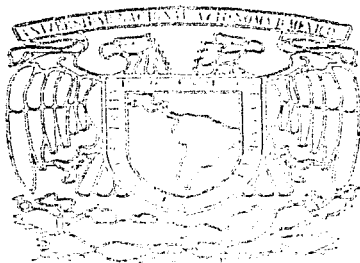


001642
24.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**CÁLCULO DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO
EN SISTEMA INTERNACIONAL S.I.**

PROYECTO DE INVESTIGACIÓN QUE PRESENTA

ANTONIO JAVIER BAUTISTA KURI

PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRÍA EN

ARQUITECTURA - TECNOLOGÍA

1997



**DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO
E INVESTIGACIÓN
FACULTAD DE ARQUITECTURA**



**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

ÍNDICE

CAPITULO

Página

1.0	Introducción.....	1
2.0	Descripción de los sistemas de acondicionamiento de aire.....	7
2.1	Aire acondicionado.....	8
2.2	Calefacción.....	8
2.3	Aire Lavado.....	8
2.4	Ventilación por inyección de aire.....	9
2.5	Ventilación por extracción de aire.....	9
3.0	Aire Acondicionado, Fundamentos.....	10
3.1	Sistemas de aire acondicionado.....	13
3.2	Sistema unitario de expansión directa.....	14
3.3	Sistemas por agua.....	15
3.4	Sistemas combinados por agua - aire.....	17
3.5	Sistemas por aire.....	18
4.0	Manejo de la carta psicrométrica.....	21
4.1	Peso por volumen de aire a nivel del mar.....	26
4.2	Peso por volumen de aire a nivel de la CD. de México.....	26
4.3	Mezcla de aire.....	29
4.4	Escala de factor sensible.....	36
4.5	Ciclo completo de aire.....	39
5.0	Pasos para realizar un balance térmico, de un sistema de aire acondicionado.....	42
5.1	Calor que producen las personas.....	44
5.1.1	Ganancias debidas por los ocupantes.....	45
5.1.2	Cálculo de la temperatura interior.....	46
5.1.3	Ejemplo de aplicación.....	47
5.2	Calor que producen la iluminación, equipos y motores.....	48
5.2.1	Niveles de iluminación en interiores.....	49
5.2.2	Iluminación producida por diversos tipos de lamparas.....	50
5.2.3	Ganancias debidas a los motores eléctricos.....	52
5.2.4	Ganancias debidas por la combustión del gas.....	53
5.3	Calor que se produce por la transmisión muros, techos, ventanas.....	54
5.3.1	Ganancias de calor por espacios colindantes no acondicionados.....	59
5.3.2	Coefficientes de conductividad térmica de diversos materiales.....	60
5.4	Calor que produce la radiación solar.....	65
5.4.-1	Sombras proyectadas por las salientes de las ventanas y edificios adyacentes.....	72
5.5	Calor que produce la ventilación.....	78
5.5.1	Valores promedio de volúmenes de aire exterior.....	80

6.0	Balance térmico.....	84
6.1	Selección de los equipos de aire acondicionado.....	86
6.2	Temperatura del aire refrigerado.....	87
6.3	Cantidad de aire suministrado, condiciones de entrada y salida del serpentín, consideraciones importantes.....	88
7.0	Conclusiones.....	90
8.0	Definiciones.....	93
8.1	Medida del calor en los diferentes sistemas.....	98
8.2	Métodos de transferencia de calor.....	99
8.3	Tabla de equivalencias con los Sistemas Internacional e Inglés.....	100
9.0	Bibliografía.....	103

Este trabajo esta dirigido a los profesionistas que deseen resolver problemas de climatización artificial, está elaborado en un lenguaje técnico pero amable para su comprensión y aplicación, abarca desde los conceptos básicos, hasta su directa aplicación en un proyecto dado.

Mucho de este material ha sido obtenido en libros, publicaciones en revistas que tratan esta materia, apuntes obtenidos en las clases de instalaciones de la facultad de arquitectura de la UNAM, así como de investigaciones y practicas propias en diversos proyectos y obras en que se ha participado.

Agradezco de una manera muy especial al M. en Arq. Eduardo Saad Eljure por su apoyo y orientación sincera con la que he contado, así como al Ing. Manuel Ángel de Anda y Flores (q.e.p.d), que siempre fue un campo abierto de conocimientos y de amistad, los cuales fueron los que me indujeron a este campo por sus sabios conocimientos ; al Ing. Sergio Azamar Marqués por su cooperación y apoyo incondicional para el desarrollo de este trabajo.

SINODALES

PRESIDENTE : M. en Arq. Eduardo Saad Eljure
VOCAL : M. en Arq. Francisco Reyna Gómez
SECRETARIO : M. en Arq. Jan Van Rosmalen Jansen
SUPLENTE : Dr. José Diego Morales Ramírez
SUPLENTE : Ing. Francisco Javier Artigas Coronado

PRESENTACIÓN :

De acuerdo con la Universidad Nacional Autónoma de México, así como de la Facultad de Arquitectura, en su afán por realizar investigación y forjar investigadores en los diversos campos de la misma, se desarrolló el presente trabajo, el cual puede ser catalogado como un manual práctico tanto para el desarrollo de trabajo profesional, como de material didáctico para impartir la clase de clima artificial.

El objetivo principal de la arquitectura es dar protección y confort al usuario que se encuentra en un espacio arquitectónico. de aquí nace la inquietud de la realización de este trabajo, es muy común ver que en la gran mayoría de proyectos y obras, que solo toman en cuenta las actividades inherentes para lo cual fue diseñado y no se toma en cuenta el confort de los usuarios, esto redundo en lugares que no dan el resultado deseado o que se usan para otro fin, así nos podemos encontrar lugares como salones de reunión, cines, teatro, salón de clases, oficinas, restaurantes, bares, etc., donde se siente el ambiente muy pesado y que huele mal, esto repercute directamente en la rentabilidad del lugar. En muchos casos se puede reparar adicionando un sistema de clima artificial, pero también es frecuente encontrar que no se puede instalar un sistema nuevo de ventilación, y que tampoco se pueden abrir las ventanas ya sea por que no existen ó por que su ubicación provocaría una entrada súbita de aire, no obteniéndose los resultados deseados.

En el reglamento de construcción se prevé este tipo de instalación, sin embargo es más importante que se tenga la conciencia de que el clima artificial no es un lujo sino que es una necesidad justificada y que llega a ser una parte importante en el desarrollo de cualquier actividad y que se pueden observar los resultados, ya que al tener el confort deseado las actividades de oficina así como de producción se llevan de una manera más agradable y con mejores resultados tanto desde el punto de vista económicos como de relación humana.

Como se dijo anteriormente una de las finalidades del presente trabajo, es que pueda catalogarse como un manual practico y a su vez sirva de material didáctico, para la impartición de clases de clima artificial, por lo que se desarrolla de la siguiente manera :

Comenzamos con una semblanza histórica de las primeras manifestaciones de climatización que existieron de una manera empírica, hasta llegar a los sistemas y métodos de cálculo actuales, dándolo a manera de introducción en el primer capítulo para pasar a una descripción general de los sistemas de acondicionamiento de aire diversos, tales como aire acondicionado, calefacción, aire lavado, ventilaciones por inyección y extracción de aire.

Se describen en el capítulo tercero los conceptos básicos que van a fundamentar los diversos sistemas de aire acondicionado con la finalidad de la mejor comprensión de la carta Psicrométrica, que se estudia a fondo en el capítulo cuarto, donde se describe la manera de obtener datos de diseño tanto a nivel del mar como a nivel de la ciudad de México, ocupándonos también de la escala de factor sensible y la compresión de lo que viene a ser un ciclo completo de aire.

Después de haber comprendido los conceptos generales que se dan en capítulos anteriores se pasa al estudio de los pasos para el cálculo de un balance térmico en un sistema de aire acondicionado, ocupándonos de todos los conceptos que intervienen en un diseño, siendo estos, las ganancias de calor que producen los ocupantes, cálculo de la temperatura interior, calor producido por la iluminación, equipos, motores, transmisión de muros, techos, ventanas, coeficientes de conductividad térmica, calor que produce la radiación solar, calor por ventilación y la obtención de valores promedio de volúmenes de aire exterior, manejando todos estos conceptos con un ejemplo de aplicación en el capítulo quinto.

En el capítulo sexto se da la explicación de como seleccionar los equipos de aire acondicionado adecuados, para cualquier sistema en estudio, manejando la temperatura del aire refrigerado, cantidad de aire suministrado, condiciones de entrada y salida del serpentín, independientemente de que se dan algunos datos que se consideran importantes y se deben de tomar en cuenta para el diseño.

Con el propósito de que este trabajo se transforme en un manual práctico, en el capítulo octavo se dan las definiciones básicas para la mejor comprensión del trabajo desarrollado, dando medidas de calor en los diferentes métodos (sistema Inglés, Métrico e Internacional), así también se definen los métodos de transferencia de calor y se anexa una tabla de equivalencias con los sistemas Internacional e Inglés.

Finalmente se da una Bibliografía de los diferentes manuales, libros de texto y apuntes que pueden ser de gran utilidad para el estudiante que quiera ampliar sus conocimientos en el campo del aire acondicionado.

AGRADECIMIENTOS

A mi Papá Víctor (q.e.p.d), a mi Mamá Nelly, a mis hermanos : Oscar, Jennifer y Víctor, a mi esposa María de la Cruz y a mis hijos Nagib y Fatima, que sin sus estímulos y apoyos no hubiera sido posible la realización de este trabajo.

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

1.- INTRODUCCIÓN

La necesidad de acondicionar el ambiente en el cuál el hombre ha vivido ha sido una necesidad a satisfacer, desde tiempos muy remotos, se sabe que los árabes humedecían palmas las cuales ponían en las ventanas, para que así la brisa entrara húmeda y refrescara a todas las habitaciones, los romanos usaban paneles que calentaban con el sol para sus sistema de calefacción, los egipcios calentaban al sol grandes piedras durante el día, que proporcionaban calefacción durante las noches a las habitaciones de los faraones (Bibliografía 11).

Las crónicas de Bernal Díaz del Castillo relatan como se conservaban frescos los pescados que se servían en la mesa de Moctezuma II, gracias a las nieves traídas del volcán Popocatepetl; trescientos años antes de que se empleara el mismo método para conservar la carne fresca para las tropas yanquis durante la guerra de secesión en los Estados Unidos (Bibliografía 11).

El primer sistema que se puede llamar aire acondicionado, fué inventado por un laborioso granjero norteamericano que descubrió una gran caverna cerca de su casa, de la cual salía aire extremadamente frío, construyó un rústico sistema de ductos y por medio de un molino de viento introdujo aire fresco al interior de su casa, y así mantenerla fresca durante los cálidos veranos.

A partir de este primer experimento, al llevar aire frío para regular la temperatura de un local y así vencer las temporadas cálidas, el hombre ha incursionado en un campo industrial muy amplio y extenso, y con esto a mejorado substancialmente su forma de vida, en cualquier parte del mundo.

Las primeras manifestaciones del clima artificial moderno se usaron en la industria textil, donde el término "acondicionamiento" fué aplicado para la determinación del contenido de humedad de los textiles. Esto era con el objeto de reducir lo quebradizo del hilo y para evitar los efectos de la electrostática, por lo tanto, el aire en los telares fué por humidificación a través de la evaporación de agua desde unos botes con vapor.

En 1842 el Dr. John Gorrie de Apachicola, Fla., diseñó y construyó un aparato que usaba aire como refrigerante para tratar a los pacientes de fiebre amarilla.

A finales del siglo XIX, los telares usaron atomizadores de agua para humedecer y refrigerar simultáneamente. En el mismo período, también se usaron métodos para controlar el ambiente del aire en otras industrias; como, imprentas, fabricación de dulces, producción de madera, tabaco y almacenamiento de productos percederos.

En 1897 Joseph McCreary de Toledo, O., patentó una lavadora de aire que enfriaba y humidificaba el ambiente además de su función primaria que es de lavar el aire.

En 1906 Stuart W. Cramer de Charlotte, N.C. y Willis H. Carrier de Buffalo, N.Y., trabajaron independientemente, haciendo dos importantes contribuciones. Cramer usó cabezas de aspersores independientes en un cuarto y controló la humedad por el sistema dependiente de la relación de temperaturas del bulbo húmedo - bulbo seco.

El primer intento que uso el termino "clima artificial" fué donde Carrier proyectó una unidad de sistema central de aire acondicionado llamado "el control del punto de rocío", tipo lavadora de aire donde saturaba el aire y también controlaba automáticamente la temperatura de saturación. Este sistema determinaba el contenido de humedad del aire que se suministraba. Carrier se acercó mucho al inicio científico sobre el aire acondicionado en el trabajo que presentó a la American Society of Mechanical Engineers en 1911, con el nombre "Rational Psychrometric Formulae" (Bibliografía 15).

Esta forma de aire acondicionado usado en un principio en los telares, se extendió a otras industrias. En los principios de los años 20's, empezaron a aparecer nuevos refrigerantes, permitiendo la fabricación de equipos de refrigeración más eficientes, ligeros y seguros. El aire acondicionado para el confort humano por primera vez se uso en 1922 en un cinematógrafo. Dado el éxito de esta instalación se extendió ampliamente hacia otros edificios públicos, tales como tiendas departamentales, hoteles y restaurantes.

En los comienzos de los años 30's, se observó el desarrollo de los primeros pequeños aires acondicionados para los vagones de ferrocarril y se empezaron los estudios científicos para los requerimientos del confort humano. Así muchos otros laboratorios empezaron a estudiar al ser humano relacionado con su ambiente térmico desde los puntos de vista físicos y psicológicos.

Después de la segunda guerra mundial la industria del aire acondicionado se expandió con gran rapidez.

El uso del aire acondicionado fué aceptado universalmente para varias aplicaciones, particularmente en los E.U. Los nuevos edificios de oficinas y fábricas fueron diseñadas con aire acondicionado desde su concepción original. Barcos, particularmente de pasajeros lo usaron.

El uso de sistemas unitarios de tamaño medio se extendió en residencias con unidades centrales, oficinas, restaurantes y en especial aplicaciones en autobuses, aviones, submarinos y en vehículos espaciales. Ejemplos de unidades pequeñas son las usadas en las ventanas de las casas y en los automóviles.

En un pasado reciente, se consideró en nuestro país al aire acondicionado como un artículo de lujo o un mal necesario, pero en la actualidad se reconoce a esta especialidad como un servicio útil para dar confort, y también un medio adecuado y económico, para mejorar las condiciones de trabajo en oficinas, tiendas departamentales, teatros, ferrocarriles, submarinos, aeronaves, fábricas, así como en la producción misma de diversos productos, así como, telas, crianza de animales, diversos cultivos.

Antes de tratar el tema que nos ocupa (cálculo de sistemas de aire acondicionado en sistema internacional), es necesario comprender las implicaciones generales del "diseño de espacios", esto siempre ha sido muy importante, dentro de éste término tan amplio, la arquitectura interviene en todas las direcciones donde se establezca el humano. A partir de esta premisa surge el acondicionamiento del aire, el cual estará enfocado a dos fines, el primero dar confort al humano y el segundo dar apoyo a la producción industrial .

Siendo que actualmente se requiere de métodos más rápidos, confiables y de fácil comprensión, el presente trabajo tiene como objetivo principal dar a conocer un método práctico de cálculo, así como los valores térmicos de los materiales de construcción de nuestro país, puesto que los de uso común de cálculo son materiales extranjeros ó de importación, y no son los de uso común en la construcción en México.

De esta forma se podrá unificar de manera objetiva los criterios de diseño, utilizando el sistema moderno y actual que es el sistema internacional ó S.I., el cual se puede usar en cualquier tipo de proyecto y en cualquier parte del país ; además con los conocimientos que se obtengan se podrá proyectar, localizar, ubicar y seleccionar materiales de construcción con mejores bases de diseño, todo esto para que se pueda alcanzar en su interior las condiciones de confort (cómoda), pero haciendo un uso racional de los recursos energéticos ya que por lo general son fuentes de energía no renovables, con esto no se trata de limitar la creatividad del proyectista sino que le obliga a desarrollarla más, así como proponer soluciones arquitectónicas alternativas que redundarán, en una obra, funcional, agradable, confortable, estética con un bajo costo para su climatización.

En el campo del Aire Acondicionado existe poca información del como calcular un balance térmico y un sistema de distribución de aire a base de ductos de lámina, de esta poca información que existe, casi toda esta en idioma inglés, las publicaciones son de hace 30 años o más por lo general, además los métodos con que se calculan están en sistema inglés o métrico, siendo que éstos sistemas están ya en desuso, además no marcan una metodología completa a seguir para resolver un proyecto, puesto que éstos textos son por lo general informativos o manuales, sin dar un ejemplo completo de aplicación y solución.

Es común oír que el aire acondicionado produce condiciones adversas para la salud como resequeadad en el ambiente y cambios bruscos de temperatura entre los espacios interiores y exteriores, así como condensación y saturación que puede afectar a los materiales de recubrimiento o generar procesos de oxidación, esto resulta cierto cuando no se toman en cuenta todos los factores para el cálculo de éstos sistemas, éstos se tratan aquí de una manera sencilla donde se ven sus aplicaciones y la ventaja de usar el aire acondicionado.

Para alcanzar las condiciones de confort, habrá que considerar como factor fundamental la envolvente de donde se encuentre la obra en cuestión. A través de diseños integrales, sistemas de construcción, mantenimiento preventivo, correctivo, también se deberán considerar los sistemas electromecánicos para el acondicionamiento del espacio por medio del aire ya sea por medio de refrigeración o calefacción.

Los factores que afectan la eficiencia energética de las edificaciones para alcanzar el confort son :

ENTORNO URBANO :

Dimensionamiento de vialidades
Diseño del fraccionamiento o de la lotificación
Ubicación del predio con el contexto urbano
Orientación del predio

CONCEPCIÓN ARQUITECTÓNICA :

Forma y orientación de la edificación
Localización de los espacios internos
Inclinación de los techos
Localización de las ventanas
Esquemas de ventilación
Tipo de estructura ligera o pesada
Protección solar

ESPECIFICACIONES DE MATERIALES :

Materiales en techos
Materiales en muros
Texturas y colores de superficies exteriores
Utilización de aislantes térmicos
Acabados interiores
Protección de ventanas ante la radiación

ÁREAS EXTERIORES :

Pisos exteriores
Calor y frescura de la tierra
Empleo de árboles caducifolios al sur y este
Empleo de Barreras al norte y oeste

OTROS :

Aprovechamiento del agua y del sol.

Cabe mencionar que la utilización de aislantes térmicos por sus características propias, llega a afectar hasta del 60 % en el éxito de la solución para obtener el confort deseado.

La utilización de los sistemas electromecánicos deberá ser complementaria a los sistemas pasivos, cuando ya se agotaron sus recursos que proporciona un diseño bioclimático.

El procedimiento de investigación para el desarrollo del método que se va a exponer en este trabajo, se ha llevado a cabo en gabinete y comparando los resultados en obras ya ejecutadas ; y usando las consideraciones comunes con otros sistemas, con lo que se pretende denotar que el beneficio de este método original, aun cuando es sencillo, sus resultados son similares a los sistemas tradicionales en otras unidades, pero sin el grado de complejidad que requieren los otros métodos.

Antonio B. Kuri

El método a seguir es : Se hará con el desarrollo de un ejemplo, en el cual se ilustrará cómo son las propiedades de conducción del calor en todos los materiales comunes de una construcción, así como las ganancias interiores ; de esta manera se podrá determinar la ganancia de calor promedio en esta edificación durante la temporada de calor. Con estos valores obtenidos se procederá a la selección del equipo de refrigeración necesario para el acondicionamiento de aire.

Con este trabajo se busca apoyar a todos aquéllos que están relacionados con el diseño de espacios arquitectónicos, y así alcanzar el equilibrio térmico para las condiciones internas de confort que requieren las personas en las diferentes condiciones climáticas que se presentan en la República Mexicana.

Capítulo 2

**DESCRIPCIÓN
DE LOS
SISTEMAS
DE
ACONDICIONAMIENTO
DE AIRE**

2.- DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Se dividen en : Aire acondicionado (A.A.)
Calefacción (Cal.)
Aire lavado (A.L.)
Ventilación por inyección de aire (V.I.)
Ventilación por extracción de aire (V.E.)

Como en este trabajo, se enfocará al calculo de aire acondicionado, los demás sistemas serán explicados brevemente :

Aire acondicionado : Clima artificial es el proceso que consiste en tratar el aire de modo que queden regulados simultáneamente su temperatura, su humedad, su pureza y su distribución, a fin de que se cumplan las condiciones exigidas por el espacio acondicionado.

Calefacción : Es el sistema de distribución de aire caliente equipado con un ventilador que haga circular el aire. Con un sistema completo de conductos de ida y retorno se conoce con el nombre de calefacción por aire caliente con circulación forzada. Su función es la de mantener una temperatura de confort en invierno (alrededor de los 23°C y 50 % de Humedad relativa). Este calentamiento se realiza por medio de un intercambiador de calor en el cual el aire absorbe el calor que se puede generar a base de calentadores que trabajen con Gas L.P., Gas natural, vapor de agua, agua caliente ó resistencias eléctricas.

El aire que se usa para la calefacción es una mezcla, entre el aire de retorno - que es el de mayor porcentaje y una toma de aire exterior (aire fresco) -, que es el de menor porcentaje. El aire que se va a inyectar al interior deberá ser filtrado de antemano para quitar basura y polvo. esta inyección de aire se puede usar en conjunto con los equipos de aire acondicionado, ya que comúnmente están previstos para recibir esta adición de servicio.

