basándome en los siguientes hechos:

a) La pérdida por fricción debe ser entre 1 y 5 ft de agua/100 ft de tubo.

b) La velocidad en el cabezal no debe ser mayor de 4 a 6 ft por segundo en sistemas pequeños, o de 8 a 10 ft por segundo en los sistemas mayores. La velocidad en los recintos ocupados no debe ser mayor de 4 ft por segundo, para evitar ruidos.

4.- Seleccione un diámetro de tubo para el cabezal de la bomba mediante las gráficas de perdidas por fricción basado en los límites anteriores.

5.- Continuamos a lo largo del circuito que se eligió, seleccionando los diámetros de tubería de cada tramo. Esto tomando en cuenta la siguiente guía:

a) Cuando el flujo se reduce de manera apreciable, seleccionar el diametro de tubo inferior en la gráfica, para que la perdida por fricción sea aproximadamente igual al valor escogido en la sección inicial (fricción igual).

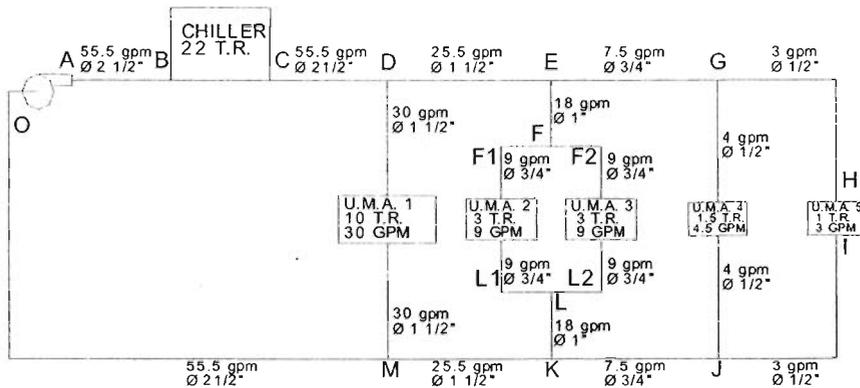
b) No permitir que la velocidad descienda de 1.5 a 2 ft por segundo para evitar el asentamiento de tierra o acumulación de aire en las tuberías.

6.- Seleccionamos los tamaños de tubo para los ramales de otros circuitos. Si un circuito no es demasiado corto, se usa la misma tasa de pérdida por fricción. Para un circuito extremadamente corto, este procedimiento coaccionaría una caída total de presión mucho menor que la del circuito más largo, y originaría problemas en el balanceo del flujo. Por lo tanto se seleccionan diámetros menores de tubo en estos ramales para crear mayores caídas de presión. Este problema no se presentaría en un sistema de retorno inverso, pero debido a las limitaciones de espacio no se pudo planear este tipo de sistema.

7.- Y por último se verifica cuál circuito es el más largo, o tendrá mayor longitud equivalente, para calcular la caída de presión en el circuito más largo para poder seleccionar la bomba adecuada.

Todos estos pasos se resumen en un esquema del sistema hidráulico y en dos cuadros de datos que nos presentan de una forma mas clara tanto el dimensionamiento de tubería como el calculo de caída de presión.

### ESQUEMA DE SISTEMA HIDRAULICO



En la siguiente tabla se presentan los diámetros de tubo que se seleccionaron para cada una de las secciones del circuito, Nótese que el diámetro del tubo disminuye gradualmente a medida que el flujo disminuye, para mantener una caída por fricción razonable cercana a la inicial, dentro de los límites de los diámetros disponibles de tubería, y tomando en cuenta las velocidades del agua en la tubería.

DIMENSIONES DE TUBERIA					
SECCION	GPM	DIAMETRO In	LONGITUD Ft	FRICCION ftW/100ft	VOLUMEN ft/seg
AB	55.5	2 1/2	4.61	2	3
CD	55.5	2 1/2	4.5	2	3
DE	25.5	1 1/2	89.65	5	4.5
EF	18	1	20.59	6.5	4.5
EG	7.5	3/4	32.52	10	4.3
GH	3	1/2	26.42	17	4.3
IJ	3	1/2	33.81	17	4.3
JK	7.5	3/4	30.19	10	4.3
KL	18	1	21.46	6.5	4.5
KM	25.5	1 1/2	90.43	5	4.5
MO	55.5	2 1/2	13.5	2	3
<b>RAMALES</b>					
D	30	1 1/2	54.02	8	5.5
F1	9	3/4	11.44	17	5.7
F2	9	3/4	11.44	17	5.7
G	4.5	1/2	4.45	25	5.8
J	4.5	1/2	4.73	25	5.8
L1	9	3/4	9.78	17	5.7
L2	9	3/4	9.78	17	5.7
M	30	1 1/2	54.84	8	5.5

También es necesario determinar la caída de presión debida a la fricción en nuestro sistema para calcular la carga necesaria de la bomba. La caída de presión de nuestro sistema es simplemente la suma de las pérdidas a través de cada parte en uno de los trayectos o circuitos, desde la descarga de la bomba hasta la succión de la misma, incluyendo tubería, conexiones, válvulas y equipo.