La distribución del aire es por medio de ductos de lámina galvanizada aislados térmicamente ó ductos de fibra de vidrio. Sus aplicaciones más comunes son en la industria, oficinas y habitación.

Aire lavado : Es la adición de agua al aire no saturado para aumentar su proporción de humedad, pero sin transmisión de calor desde o hacia otros cuerpos y sin aumento ni disminución de entalpía en la mezcla. El agua añadida se vaporiza y se mezcla con el aire, el calor necesario para la vaporización se toma del mismo aire y del vapor de agua que está previamente en la mezcla

La distribución de aire también puede hacerse por medio de ductos de lámina sin aislamiento térmico a menos de que estos vayan por el exterior (intemperie). Se utiliza este tipo de sistema en todos los campos, es común que se quiera substituir por el aire acondicionado. Tiene una gran capacidad de confort en las zonas desérticas y por el contrario no es tan eficiente en las zonas húmedas.

El aire que se usa es tomado por completo de la atmósfera con la toma de aire en contra de los vientos dominantes. En este tipo de sistema nada de aire se recircula ó sea que todo el aire se expulsa de nuevo a la atmósfera ya sea por medios naturales (puertas, ventanas ranuras, etc..) o por medios mecánicos, ventiladores de extracción y de preferencia en favor de los vientos dominantes. La ubicación de los equipos ULA (Unidad Lavadora de Aire), siempre es de intemperie.

Ventilación por inyección de aire : Es un sistema de ventilación por inyección de aire limpio filtrado, el cual no se modifica en su temperatura ni en su grado de humedad, por lo que no afecta las condiciones en el interior, lo que se quiere es remover el grado de calor que contiene el aire (entalpia) y que al removerlo se procure dar confort, además de una ventilación adecuada para eliminar malos olores.

La distribución es por ductos de lámina galvanizada sin ningún tipo de forro, pero sí deberán estar sellados. La toma de aire será de la atmósfera en contra de los vientos dominantes. Este tipo de aire deberá de salir por medios naturales o mecánicos. La ubicación de los ventiladores es de intemperie.

Su aplicación es útil para tener ventilado y limpio el ambiente sin importar sus condiciones térmicas interiores.

Ventilación por extracción de aire : Este sistema se basa en dar cierto confort extrayendo el aire por medio de un ventilador que puede ser de tipo centrifugo, axial, lineal, etc. El aire que entra en substitución del que se está extrayendo puede modificar las condiciones del interior y estará en función de la temperatura y grado de humedad de este aire que entra.

La ubicación de los ventiladores, el tipo de ventilador y la extracción del aire es igual a los ductos para la ventilación por inyección de aire, la descarga de este será en favor de los vientos dominantes.

Su uso más común es la extracción de aire en sanitarios, estacionamientos, colectores de polvo, naves industriales, fabricas, etc., y todo los lugares donde se quiera tener una atmósfera limpia de polvo y olores.

Capítulo 3

**AIRE ACONDICIONADO
FUNDAMENTOS**

3.- AIRE ACONDICIONADO FUNDAMENTOS

Existen dos motivos principales para acondicionar el aire: Mantener la comodidad del humano, y mejorar o controlar un proceso industrial. Las condiciones que deben mantenerse en un proceso industrial dependen de la naturaleza del mismo o de los materiales que se manejen. En un sistema para el confort humano, las condiciones son dictadas por las demandas del cuerpo y por lo tanto es necesario conocer las funciones esenciales de éste para saber lo que se requiere de un sistema para acondicionamiento del aire.

Podemos considerar al Hombre como productor de calor, debido a que los alimentos que consume los convierte en energía; en este proceso el cuerpo genera calor. El cuerpo requiere de esta energía para efectuar cualquier actividad, aún el más ligero parpadeo. La cantidad de calor producido por el cuerpo depende de su actividad, cualquier exceso de calor debe ser desalojado por el cuerpo para mantener su temperatura normal de 36.5 °C. Como el cuerpo produce siempre más calor del que necesita, su disipación debe ser constante, durante toda la vida. Al hablar del acondicionamiento del aire se debe explicar primero las tres formas distintas de las que simultáneamente se vale el cuerpo para disipar el calor estas son: Convección, Radiación y Evaporación.

Convección, es el proceso por el cual el aire al hacer contacto con el cuerpo se calienta, haciéndose más liviano, por lo tanto se eleva. Al mismo tiempo que el aire caliente se eleva, aire fresco ocupa su lugar para a su vez ser calentado y así continuar el proceso.

Radiación, es el calor que es irradiado directamente del cuerpo a las superficies de temperatura más bajas de su alrededor en igual forma que los rayos del sol atraviesan el espacio para calentar la superficie de la tierra. El calor puede fluir de la piel hacia la pared, techo ó superficie de cualquier objeto que esté más fresco que el cuerpo. La radiación se produce independientemente de la convección, por lo tanto la temperatura ambiente no afecta este proceso. Algo similar ocurre cuando uno se acerca a una hoguera, la parte del cuerpo expuesta a la hoguera se calienta aunque el aire a su alrededor esté frío.

Evaporación, es la transpiración que se produce a través de los poros de la piel, absorbe calor del cuerpo a medida que se evapora o se transforma en vapor invisible. El efecto de la transpiración puede sentirse más fácilmente si se frota alcohol en la piel, pues éste se vaporiza más rápido absorbiendo con mayor velocidad el calor. Aunque no siempre se perciba, la vaporización se produce continuamente ; cuando se notan gotas de sudor es porque el cuerpo está produciendo más calor del que puede disipar.

Debemos recordar que los tres procesos descritos se suceden en forma simultánea. Para disipar el exceso de calor, el cuerpo se vale de la convección, radiación y evaporación. Las condiciones del ambiente dictan cual de estas tres formas tomará precedencia en la disipación del calor.

La facilidad con que el cuerpo disipa calor depende en mucho de la temperatura, humedad relativa y circulación de aire.

La baja temperatura del aire aumenta el grado de convección, o sea que cuanto más frío esté el aire, más calor pierde el cuerpo por convección. El calor siempre fluye de una substancia a temperatura alta a otra a temperatura más baja y cuanto mayor es la diferencia de temperatura, mayor será el flujo de calor. Por lo tanto, cuanto mayor es la diferencia de temperatura entre el aire y el cuerpo, mayores son las corrientes de aire producidas por la convección. Si la diferencia es excesiva, el cuerpo pierde demasiado calor y sobreviene la incomodidad, pues de otro modo, mientras mayor la temperatura del aire, menor el grado de convección, así pues, al aproximarse la temperatura ambiente a la del cuerpo, éste pierde menos calor por convección. Como hemos podido ver, la temperatura es un factor importante en el confort humano. La experiencia demuestra que una temperatura confortable para la mayoría de las personas es entre 22 a 27 °C, (72 a 80 °F)en climas intertropicales (Bibliografía 12).

La temperatura de las superficies próximas al cuerpo también son importantes porque afectan el grado de radiación. Cuando más baja la temperatura de las superficies, es decir cuanto mayor es la diferencia de temperatura entre el cuerpo y la superficie a su alrededor, mayor será la cantidad de calor radiado por el cuerpo. La radiación disminuye al aproximarse la temperatura de las superficies a la del cuerpo.

Si la temperatura de las superficies es mayor que la del cuerpo, el proceso de radiación se invierte en este caso el cuerpo recibe calor de las superficies y debe tratar de disipar una mayor cantidad de calor por medio de la convección y evaporación para mantenerse confortable.

Además de la temperatura existen otras propiedades que afectan la disipación del calor por el cuerpo humano.

La humedad relativa afecta la cantidad de calor que el cuerpo puede disipar por evaporación; por lo que se puede decir que la humedad relativa es una indicación de la capacidad del aire para absorber más humedad.

El concepto de la humedad relativa es básico en el acondicionamiento del aire, por lo tanto primero daremos su definición : como la relación de la presión real del vapor de agua contenido en el aire húmedo y la presión del vapor saturado a la misma temperatura.

Si la humedad relativa es baja, el cuerpo es capaz de desalojar más calor por evaporación que cuando la humedad relativa es alta. La evaporación aumenta al bajar la humedad relativa y disminuye al aumentar ésta. La experiencia demuestra que a una temperatura de 26 °C, la humedad relativa debe ser aproximadamente 50 % para obtener condiciones de confort.

La circulación de aire es el tercer medio del cual se vale el cuerpo para disipar calor. Un resultado de la circulación de aire es el aumento del grado de evaporación ; como hemos visto, la evaporación depende de la capacidad del aire para absorber humedad. El aire que circula sobre el cuerpo aleja el aire saturado permitiendo continuamente evaporar la humedad de la piel.

Si no hubiera circulación de aire, la capa de aire que rodea al cuerpo pronto se vería cargada de humedad, su humedad relativa aumentaría al grado de no poder absorber más vapor de agua y la evaporación del cuerpo se detendría. Así pues, la circulación de aire evita la formación de una capa de aire saturado alrededor del cuerpo.

La circulación de aire también acelera el proceso de convección retirando el aire tibio cercano al cuerpo y así alejando el calor disipado por éste. El aire en circulación también quita el calor de las paredes, techos y otras superficies que rodean al cuerpo acelerando el proceso de la radiación. Principalmente debemos recordar que la circulación de aire es otro de los factores que afectan el confort humano.

Así vemos que la comodidad del cuerpo humano depende de tres factores :
Temperatura, Humedad relativa y Circulación del aire.

SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

Como ya se dijo la función de una instalación de aire acondicionado, es la de mantener un ambiente dentro de las condiciones exigidas por los usuarios, procesos o materiales que se encuentran en los espacios acondicionados.

Para cumplir con esta función los fabricantes de aire acondicionado ofrecen diversos equipos, que utilizados en forma coordinada en una instalación, constituyen un sistema.

La evaluación de los diferentes sistemas que puedan cumplir con los requisitos fijados por el beneficiario de la instalación de aire acondicionado, es un paso básico e indispensable para el proyectista o persona que asuma la responsabilidad del diseño de la instalación ; para ello el diseñador debe estar familiarizado con las características, ventajas, desventajas y limitaciones de cada sistema.

Según el medio refrigerante que se lleve al espacio acondicionado, los sistemas de aire acondicionado se pueden clasificar en cuatro grupos :

- Sistemas unitarios de expansión directa.
- Sistemas por agua.
- Sistemas combinados agua - aire.
- Sistemas por aire.

Los tres últimos son conocidos como sistemas centrales, si el equipo de refrigeración se encuentra centralizado en una área fuera del ambiente acondicionado.

Una instalación puede utilizar uno o más de éstos sistemas para poder llenar mejor los requisitos de cada ambiente.

SISTEMA UNITARIO DE EXPANSIÓN DIRECTA :

Consiste en una o más unidades instaladas dentro del ambiente acondicionado ó unidad dividida, en las cuales el aire que circula en estas unidades es enfriado directamente por el refrigerante. Ejemplos de unidades para uso en este tipo de sistemas, son las unidades de ventana, y los equipos paquetes pequeños ó "mini splits", que se instalan dentro del ambiente con un plenum* y rejilla o difusor para la distribución de aire.

Las unidades de expansión directa que se instalan fuera del área acondicionada con ductos para suministrar y retornar aire, no pueden clasificarse como sistemas unitarios de expansión directa, ya que forman parte de los sistemas por aire que se verán más adelante.

Este sistema es muy popular y su uso se ha difundido a toda clase de edificios, como de oficinas, hoteles, centros comerciales, etc. Se utilizan versiones especiales de este tipo de unidades en el acondicionamiento de salas de cómputo y laboratorios donde los requisitos de control son más exigentes.

VENTAJAS :

Costo inicial generalmente bajo.

Su disponibilidad es generalmente para entrega inmediata.

De fácil instalación y operación.

El uso de unidades múltiples permite el control individual de ambientes pequeños a bajo costo.

De fácil mantenimiento y servicio, no requiere de personal altamente calificado.

Muchos fabricantes ofrecen éstos equipos, cuyas capacidades han sido probadas y certificadas por organismos independientes, para garantía del usuario.

Permite apagar las unidades en las áreas que no se estén usando sin afectar a las demás.

El daño a un equipo afecta únicamente al área que éste sirve.

La eficiencia de los equipos no disminuye, pues esto proviene de un solo ventilador.

Calefacción a base de resistencias eléctricas.

* plenum .- Espacio confinado entre el lecho bajo de la losa de entrepiso y el lecho alto del falso plafón.

DESVENTAJAS :

La vida útil de éstos equipos es generalmente limitada y depende mucho del diseño y calidad del equipo, esta limitación varía entre los diferentes fabricantes de estas unidades.

Existen limitaciones de componentes de la unidad para llenar mejor las condiciones requeridas por la instalación. Por ejemplo las unidades de ventana son diseñadas para un factor de calor sensible de aproximadamente 70 %, y su capacidad determinada considerando que las condiciones en el ambiente acondicionado son 26.7°C (80 °F) bulbo seco y 19.4°C (67 °F) bulbo húmedo, si los requisitos del ambiente difieren de éstos, es necesario corregir la capacidad indicada para éstos equipos.

El consumo de energía de éstos equipos es generalmente mayor a sistemas centrales, a menos que en la instalación existan áreas de uso intermitente que permitan apagar las unidades que sirven a estas áreas.

El control de estas unidades es por un termostato que arranca y detiene al compresor, por lo que la temperatura del ambiente tiende a fluctuar en forma notable.

El nivel de ruido dentro del área acondicionada, y a menudo fuera de ella, es mayor cuando se usan éstos equipos, que cuando se trata de un sistema central.

La apariencia, tanto dentro como fuera del área acondicionada, puede ser causa de problemas estéticos con la fachada del edificio o decorado interior de los ambientes. Un problema estético se presenta con el condensado que a menudo gotea de estas unidades y mancha las fachadas.

El mantenimiento y servicio requiere que los mecánicos ingresen a las áreas de trabajo de los espacios acondicionados con la consiguiente interrupción de la rutina de trabajo y posible daño al mobiliario.

La eficiencia de filtración es baja, por lo que no es aconsejable su uso en áreas que requieren un alto nivel de limpieza.

SISTEMAS POR AGUA :

Consiste en un enfriador de agua, unidades terminales dentro de los ambientes acondicionados, red de tubería que une a éstos dos elementos y una bomba que hace circular agua entre en enfriador y las terminales.

En los sistemas por agua, el enfriamiento total requerido para el ambiente se efectúa en las unidades terminales que se encuentran instaladas dentro de éste. Las unidades terminales son conocidas con el nombre de "fan & coil", y consisten de un serpentín de enfriamiento por el que circula el agua helada y un ventilador que hace circular aire del ambiente por el serpentín. La ventilación puede obtenerse a través de huecos en la pared, a través de los cuales toma aire fresco la unidad "fan & coil".

Durante el invierno se puede lograr la calefacción circulando agua caliente en lugar de agua helada. Una simple modificación al serpentín del "fan & coil" y a la tubería del sistema, permite que la unidad pueda enfriar o calentar el ambiente, dando mayor flexibilidad a la instalación.

El sistema por agua es comúnmente utilizado en hoteles y edificios de apartamentos. También se utiliza para acondicionar las áreas perimetrales de edificios de oficinas en combinación con un sistema por aire para el interior. Ha sido utilizado en ocasiones para acondicionar salas de pacientes en hospitales, aunque su baja eficiencia de filtración y requisitos de mantenimiento hacen de este tipo de sistema, sea limitado a espacios que cuenten con ciertas características.

VENTAJAS :

El sistema por agua ó "fan & coil", requiere de poco espacio de sala de máquinas y para paso del servicio, ya que sólo ingresan al local las tuberías que alimentan al "fan & coil".

Permiten centralización del equipo de refrigeración (agua helada), haciendo más fácil el servicio y mantenimiento de éste.

La centralización de la planta central de agua helada permite el uso del factor de diversificación, permitiendo la instalación de unidades de refrigeración de menor capacidad.

Permite el uso de equipo de enfriamiento más conveniente para el proyecto ya sea por enfriadores recíprocos, centrífugos y de tipo tornillo ó unidades de absorción.

Permite el control individual y no permite la contaminación de un ambiente a otro.

Permite apagar los equipos en áreas que no estén en uso, permitiendo así un ahorro en el consumo de energía de la instalación.

Puede enfriar o calentar el ambiente, dependiendo del suministro de agua caliente o fría al serpentín. Con la modificación del doble serpentín permite el enfriamiento y la calefacción en forma simultánea, ofreciendo así mayor flexibilidad para lograr el confort.

Es posiblemente el sistema central más fácil de utilizar, en un edificio ya existente por requerir poco espacio para el paso de los servicios.

DESVENTAJAS :

Requiere de mantenimiento dentro de las áreas acondicionadas, lo cual interrumpe la rutina de funcionamiento dentro de éstas.

La ventilación es limitada, a no ser que se use en combinación con un sistema por aire.

La eficiencia de filtración es pobre , y los filtros requieren ser cambiados con cierta frecuencia, por que de otra forma la unidad pierde capacidad sensiblemente.

El control de humedad es muy limitado, por lo que este sistema es recomendado únicamente para instalaciones de confort.

El nivel de ruido en el área acondicionada es molesto ó alto, y depende de la calidad del fan & coil, con los años generalmente tienden a hacerse más ruidosas.

SISTEMAS COMBINADOS POR AGUA - AIRE :

En estos sistemas el medio refrigerante que llega al ambiente que se desea acondicionar es aire frío y agua fría. Este sistema surgió para aprovechar las ventajas del sistema por agua, y eliminar sus desventajas.

El aire y el agua que llegan al espacio acondicionado son enfriados o calentados, según sea necesario, en aparatos ubicados en salas de máquinas fuera de las áreas acondicionadas.

La unidad terminal más comúnmente utilizada para este sistema, es la unidad de inducción. También se ha utilizado como unidad terminal en este sistema, la unidad fan & coil, suministrándole una cantidad de aire ya tratado.

El aire tratado que se suministra a la unidad fan & coil se denomina aire primario para distinguirlo del aire del ambiente que la terminal hace circular, el cual recibe el nombre de aire secundario.

Este sistema permite suministrar todo el enfriamiento requerido durante el verano y toda la calefacción requerida durante el invierno de los espacios donde van instaladas las unidades terminales. Además, permite dar calefacción a unas áreas y enfriamiento de otras.

El sistema por agua - aire se utiliza en áreas perimetrales de edificios, donde existen grandes variaciones de carga. Ha sido utilizado en hoteles, edificios de apartamentos, hospitales, escuelas, laboratorios, etc., ya que el aire primario puede dar la ventilación y filtración requeridas por la obra. Las zonas interiores se acondicionan con un sistema convencional por aire.

VENTAJAS :

Permite el suministro de la cantidad de ventilación requerida.

La unidad de inducción requiere poco mantenimiento por no tener partes mecánicas móviles sujetas a desgastes.

Permite enfriar ó calentar los ambientes en forma simultánea, permitiendo mayor flexibilidad en el control de la temperatura.

El mantenimiento del sistema es más fácil por estar los equipos mecánicos centralizados.

El área necesaria para el paso de los servicios es relativamente pequeña, pues la cantidad de aire primario se puede limitar a la mínima requerida por la ventilación.

Los componentes del sistema tienen mayor duración.

Si las terminales están bien seleccionadas, el nivel de ruido en las áreas acondicionadas es bajo.

Las salas de máquinas para las unidades que acondicionan el aire primario son de menor tamaño, porque éstos equipos solo acondicionan una cantidad mínima del aire.

En época fría se hace uso del aire exterior para acondicionar los ambientes, sin utilizar el equipo de refrigeración.

DESVENTAJAS :

Su costo inicial es generalmente superior a otros sistemas.

El diseño y operación de un sistema de inducción es generalmente más complejo que el de otros sistemas, por lo que su diseño y operación requiere de mayor experiencia.

No es posible cerrar el suministro de aire primario a las áreas que no están en uso.

Requiere mantenimiento de las unidades terminales que están instaladas dentro de los ambientes acondicionados.

En muchas aplicaciones sólo se le puede usar en la periferia del edificio, requiriéndose de otro sistema para las zonas interiores.

No es posible usarlo en áreas que requieran mucha ventilación, a menos de que ésta se provea con otro sistema.

Generalmente requiere de una baja temperatura de suministro de agua a la unidad que acondiciona el aire primario para poder deshumedecer adecuadamente este aire.

Condiciones extraordinarias pueden causar condensación en las unidades de inducción, lo cual no estaba previsto en el diseño original, por lo que habrá que realizar una adaptación de los equipos ya en la obra para evitar que se produzcan daños en el mobiliario del ambiente.

SISTEMAS POR AIRE :

En los sistemas por aire la capacidad total de enfriamiento, sensible y latente, requerida por el ambiente, lo suministra la corriente de aire frío y deshumedecido que se introduce al ambiente.

Existe una gran variedad de unidades que caen dentro de la clasificación de sistemas por aire, por lo que éstos pueden considerarse como los sistemas más versátiles. Debido a la gran variedad de unidades disponibles, estas se pueden primero clasificar en dos grandes grupos :

- Sistemas de una corriente de aire.
- Sistemas de dos corrientes de aire.

En los sistemas de una corriente de aire, este pasa en serie por los serpentines de enfriamiento y calefacción, y lo suministra a todos los ambientes a una temperatura común. Dentro de esta categoría se encuentran los siguientes sistemas :

- Unizona de conducto sencillo, caudal constante.
- Unizona de conducto sencillo, caudal variable.
- Unizona de conducto sencillo, inducción / caudal variable.
- Unizona de conducto sencillo, con recalentamiento por zona.

En los sistemas de dos corrientes de aire, la unidad acondicionadora suministra dos corrientes de aire a diferentes temperaturas, las que posteriormente se mezclan para suministrarse como una sola al ambiente acondicionado.

La temperatura del aire que ingresa a cada ambiente varía según la cantidad de aire que se tome de una corriente u otra. Esta mezcla de dos corrientes puede efectuarse en la unidad acondicionadora o en una caja de mezcla en el ambiente, lo que permite dividir a éstos sistemas en dos :

En la multizona la mezcla se efectúa en la unidad acondicionadora y se lleva un solo ducto a cada zona. El número de zonas de control posible a obtenerse está limitado por el número disponible en la unidad multizona. En el sistema doble ducto, la mezcla se efectúa en una caja de mezcla terminal a la cual se le suministran dos corrientes de aire. La operación es similar a la multizona, excepto que no hay límite práctico al número de zonas de control posibles de obtener.

Los sistemas por aire pueden utilizarse prácticamente en todo tipo de instalación, tanto comercial como industrial. Desde instalaciones donde se requieren gran multiplicidad de zonas pequeñas de control como son edificios de oficinas, hasta aquellas con grandes áreas abiertas, como fábricas, aeropuertos, auditorios, teatros, etc.. Permite un control muy preciso de la temperatura, humedad, ventilación y filtración por lo que es también adaptable a usarse en laboratorios y otras áreas donde esta cualidad es importante.

VENTAJAS :

La centralización de los equipos de acondicionamiento permite su fácil operación y mantenimiento, este no se lleva a cabo en los ambientes acondicionados. También reduce el número de equipos que hay que operar y mantener.

El uso de unidades centrales para acondicionar el aire, hace posible el uso de filtros más efectivos, proporciona mejor ventilación y se obtiene una instalación silenciosa.

Permite el uso de aire exterior para enfriar los ambientes durante la época fría, economizándose la operación del equipo de refrigeración.

Dependiendo del sistema que se escoja, permite gran flexibilidad en el número de zonas de control para permitir un control prácticamente individual.

En general, éstos sistemas son de fácil diseño y operación.

No interfiere con los acabados interiores, pues no requiere de equipos que vayan dentro de éstos espacios.

Economía de operación en los sistemas de caudal variable.

Pueden utilizarse con cualquier medio refrigerante, agua helada o expansión directa.

Pueden utilizar cualquier medio de calefacción por serpentín ya sea de, agua caliente, vapor, ó intercambiador de gas L.P. ó natural.

DESVENTAJAS :

Requiere de más espacio para el paso de los servicios (ductos), especialmente en instalaciones de baja velocidad.

Los sistemas que no usan terminales de balanceo automático, requieren de balanceo de aire manual.

Si se usan terminales de aire, el acceso a ellas requiere de una buena coordinación en el diseño del falso plafón de la obra.

Capítulo 4

MANEJO DE LA CARTA PSICROMÉTRICA

4.- MANEJO EN LA CARTA PSICROMÉTRICA

Conocimiento de la carta psicrométrica

El aire que se encuentra en la atmósfera contiene un gran número de gases, así como vapor de agua y varios contaminantes (humo, polen, y gases contaminantes), que no están presentes en el aire limpio.

Por definición el aire seco existe cuando está libre de vapor de agua y de contaminantes. Medido exactamente la composición del aire seco es relativamente constante, pero llega a tener pequeñas variaciones de componentes individuales que ocurren de acuerdo con la hora, la ubicación geográfica y altitud (Bibliografía 7).

Componentes normales del aire seco :

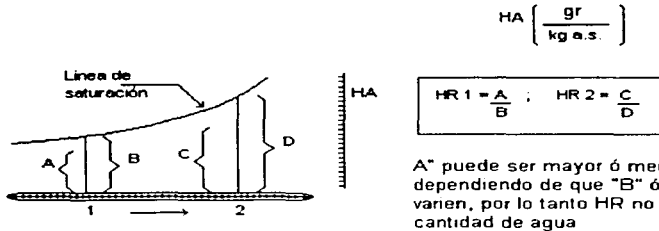
Nitrógeno	78.84	%
Oxígeno	20.947 6	%
Argón	0.934	%
Bióxido de carbono	0.031 4	%
Neón	0.001 818	%
Helio	0.000 524	%
Metano	0.000 2	%
Bióxido de sulfuro	0.0-- 0.000 1	%
Hidrogeno	0.000 05	%
En menor contenido :		
Kriptón, Xenón y ozono	0.0002	%

La mezcla de aire es definida como la mezcla de dos componentes (binario), de aire seco y vapor de agua. La adición de vapor de agua en la mezcla varía desde cero (aire seco), hasta la máxima la cual depende de la temperatura y de la presión (aire saturado).

El contenido de agua se conoce como humedad absoluta específica (HA).- que es el contenido de vapor de agua expresado en :

kg. de agua / kg. de aire seco kg. / kg. a.s. ó
gramos de agua / kg. de aire seco gr. / kg. a.s.

Que son las unidades que nos expresan la cantidad de agua: la unidad gramo es la mas pequeña y 1 000 gramos forman 1 kg.



Temperatura de Bulbo seco (TBS).- Es la temperatura que se registra en un termómetro ordinario dentro de un espacio confinado, no expuesto al sol.

Temperatura de Bulbo Húmedo (TBH).-Es la temperatura que se registra en un termómetro cuyo bulbo está cubierto por una mecha húmeda y expuesto a una corriente rápida de aire (Bibliografía 9).

Temperatura de Rocío (TR).- Es la temperatura con la cual empieza la condensación de humedad cuando el aire se enfría. Esta es la condición a la cual debemos someter al aire para que se inicie la condensación del vapor de agua que tiene en suspensión (Bibliografía 9).

Humedad Absoluta Especifica (HA).- Es el peso de vapor de agua expresado en gramos por kg. de aire seco (Bibliografía 9),ó sea que es el peso de vapor de agua que se encuentra mezclado por unidad de peso de aire seco (Bibliografía 9).

Humedad Relativa (HR).- Es un valor que nos representa en porcentaje el contenido actual de vapor de agua en el aire y el contenido máximo que puede tener el aire a la misma temperatura (Bibliografía 9).

Entalpía (Q).- Es el valor que nos proporciona el calor que contiene el aire, se mide en kilojoules por kg. ó kcal por kg. ó BTU por libra (Bibliografía 9).

Volumen Especifico (VE).- Nos representa el volumen de aire ocupado por unidad de peso.

$$VE = 0.830 \text{ m}^3 / \text{kg.}$$

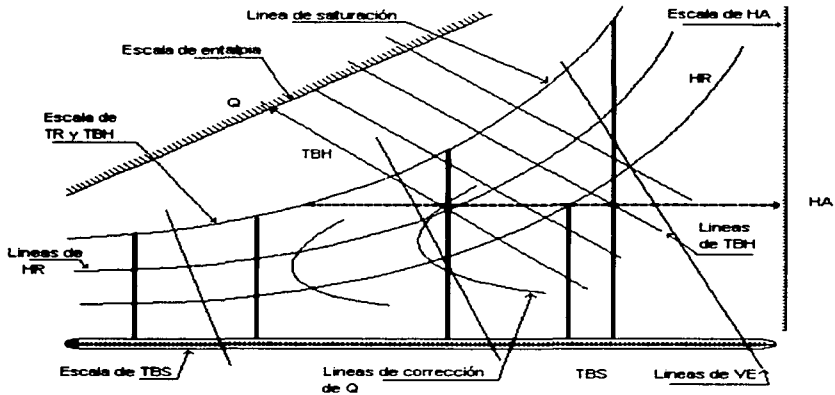
Para decir que es completamente conocido el estado psicrometrico de un aire, es necesario conocer debidamente las siguientes siete características del mismo.

TBS - °C	HR - %
TBH - °C	Q - % kj / kg. a.s.
TR - °C	VE - m ³ / kg.
HA - gr. / kg. a.s.	

Para ubicar un punto en la carta psicrométrica, basta conocer cualquier par de valores de los siete listados anteriormente, a excepción de :

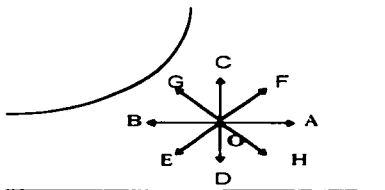
TR y HA
TBH y Q

Con los conceptos anteriores podemos formar la carta psicrométrica :



La inclinación de las líneas de entalpía "Q" son ligeramente más inclinadas que las de TBH, pero como ya existen muchas líneas en la carta psicrométrica, se optó por tomar las mismas de TBH.

Movimientos de la carta psicrométrica :



- O - A Se calienta
- O - B Se enfría
- O - C Se humidifica
- O - D Se deshumidifica
- O - E Se enfría y deshumidifica
- O - F Se calienta y se humidifica
- O - G Se enfría y se humidifica
- O - H Se calienta y deshumidifica

NOTA : Cuando el aire se encuentra saturado, las tres temperaturas (TBS, TBH y TR), tendrán el mismo valor.

PRIMER TIPO DE EJERCICIOS

EJEMPLO 1 (ver carta Psicrométrica) .- Definir las condiciones psicrométricas del aire a nivel del mar, a partir de los siguientes dos datos.

Datos :

1) TBS = 29 °C
TBH = 16° C

4) TBS = 25 °C
TR = 22 °C

7) TBS = 21 °C
SATURADO

Resultados :

TR = 66 °C
HR = 24 %
HA = 6.0 Gr./ kg.
Q = 45.5 kJ/ kg.
VE = 0.863 m³/ kg.

TBH = 22.8 °C
HR = 84 %
HA = 16.6 Gr./ kg.
Q = 68 kJ/ kg.
VE = 0.866 m³/ kg.

TBH = 21 °C
TR = 21 °C
HA = 15.6 Gr./ kg.
Q = 61.5 kJ/ kg.
VE = 0.854 m³/ kg.

Datos :

2) TBS = 24.9 °C
HR = 50 %

5) HR = 60 %
HA = 7 Gr./ kg.

8) TBS = 26.6 °C
TR = 15.5 °C

Resultados :

TBH = 17.8 °C
TR = 13.8 °C
HA = 9.8 Gr./ kg.
Q = 51 kJ/ kg.
VE = 0.857 m³/ kg.

TBH = 12.1 °C
TBS = 16.2 °C
TR = 9 °C
Q = 35 kJ/ kg.
VE = 0.829 m³/ kg.

TBH = 19.2 °C
HR = 50 %
HA = 11 Gr./ kg.
Q = 55.8 kJ/ kg.
VE = 0.863 m³/ kg.

Datos :

3) TBH = 26.7 °C
TR = 18.3 °C

6) TBH = 22.5 °C
HA = 12.6 Gr./ kg.

9) HR = 30 %
TBS = 53 °C

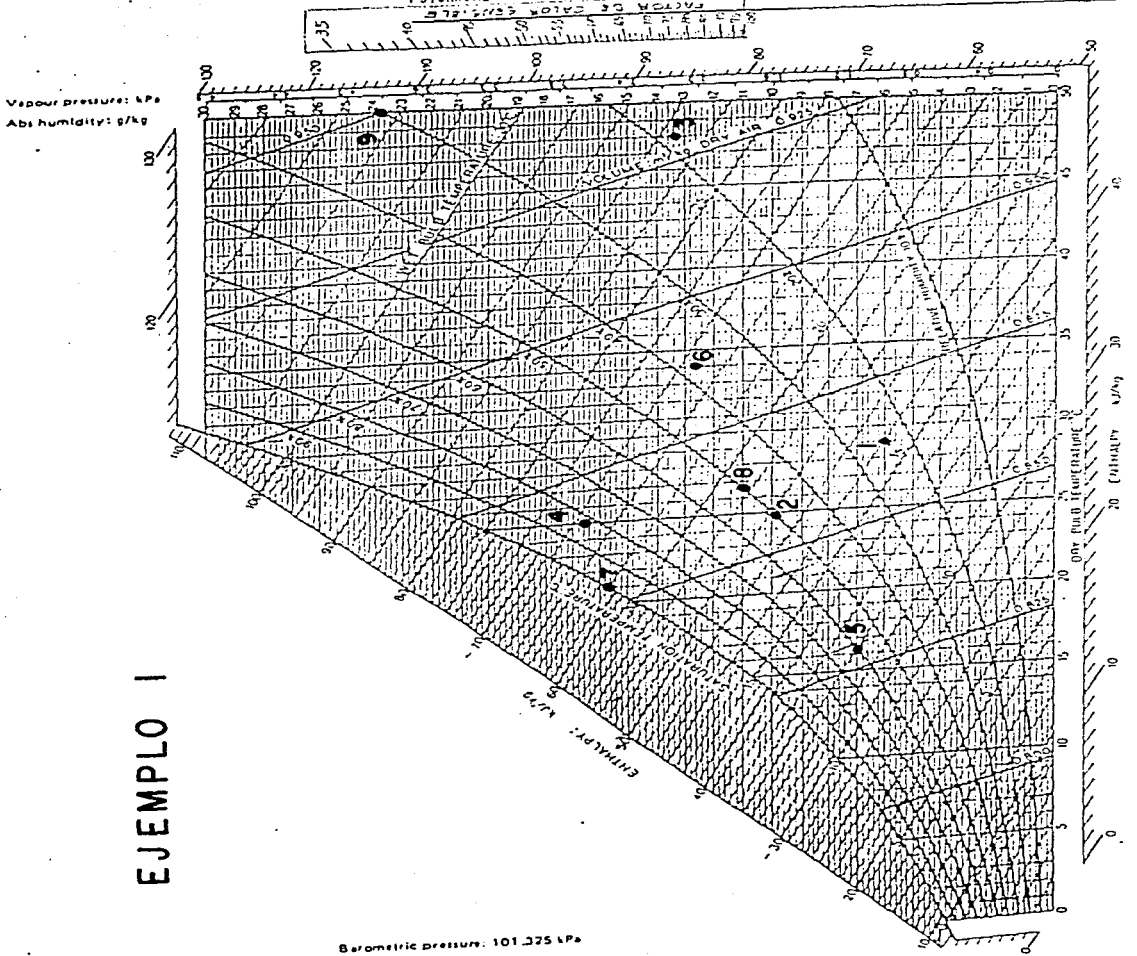
Resultados :

TBS = 48 °C
HR = 19 %
HA = 13.15 Gr./ kg.
Q = 83.5 kJ/ kg.
VE = 0.930 m³/ kg.

TBS = 34 °C
HR = 37.5 %
TR = 17.6 °C
Q = 67.6 kJ/ kg.
VE = 0.887 m³/ kg.

TBH = 32.2 °C
HA = 23.6 kJ/ kg.
TR = 27.6 °C
Q = 114 kJ/ kg.
VE = 0.950 m³/ kg.

PSYCHROMETRIC CHART



EJEMPLO I

SEGUNDO TIPO DE EJERCICIOS

Para resolver ejercicios de este 2º tipo en donde se calculará la cantidad de calor extraído o añadido a un flujo de aire, y la cantidad de agua extraída o añadida a dicho flujo se debe manejar perfectamente la equivalencia para expresar el flujo del aire en m³/s y en kg./hr.

$$\text{vol.} = \text{largo} \times \text{ancho} \times \text{alto} = \text{m}^3 \quad ; \quad 1 \text{ cambio / hr} = \frac{\text{vol. m}^3}{1 \text{ hr. (3 600)}} = \text{m}^3/\text{segundo}$$

$$\text{vol.} = \text{Volumen del local}$$

4.1.- PESO POR VOLUMEN DE AIRE A NIVEL DEL MAR

Si sabemos que a nivel del mar (n.m.) el VE (volumen específico) = 0.83 m³/ kg., y se nos proporciona el flujo de aire = 0.472 m³/ s. ¿ encontrar el peso de aire por hora ?.

$$\frac{0.472 \text{ m}^3}{\text{seg.}} \times \frac{1 \text{ kg.}}{0.83} \times \frac{3 600 \text{ s}}{1 \text{ hr.}} = \frac{0.472 \times 3 600}{0.830} = 2 047.23 \text{ kg./hr}$$

Si ahora el volumen es de 4.0 m³/s, ¿ cual es el peso del aire por hora ?

$$4.0 \text{ m}^3/\text{s} = \frac{4.0 \times 3 600}{0.83} = 17 349.4 \text{ kg./hr}$$

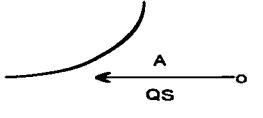
$$\text{VE (altitud)} = \frac{\text{V.E. (n.m.)}}{\text{Rel.pres.bar.}} \quad ; \quad \text{Relación de presión barométrica} = \frac{\text{P.B. (local)}}{\text{P.B. (n.m.)}}$$

4.2.- PESO POR VOLUMEN DE AIRE A NIVEL DE LA CIUDAD DE MÉXICO

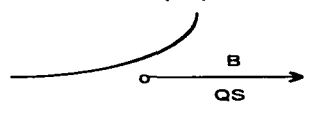
$$\text{Rel. pres. bar. (D.F.)} = \frac{780}{1 013.25} = 0.77 \quad ; \quad \text{V.E. (D.F.)} = \frac{0.83}{0.77} = 1.078 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

$$\therefore \frac{0.472 \text{ m}^3}{\text{s}} = \frac{0.472 \times 3 600}{1.078 \text{ m}^3/\text{kg.}} = 1 576 \text{ kg./hr}$$

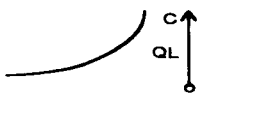
Análisis de calor sensible (QS) y el calor latente (QL)



Extracción de calor sensible



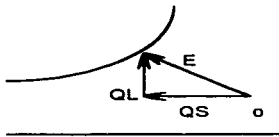
Añadición de calor sensible



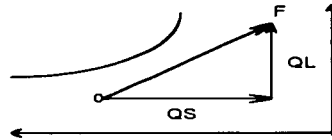
Añadición de calor latente



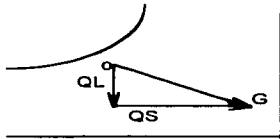
Extracción de calor latente



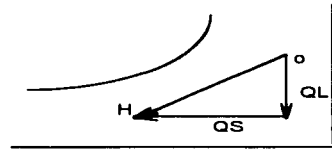
Extracción de calor sensible,
Adición de calor latente
(no hay cambio de calor total)
(enfriamiento adiabático)



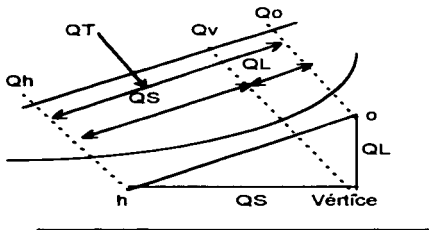
Extracción de calor sensible
Extracción de calor latente
(refrigeración mecánica)



Adición de calor sensible
Extracción de calor sensible



Extracción de calor sensible,
Extracción de calor latente
(Refrigeración mecánica)



$QL = Q_o - Q_v$ $QS = Q_v - Q_h$ $QT = QS + QL = Q_o - Q_h$
--

EJEMPLO 2 (ver carta Psicrométrica) .- Calcular la cantidad de calor sensible, latente y total para pasar 1 kg./ hr de aire de la condición 1) TBS = 29.5 °C y TBH = 24 °C a la condición 2) TBS = 21 °C y TBH = 15 °C, definir también la cantidad de condensado.

$$QL = Q1 - Qv = \text{kJ/ kg.} \times 1 \text{ kg./ hr}$$

$$QS = Qv - Q2 = \text{kJ/ kg.} \times 1 \text{ kg./ hr}$$

$$QT = Q1 - Q2 = \text{Kj/ kg.} \times 1 \text{ kg./ hr}$$

$$\text{Condensado} = \Delta HA = HA1 - HA2 \text{ gr./kg.} \times 1 \text{ kg./hr} = \text{gr./hr}$$

$$\frac{\text{gr./hr}}{1\,000 \text{ gr./kg.}} = \text{kg./h}$$

$$QL = 72.0 - 52.5 = 19.5 \text{ kJ/kg.} \times 1 \text{ kg./hr} = 19.5 \text{ kJ/hr}$$

$$QS = 52.5 - 44.0 = 8.5 \text{ kJ/kg.} \times 1 \text{ kg./hr} = 8.5 \text{ kJ/hr}$$

$$QT = 72.0 - 44.0 = 28.0 \text{ kJ/kg.} \times 1 \text{ kg./hr} = 28.0 \text{ kJ/hr}$$

$$\text{Condensado} = 166 - 8.6 = 8 \text{ gr./kg.} \times 1 \text{ kg./hr} = 8 \text{ gr./hr}$$

$$\frac{8 \text{ gr./hr}}{1\,000 \text{ gr./kg.}} = 0.008 \text{ kg./hr}$$

2a .- Si en lugar de tener 1 kg./hr, tuviéramos un flujo de 4 540 kg./hr, ¿cuáles serán los resultados del ejemplo anterior ?.