Para calcular la pérdida de presión del sistema, se toman en cuenta las pérdidas a través de un solo circuito. Esto se debe a que las caídas de presión son las mismas a través de cada uno de los circuitos. Esta idea se asemeja al caso de los circuitos eléctricos, en los cuales la caída de voltaje a través de circuitos eléctricos en paralelo es la misma.

Según esta explicación parecería que no importa el circuito que uno escoja para calcular realmente la caída de presión del sistema. Sin embargo en general no es así. La mayor parte de los sistemas de tuberías están diseñados para tener caídas iguales por pie de longitud.

Es por esta razón que se escoge el circuito más largo para calcular la caída de presión del sistema.

Para calcular la caída de presión del sistema, se revisa el esquema general de la tubería para determinar cuál circuito es el más largo. En algunas ocasiones se puede elegir otro circuito. Esto sucede solo cuando dicho circuito tiene un gran número de componentes, con una caída de presión alta, y por lo tanto se considera como el de mayor longitud equivalente.

A continuación se presenta, la tabla de valores obtenidos de las partes del sistema que generan caída de presión, tomando los valores de longitud equivalente de la tabla ( LONGITUD EQUIVALENTE, PIES DE TUBO, PARA CONEXIONES Y VALVULAS) del anexo. Además del resultado de la suma de las caídas de presión y obtener así la carga total para seleccionar la bomba.

CUADRO DE CAIDAS DE PRESIÓN EN EL SISTEMA								Perdidas por fricción Hf	
Seccion	Componente	Diámetro en pulgadas	Gasto en GPM	Vel. en ft/seg	Longitud equivalente en ft	Numero de comp.	Largo total en ft	ft de agua / 100 ft	ft de agua
MOABCD	Tubo	2 1/2	55.5	3			22.61	2	
MOABCD	Valv. Multip.	2 1/2			104	1	104		
MOABCD	Dif. De succ.	2 1/2			67	1	67		
MOABCD	Valv. Globo	2 1/2			67	1	67		
MOABCD	Codo 90°	2 1/2			6.5	4	26		
MOABCD	Tee Divergen.	2 1/2			14	2	28		
							314	/100 X 2	6.28
MOABCD	Chiller								43
DE	Tubo	1 1/2	25.5	4.5			89.65	5	
DE	Codo 90°	1 1/2			4.3	4	17.2		
DE	Tee Divergen.	1 1/2			12	1	12		
							118.5	/100 X 5	5.9
EG	Tubo	3/4	7.5	4.3			32.52	10	
EG	Codo 90°	3/4			2	8	16		
EG	Tee Divergen.	3/4			20	1	20		
							68.52	/100 X 10	6.85
GHIJ	Tubo	1/2	3	4.3			60.23	17	
GHIJ	Codo 90°	1/2			1.6	10	16		
GHIJ	Tee flujo recto	1/2			3	1	3		
GHIJ	Valvula 3 vias	1/2			27	1	27		
GHIJ	Val. Esfera A.	1/2			0.7	2	1.4		
							107.63	/100 X 17	18.36
GHIJ	Fan & Coil								4.3
JK	Tubo	3/4	7.5	4.3			30.19	10	
JK	Codo 90°	3/4			2	8	16		
JK	Tee Divergen.	3/4			20	1	20		
							66.19	/100 X 10	6.62
KM	Tubo	1 1/2	25.5	4.5			90.43	5	
KM	Codo 90°	1 1/2			4.3	4	17.2		
KM	Tee Divergen.	1 1/2			12	1	12		
							119.63	/100 X 5	5.98
								<b>Total :</b>	<b>97.29</b>

Para seleccionar la bomba se deben considerar los siguientes factores. La bomba debe de tener una capacidad igual al flujo del sistema, y una carga igual a la pérdida de presión en el mismo. Estas dos características son las principales cuando se selecciona una bomba. Sin embargo, en general hay varios factores que se deberían considerar para seleccionar una bomba ideal.

Se debe seleccionar una bomba que trabaje cerca del punto de máxima eficiencia. Este punto cae en general en el rango medio de las capacidades de flujo de la bomba.

Para sistemas hidrónicos es preferible seleccionar una bomba que trabaje a 1750 RPM en lugar de a 3500 RPM, ya que la alta velocidad ocasiona mayores niveles de ruido, molestos en áreas ocupadas.

No se aconseja seleccionar una bomba que trabaje cerca de su capacidad máxima, aun cuando esto conlleve elegir una bomba mas pequeña Si el flujo del sistema que realmente se requiere es mayor que aquel para el que se diseño, La bomba no tendrá la capacidad adicional necesaria. Selecciónese una bomba cuya capacidad este cerca del 50 al 75% del flujo máximo.

La pendiente de las curvas carga-flujo varía entre las bombas centrifugas, dependiendo de su diseño. En los sistemas hidronicos se recomienda que se usen bombas con curvas características de carga-flujo plana. Si hay una gran variación en el flujo, habrá una variación pequeña en la carga de la bomba. Esto hace más fácil el balanceo y control de los flujos.