$$QL = 19.5 \text{ kJ/kg.} \times 4\,540 \text{ kg./hr} = 88\,530 \text{ kJ/hr}$$

$$QS = 8.5 \text{ kJ/kg.} \times 4\,540 \text{ kg./hr} = 38\,590 \text{ kJ/hr}$$

$$QT = 28.0 \text{ kJ/kg.} \times 4\,540 \text{ kg./hr} = 127\,120 \text{ kJ/hr}$$

$$\text{Condensado} = 8 \text{ gr./kg.} \times 4\,540 \text{ kg./hr} = 36\,320 \text{ gr./hr}$$

$$\frac{36\,320 \text{ gr./hr}}{1\,000 \text{ gr./kg.}} = 36.32 \text{ kg./hr}$$

2b .- Si el flujo de aire lo tuviéramos indicado como 3.775 m³/s, los datos que se obtendrían serán :

$$\frac{3.775 \text{ m}^3/\text{s}}{\text{nivel del mar (n.m.)}} \quad \frac{3.775 \text{ m}^3/\text{s} \times 3\,600 \text{ s}}{0.830 \text{ m}^3/\text{kg.}} = 16\,374.36 \text{ kg./hr}$$

$$QL = 19.5 \text{ kJ/kg.} \times 16\,374.36 \text{ kg./hr} = 319\,300 \text{ kJ/hr}$$

$$QS = 8.5 \text{ kJ/kg.} \times 16\,374.36 \text{ kg./hr} = 139\,182 \text{ kJ/hr}$$

$$QT = 28.0 \text{ kJ/kg.} \times 16\,374.36 \text{ kg./hr} = 458\,482 \text{ kJ/hr}$$

$$\text{Condensado} = 8 \text{ gr./kg.} \times 16\,374.36 \text{ kg./hr} = \frac{130\,995 \text{ gr./hr}}{1\,000 \text{ gr./kg.}} = 130.99 \text{ kg./hr}$$

EJEMPLO 3 (ver carta Psicrométrica) .- Calcular la cantidad de calor sensible, latente, total y la cantidad de agua que debemos adicionar o humidificar para pasar de la condición 1 a la condición 2 con 1.888 m³/s.

$$1) \text{ TBS} = 23.9 \text{ }^\circ\text{C}$$

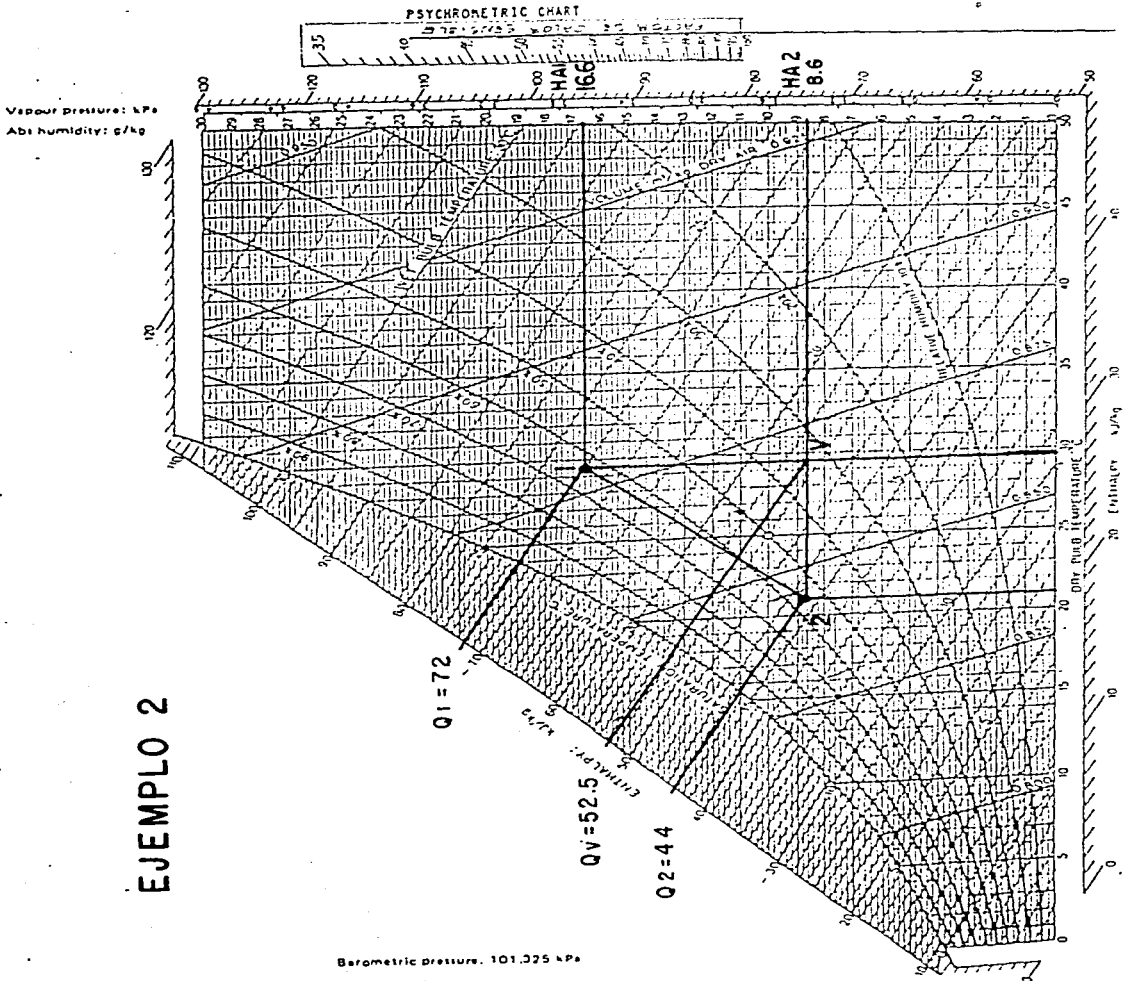
$$\text{HR} = 40 \%$$

$$2) \text{ TBS} = 32.2$$

$$\text{HR} = 40 \%$$

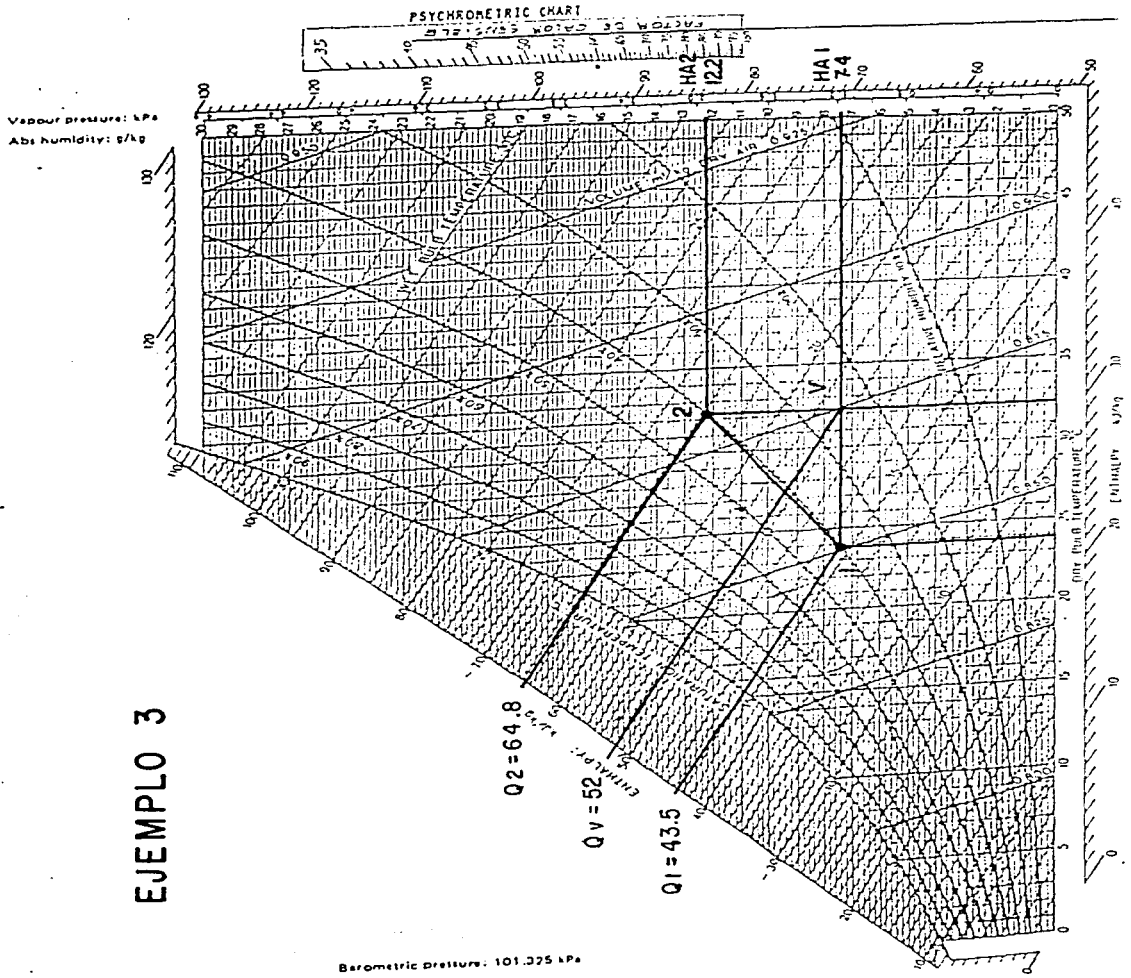
$$\frac{1.888 \text{ m}^3/\text{s}}{\text{n.m.}} = \frac{1.888 \text{ m}^3/\text{s} \times 3\,600 \text{ s}}{0.830 \text{ m}^3/\text{kg.}} = 8\,189 \text{ kg./hr}$$

PSYCHROMETRIC CHART



EJEMPLO 2

p.hg 27.127" hg
awh 6.4mm



EJEMPLO 3

Humidificación : $HA_2 - HA_1 = 12.2 - 7.4 = 4.8 \text{ gr./kg.} \times 8\ 189 \text{ kg./hr} = 39\ 307.2 \text{ gr./hr}$

$$\frac{39\ 307.2 \text{ gr./hr}}{1\ 000 \text{ gr./kg.}} = 39.31 \text{ kg./hr}$$

$QL = Q_2 - Q_V = 64.8 - 52.0 = 12.8 \text{ kJ/kg.} \times 8\ 189 \text{ kg./hr} = 104\ 819 \text{ kJ/hr}$

$QS = Q_V - Q_1 = 52.0 - 43.5 = 8.5 \text{ kJ/kg.} \times 8\ 189 \text{ kg./hr} = 69\ 607 \text{ kJ/hr}$

$QT = Q_2 - Q_1 = 64.8 - 43.5 = 21.3 \text{ kJ/kg.} \times 8\ 189 \text{ kg./hr} = 174\ 426 \text{ kJ/hr}$

EJEMPLO 4 (ver carta Psicrométrica) .- Calcular la cantidad de calor sensible, latente, total y la cantidad de agua que se extrae al pasar un flujo de aire de $2.359 \text{ m}^3/\text{s}$ de la condición 1 a la condición 2.

1) TBH = 18.3°C
HR = 60 %

2) TBH = 12.8°C
HR = 70 %

$$\frac{2.359 \text{ m}^3/\text{s}}{\text{n.m.}}$$

$$\frac{2.359 \text{ m}^3/\text{s} \times 3\ 600}{0.830 \text{ m}^3/\text{kg.}} = 10\ 234 \text{ kg./hr}$$

Condensado : $HA_1 - HA_2 = 11.1 - 7.8 = 3.3 \text{ gr./kg.} \times 10\ 234 \text{ kg./hr} = 33\ 772.2 \text{ gr./hr}$

$$\frac{33\ 772.2 \text{ gr./hr}}{1\ 000 \text{ gr./kg.}} = 33.77 \text{ kg./hr}$$

$QL = Q_1 - Q_V = 52.0 - 44.6 = 7.4 \text{ kJ/kg.} \times 10\ 234 \text{ kg./hr} = 75\ 731 \text{ kJ/hr}$

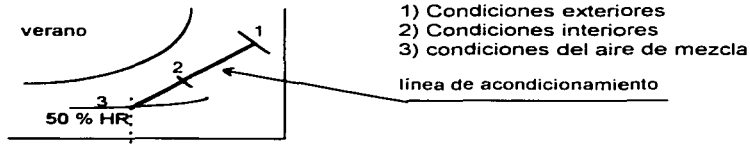
$QS = Q_V - Q_2 = 44.6 - 36.6 = 8.0 \text{ kJ/kg.} \times 10\ 234 \text{ kg./hr} = 81\ 872 \text{ kJ/hr}$

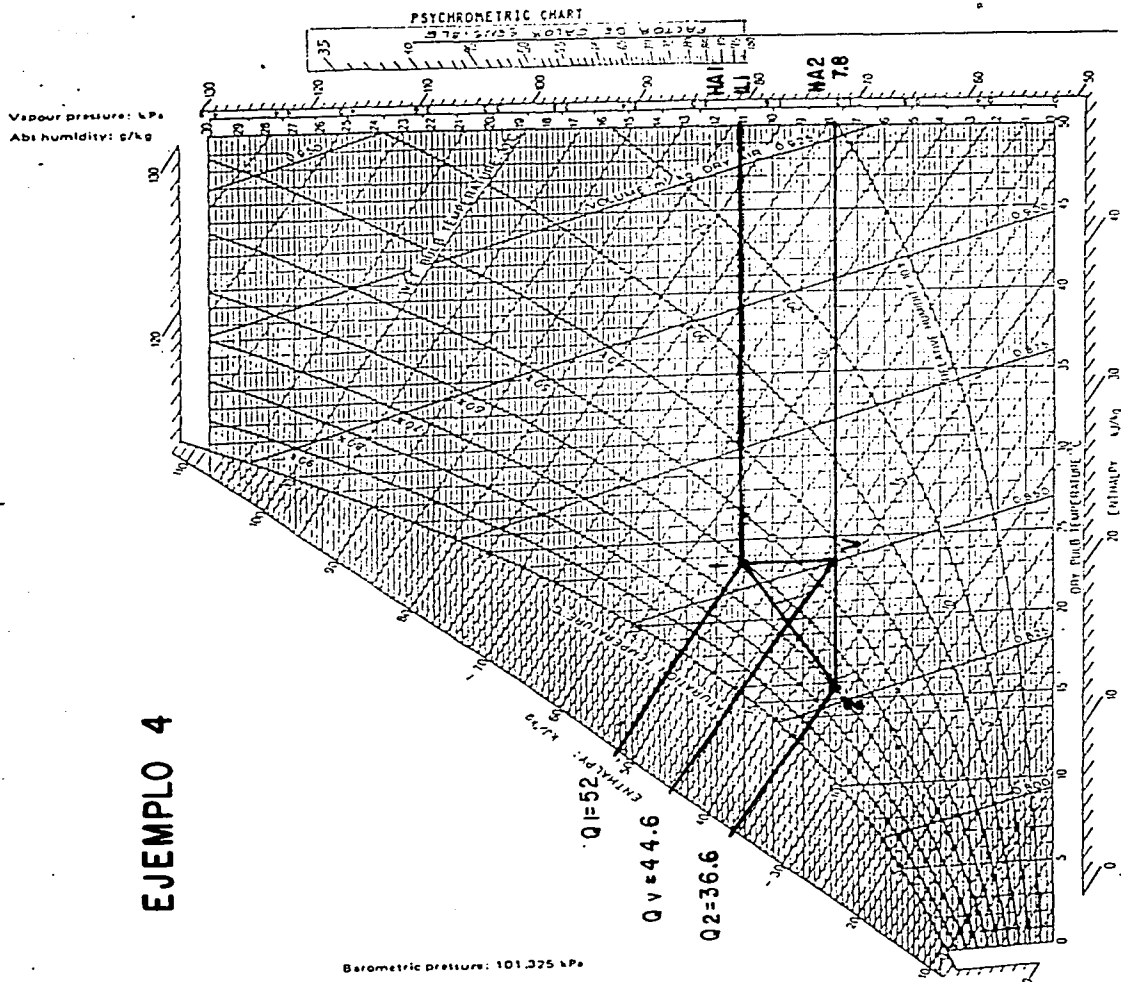
$QT = Q_1 - Q_2 = 52.0 - 36.6 = 15.4 \text{ kJ/kg.} \times 10\ 234 \text{ kg./hr} = 157\ 603 \text{ kJ/hr}$

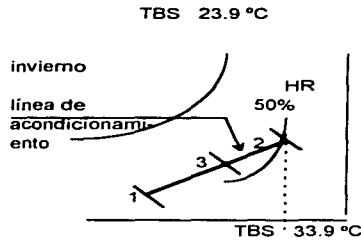
4.3.- MEZCLA DE AIRE

Para fines de acondicionamiento de aire, en la mayoría de las instalaciones se tiene la necesidad de mezclar dos flujos de aire de diferentes condiciones. La mezcla resultante tendrá como cantidad de aire la suma de los flujos mezclados, y las condiciones de la mezcla resultante se encuentra definida por un punto sobre la línea recta que une las condiciones.

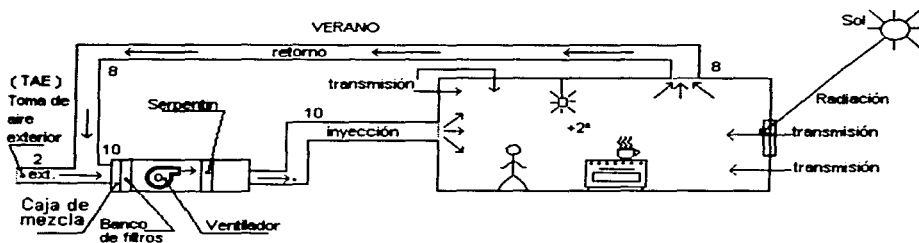
El punto de la mezcla resultante se encontrará mas cercano a las condiciones del mayor flujo de aire. La línea recta que une las condiciones de los flujos mezclados se conoce como la línea de acondicionamiento.







Debido a que normalmente se maneja mas aire del interior para economizar energia, las condiciones de mezcla están mas cerca de las condiciones interiores en la línea de acondicionamiento. La otra parte de aire se toma del exterior para satisfacer la condición de ventilación TAE(toma de aire exterior).



* El aire que no se retorna sale al exterior por ventanas, rendijas, puertas, etc.

NOTA : En invierno tenemos el mismo proceso, pero en vez de ganancias son perdidas de calor, y en vez de enfriar, calentamos.

Para definir el punto de mezcla sobre la línea de acondicionamiento se pueden utilizar los dos siguientes métodos :

PRIMER MÉTODO (por medio de fórmula)

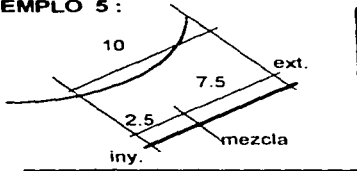
Si sabemos que las condiciones de la mezcla resultante se encontrarán sobre la línea de acondicionamiento, el punto quedará perfectamente definido al calcular la TBS con la siguiente fórmula :

$$TBS \text{ de mezcla} = \frac{(m^3/s \ 1 \times TBS \ 1) + (m^3/s \ 2 \times TBS \ 2)}{m^3/s \ 1 + m^3/s \ 2}$$

SEGUNDO MÉTODO (gráfico)

Para ubicar el punto que define las condiciones de la mezcla resultante sobre la línea de acondicionamiento deberemos :

- Calcular la proporción que representa cada uno de los flujos con respecto al total.
- Utilizar cualquier escala para medir la longitud de la línea de acondicionamiento
- Multiplicar la longitud de la línea de acondicionamiento por la porción calculada para cualquiera de los flujos, y ubicar el punto utilizando la misma escala del lado correspondiente.