Tomando en cuenta lo anterior y teniendo como datos, que el flujo de nuestro sistema es de 55.5 GPM y que la carga es de 97.29 ft de agua se selecciono la siguiente bomba con una curva de funcionamiento que se presentan en seguida.

# ARMSTRONG SUBMITTAL

Series 4030  
2x1x10  
Centerline Disc End Suction Basemounted Pump

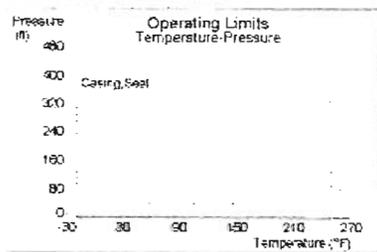
Project Number: 1	Representative: xxxxxx
Name: studio!	
Reference: MVS	Phone, Fax:
Location: Mexico D.F.	Order No. _____ Date _____
Engineer _____	Submitted by: xxxxxx xxxxxx Date: 1R/1/04
Contractor _____	Approved by: _____ Date _____

PUMP DESIGN DATA	
Tag Num	
Service:	
Location:	
No. of Pumps:	1
Capacity:	50 usgpm
Head:	97 F
Liquid:	Water
Temperature:	80 °F
Viscosity:	0.80
Sp.Gravity:	1.00
Flange Size Suction:	2 in
Flange Discharge:	1 in

MOTOR DESIGN DATA	
Motor Supplier:	Factory Choice
Motor Size:	5 hp @ 1800 rpm
Frame Size:	184
Enclosure:	ODP
Cycle/Phase/Voltage:	RC/3/480
Motor Eff.:	EPAct

MATERIALS OF CONSTRUCTION	
Construction:	BF (Bronze Fitted)
ANSI Flange Rating:	125 lb. (Cast Iron)
Impeller:	Bronze
Casing:	Cast Iron (A48-30)
Casing Gasket:	Confined Non-Asbestos Fiber
Bearing Frame:	Cast Iron (A48-30)
Bearings:	Anti-Friction Grease Lubricated
Pump Shaft:	Carbon Steel
Shaft Sleeve:	Stainless Steel

MECHANICAL SEAL DESIGN DATA	
Manufacturer:	John Crane
Manu. Code [JC 21]:	JC 21 OP171
Seal Type:	Inside Unbalanced
Rotating Face:	Carbon
Stationary Seat:	Ni-Resist
Secondary Seal:	EPDM
Springs:	Stainless Steel
Rotating Hardware:	Stainless Steel

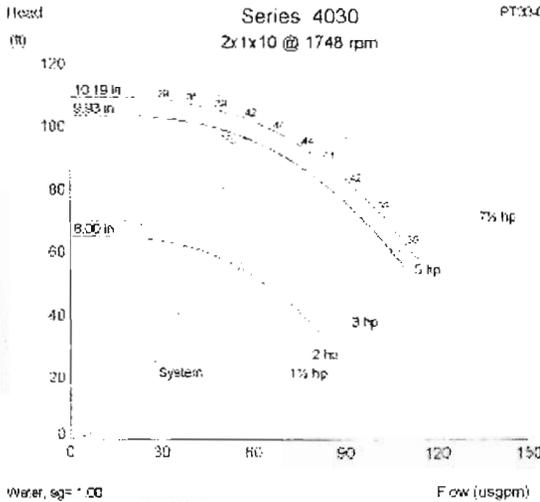


DIMENSIONAL DATA (in lbs) NOT FOR CONSTRUCTION									
HA	HS	HD	HE	HF	HG	HH	X	Wgt.	
12	30	10.25	4.5	27.5	5	0.75	8.5	189	

11/18/2004 18:34:45 xxxxxx xxxxxx xxxxxx



Series 4030  
2x1x10  
Centerline Disc. End Suction Basemounted Pump

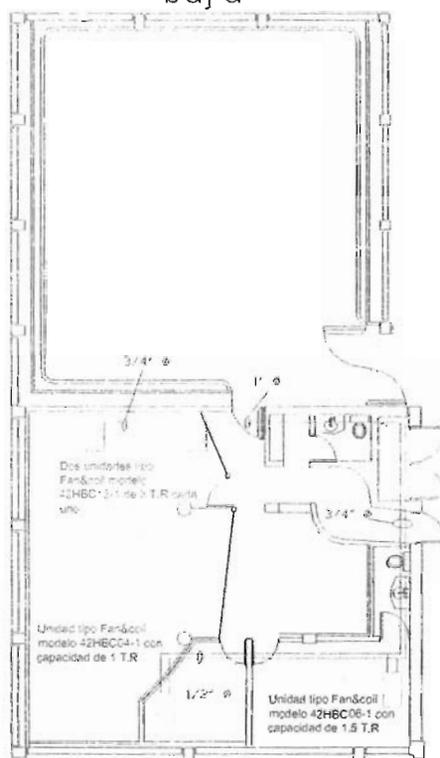


## PLANO DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA HELADA

azotea



Planta  
baja



## CONCLUSIONES

Al término del presente trabajo nos encontramos con una serie de incógnitas importantes, por ejemplo: Por qué seleccionamos un sistema hidráulico cerrado, por qué no se maneja un sistema solo aire, o simplemente por qué no se utilizaron unidades independientes para cada área, son estas y muchas otras preguntas que podemos hacer en este proyecto.