EJEMPLO 5 :

aire exterior = $0.472 \text{ m}^3/\text{s}$
 aire interior = $1.416 \text{ m}^3/\text{s}$
 aire mezcla = $1.888 \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{a) ext.} = \frac{0.472}{1.888} = \frac{1}{4} = 0.25$$

$$\text{int.} = \frac{1.416}{1.888} = \frac{3}{4} = 0.75$$

$$\text{b) long.} = 10 \text{ cm}$$

$$\text{c) } 10 \times 0.25 = 2.5 \text{ cm}$$

$$10 \times 0.75 = 7.5 \text{ cm}$$

EJEMPLO 6 (ver carta Psicrométrica) .- Calcular las condiciones de la mezcla resultante de los siguientes flujos.

$$\begin{aligned} 1) \text{ Vol.} &= 1.416 \text{ m}^3/\text{s} \\ \text{TBS} &= 29.5 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{TBH} &= 21.1 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 2) \text{ Vol.} &= 2.359 \text{ m}^3/\text{s} \\ \text{TBS} &= 18.3 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{HR} &= 60 \text{ \%} \end{aligned}$$

$$\text{TBS} = \left(\frac{\text{m}^3/\text{s} \times 1 \times \text{TBS } 1}{\text{m}^3/\text{s} \times 1 + \text{m}^3/\text{s} \times 2} \right) \times \left(\frac{\text{m}^3/\text{s} \times 2 \times \text{TBS } 2}{1.416 + 2.359} \right) = \left(\frac{1.416 \times 29.5}{1.416 + 2.359} \right) \times \left(\frac{2.359 \times 18.3}{1.416 + 2.359} \right) = 22.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{TBS} = 22.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{TBH} = 16.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{TR} = 13.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{HR} = 56 \text{ \%}$$

$$Q = 47.5 \text{ kJ/kg.}$$

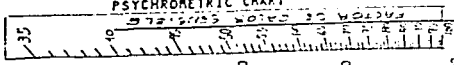
$$\text{VE} = 0.850 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

EJEMPLO 7 (ver carta Psicrométrica) .- Resolver el problema anterior con los siguientes datos :

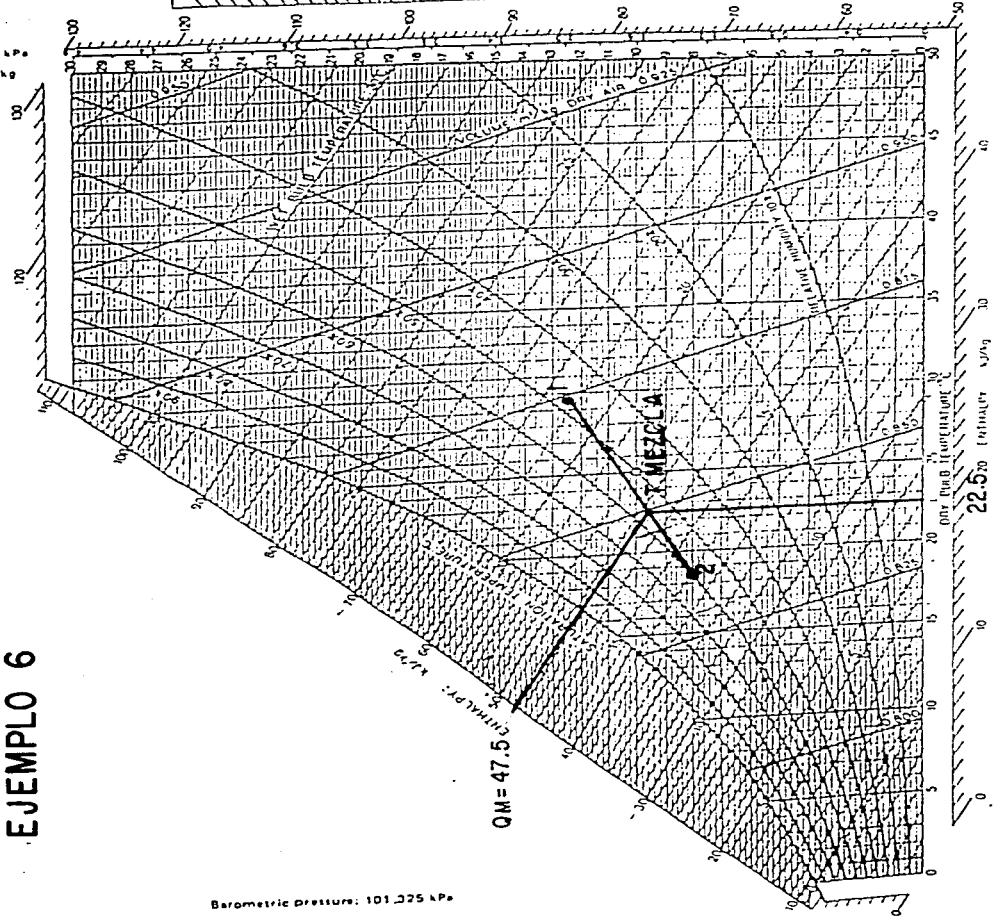
$$\begin{aligned} 1) \text{ TBH} &= 23.9 \\ \text{HR} &= 50 \text{ \%} \\ \text{VOL.} &= 0.472 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 2) \text{ TBS} &= 21.1 \\ \text{HR} &= 50 \text{ \%} \\ \text{VOL.} &= 0.944 \end{aligned}$$

PSYCHROMETRIC CHART



Vapour pressure: kPa
Abs. humidity: g/kg



EJEMPLO 6

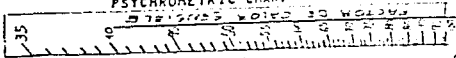
QM = 47.5 g/kg

Barometric Pressure: 101.325 kPa

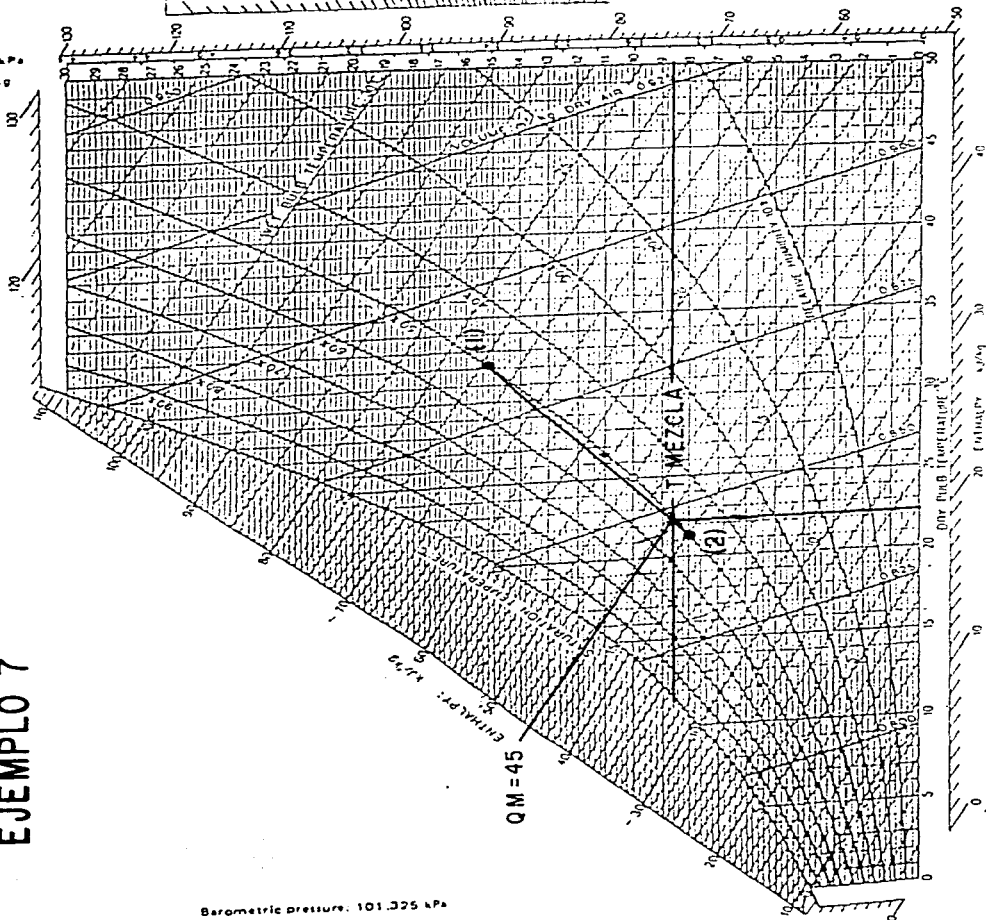
1000
100
10

22.5°C DRY-BULB TEMPERATURE

PSYCHROMETRIC CHART



Vapour pressure: kPa
Abs humidity: g/kg



EJEMPLO 7

Barometric pressure: 101.325 kPa

De la carta psicrométrica TBS 1 = 32.2 °C

$$\text{TBS mezcla} = \frac{(\text{m}^3/\text{s } 1 \times \text{TBS } 1) \times (\text{m}^3/\text{s } 2 \times \text{TBS } 2)}{\text{m}^3/\text{s } 1 + \text{m}^3/\text{s}}$$

$$\text{TBS mezcla} = \frac{(0.472 \times 23.9) \times (0.944 \times 21.1)}{0.472 + 0.944} = 22.03 \text{ °C}$$

$$\begin{aligned} \text{TBH} &= 15.8 \\ \text{TR} &= 11.8 \\ \text{HR} &= 51 \% \\ \text{HA} &= 8.6 \text{ gr./ kg.} \\ \text{Q} &= 25 \text{ kj/ kg.} \\ \text{VE} &= 0.847 \text{ m}^3/\text{ kg.} \end{aligned}$$

EJEMPLO 8 (ver carta Psicrométrica) .- Resolver el problema anterior con los siguientes datos :

$$\begin{aligned} 1) \text{ TBS} &= 26.7 \text{ °C} \\ \text{HR} &= 40 \% \\ \text{m}^3/\text{s} &= 0.944 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 2) \text{ TBS} &= 15.6 \text{ °C} \\ \text{HR} &= 50 \% \\ \text{m}^3/\text{s} &= 0.9444 \end{aligned}$$

$$\text{TBS} = \frac{(0.9444 \times 26.7) + (0.9444 \times 15)}{0.944 + 0.944}$$

$$\begin{aligned} \text{TBH} &= 14.2 \text{ °C} \\ \text{TR} &= 9.1 \text{ °C} \\ \text{HR} &= 46 \% \\ \text{HA} &= 7.2 \text{ gr./ kg.} \\ \text{Q} &= 40.4 \text{ kj/ kg.} \\ \text{VE} &= 0.842 \text{ m}^3/\text{ kg.} \end{aligned}$$

Para el cálculo de la Humidificación (capacidad del humidificador), se debe considerar exclusivamente la cantidad de aire exterior :

EJEMPLO 9 .- Si la HA = 1.7 gr./ kg. a.s., y se tienen iny.=1.888 m³/ s, ext.=1.510 m³/ s:

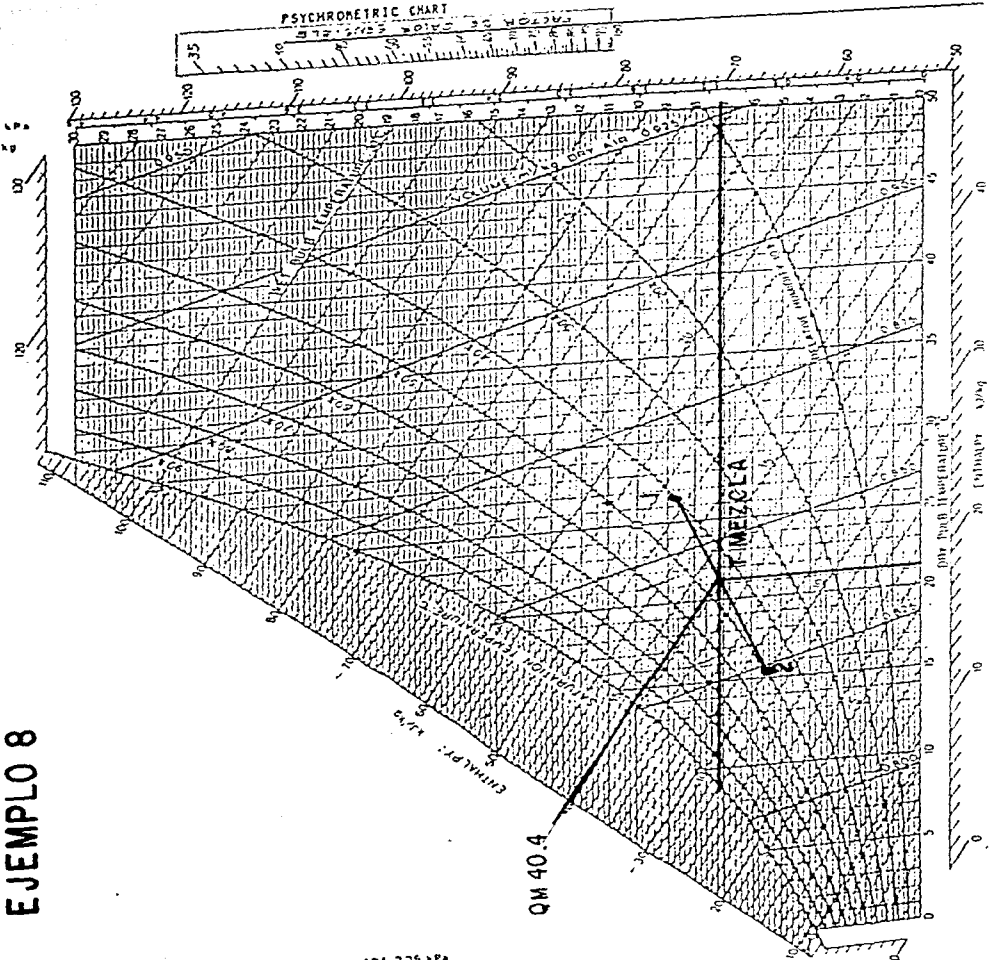
$$\text{m}^3/\text{s} = 1.888 - 1.510 = 0.378 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Capacidad del humidificar} = \text{m}^3/\text{s ext.} \times \frac{3\,600}{\text{Vol. Esp.}} \times \text{HA} \times \frac{1}{1\,000 \text{ hr}} = \text{kg.}$$

$$\text{Capacidad del humidificador} = 0.378 \times \frac{3\,600}{0.83} \times 1.7 \times \frac{1}{1\,000} = 2.787 \text{ kg./ hr}$$

PSYCHROMETRIC CHART

Moisture ratio: g/kg
Abs humidity: g/kg
Vapour pressure: kPa



EJEMPLO 8

Barometric pressure: 101.325 kPa

QM 40.4

MEZCLA

Moisture ratio: g/kg
Abs humidity: g/kg
Vapour pressure: kPa

CÁLCULO DE LA HUMEDAD RELATIVA (HR) :

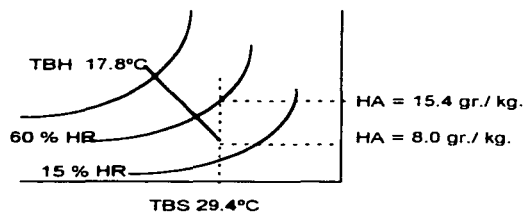
Cuando un punto que define las condiciones del aire que queremos conocer, se encuentra entre dos curvas de HR, hemos resuelto hasta por apreciación visual el valor de la HR correspondiente.

Podemos obtener un valor más aproximado (casi exacto), de la HR utilizando una proporción o una regla simple de tres.

EJEMPLO 10 .- Si queremos conocer la HR para la condición TBS = 29.4°C y TBH = 17.8°C

Por apreciación visual definimos HR = 35 %

En formas más aproximada podríamos calcular de la siguiente manera.

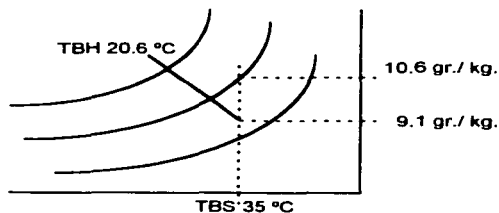


$$\begin{array}{l} 60 \% \text{-----} 15.4 \\ x \text{-----} 8.0 \end{array}$$

$$X = \frac{60 \% \times 8.0}{15.4} = 31.17$$

$$HR = 31.17 \%$$

EJEMPLO 11 .- Definir por medio de cálculo la HR correspondiente a la condición : TBS = 35 °C y TBH = 20.6 °C.



$$\begin{array}{l} 30 \% \text{-----} 10.6 \text{ °C} \\ HR \text{-----} 9.1 \text{ °C} \end{array}$$

$$HR = \frac{30 \times 9.1}{10.6} = 25.75 \%$$

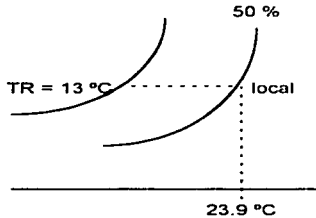
$$HR = 25.75$$

Al haber definido que el aire a cualquier condición tiene una determinada TR, podemos utilizar este concepto para saber cuando se nos presentará la condensación sobre alguna superficie.

Lo anterior nos permitirá definir cuando una superficie requerirá aislarse (ductos de aire frío, tubería de agua fría, tubería de refrigerante, etc.)

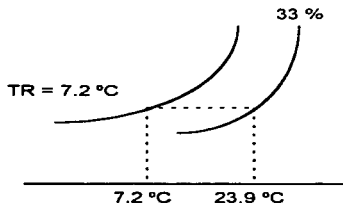
Para que se nos presente la condensación del vapor de agua que el aire en cualquier condición contiene en suspensión, se deberá de poner en contacto dicho aire con una superficie cuya temperatura sea inferior a la temperatura de rocío del aire.

EJEMPLO 12 .- Definir si se presenta o no condensación sobre una superficie cuya temperatura es de $16.7\text{ }^{\circ}\text{C}$, si dicha superficie se encuentra en el interior de un local acondicionado cuyas condiciones son $\text{TBS} = 23.9\text{ }^{\circ}\text{C}$, si dicha superficie se encuentra en el interior de un local acondicionado cuyas condiciones son $\text{TBS} = 23.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $\text{HR} = 50\%$



Como $\text{TR} = 13.0 < 16.7\text{ }^{\circ}\text{C}$
por lo tanto no habrá condensación
cualquier temperatura de la superficie
menor a $13.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ provocará condensación
sobre la misma.

EJEMPLO 13 .- Si tenemos un local acondicionado en invierno (calefacción) y deseamos mantener $\text{TBS} = 23.9\text{ }^{\circ}\text{C}$, en el interior cual deberá ser el valor de la HR para evitar que se nos presente la condensación sobre los cristales de las ventanas, cuando en el exterior se tenga una temperatura de $7.2\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Para evitar que haya condensación sobre el cristal la temperatura de rocío deberá ser igual o menor que la temperatura del cristal, esto sucede a una $\text{HR} = 33\%$. cualquier HR mayor a 33% arrojaría una TR mayor que la del cristal ($\text{TR} > 7.2\text{ }^{\circ}\text{C}$) y por lo tanto tendríamos condensaciones en la parte interior del cristal.

Todos los ejemplos resueltos hasta aquí, han utilizado valores tomados de cartas psicrométricas al nivel del mar.

Para localidades con altitud superior a la del nivel del mar se deberá utilizar la carta psicrométrica que más se aproxime a la altitud de la localidad.

Las cartas psicrométricas disponibles son : 0.0 m, 768 m (2 500 pies), 1 524 m (5 000 pies), 2 286 m (7 500 pies), 3 048 m (10 000 pies).

Como la mayoría de los fabricantes de equipo para aire acondicionado ofrece catálogos exclusivos para condiciones de nivel de mar, será necesario convertir las condiciones de altitud a condiciones standard a nivel del mar, utilizando al siguiente procedimiento.

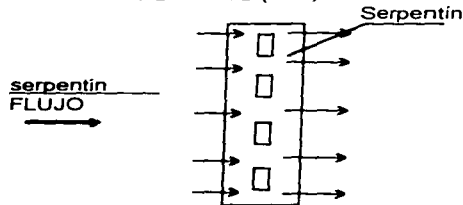
1.- En la carta de altitud
 Entrada.- TBS alt., TBH alt. ----- HR alt.
 Salida.- TBS alt., TBH alt. ----- HR alt.

2.- En carta de nivel del mar (n.m.)
 Entrada.- TBS alt., HR alt. ----- TBH (n.m.), aprox. + 0.3 a 0.83 °C
 Salida.- TBS alt., HR alt. -----TBH (n.m.), aprox. + 0.6 a 0.44 °C

Nota - La TBS y la HR permanecen constantes

CONCEPTOS IMPORTANTES (Teoría Carrier)

1.- Factor de BY PASS (B.F.)



$$BF = \frac{\text{aire que no toca el}}{\text{aire total}}$$

$$BF = \frac{TBS \text{ sal.} - TADP}{TBS \text{ ext.} - TADP}$$

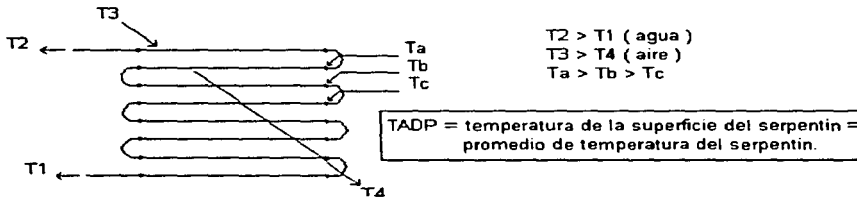
A mayor velocidad, mayor B.F.

velocidad m ³ /s	B.F. aproximado
1.5 (300 ppm)	0.11
2.0 (400 ppm)	0.14
2.5 (500 ppm)	0.18
3.0 (600 ppm)	0.20

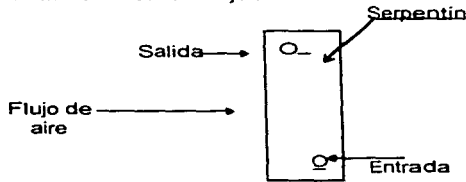
A mayor número de hileras y aletas, menor B.F.

No. de hileras	B.F. aproximado
2	0.31
3	0.18
4	0.10
5	0.06
6	0.03

2.- Temperaturas de aparatos Dew Point o temperaturas de rocío del aparato (TADP).



Por lo anterior se recomienda que los equipos de aire acondicionado tengan una transmisión a contra flujo :



4.4.- ESCALA DE FACTOR SENSIBLE (F.C.S.)

La escala del factor de calor sensible que aparece en la carta psicrométrica nos permite representar la relación de calor que tenemos en el local que hemos calculado, definiendo el F.C.S. , con la siguiente formula :

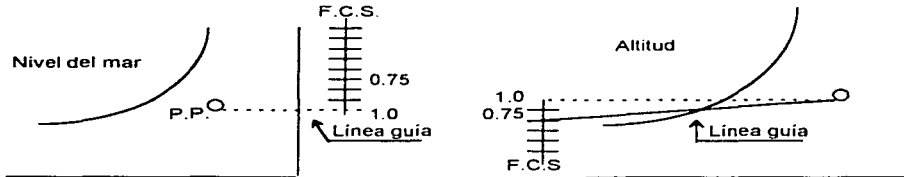
$$F.C.S. = \frac{\text{calor sensible}}{\text{calor total}} = \frac{\text{calor sensible}}{\text{calor sensible} + \text{calor latente}}$$

Cuando el calor sensible es igual al calor total (no hay calor latente), F.C.S. = 1.0

Se ha visto en ejemplos anteriores que el calor sensible esta definido por un movimiento horizontal en la carta psicrométrica, por lo tanto la escala de calor sensible debe coincidir sobre una línea horizontal el FCS = 1, con el punto pivote (P.P.) a partir del cual se trazo la escala.