De lo anterior podemos decir que: Se eligió un sistema hidráulico, por que es mas fácil manipular una tubería de agua helada dentro de un edificio en funcionamiento, que ductos de aire que pueden ocupar hasta 30 veces mas espacio, por lo mismo no se maneja un sistema solo aire. Se utilizo un sistema centralizado debido a que se requería de una enfriadora de liquido para los fan & coils de las cabinas y por lo tanto, fue conveniente aprovechara la enfriadora para acondicionar el set y lograr un sistema más económico. También podemos mencionar que en los sistemas de expansión directa, con trayectorias tal largas pierden eficiencia y aumenta el riesgo de fugas en tubería.

Además de estas, existen muchas decisiones que toma un ingeniero de diseño, para lograr sistemas de acondicionamiento de aire eficientes, prácticos y económicos, por lo que podemos decir que los principales problemas de un diseñador se encuentran en la adaptación de un sistema a las condiciones de los locales y lugares que requieren aire acondicionado.

Un ejemplo de esto, es que tuvimos que adaptar nuestro sistema, a una construcción terminada y en servicio, por lo tanto las opciones tanto de equipo como del sistema, se van terminando hasta llegar a la mas practica, económica y que cumpla con los requerimientos del proyecto.

También podemos concluir que cada sistema de aire acondicionado es diferente , y es muy difícil que se presenten exactamente las mismas condiciones entre un proyecto y otro.

Cabe destacar que para lograr un buen sistema de aire acondicionado es importante considerar los siguientes puntos.

a) Análisis de la construcción: Tomar en cuenta los espacios de plafón, los espacios disponibles en muros, en azoteas, además de la altura de cada una de las áreas a acondicionar y de los accesos disponibles para los elementos de nuestro sistema. También se debe considerar las tuberías eléctricas, sanitarias, de sistema contra incendio, y todo lo que pudiera obstruir el paso de nuestra tubería ó ductería.

b) Análisis de las necesidades: Estudiar de manera objetiva, los requerimientos del aire en el interior del local, así como las condiciones que tenemos en el aire exterior, del lugar donde se desarrolle el proyecto, para obtener el método mas eficiente, que lleve a cabo el cambio de las condiciones del aire que se tienen, a las requeridas.

c) Análisis económico: Este aspecto se refiere a la elección correcta tanto de equipo, como del sistema, para obtener los menores costos, desde la compra del equipo, la instalación, la operación, hasta las refacciones y el mantenimiento. De esto podemos decir que en algunas ocasiones, tenemos que sacrificar el precio de compra del equipo, para obtener un ahorro de energía y a su vez lograr un ahorro económico a largo plazo, el cual resulta más redituable.

Con estos consejos prácticos se puede ahorrar mucho tiempo y dinero logrando así instalaciones y sistemas de mayor eficiencia y calidad.

## BIBLIOGRAFIA

CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO  
ANÁLISIS Y DISEÑO

Faye C. McQuiston    Oklahoma State University  
Jerald D. Parker     Oklahoma Christian University  
Jeffrey D. Spitzer    Oklahoma State University

LIMUSA WILEY  
MÉXICO 2003 EDITORIAL LIMUSA, S.A. DE C.V.

ACONDICIONAMIENTO DE AIRE  
PRINCIPIOS Y SISTEMAS

Eduard G Pita         New York Technical College  
                                  The City University of New York

COMPAÑÍA EDITORIAL CONTINENTAL  
OCTAVA REIMPRESIÓN MÉXICO, 2003

ABC DE AIRE ACONDICIONADO  
TRICOMI, Ernest.  
EDITORIAL MARCOMBO

MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO  
CARRIERE, JEAN CLAUDE  
EDITORIAL MARCOMBO

## ANEXO

TABLA A.1. COEFICIENTE GLOBAL U DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA COMPONENTES DE EDIFICACIÓN		
Construcción	Valor de U en BTU/h-ft <sup>2</sup> -°F	
	Verano	Invierno
<b>PAREDES</b>		
<b>Marco con laterales de madera, recubrimiento y acabado interior</b>		
Sin aislamiento	0.22	0.23
Aislamiento R-7 ( 2 a 2 1/2 in)	0.09	0.09
Aislamiento R-11 ( 3 a 3 1/2 in)	0.07	0.07
<b>Marco con ladrillo de 4 in o acabado de piedra, recubrimiento y acabado interior</b>		
Sin aislamiento	0.24	0.24
Aislamiento R-7 ( 2 a 2 1/2 in)	0.09	0.09
Aislamiento R-11 ( 3 a 3 1/2 in)	0.07	0.07
<b>Marco con escudo de 1 in, recubrimiento y acabado interior</b>		
Sin aislamiento	0.29	0.29
Aislamiento R-7 ( 2 a 2 1/2 in)	0.1	0.1
Aislamiento R-11 ( 3 a 3 1/2 in)	0.07	0.07
<b>Mampostería:</b>		
Block de concreto de 8 in, sin acabados	0.49	0.51
Block de concreto de 12 in, sin acabados	0.45	0.47
<b>Mampostería (block de concreto de 8 in)</b>		
<b>Acabados interiores:</b>		
tablero aplanado de yeso (1/2 in); sin aislamiento	0.29	0.3
tablero aplanado con respaldo de hoja (1/2 in); sin aislamiento	0.29	0.3
tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5); y tablero de yeso de 1/2 in	0.13	0.13
<b>Mampostería (block de 8 in de ceniza o tabique cerámico hueco):</b>		
<b>Acabado interior:</b>		
tablero de pared de yeso aplanado (1/2 in); sin aislamiento	0.25	0.25
tablero de pared de yeso aplanado con respaldo de hoja (1/2 in); sin aislamiento	0.17	0.17
tablero aislante (R-5) de poliestireno de 1 in, y tablero de yeso aplanado de 1/2 in	0.12	0.12
<b>Mampostería (ladrillo de vista de 4 in y bloque de cenizas de 8 in o tabique cerámica de 8 in hueco):</b>		
<b>Acabado interior:</b>		
tablero de pared de yeso aplanado (1/2 in); sin aislamiento	0.22	0.22
tablero de pared de yeso aplanado con respaldo de hoja (1/2 in); sin aislamiento	0.15	0.16
tablero aislante (R-5) de poliestireno de 1 in, y tablero de yeso aplanado de 1/2 in	0.12	0.12
<b>Mampostería (tabique hueco de cerámica de 12 in o bloque de cenizas de 12 in):</b>		
<b>Acabado interior:</b>		
tablero aplanado de yeso (1/2 in); sin aislamiento	0.24	0.24
tablero aplanado con respaldo de hoja (1/2 in); sin aislamiento	0.16	0.17
tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5); y tablero de yeso de 1/2 in	0.12	0.12

**TABLA A.1. Continuación**

Construcción	Valor de U en BTU/h-ft <sup>2</sup> -°F	
	Verano	Invierno
Mampostería (ladrillo de vista de 4 in, ladrillo común de 4 in):		
Acabado interior:		
tablero aplanado de yeso (1/2 in); sin aislamiento	0.28	0.28
tablero aplanado con respaldo de hoja (1/2 in); sin aislamiento	0.18	0.18
tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5); y tablero de yeso de 1/2 in	0.13	0.13
Mampostería (Concreto de 8 in. o Piedra de 8 in.)		
Acabado interior:		
tablero aplanado de yeso (1/2 in); sin aislamiento	0.33	0.34
tablero aplanado con respaldo de hoja (1/2 in); sin aislamiento	0.21	0.21
tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5); y tablero de yeso de 1/2 in	0.14	0.14
Metal con recubrimiento interior vinílico, R-7 (bloque de fibra de vidrio de 3 in)	0.14	0.14
<b>PARTICIONES</b>		
Marco (tablero aplanado de yeso de 1/2 in sólo de un lado):		
Sin aislamiento	0.55	0.55
Marco (tablero aplanado de yeso de 1/2 in a ambos lados):		
Sin aislamiento	0.31	0.31
Aislamiento R-11	0.08	0.08
Mampostería (bloque de cenizas de 4 in):		
Sin aislamiento, sin acabados	0.4	0.4
Sin aislamiento, tablero aplanado de yeso de 1/2 in de un lado	0.26	0.26
Sin aislamiento, tablero aplanado de yeso de 1/2 in a ambos lados	0.19	0.19
Tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5) y tablero aplanado de yeso de 1/2 in, ambos sólo de un lado	0.13	0.13
<b>CIELOS Y PISOS</b>		
Marco (piso de loseta asfáltica, triplay de 5/8 in, contrapiso de madera de 25/32 in, cielo raso terminado):		
Flujo de calor hacia arriba	0.23	0.23
Flujo de calor hacia abajo	0.2	0.19
Concreto (piso de loseta asfáltica, cubierta de concreto de 4 in, espacio de aire, cielo raso terminado):		
Flujo de calor hacia arriba	0.34	0.33
Flujo de calor hacia abajo	0.26	0.25

TABLA A.1. Continuación		
Construcción	Valor de U en BTU/h-ft <sup>2</sup> -°F	
	Verano	Invierno
TECHO (Techo plano sin cielo raso)		
Cubierta de acero:		
Sin aislamiento	0.64	0.86
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	0.23	0.25
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	0.15	0.16
Cubierta de madera de 1 in:		
Sin aislamiento	0.4	0.48
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	0.19	0.21
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	0.12	0.13
Cubierta de madera de 2.5 in:		
Sin aislamiento	0.25	0.26
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	0.15	0.16
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	0.1	0.11
Cubierta de madera de 4 in:		
Sin aislamiento	0.17	0.18
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	0.12	0.12
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	0.09	0.09
TECHO Y CIELO RASO (techo plano, cielo raso terminado)		
Cubierta de acero:		
Sin aislamiento	0.33	0.4
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	0.17	0.19
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	0.12	0.13
Cubierta de madera de 1 in:		
Sin aislamiento	0.26	0.29
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	0.15	0.16
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	0.11	0.11
Cubierta de madera de 2.5 in:		
Sin aislamiento	0.18	0.2
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	0.12	0.13
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	0.09	0.1
Cubierta de madera de 4 in:		
Sin aislamiento	0.14	0.15
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	0.1	0.1
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	0.08	0.08
Cubierta de concreto ligero de 4 in. sin aislamiento	0.14	0.15
Cubierta de concreto ligero de 6 in. sin aislamiento	0.1	0.11