El punto pivote (P.P.) en las cartas psicrométricas de nivel del mar, normalmente está ubicado en la condición TBS = 26.7 °C y HR = 50 %.

EL P.P. no tiene que encontrarse forzosamente sobre las condiciones marcadas, ni tampoco la escala de factor sensible en el margen superior derecho, solamente deberá cumplirse que el trazo de la línea que nos representa la relación de calor, tenga una pendiente que vaya de la parte superior derecha a la parte inferior izquierda..

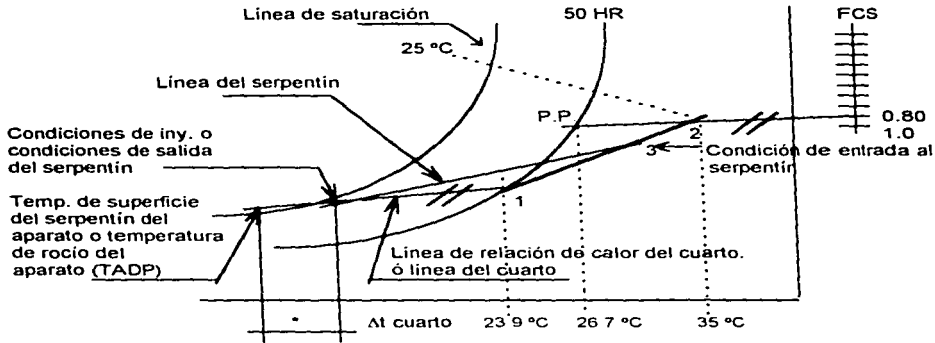


Para cualquier cálculo térmico podremos definir el F.C.S. ya que tendremos definido la porción QS y la porción de QL, y como consecuencia el calor total QT.

La representación del F.C.S. del cálculo térmico sobre la carta psicrométrica nos permitirá transportar dicha relación de calor, a partir de las condiciones que deseamos mantener (trazando una línea paralela a la línea guía), para que al proyectar ésta relación de calor hasta cruzar la línea de saturación definamos la temperatura que debe tener la superficie del serpentín que se utilizará para el enfriamiento del aire.

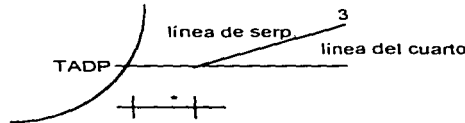
EJEMPLO 14 .- Calor sensible del cuarto (C.S.C.) = 23 444 w/ hr
Calor total del cuarto (C.T.C.) = 29 307 w/ hr

$$FCS = \frac{CSC}{CTC} = \frac{23\,444}{29\,307} = 0.80$$



- 1) Cond. del interior
- 2) Cond. del exterior
- 3) Cond. de mezcla

* El factor del BY PASS (BF), es el que definirá que tan cerca de la TADP se podrá trazar la línea del serpentín. Es decir, si el BF = 0 (100 % de eficiencia) el aire que entraría al serpentín se enfriaría hasta TADP, pero esto es prácticamente imposible.



Por lo tanto tenemos :

$$\Delta t = (1 - BF) (\text{temp. cto.} - TADP)$$

$$m^3/s = \frac{QS}{1.2 \times b \times \Delta t}$$

Fórmulas empíricas muy aproximadas :

$$TBS (\text{sal}) = TADP + 1.1 \text{ a } 1.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T. \text{ refrigerante} = TADP - 3.9 \text{ a } 5.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Si disminuimos la TADP tenemos :

Ventajas :

- Disminuimos el volumen de aire (m³/ s).
- Conductos mas pequeños.
- Ventiladores y motores mas pequeños.

Desventajas :

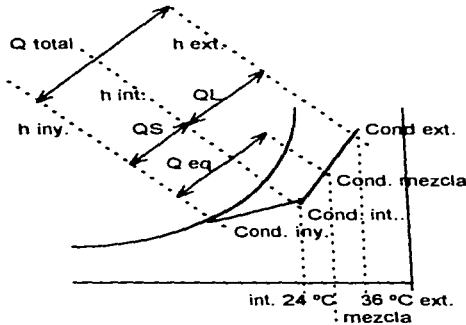
- Disminución de la HR.
- Serpentin de enfriamiento mas pequeño.
- Posibilidad de corrientes de aire por inyectar aire más frío.
- Mejor aislamiento de conductos porque provocamos condensación.

EJEMPLO 15 .- Obtener condiciones de inyección, masa " volumen", mezcla, entalpia exterior, capacidad del equipo, en una localidad a 2200 m (snm), para esto usaremos la carta a 7 500 pies.

QS = 174 450 w/ hr
 QL = 17 445 w/ hr
 TBS = 24 °C int.
 HR = 50 % int.

TBS = 34 °C ext.
 TBH = 26 °C ext.
 P.B. = 780 mb
 140 personas

4.5.- CICLO COMPLETO DEL AIRE



$$FCS = \frac{QS}{174\,450 + 17\,445}$$

$$FCS = \frac{174\,450}{191\,895} = 0.91$$

$$p1 = \rho \times \frac{p1}{p0} \times \frac{T0}{T1}$$

$$p1 = 1.2 \times \frac{780}{1\,013.25} \times \frac{20}{24} = 0.77$$

Donde :

ρ_1 = Densidad del aire en la localidad
 p_1 = Presión barométrica en la localidad
 p_0 = Presión barométrica a nivel de mar.
 p = peso de 1 m³ de aire seco a nivel del mar a 20 °C.
 T_0 = Temperatura de 1 m³ aire seco a nivel del mar.
 T_1 = Temperatura interior.

$$QS = m \times cp \times (T \text{ int.} - T \text{ ext.})$$

Donde :

QS = Calor sensible del cuarto.
 m = Masa de aire.
 cp = Calor específico del aire.
 $T \text{ int.}$ = Temperatura interior.
 $T \text{ iny.}$ = Temperatura de inyección

Despejando :

$$m = \frac{174\,450 \text{ w}}{0.28 (24 - 24)} = 62\,303.6 \text{ kg./ hr}$$

$$QS = m (h \text{ int.} - h \text{ iny.})$$

Donde :

$h \text{ int.}$ = entalpia del aire del interior
 $h \text{ iny.}$ = entalpia del aire de inyección.

$$m = \frac{174\,450 \text{ w}}{\frac{47.5 - 37.4}{3.6}} = 62\,180.2 \text{ kg./ hr}$$

$$QT = m (h \text{ int.} - h \text{ iny.})$$

$$m = \frac{191\,895}{\frac{48.5 - 37.4}{3.6}} = 62\,236.2 \text{ kg./ hr}$$

Peso del aire exterior en la localidad = 0.927 kg./ m³ :

$$\frac{62\,236.2 \text{ kg./ hr}}{0.927 \text{ kg./ m}} = 67\,137.2 \text{ m}^3/\text{hr}.$$

Si fuéramos a ventilar un local para 140 personas y cada una respira 42.5 m³/ hr

$$140 \times 42.5 = 5\,950 \text{ m}^3/\text{hr} \times 0.927 \text{ kg./ m}^3 = 5\,515.7 \text{ kg./ hr}$$

PARA CONOCER LAS CONDICIONES DE LA MEZCLA :

$$(m_1 \times h_1) + (m_2 \times h_2) = m_3 \times h_3$$

$$h_3 = 62\,236.2 \text{ kg./hr} - 5\,515.7 \text{ kg./hr} = 56\,720.5 \text{ kg./hr}$$

$$\frac{(56\,720.5 \times 73.06) + (5\,515.7 \times 116.99)}{62\,236.2} = 76.95 \text{ kJ/kg. (33.08 BTU/Lb)}$$

CAPACIDAD DEL EQUIPO :

$$\text{Capacidad del equipo en watts} = m \left(\frac{h_{\text{mezcla kJ/kg}} - h_{\text{iny. kJ/kg}}}{3.6 \text{ ks}} \right)$$

$$Q_{\text{eq}} = 62\,236.2 \left(\frac{76.950 - 61.64}{3.6} \right) = 264\,676.7 \text{ w/hr}$$

Capítulo 5

PASOS PARA UN BALANCE TÉRMICO

5.- PASOS PARA UN BALANCE TÉRMICO

Para conocer la capacidad de equipos de refrigeración de aire y dimensionamiento de los ductos que transportarán el aire acondicionado, deberemos conocer la cantidad de calor que habrá que retirar de ese espacio y expulsarlo, este lugar al cual se expulsa comúnmente es fuera del inmueble (a la atmósfera). para conocer esta cantidad de calor que se genera en nuestro espacio que vamos a acondicionar, realizaremos un cálculo térmico al que se conoce con el nombre de balance térmico, el cual considera las ganancias interiores ó sea la cantidad de calor latente y sensible que se producen en el interior de los espacios acondicionados, y para realizarlo se seguirán cinco pasos que son:

1º .- Calor que producen las personas en las diferentes actividades.

2º .- Calor que produce la iluminación, equipos y motores.

3º . - Calor que se produce por la transmisión en muros, techos, puertas, etc.

4º . - Calor que produce la radiación solar.

5º . - Calor que produce la ventilación.

5.1 .- CALOR QUE PRODUCEN LAS PERSONAS EN SUS DIFERENTES ACTIVIDADES

En el cuerpo humano se producen las transformaciones exotérmicas cuya intensidad es variable según el individuo y la actividad desarrollada, la temperatura del cuerpo más favorable a estas transformaciones es de 37 °C con una tolerancia muy pequeña.

El calor llega a la epidermis a través de la circulación sanguínea, se disipa al medio ambiente por radiación, y por convección en el aire que se exhala por las vías respiratorias.

El calor que producen las personas esta formado por dos componentes que son : calor sensible + calor latente = calor total.

Calor sensible (CS) : Es la cantidad de calor absorbido y cedido por una substancia y a la cual acompaña un cambio de temperatura de la misma, sin cambio de su estado físico.

Calor latente (CL) : Es la cantidad de calor cedido y absorbido por una substancia y al cual acompaña algún cambio en el estado físico de la misma, sin haber cambio en la temperatura.

La siguiente tabla No. 2 se ha determinado basándose en la cantidad media de calor de un hombre adulto de 68 kg. de peso, diferentes grados de actividad, para una permanencia mayor de tres horas, también se ha tomado en cuenta el hecho de que las cantidades de calor desarrolladas por una mujer y un niño son el 85 % y 75 % respectivamente de las desarrolladas por un hombre.

Como se ve en la siguiente tabla existen diferentes niveles de disipación de calor, los cuales están relacionados con la temperatura a la cual se están desarrollando ciertas actividades, esto es porque no siempre la temperatura interior, a la cual se va a realizar un proyecto sea de 24 o 26 °C, si no que puede variar y, en los casos en los que la temperatura interior este comprendida entre alguna de las temperaturas indicadas en la tabla No.2, se podrá interpolar, pero en los casos en que la temperatura este por encima o por debajo de los límites marcados, no se podrá extrapolar y se deberá tomar el valor más próximo.

En el caso del restaurante incluye 15 w por persona, que está formado por el calor emitido por los platos, 7.5 w de calor sensible y 7.5 w de calor latente.

Se hace notar que a menor temperatura menor es el calor latente y mayor el calor sensible y a mayor temperatura menor es el calor sensible y mayor el calor latente.

La forma común de poder medir el confort, es bulbo seco y humedad relativa, con los cuales se puede obtener el valor del bulbo húmedo, cuando el bulbo húmedo es muy bajo la humedad relativa en el medio ambiente es muy baja o es un lugar seco, por el lado contrario cuando el valor del bulbo húmedo es el mismo que el del bulbo seco la humedad relativa es del 100 % y es cuando el aire ya no puede contener mas humedad en estado de vapor, aquí es cuando tenemos en las mañanas el rocío.

TABLA 1.- GANANCIAS DEBIDAS A LOS OCUPANTES*

Grado de Actividad	Tipo de aplicación	Meta - bolismo hombre adulto watts	Meta - bolismo medio watts	Temperatura seca del local °C														
				21 °C			24 °C			26 °C			27 °C			28 °C		
				W A T T S														
				CS	CL	CS	CL	CS	CL	CS	CL	CS	CL	CS	CL			
Sentado en reposo	Teatro, escuela primaria	114	103	76	27	67	36	62	41	57	45	51	51					
Sentado, trabajo ligero	Escuela secundaria	132	117	81	37	70	47	63	54	55	60	53	64					
Empleado oficina	Oficina, hotel, apartamento escuela superior	139	132	84	48	72	60	63	69	58	73	53	79					
De pie, marcha	Almacenes, tienda	161	132	84	48	72	60	63	69	58	73	53	79					
Sentado, de pie	Farmacia	161	147	85	62	75	72	64	82	50	88	53	94					
De pie, marcha lenta	Banco	161	147	85	62	75	72	64	82	50	88	53	94					
Sentado	Restaurante	147	161	94	67	82	79	70	91	64	98	56	106					
Trabajo ligero en el banco de taller	Fabrica, trabajo ligero	234	220	107	113	86	133	72	148	64	160	56	164					
Baile o danza	Sala de baile	264	249	117	132	96	154	81	169	72	177	64	185					
Marcha, 5 km /hr	Fabrica trabajo fuerte	293	293	135	158	111	182	97	196	88	205	79	214					
Trabajo fisico fuerte	Boliche, trabajo muy fuerte	440	425	177	248	154	271	142	283	136	288	132	293					

Para conocer la temperatura interior de un local se deberá usar la siguiente tabla No. 3 (cálculo de la temperatura interior en función de la temperatura de cálculo de bulbo seco exterior), ya que no siempre podemos tener una temperatura ideal puesto que tenemos diferentes climas en toda la República Mexicana y la temperatura interior estará en función de la temperatura de cálculo del bulbo seco exterior, para conocer estos datos se usan las tablas de AMICA hoy AMERIC (Asociación de Empresas del Ramo de Instalaciones para la Construcción A.C.), que contiene los datos Geográficos y de Clima de la República Mexicana

Para conocer la temperatura de cálculo al exterior para refrigeración, se deberán tener registros de las temperaturas máximas extremas del lugar promediadas de cuando menos durante los últimos 10 años, y se usara la siguiente ecuación, según norma AMERIC.

$$\begin{aligned} \text{Limite superior} & \quad t_c = 2.5 + 0.9 t \text{ máx.} \\ \text{RECOMENDABLE} & \quad t_c = 4.5 + 0.8 t \text{ máx.} \\ \text{Limite inferior} & \quad t_c = 6.5 + 0.7 t \text{ máx.} \end{aligned}$$

Para temperaturas de cálculo al exterior para calefacción, en función de la temperatura mínima extrema del lugar promediada durante los últimos 10 años, se usara la siguiente ecuación, según norma AMERIC.

$$\begin{aligned} \text{Limite superior} & \quad t_c = 6.5 + 0.8 t \text{ mín.} \\ \text{RECOMENDABLE} & \quad t_c = 4.5 + 0.9 t \text{ mín.} \\ \text{Limite inferior} & \quad t_c = 2.5 + t \text{ mín.} \end{aligned}$$

* ver Bibliografía punto 1, Tabla 48

TABLA No. 2 CALCULO DE LA TEMPERATURA INTERIOR EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DE CALCULO DE BULBO SECO EXTERIOR

VERANO FRANCO

PERMANENCIA CORTA MENOS DE 1 HORA

TEMPERATURA INTERIOR = $14 + 0.4$ DE TEMPERATURA EXTERIOR °C

PERMANENCIA MEDIA DE 1 A 3 HORAS

TEMPERATURA INTERIOR = $16 + 0.3$ DE TEMPERATURA EXTERIOR °C

PERMANENCIA LARGA MAYOR DE 3 HORAS

TEMPERATURA INTERIOR = $18 + 0.2$ DE TEMPERATURA EXTERIOR °C

SIN VERANO FRANCO

TEMPERATURA INTERIOR = $20 + 0.1$ DE TEMPERATURA EXTERIOR °C

Ejemplo :

Temperatura Exterior = 37°C

Temperatura interior = 28.8 °C Permanencia corta

Temperatura interior = 27.1 °C Permanencia media

Temperatura interior = 25.4 °C Permanencia larga

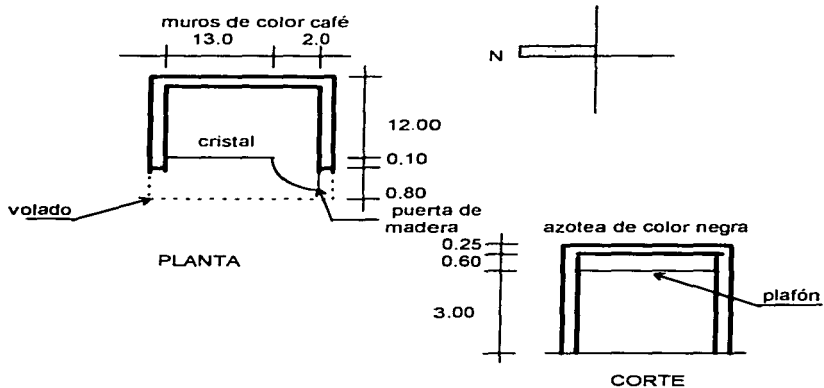
Temperatura interior = 23.7 °C Sin verano franco

Ejemplo de aplicación : Se hará un estudio, para conocer todas las ganancias de calor que afectan a este local, y con esta información podremos determinar de que capacidad será el equipo de refrigeración para el aire acondicionado.

Figura 1

Sucursal bancaria	: México D.F.
Permanencia media del usuario	: de 1 a 3 Horas
Temperatura exterior Bulbo seco	: 32 °C
Temperatura exterior Bulbo húmedo	: 17C
Humedad relativa	: 50 %
Temperatura interior = 16 + 0.3 (Temp. ext.)	: 25.6 °C
Latitud Norte	: 20°
Día y hora seleccionado	: 20 de Abril, 14:00 Hrs.
Viento exterior	: 18 Km./hr

Figura 1 : SUCURSAL BANCARIA



Actividad	Aplicación	Temp. seca del local		Numero de personas	CS watts	CL watts
		26°C				
		Sensible	Latente			
Empleado de oficina	Oficina	63	69	15	945	1035
Sentado, de pie	Banco	64	82	80	5 120	6 560
Calor total por las personas					6 065	7 595

5.2 .- CALOR QUE PRODUCE LA ILUMINACIÓN, EQUIPOS Y MOTORES

ILUMINACIÓN :

El alumbrado constituye una fuente de calor sensible, este calor se emite por radiación, convección y conducción, un porcentaje del calor emitido por radiación es absorbido por los materiales que rodean el local.

Actualmente se utilizan las llamadas luz incandescente (focos), luz fluorescente o luz de día, luz mercurial, luz de aditivos metálicos, etc. Todas las anteriores con excepción de las incandescentes consumirán un 25% de más por el uso de reactores ó balastras, de lo que consuman las lamparas.

Las lamparas incandescentes y de bajo voltaje transforman, en luz un 10 % aproximadamente de la energía absorbida, otro 10 % se disipa como calor por convección y conducción y el 80 % restante se disipa como calor por radiación.

Los tubos fluorescentes transforman el 25 % de la energía absorbida en luz, mientras que otro 25 % se disipa por radiación y el 50 % restante por conducción y convección, además hay que adicionarle a esto un 25 % más de calor, el cual es producido por la balastra.

Para conocer la cantidad de watts térmicos que existe en un lugar, solamente deberemos contar el numero de lamparas y multiplicarlas por la cantidad de watts de consumo. Cuando no se conozca el numero y tipo de lamparas se podrá dar un aproximado con los siguientes métodos:

1º.- Asignando un valor en watts/m² de piso. se recomienda para esto tomar los valores que marca el reglamento de construcción, en la sección de valores estimados de carga eléctrica y alumbrado por m², e incrementarle un porcentaje ya que el valor que se marca es el mínimo.

2º Realizar un cálculo de iluminación del lugar a climatizar con las siguientes fórmulas:

$$\frac{NI \times A}{CU \times FM} = \text{Lúmenes necesarios} \quad \frac{\text{Lm}}{\text{Lm por luminaria}} = \text{No. de luminarias}$$

Donde : NI = nivel de iluminación

CU = Coeficiente de utilización

Lm = Lúmenes

FM = Factor de mantenimiento

A = Área en m²

Ejemplo : Sucursal bancaria con una superficie de 15.0 x 12.0 m = 180 m²
 Nivel de iluminación de 500 Luxes, Coeficiente de utilización x Factor de mantenimiento = 0.375, factor usado comúnmente.

$$N.I. = \frac{500 \text{ L} \times 180 \text{ m}^2}{0.375} = \frac{240\,000 \text{ Lm}}{5\,000 \text{ Lm / lum.}} = 48 \text{ luminarias}$$

∴ 48 luminarias x 2 tubos de luz de día (tipo fluorescente) de 40 w c/u + 25 % de balastras = 4 800 w

**TABLA No. 3.- NIVELES DE ILUMINACIÓN EN INTERIORES
APLICACIÓN**

LUXES

- 1 Sala de espectáculos durante la función.
- 5 sala de iluminación de emergencia en centros de reuniones y salas de espera.
- 10 Alumbrado de emergencia en actuaciones de centros de reuniones y salas de espera y espectáculos.
- 15 Acceso a gasolineras
- 30 Cabarets y áreas de servicio a gasolineras.
- 50 Salas de espera en intermedios, espacios de estacionamiento en público salas de descanso en centros de reunión ó de espectáculos.
- 60 Salas de encamados en hospitales.
- 100 Circulaciones, sanitarios, elevadores, restaurantes, nave principal en templos, circulación de autos en estacionamientos.
- 200 Sala de espera en hospitales, comedores en fabrica, vestibulos de salas de espera, cocinas institucionales, área de bombas en gasolineras.
- 300 Comercios y vestibulos en edificios de oficinas ó comercios ó entradas a estacionamientos.
- 400 Oficinas, salones de clases y consultorios.
- 600 Salones de dibujo, retablos y cantores de iglesias.
- 900 Salones de costura.