TABLA A.1. Continuación		
Construcción	Valor de U en BTU/h-ft <sup>2</sup> -°F	
	Verano	Invierno
Cubierta de concreto ligero de 8 in. sin aislamiento	0.08	0.09
Cubierta de concreto normal de 2 in:		
Sin aislamiento	0.32	0.38
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	0.17	0.19
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	0.11	0.12
Cubierta de concreto normal de 4 in:		
Sin aislamiento	0.3	0.36
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	0.16	0.18
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	0.11	0.12
Cubierta de concreto normal de 6 in:		
Sin aislamiento	0.28	0.33
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	0.16	0.17
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	0.11	0.12
TECHO Y CIELO RASO (techo inclinado, marco de madera, cielo terminado en largueros)		
Sin aislamiento	0.28	0.29
Aislamiento R-19 (5 1/2 a 6 1/2 in)	0.05	0.05
TECHO - TAPANCO - CIELO RASO (tapanco con ventilación natural)		
Sin aislamiento	0.15	0.29
Aislamiento R-19 (5 1/2 a 6 1/2 in)	0.04	0.05
PISOS		
Piso sobre espacio no acondicionado, sin cielo raso		
Marco de madera:		
Sin aislamiento	0.33	0.27
Aislamiento R - 7 (2 a 2 1/2 in)	0.09	0.08
Cubierta de concreto:		
Sin aislamiento	0.59	0.43
Aislamiento R - 7 (2 a 2 1/2 in)	0.1	0.9
PUERTAS		
Madera maciza de 1 in de espesor	0.61	0.64
de 1 1/2 in de espesor	0.47	0.49
de 2 in de espesor	0.42	0.43
Acero de 1 1/2 in de espesor con relleno de lana mineral	0.58	0.59
de 1 1/2 in de espesor con relleno de poliestireno	0.46	0.47
de 1 1/2 in de espesor con relleno de espuma de euretano	0.39	0.4

**TABLA A.2. COEFICIENTE GLOBAL U DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA EL VIDRIO (BTU/hr-ft<sup>2</sup>-F)**

Paneles verticales (ventenes exteriores, puertas corredizas de vidrio y particiones) Vidrio plano, tragaluz y lámina de plástico				Paneles horizontales – vidrio plano, tragaluz y domos de plástico				
Descripción	Exterior		Interior	Descripción	Exterior		Interior	
	Invierno	Verano			Invierno	Verano		
Vidrio plano vidrio sencillo	1,1	1,04	0,73	Vidrio plano vidrio sencillo	1,23	0,83	0,96	
vidrio aislante - doble				vidrio aislante - doble				
Espacio de aire de 1/4" <sup>a</sup>	0,58	0,61	0,49	Espacio de aire de 1/4" <sup>a</sup>	0,65	0,54	0,59	
espacio de aire de 1/2" <sup>b</sup>	0,49	0,56	0,46	espacio de aire de 1/2" <sup>b</sup>	0,59	0,49	0,56	
espacio de aire de 1/2"				espacio de aire de 1/2"				
recubrimiento de baja emisión <sup>c</sup>				recubrimiento de baja emisión <sup>c</sup>				
e = 0.20	0,32	0,38	0,32	e = 0.20	0,48	0,36	0,39	
e = 0.40	0,38	0,45	0,38	e = 0.40	0,42	0,42	0,45	
e = 0.60	0,43	0,51	0,42	e = 0.60	0,56	0,46	0,5	
Vidrio aislante - triple <sup>d</sup>				Tragaluz <sup>e</sup>				
Espacio de aire de 1/4" <sup>a</sup>	0,39	0,44	0,38	11 X 11 X 3 in de espesor	0,53	0,35	0,44	
espacio de aire de 1/2" <sup>b</sup>	0,31	0,39	0,3	con divisor de cavidad				
ventanas dobles				12 X 12 X 4 in de espesor	0,51	0,34	0,42	
espacio de aire de 1" a 4" <sup>a</sup>	0,5	0,5	0,44	con divisor de cavidad				
Lámina de plástico sencilla				Domos de plástico <sup>f</sup>				
1/8" de espesor	1,06	0,98		de pared sencilla	1,15	0,8		
1/4" de espesor	0,96	0,89		de pared doble	0,7	0,46		
1/2" de espesor	0,81	0,76		<b>Factores de ajuste para paneles verticales y horizontales</b>				
unidad aislante - doble				Descripción		Vidrio sencillo	Vidrio doble o t	Ventnas dobles
Espacio de aire de 1/4" <sup>a</sup>	0,55	0,56		Ventanas				
espacio de aire de 1/2" <sup>b</sup>	0,43	0,45		Todas de vidrio				
Tragaluz <sup>e</sup>				Marco de madera - 80% vidrio				
6 X 6 X 4 in espesor	0,6	0,57	0,46	Marco de madera - 60% vidrio				
8 X 8 X 4 in espesor	0,56	0,54	0,44	Marco de metal - 80% vidrio				
con divisor del hueco	0,48	0,46	0,38	Ventanas y puertas				
12 X 12 x 4 in espesor	0,52	0,5	0,41	corredizas de vidrio				
con divisor del hueco	0,44	0,42	0,36	Marco de madera				
12 X 12 X 2 in de espesor	0,6	0,57	0,46	Marco de metal				

<sup>a</sup>vidrio de 1/8"

<sup>b</sup>vidrio de 1/4"

<sup>c</sup>recubrimiento en ambas superficies del vidrio que dan al espacio de aire

<sup>d</sup>diseño de la ventana: vidrio

de 1/4" - vidrio de 1/8"-

vidrio de 1/4"

<sup>e</sup>dimensiones nominales

<sup>f</sup>basados en la superficie de la apertura

<sup>g</sup>con aislamiento térmico

# Ductulator, herramienta útil para dimensionar ductos

## DUCTULATOR<sup>®</sup> ENGLISH UNITS

The Ductulator is set in inches, CFM, square feet and rectangular duct dimensions. It is designed for use with any one of the four following ductwork systems. It will determine four items for a single setting of the Ductulator:

1. Round duct diameter per 100' of duct.
2. Square ducts in both square feet and square inches per 100' of duct.
3. Round duct diameter in inches.
4. Dimensions for rectangular duct in inches.

**Procedure:** With the Ductulator set for 100' of duct volume per 100' of duct, insert inner duct band, backside toward the Ductulator band. The rotating wheel, in round duct inner red band, indicates the equivalent CFM. The outer band shows duct diameter in inches. The Ductulator also indicates the equivalent rectangular duct dimensions in inches and square foot area.

**Example:** Assume a 2000 CFM air volume per 100' of duct. Then set the Ductulator for 2000 CFM. Round duct diameter is 21.5". Square ducts in both square feet and square inches are 18 x 20, 20 x 20, 20 x 24 and a similar procedure is used regardless of which duct system is selected.

**English-Metric equivalents:** The equivalent metric duct sizes for any duct setting of the Ductulator are 1000 square feet (92.9 square meters) on the reverse side of the Ductulator. This volume will then be used and values are obtained by knowing the CFM air volume to be processed (CFM x 0.4736 = Liters). The corresponding metric and metric values are then read on the metric scales.

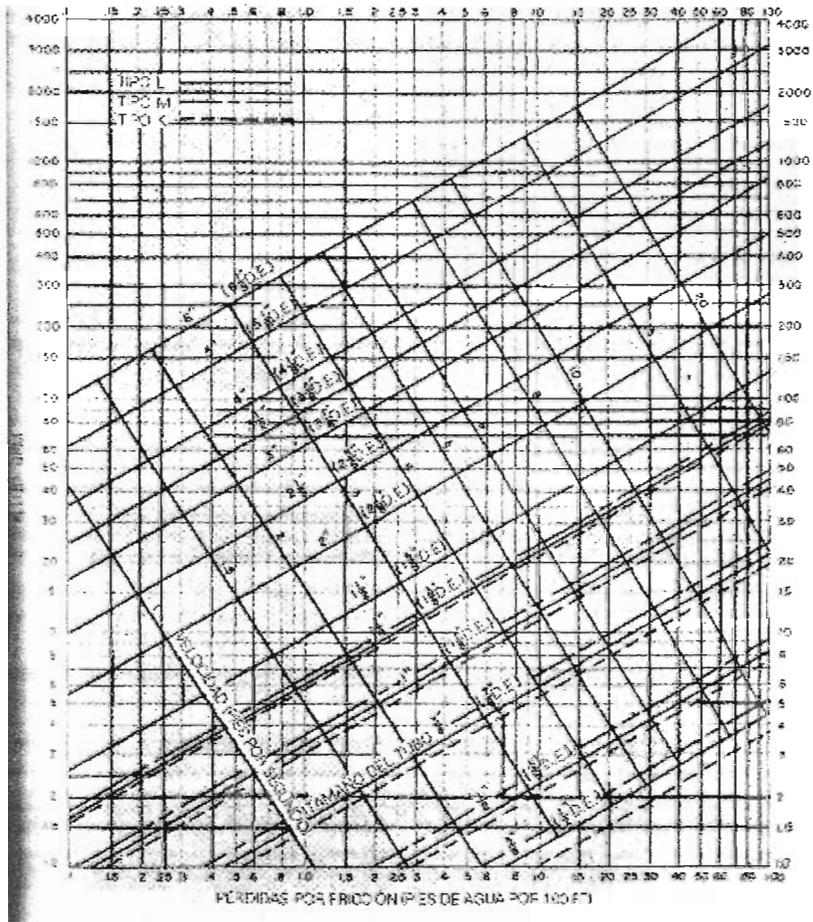


**The Trane Company**  
 Commercial Systems Group  
 3650 Parkway Green, Room  
 L-6, Chicago, ILL 60641-7599  
 An American Standard Company

Published and Printed by © 1976 Trane Company  
 See also literature on Circular, 1955 24"RAE  
 Handbook of Fundamentals, available by permission.