**TABLA 4.- CRITERIOS GENERALES CON UNA VARIACIÓN DE 30 A 40 % EN MAS DE
ACUERDO A LA ACTIVIDAD**

- 50 Trabajos manuales burdos, almacén, casas particulares, andenes de carga.
- 100 Industrias pesadas, archivos muertos, sanitarios y cubo de escaleras.
- 200 Escritura, lectura eventual, inspección y montaje burdo de fábricas.
- 500 Dibujo, contabilidad, áreas de ventas en tiendas, inspección y montaje fino en fabricas.
- 1 000 Escaparates y mercancías que deban resaltar, trabajos finos, industriales, pintura y acabados a mano.
- 2 000 Joyería e instrumentos de precisión, costura o bordado de telas oscuras, mercancías especiales en escaparates.
- 5 000 Identificación de valores en la industria, exhibiciones, especiales en escaparates.
- 10 000 Salas de operaciones y escaparates durante el día.

TABLA 5.- ILUMINACIÓN PRODUCIDA POR DIVERSOS TIPOS DE LAMPARAS**LAMPARAS FLUORESCENTES MAS USUALES 9 000 HORAS DE VIDA**

WATTS	LONGITUD METROS	LUMENS
20	0.61	1 150
40	1.22	2 500
55	1.81	4 200
74	2.44	5 000
20	21 Ø	800
30	31 Ø	1 500
40	41 Ø	2 100

58 Lumens/ watt

**INCANDESCENTES
ESTACIONAMIENTOS**
1 000 Hrs de vida

WATTS	LUMENS
60	800
75	1 100
100	1 500
150	2 500
200	3 300
300	5 000
500	9 000
750	13 700
1 000	18 000
1 500	26 500

16.5 Lumens / Watt

**ALUMBRADO PUBLICO,
DESCUBIERTOS, VAPOR DE MERCURIO**
16 000 Hrs de vida

WATTS	LUMENS
100	3 000 3 700
175	6 400 8 500
250	10 000 11 500
400	15 000 21 000
1 000	45 000 56 000

37.8 Lumens/ Watt - 48 Lumens/ Watt

ADITIVOS METÁLICOS
9 000 Horas de vida 16 000 Hrs.
74 Lumens/ watt 72.125

WATTS	LUMENS
175	14 000
250	16 500
400	21 000
1 000	90 000

REFLEJO DE LA LUZ OCASIONADO POR LOS COLORES EN PAREDES Y TECHOS

COLOR	REFLEJO %
BLANCO	83
GRIS	19 - 70
VERDE	20 - 55
AZUL	35 - 55
ROJO	15 - 40

EQUIPOS Y MOTORES :

Los equipos y motores que operan dentro de una zona que se requiere climatizar, como regularmente trabajan con energía eléctrica, solo parte de esta se convierte en energía calorífica. Los fabricantes de equipos no informan que cantidad del consumo de energía que usan sus aparatos, la transforman en calor, pero si informan cuales son sus características de operación eléctrica, con los cuales tendremos una idea de que cantidad de calor disipa cada uno, si suponemos que la quinta parte (este valor podrá variar de 1/5 a 1, y dependera del equipo en cuestión así como de su uso).

Para conocer el calor aproximado que produce un motor lo sabremos conociendo sus " datos de placa " y con las siguientes consideraciones y ecuaciones :

- 1 HP (caballo de fuerza = 746 w)
- Watts = Volts x Ampere (Operación monofásica)
- Watts = Volts x Ampere x 1.41 (Operación bifásica)
- Watts = Volts x Ampere x 1.73 (Operación trifásica)

Nota : Habrá que tomar en cuenta el valor de eficiencia y el factor de operación, los cuales afectarán el consumo eléctrico de los equipos.

Ejemplo de equipo : Sucursal bancaria : 9 computadoras completas.

9 monitores + 9 CPU = 1.0 Amp. (por monitor) x 9 + 2.0 Amp. (por CPU) x 9 =

$$\frac{27.0 \text{ A}}{5} = 5.4 \text{ A} \times 127 \text{ Volts} = 305 \text{ w térmicos.}$$

TABLA No. 6.- GANANCIA DEBIDA A LOS MOTORES ELÉCTRICOS***
 Valores que ceden al medio ambiente en forma de calor los motores en funcionamiento continuo*

POTENCIA NOMINAL HP	EFICIENCIA A PLENA CARGA %	POSICIÓN DEL APARATO CON RESPECTO AL LOCAL ACONDICIONADO Ó A LA CORRIENTE DE AIRE**		
		Motor en el interior Manejadora de aire en el interior HP X 746 % Ef	Motor en el exterior Manejadora de aire en el exterior HP X 746	Motor en el interior Manejadora de aire en el exterior HP x 746 (1-% Ef) % Ef
		Consumo eléctrico de los motores		
1/20	40	94	38	56
1/12	49	126	62	64
1/8	55	170	94	76
1/6	60	208	126	82
1/4	64	293	138	106
1/3	66	378	249	129
0.5	70	533	375	158
0.75	72	785	566	220
1	79	944	744	258
1.5	80	1 398	1 120	278
2	80	1 870	1 495	375
3	81	2 770	2 242	528
5	82	4 572	3 751	821
7.5	85	6 594	5 598	996
10	85	8 792	7 473	1 319
15	86	13 042	11 195	1 846
20	87	17 145	14 947	2 198
25	88	21 218	18 639	2 579
30	89	25 145	22 391	2 755
40	89	33 703	29 893	3 810
50	89	41 909	37 220	4 689
60	89	50 408	44 840	5 568
75	90	62 131	55 977	6 154
100	90	83 232	74 733	8 499
125	90	103 747	93 197	10 551
150	91	123 090	111 953	11 137
200	91	164 120	149 466	14 654
250	91	205 150	186 393	18 757

Ef = Eficiencia.

* Para funcionamiento no continuo, aplicar un coeficiente de simultaneidad, determinando a ser posible a manera de pruebas.

** Para un ventilador ó una bomba que impulse al fluido hacia el exterior, utilizar los valores de la ultima columna.

*** ver Bibliografía punto 1,Tabla .- 53

5.2.4.- GANANCIAS DEBIDAS POR LA COMBUSTIÓN DEL GAS

También deberemos conocer el calor que disipa el equipo que consuma Gas L.P. ó Gas Natural. El poder calorífico de combustibles en estado gaseoso (a condiciones de una atmósfera de presión ó sea a nivel del mar y una temperatura de 20 °C)...(3)

Gas Natural	9 839 w/ m ³
Propano	25 870 w/ m ³

Poder calorífico de los combustibles en estado liquido.

Propano	13 956 w/ kg.
Butano	13 723 w/ kg.
Gasolina	12 677 w/ kg.
Petróleo diáfano	12 386 w/ kg.
Diesel	11 979 w/ kg.
Gas L.P.	13 911 w/ kg.

1 kg. de Propano produce 0.583 m³ de vapor de gas.
1 L de Propano produce 0.267 m³ de vapor de gas.

1 kg. de Butano produce 0.389 m³ de vapor de gas.
1 L de Butano produce 0.237 m³ de vapor de gas.

1 litro de gas LP que es la mezcla de gas propano y butano producen 245 litros de vapor de gas, con una relación de mezcla de 30/ 70, respectivamente.

Para que exista combustión en una mezcla de gas LP, su limite inferior es de 2% de gas LP y su limite superior es de 9%.

$\frac{267}{0.02} = 13\ 350$ L, volumen explosivo inferior ; $\frac{267}{0.09} = 2\ 967$ L, volumen explosivo superior

Por ejemplo.- Si una cocina de 8 m³ de volumen < 13 350 L, por lo tanto si es posible que explote, ya que existe una mezcla de entre el 2 al 9 %.

El gas natural su limite inferior es de 3% y su limite máximo es de 15 %.
El acetileno su limite inferior es de 2.5 % y su limite superior es de 81 %

El gas natural su gravedad especifica es de 0.6, con respecto a la del aire que es 1.0 y su entalpia de vaporización del gas LP es de 107.11 W

Por lo que, la del gas propano es 1.53 su gravedad especifica, la del gas butano e isobutano son de 2.0 las gravedades especifica, con respecto a la del aire.

peso especifico

Propano	0.505 kg./ L
Butano	0.585 kg./ L
Isobutano	0.565 kg./ L

5.3 .- CALOR QUE SE PRODUCE POR LA TRANSMISIÓN DE LOS ENTREPIOS, MUROS, TECHOS, PUERTAS, VENTANAS, ETC.

La ganancia de calor por conducción a través de la envolvente del edificio bajo estudio (paredes, techos, pisos y ventanas), se calcula con la ecuación que resulta de la solución de la ecuación de conducción sin almacenamiento ($d^2 T / dx = 0$), para el caso de flujo a través de paredes, el techo y piso, que pueden ser consideradas como placas planas, la solución es :

$$Ct = U \times A \times \Delta t$$

Ct = Calor transmitido, flujo térmico en watts.

U = Coeficiente de transmisión del material en $w / m^2 \text{ } ^\circ C$

A = Área de la superficie de transmisión (conductancia) del material en m^2

Δt = Diferencial de temperatura entre la temperatura exterior, temperatura exterior (T ext.), y la temperatura interior (T int.) en $^\circ C$.

Aquí se explicará como se comportan térmicamente los materiales de un muro, azotea, etc. ; Se observa que aíslan de diferente forma, ó sea que retardan el paso del calor ó del frío. Además vemos la acción del viento en el exterior y el interior, el cual al chocar con las superficies se dispersan en todas las direcciones en forma laminar y generan fricción.

Esta forma de transmisión de calor ocurre por " transmisión y convección" de todo lo que se encuentre alrededor del espacio a acondicionar.

COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR "U" :

El coeficiente total de transferencia de calor " U " se define como la intensidad total de transferencia de calor a través de un material.

El factor "U" como se le denomina comúnmente, es el coeficiente de transferencia de calor resultante después de tener en cuenta la conductividad térmica y la conductancia de la capa superficial, sus unidades son : (SI) watts/ hr x m^2 de área x diferencia de temperatura en $^\circ C$ ó (sist. métrico) Kcal / hr. x m^2 de área x diferencia de temperatura en $^\circ C$ ó (sist. inglés) BTU/ hr x pie^2 de área x diferencia de temperatura en $^\circ F$.

Normalmente se aplica a estructuras compuestas, tales como paredes, techos y tejados.

Para calcular el factor "U", se encuentra primero la resistencia total y después su recíproco.

Para conocer "U" debemos de saber con que materiales se va a construir, su espesor, la conductancia de los mismos, la velocidad del viento exterior y el movimiento del aire interior. para esto se anexa la tabla No. 8 de los materiales de los cuales se conocerán sus coeficientes de transmisión "U", conductividad "K" y convección "f"; por lo tanto para calcular "U" usaremos la siguiente ecuación.

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{f_i} + \frac{1}{f_e} + \frac{1}{a} + \frac{E_1}{K_1} + \frac{E_2}{K_2} + \frac{E_3}{K_3} + \dots} = W / m^2$$

Donde :

- R = Resistencia del elemento.
 fi = Coeficiente de convección al interior en watts/m² °C (película de aire interior)
 fe = Coeficiente de convección al exterior en watts/m² °C (película de aire exterior)
 a = Coeficiente de transmisión de calor del aire por convección, como uso de, cámara de aire en espacios verticales y horizontales.
 K 1...K 3 = Coeficientes de conductividades térmicas de los materiales en watts / °C m² y un m de espesor.
 E1 ... E3 = Espesores de los materiales en metros.

El calor total transferido por conducción varía directamente con el tiempo, area y diferencia de temperatura, e inversamente con el espesor del material.

La ganancia de calor a través de paredes, pisos y techos variará según las siguientes características :

- A) Tipo de construcción.
 B) Área expuesta a diferente temperatura.
 C) Tipo y espesor del aislante.
 D) Diferencia de temperatura entre el espacio acondicionado y la temperatura ambiente.

RESISTENCIA TÉRMICA "R" :

La resistencia térmica "R" se define como la resistencia de un material al flujo de calor, y es por definición, el recíproco del coeficiente de transferencia de calor $R = \frac{1}{C}$

Sus unidades son : Sistema internacional (S .i.) Diferencia de temperatura en °C x m² de área / watts / hr ó Sistema Métrico diferencia de temperatura en °C x m² de área / Kcal/ hr. ó Sistema Inglés diferencia de temperatura x pie² de área / BTU/ hr.

"R" es muy útil puesto que los valores de resistencia pueden sumarse en forma numérica.

$$R \text{ total} = R_1 + R_2 + R_3$$

donde :

R1, R2, R3 son resistencias individuales.

CONDUCTANCIA "C" :

La conductancia térmica "C" se define como la intensidad de transferencia de calor que se tiene a través de un material y sus unidades son : (SI) watt / hr x m² de área x diferencia de temperatura en °C ó (SM) Kcal / hr x m² de área x diferencia de temperatura en °C ó (S Inglés) BTU/ hr x pie² de área por diferencia de temperatura en °F. Este es un factor utilizado frecuentemente con materiales de construcción, espacios de aire, etc., y difiere únicamente de la conductividad térmica en el hecho de que es un factor para un espesor dado de un material, mientras que la conductividad térmica es un factor de transferencia de calor por m de espesor.

CONDUCTIVIDAD TÉRMICA "K" :

La conductividad térmica se define como la intensidad de transferencia de calor a través de un material, sus unidades son :

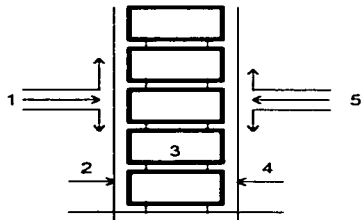
watt/ hr x m² de área x diferencia de temperatura en °C x 1 m de espesor.

Para reducir la transferencia de calor a través de un material, el factor de conductividad térmica "K", deberá ser tan pequeño como sea posible, y el material tan grueso como sea posible.

CONDUCTANCIA DE LA CAPA SUPERFICIAL DEL AIRE :

La transferencia de calor a través de cualquier material esta relacionada con la resistencia superficial del aire al flujo de calor, y está determinada según el tipo de superficie, (áspera o lisa), su posición, (horizontal o vertical), sus propiedades reflectoras y la intensidad de flujo de aire sobre la superficie. La conductancia de la capa superficial de aire se designa normalmente con "fi", para superficies interiores, y "fe" para superficies exteriores.

Ejemplo figura 2 : Muro exterior



Material	Espesor en cm	K
1 Película de aire exterior		29.1
2 Aplanado de mortero	2	0.87
3 Tabique rojo recocido	13	0.87
4 Aplanado de yeso	2	0.70
5 Película de aire interior		9.3

Aquí vemos como la transmisión y la convección actúan simultáneamente.

La convección actúa en el exterior (fe) y en el interior (fi), en estos dos ejemplos se ve como ejerce una acción ó fuerza sobre las superficies y esto se transforma en calor, claro en un rango muy bajo, sin embargo hay que hacer notar que mientras las corrientes de aire sean mayores, mayor será la cantidad de calor que se genere.

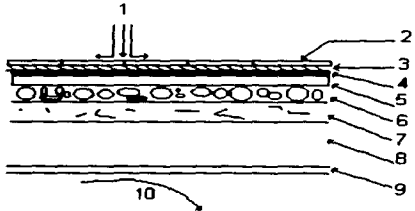
En el exterior estamos bajo la influencia de la naturaleza por la acción de los vientos variables, pero en el interior se puede llegar a controlar.

La transmisión de calor que se produce por los diferentes materiales, la podemos conocer por la siguiente ecuación:

(ver figura No.2)

$$U_m = \frac{1}{R_m} = \frac{1}{\frac{1}{29.1} + \frac{1}{9.3} + \frac{0.02}{0.87} + \frac{0.13}{0.87} + \frac{0.02}{0.70}} = 2.92 \text{ watts / m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ejemplo figura 3 : Losa azotea



Material	Espesor en cm	K
1.- Pelicula aire exterior		29.1
2.- Ladrillo	1.5	0.87
3.- Mortero	3.0	0.87
4.- Impermeabilizante	0.5	0.23
5.- Entortado	4	1.28
6.- Tezontle	12	0.19
7.- Concreto	10	1.74
8.- Aire (camara plena)		5.5
9.- Plafon de yeso	1.5	0.7
10.- Aire interior con flujo hacia abajo		7

Para conocer la "U" de la losa de azotea usaremos la fig. No. 3, en la cual el aire acondicionado se inyectará por la parte de superior del local (punto 10 de la fig. indicada)

$$U_{az} = \frac{1}{R_{az}} = \frac{1}{\frac{1}{29.1} + \frac{1}{7.0} + \frac{0.015}{0.87} + \frac{0.02}{0.87} + \frac{0.005}{0.23} + \frac{0.04}{1.28} + \frac{0.12}{0.19} + \frac{0.10}{1.74} + \frac{1}{5.5} + \frac{0.015}{0.7}} =$$

$$\frac{1}{1.163} = 0.86 \text{ watts / m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ejemplo : (ver figura No. 1)

Muro	149.4 m ²
Puerta de madera maciza	6.0 m ²
Ventana, de un solo cristal	39.0 m ²
Azotea	180.0 m ²
Piso	180.0 m ²

La cantidad de calor que se transmitió es :

$$Ct = U \times A \times (T \text{ ext. } - T \text{ int. }) = \text{watts}$$

Ct muro	= 2.92 w / m ² °C x 149.4 m ² x (32 - 25.6 °C) = 2 792 w
Ct puerta	= 2.91 w / m ² °C x 6.0 m ² x (32 - 25.6 °C) = 112 w
Ct ventana	= 6.4 w / m ² °C x 39.0 m ² x (32 - 25.6 °C) = 1 597 w
Ct azotea	= 0.86 w / m ² °C x 180.0 m ² x (32 - 25.6 °C) = 991 w
Ct piso	= 0.28 w / m ² °C x 180.0 m ² x (32 - 25.6 °C) = 323 w

Calor total por transmisión 5 815 w

Para los valores de "U" de ventana, puerta y piso ver la tabla No. 8, en estos casos no es necesario calcularlo ya que son muy comunes y ya fueron analizadas.

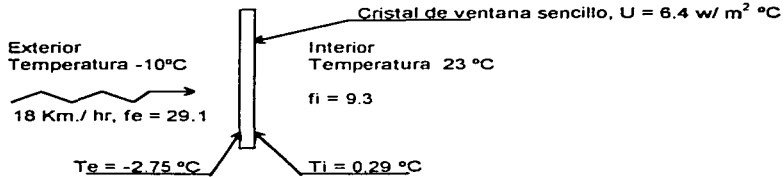
Cabe mencionar que un buen aislante térmico es aquel cuya densidad sea baja y que contenga muchas cámaras de aire (esponjoso).

Un excelente aislante térmico es la cámara de aire, pero para que esto ocurra deberá tener un espacio recomendable de 10 cm , entre capa y capa de material.

Es muy importante la adecuada selección de los materiales térmicos de construcción para cada obra, los cuales deberán reunir cualidades como : Ligeros, de fácil colocación, mínimo mantenimiento, duraderos, resistentes al paso del tiempo, libres de humedad; Todas estas cualidades se deberán tomar en cuenta a fin de seleccionar los materiales, adecuados al medio ambiente y además estéticos, con esto se podrá evitar equipos de aire acondicionado de gran tamaño obteniendo el confort deseado.

Cuando se realizan las consideraciones de ganancias de calor, debemos conocer las temperaturas de el exterior y si es posible las de los locales vecinos, para saber si el espacio a acondicionar tendrá ganancias o pérdidas de calor.

Para calcular las temperaturas en las superficies exterior e interior :



Superficie interior : $\text{CTV (calor transmitido por la ventana)} = U \times \Delta t (T_i - T_e)$;

$$\text{CTV} = 6.4 \text{ w/h m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C} \times (23 - (-10)) = 211.2 \text{ w/ m}^2$$

$$\frac{\text{CTV}}{f_e} = \frac{211.2}{9.3} = 22.71^{\circ}\text{C}$$

$$T_i = \text{Temp. interior} - 22.71^{\circ}\text{C} ; T_i = 23 - 22.71 = 0.29^{\circ}\text{C}$$

Superficie exterior : $\frac{\text{CTV}}{f_e} = \frac{211.2}{29.1} = 7.25^{\circ}\text{C}$

$$T_e = \text{Temp. exterior} + 7.25^{\circ}\text{C} ; T_e = -10 + 7.25^{\circ}\text{C} = -2.75^{\circ}\text{C}$$

5.3.1.-GANANCIAS DE CALOR POR ESPACIOS COLINDANTES NO ACONDICIONADOS :

$$\text{Calor de transmisión} = \text{Área} \times \Delta t \times U$$

Δt = Diferencia de temperatura de un local acondicionado y un local no acondicionado
 TBS Local no acondicionado - TBS local acondicionado.