© 1976 Trane Company

## Gráfica de pérdidas por fricción para agua en tubos de cobre.



LONGITUD EQUIVALENTE, EN PIES DE TUBO, PARA CONEXIONES Y VÁLVULAS													
Conexión	Tamaño nominal del tubo (pulgadas)												
	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	6	8	10
Codo de 45°	0.8	0.9	1.3	1.7	2.2	2.8	3.3	4	5.5	6.6	8	11	13.2
Codo normal de 90°	1.6	2	2.6	3.3	4.3	5.5	6.5	8	11	13	16	22	26
Codo de 90° radio largo	1	1.4	1.7	2.3	2.7	3.5	4.2	5.2	7	8.4	10.4	14	16.8
Válvula compuerta abierta	0.7	0.9	1	1.5	1.8	2.3	2.8	3.2	4.5	6	7	9	12
Válvula de globo abierta	17	22	27	36	43	55	67	82	110	134	164	220	268
Válvula de ángulo	7	9	12	15	18	24							
Te - flujo recto	3	4	5	7	9	12	14	17	22	28	34	44	56
Válvula de retención horizontal	6	8	10	14	126	20	25	30	40	50	60	80	100
Te de flujo recto	1.6	2	2.6	3.3	4.3	5.5	6.5	8	11	13	16	22	26
Válvula de ángulo para radiador		5	5	5	5								
Te divergente		20	14	11	12	14	14	14					
Válvula de retención de flujo		27	42	60	63	83	104	125	126				
Purgador de aire de caldera (típica)	5	7	9	11	11								

## EQUIVALENCIAS DE UNIDADES (factores de conversión)

### LONGITUD

Inglés: 12 in = 1 pie = 0.333 yd

Métrico: 1 m = 100 cm  
= 1000 mm =  $10^{-3}$

Km =  $10^6$  micras

Inglés- métrico: 1 ft = 0.3048 m

La unidad SI es el m

### AREA

Inglés:  $144/\text{in}^2 = 1 \text{ ft}^2$

Inglés- métrico:  $1 \text{ ft}^2 = 0.093 \text{ m}^2$

La unidad SI es el  $\text{m}^2$

### VOLUMEN

Inglés:  $1728 \text{ in}^3 = 1 \text{ ft}^3 = 7.48 \text{ gal}$

Inglés - métrico:  $1 \text{ ft}^3 = 0.0283 \text{ m}^3$

$1 \text{ gal} = 3.785 \text{ lt}$

La unidad SI es el  $\text{m}^3$

### MASA

Inglés: 1 lb = 16 oz = 7000 gr ( granos)

Métrico: 1 kg = 1000 g

Inglés-métrico: 2.2 lb = 1 kg

La unidad SI es el kg

### FUERZA

Inglés - métrico: 1 lb = 4.45 N  
°C

La unidad SI es el N (newton)

### VELOCIDAD

Inglés: 1 ft/s = 0.68 mi/h

Inglés- métrico: 1 ft/s = 0.3048 m/s = 1.097 km/h

La unidad SI es el m/s

### DENSIDAD

Inglés-métrico:  $1 \text{ lb}/\text{ft}^3 = 16.0 \text{ kg}/\text{m}^3$

La unidad SI es  $\text{kg}/\text{m}^3$

### PRESIÓN

Inglés: 1 psi = 2.3 ft de agua = 2.04 in Hg

Métrico: 1 atm =  $101,300 \text{ N}/\text{m}^2$

1 mm Hg = 133.3 Pa (pascales)

inglés- métrico: 14.7 psi = 1 atm

La unidad SI es el  $\text{N}/\text{m}^2$  (Pa)

### TEMPERATURA

inglés: °F = °R - 460

métrico: °C = °K - 273

Inglés - métrico: °F = (9/5)°C + 32

°C = (5/9) (°F - 32)

La unidad SI es el °K

### ENERGÍA

Inglés: 1 BTU = 778 ft-lb

métrico: 1 J = 1 w-s = 0.239 cal

inglés - métrico: 1 BTU = 1055 J = 252 cal

La unidad SI es el J

### POTENCIA (Valor de energía)

2545 BTU/h = 1 HP = 0.746 KW

= 33,000 ft-lb/min

3410 BTU/h = 1 KW

1 ton de refrigeración = 12,000 BTU/h

= 4.72 HP = 3.52 KW

La unidad SI es el W

### CALOR ESPECÍFICO

inglés - métrico: 1 BTU/lb - °F = 1 cal/g

= 4.2 kJ/kg °C