Temperatura del interior de un local no acondicionado, se encuentra aproximadamente a 3°C mas fresca que la del exterior, siendo la temperatura exterior la que se marca en las cartas de AMICA (para verano).

Las cocinas así como los cuartos de maquinas van a estar aproximadamente de 8 a 11°C mas alto, que la temperatura de verano al exterior.

**TABLA No. 7.- EFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD*
TÉRMICA DE DIVERSOS MATERIALES**

	Kg. / m³	K Watts/m²°CM	U Watts/m²°C
MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN			
Muros de tabique rojo recocido al exterior	1500	0.87	
Muros de tabique rojo recocido al exterior con recubrimiento impermeable por fuera	1500	0.77	
Muros de tabique interiores	1500	0.70	
Muro de tabique comprimido vidriado para acabado aparente exterior	1800	1.28	
Muro de tabique ligero con huecos	800	0.58	
Muro de tabique ligero con recubrimiento impermeable por fuera	950	0.52	
Muro de tabique ligero al exterior	900	0.81	
Tejados de asbesto	1800	0.22	
Placas de asbesto cemento	1800	0.58	
Siporex al exterior con recubrimiento impermeable por fuera	660	0.21	
	510	0.16	
	410	0.14	
Siporex al interior en espacio seco	660	0.19	
	510	0.15	
	410	0.13	
Concreto armado	2400	1.74	
Concreto pobre al exterior	2200	1.28	
Concreto ligero al exterior	1250	0.70	
Concreto ligero al interior	1250	0.58	
Concreto ligero al exterior	800	0.47	
Concreto ligero al interior	800	0.35	
Muro de tepetate ó arenisca calcárea al exterior	1100	1.05	
Muro de tepetate ó arenisca calcárea al interior	1100	0.93	
Muro de adobes al exterior	1400	0.93	
Muro de adobes al interior	1400	0.58	
Muro de embarro (con paja y carrizo)	1200	0.47	
Granito, basalto	2600	3.49	
Piedra de cal, mármol	2600	2.44	
Piedras porosas como areniscas y la caliza blanda o arenosa	1800	2.33	

**COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD*
TÉRMICA DE DIVERSOS MATERIALES**

	K Kg. / m3	K Watts/m2°C	U Watts/m2°C
RELLENOS Y AISLAMIENTOS			
Tezontle como relleno o terrado seco	1300	0.19	
Relleno de tierra, arena o grava expuestos a la lluvia	1700	2.33	
Rellenos de terrado, secos, en azoteas	1200	0.58	
Arena, seca, limpia	1600	0.41	
Senica de carbón, seco	700	0.23	
Siporex despedazado, seco	400	0.15	
Escoria, seco	150	0.09	
Aserrín relleno suelto, seco	120	0.12	
Aserrín relleno empacado, seco	200	0.08	
Bolas de plástico celular, empacado, seco	10..20	0.06	
Virutas como relleno, seco		0.08	
Masa de Magnesia, seco	190	0.06	
Fibra de vidrio diámetro de la fibra 6 micras	15..100	0.05	
Fibra de vidrio diámetro de la fibra 20 micras	4..200	0.05	
Lana de escoria	35..200	0.05	
Lana mineral	3..200	0.05	
Plástico celular de poliestireno	15..30	0.04	
Cartón ruboide con brea (impermeabilizante)	1200	0.23	
Cartón ruboide como aislamiento		0.16	
Cartón corrugado, seco, poros horizontales	40	0.05	
Piso de corcho comprimido	500	0.08	
Placa de corcho expandido, seco	145	0.04	
Placa de corcho expandido, seco	210	0.05	
Corcho máximo de	250	0.05	
Corcho de	400	0.07	
Placa de paja comprimido, seco	300	0.09	
Celotex	350	0.08	
Fibracel , duro, seco	350	0.08	
Fibracel , medio duro, seco	1000	0.13	
Fibracel , poroso, seco	600	0.08	
Hule espuma	20	0.04	
Perlite	65	0.04	
Poliestireno, placa	15	0.04	
Poliuretano, espuma	30	0.03	
Poliuretano, placa rígida	30	0.02	
Vermiculita	100	0.07	

**COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD*
TÉRMICA DE DIVERSOS MATERIALES**

	K	U
	Kg. / m3	Watts/m2°C
VARIOS MATERIALES		
Vidrio	2600	1.16
Triplay	530	0.14
Viruta prensada	400	0.16
Madera de encino, seco, 90° de la fibra	950	0.16
Madera de pino blanco, seco, 90° de la fibra	600	0.14
Madera de pino blanco, expuesto a la lluvia	650	0.21
Asfalto para fundir	2100	0.81
Asfalto bituminoso	1050	0.17
Linóleo, seco		0.19
Algodón, seco		0.05
Lana pura, seco		0.05
Cascara de semilla de algodón, suelta, seca		0.06
Espacio de aire en cualquier posición	1.2	5.50
Agua	1000	0.58
Acero y fierro	7800	52.34
Cobre	8900	372.16
Acero inoxidable	7800	46.52
Aluminio	2675	210.74
Bronce	1000	63.97
Hierro galvanizado	1500	46.52
Plata		407.05
Plomo		33.96
Zinc		110.02
ACABADOS		
Azulejos y mosaicos	2000	1.05
Aplanado con mortero de cemento al exterior	2000	0.87
Aplanado con mortero de cal al interior	1500	0.70
Terrazos y pisos de mortero de cemento	2000	1.74
Yeso	1500	0.70
Mortero con vermiculita	500	0.18
Encalado	1800	0.81
Tablaroca (yeso - cartón)	950	0.16
Linóleo	1200	0.19
Cloruro de polivinilo expandido	25	0.04
Plexiglas	1200	0.20

**COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD
TÉRMICA DE DIVERSOS MATERIALES**

	K	U
	Kg. / m3	Watts/m2°C
COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN		
PISOS		
Piso ó basamento		0.28
PUERTAS		
De acero en exteriores		6.40
De acero en interiores		3.49
De madera maciza de 2 a 6.5 cm.		2.91
De madera de tambor.		1.86
VENTANAS Y TRAGALUCES		
Sencillos		6.40
Dobles		3.49
Triples		1.63
Block de cristal de 20 x 20 x 10	2000	
Al exterior		2.79
Al interior		2.33
COEFICIENTES DE CONVECCIÓN		
SUPERFICIE AL AIRE EXTERIOR		
Velocidad del viento 12Km/h ó menos (3.33m / seg. ó menos)		23.3
Velocidad del viento 18Km/h ó menos (5.0 m/seg. o menos)		29.1
Velocidad del viento 24Km/h ó menos (6.67m / seg. ó menos)		34.9
SUPERFICIE VERTICAL INTERIOR		
		9.3
SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR		
Flujo hacia abajo		7.0
SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR		
Flujo hacia arriba		10.5

NOTA 1 :

Los coeficientes de conductividad "K" están expresados en Watts por metro cuadrado y por grado centígrado de diferencia de temperatura, para un material de un metro de espesor

NOTA 2 :

Los coeficientes de transmisión "U" y los de convección "F" están dados en Watts por metro cuadrado y por grado centígrado de diferencia de temperatura

NOTA 3:

Para convertir de Watts a Kcal/hr, habrá que dividir los watts entre 1.163, siendo que un kelvin es igual a un grado celcius °C.

NOTA 4:

El coeficiente de conductividad K expresado en Watts/m² hr, °C M dividiendo el coeficiente K entre 0.144 se obtiene BTU/Pie² hr °F Plg.

NOTA 5:

El coeficiente de transmisión U y los de convección f que estén en Watts/m hr °C para convertirlos a BTU/pie² hr °F, habrá que dividirlos entre 5.678

* Datos tomados del : Ing. Manuel de Anda y del Manual de Arquitectura Solar de Víctor Fuentes

5.4.- Calor que produce la radiación solar

La ganancia solar llega a representar un porcentaje muy alto en un balance térmico, lo ideal sería aislarlo, pero es la entrada de luz más grande y gratuita que tenemos, de hecho los debemos proyectar de manera tal, que la luz artificial se use lo menos posible y de ser posible solo cuando no exista la luz solar, por las tardes, días nublados y noches.

La absorción del calor esta condicionada a varios factores, como son : La orientación de las fachadas, inclinación de las azoteas, el color de las superficies, el material con el cual se va construir, el viento exterior, área de fachada ó azotea, etc.

La buena orientación de los inmuebles es vital, ya que de esta manera se conocerán las ganancias térmicas que tendrá el inmueble, aquí es donde se mezclan los materiales y los colores, de manera que sean los más adecuados en todos los aspectos. Un edificio con grandes superficies de cristal al Oeste nos indica que por las tardes una carga térmica fuerte en esta zona. Si el acristalamiento esta al Norte, prácticamente no tendrá sol (dependiendo de la latitud donde se localice), y la perdida de calor del interior será muy grande (en invierno). Si el acristalamiento esta al Sur entonces tendrá sol durante todo el día y la carga térmica en invierno será grande.

La inclinación de las superficies es muy importante, por que cuando caen los rayos solares perpendiculares a las superficies, es cuando tenemos la mayor ganancia de calor, esto en verano no es muy conveniente sobre todo cuando queremos una temperatura fresca en el interior, pero en invierno si conviene tener las techumbres el mayor tiempo expuestas al sol, y esta inclinación de la techumbre tendrá que ser la misma que la latitud Norte a la que nos encontremos y orientada al Sur, y con esto tendremos la captación horaria máxima solar por azotea.

El color, este tipo de ganancias se refiere al calor que absorben las superficies, mientras más oscuro sea, mayor será la captación solar, el color esta relacionado con varios factores que influyen mucho en la arquitectura y que distingue a algunos tipos de edificios ó de ubicación, por ejemplo los bancos su distintivo es el color de sus fachadas el cual denota su razón social, el color de un hotel junto al mar el cual sería de un tono claro.

Los materiales para construcción, siempre se recomiendan los que están en la zona y los que ya se hayan usado anteriormente, como buenos aislantes térmicos, estos por lo general son de baja densidad y con cámaras de aire.

Un buen análisis de orientación, colores y materiales darán por resultado un edificio acorde al medio físico, estético, funcional, económico.

El Sol es el origen de toda la energía que ocasiona la variación de la temperatura de la atmósfera. La Tierra esta situada a unos 149 000 000 km. Del Sol y recibe un 1/ 2 000 000 000 de la energía que emite.

El planeta esta formado por 74 % de agua y 26 % de tierra.

La intensidad de la radiación solar en los confines de atmósfera es de 1404 watts/m^2 aproximadamente, el 21 de Diciembre y el 21 de Junio, es de 1309 watts/m^2 , la constante solar es de 1370 w/m^2 , según la organización de meteorología mundial,

Al atravesar los rayos solares la atmósfera disminuyen considerablemente la intensidad, de forma que una parte de ellos se reflejan hacia el espacio, otra parte es absorbida por diversas partículas atmosféricas, de la radiación total que pasa se descompone en dos: Radiación directa y difusa. Radiación directa es la radiación que incide directamente en la superficie de la tierra. Radiación difusa es debida a la reflexión que se produce en las partículas de vapor, ozono o polvo y se reparte de una manera sensiblemente uniforme por la superficie de la tierra, los valores relativos de estas dos radiaciones son variables y dependen de.

- a).- El tiempo que este el Sol sobre el horizonte a una altitud y una época determinada del año, (día y noche).
- b).- De la distancia que deben recorrer los rayos a través de la atmósfera para alcanzar un punto de la tierra
- c).- Del ángulo de incidencia de los rayos solares.
- d).- De la limpieza de la atmósfera
- e).- De la continuidad de la radiación

Cuando la distancia a recorrer en el interior de la atmósfera aumenta, o la atmósfera se hace más opaca, disminuye la radiación directa y aumenta la difusa. Cuando esto sucede, el efecto resultante es reducir la cantidad de calor que llega a la superficie de la tierra.

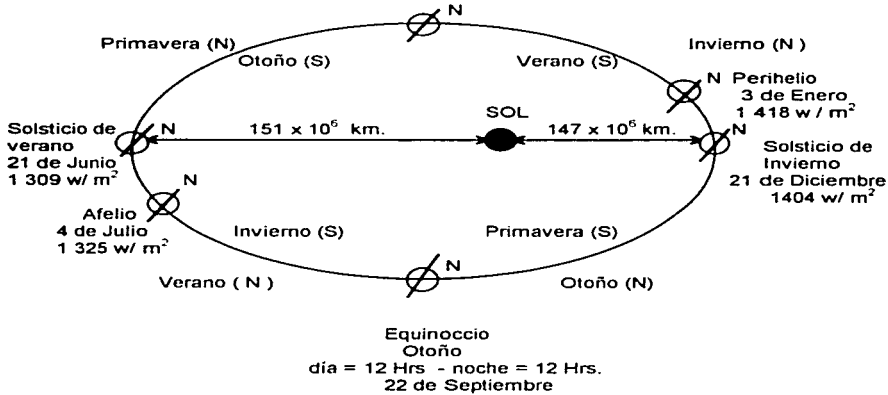
La ganancia de calor a través de un cristal común depende de la situación geográfica (latitud), del instante considerado (hora, mes) y, finalmente de su orientación. La componente de radiación directa origina ganancia de calor en el espacio acondicionado solo cuando la ventana es atravesada por lo rayos solares, mientras que la componente de radiación difusa origina ganancia de calor en cualquiera que sea la posición de la ventana en relación con el Sol.

Para aplicaciones practicas de proyectos de aire acondicionado, se puede considerar una ganancia solar total de 930 w/m^2 , como la energía susceptible de captar en un metro cuadrado de superficie teóricamente negra, en posición horizontal con el sol en el cenit y considerando una atmósfera limpia con un grado de turbiedad bajo, este valor se usa comúnmente cuando no se conoce la radiación solar directa del lugar donde se va a realizar la obra.

Desde luego esta intensidad solar esta en función con la posición real del sol para un lugar y tiempo determinados.

Cuando se trata de un lugar con neblina frecuente se tendrán que reducir los valores hasta en un 15 % debido a que los rayos solares penetran con menos facilidad (se reflejan antes de llegar).

21 de Marzo
 día = 12 Hrs - noche = 12 Hrs
 Equinoccio
 primavera



Como se puede observar los días marcados como solsticios de verano e invierno, en la ganancia solar difieren, puesto que la constante solar que usamos, es de 930 w/m², este valor fue elaborado para la latitud Norte, cuando la usemos para la latitud Sur tenemos que aumentar un 7 %, en los meses de Diciembre ó Enero.

$$\frac{1404 - 1309}{1404} = 7 \%$$

NOTA: No siempre el mes de diseño será el mes más caluroso según tablas de AMICA, éste dependerá fundamentalmente del área de cristal y su orientación.

Para determinar las ganancias por radiación primero ubicaremos al sol, para esto usaremos la formula de Cooper.

$$d = 23.45^\circ \times \text{sen} \left(360 \times \frac{n + 284}{365} \right)$$

donde :

d = Declinación del sol (23.45° a -23.45°)

n = Numero de día del año; El 1° de Enero es el día No. 1; 1° de Febrero es el día No.32; 31 de Diciembre es el día No. 365

ALTURA SOLAR :

$$\alpha = \text{sen}^{-1} ((\cos L \times \cos d \times \cos ah) + (\text{sen } L \times \text{sen } d))$$

AZIMUT :

$$z = \text{cos}^{-1} \left(\frac{(\text{sen } \alpha \times \text{sen } L) - \text{sen } d}{\cos \alpha \times \cos L} \right)$$

donde :

- α = Altura solar en grados con respecto al horizonte
- z = Azimut solar, en grados partiendo del Sur
- d = Declinación solar
- L = Latitud del lugar a estudiar
- ah = Ángulo horario; 1 hora = 15°; a la 12: 00 Hrs = 0°, a las 11: 00 Hrs = 15°
a las 14:15 Hrs = -33.75°; positivo antes de las 12 Hrs y negativo después de las 12 Hrs.

Para determinar el ángulo de incidencia β , que es el ángulo que forma el rayo solar con la perpendicular a la superficie iluminada.

PARA SUPERFICIES VERTICALES :

$$\beta = \text{cos}^{-1} (\cos \alpha \times \cos zh)$$

PARA SUPERFICIES INCLINADAS :

$$\beta = \text{cos}^{-1} ((\cos \alpha \times \cos zh \times \cos i) + (\text{sen } \alpha \times \cos i))$$

donde :

zh = ángulo formado por el azimut del rayo solar y la proyección horizontal de la perpendicular de la superficie de la fachada.

i = Ángulo de inclinación de la superficie con respecto a la horizontal.

β = Ángulo de incidencia formado por la proyección del rayo solar y la perpendicular al muro.

Para conocer la ganancia térmica para el muro ó techo se usarán las siguientes fórmulas del Ing. Manuel A. de Anda y Flores

PARA MURO :

$$R = 930 \times \sqrt{\text{sen } \alpha \times \cos \beta} \times C \times \frac{U}{fe} \times A = \text{watts}$$

PARA TECHO :

$$R = 930 \times \sqrt{\sin \alpha} \times C \times \frac{U}{fe} \times A = \text{watts}$$

PARA CRISTAL :

$$R = 930 \times \sqrt{\sin \alpha} \times \cos \beta \times C_s \times A \times \% \text{ sol} = \text{watts}$$

donde :

930 = Constante de energía captada en una superficie de 1m², de color negra en posición horizontal, con el sol en el cenit y considerando una atmósfera limpia.

A = Área en m² de la superficie a estudiar.

C = Absortancia del color: Colores oscuros, negros, azul marino 1.0 a 0.8
 Térmicamente grises, gris verde, rojo 0.8 a 0.6
 Colores claros, blanco, beige 0.6 a 0.4
 Reflejantes, aluminio 0.4 a 0.2
 (Bibliografía 6)

Cs = Factor de ganancia solar a través del cristal de color de 6 mm de espesor
 natural 0.94 gris - azul pálido 0.70
 ámbar 0.70 azul claro 0.60
 antisolares 0.67

% sol = área soleada del cristal, en centésimas.

" Claro es que, este procedimiento es simplificado y no toma en cuenta otros factores que intervienen en las ganancias solares ".

Ejemplo : Para el 20 de Abril, 14 : 00 Hrs, Latitud Norte 20°

El 20 de abril es el día No. 110

$$D = 23.45^\circ \times \sin \left(360 \times \frac{110 + 284}{365} \right) = 11.23^\circ$$

$$\alpha = \sin^{-1} \left((\cos 20^\circ \times \cos 11.23^\circ \times \cos -30^\circ) + (\sin 20^\circ \times \sin 11.23^\circ) \right) = 0.8648 = 59.86^\circ$$

$$Z = \cos^{-1} \left(\frac{(\sin 59.86^\circ \times \sin 20^\circ) - \sin 11.23^\circ}{\cos 59.86^\circ \times \cos 20^\circ} \right) = 0.214 = 77.64^\circ + 180 = 257.6^\circ$$

respecto al sur respecto al norte

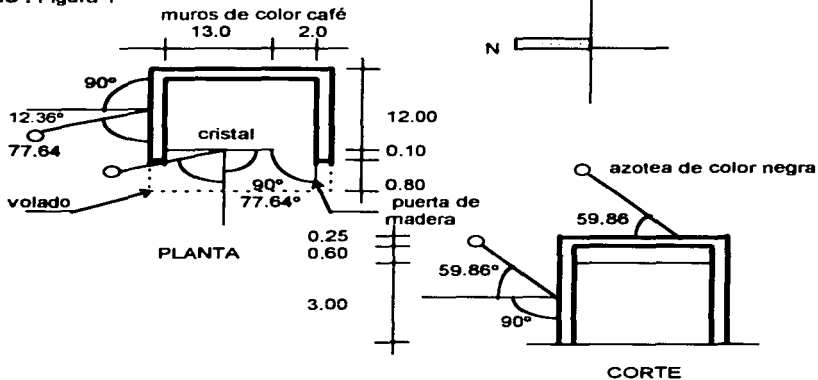
Muro Oeste :

$$\beta = \cos^{-1} (\cos 59.86^\circ \times \cos 12.39^\circ) = 60.63^\circ$$

Muro Sur :

$$\beta = \cos^{-1} (\cos 59.86^\circ \times \cos 77.61^\circ) = 83.81^\circ$$

Ejemplo : Figura 1



$$R_{mo} = 930 \times \sqrt[3]{\sin 59.86^\circ} \times \cos 60.63^\circ \times 0.7 \times \frac{2.92}{29.1} \times 9.0 = 274 \text{ w}$$

$$R_{mov} = 930 \times \sqrt[3]{\sin 59.86^\circ} \times \cos 60.63^\circ \times 0.94 \times 139 \times 0.58 = 9\,239 \text{ w}$$

$$R_{mop} = 930 \times \sqrt[3]{\sin 59.86^\circ} \times \cos 60.63^\circ \times 0.7 \times \frac{2.91}{29.1} \times 6.0 = 183 \text{ w}$$

$$R_{mo} = 930 \times \sqrt[3]{\sin 59.86^\circ} \times \cos 83.81^\circ \times 0.7 \times \frac{2.92}{29.1} \times 43.2 = 290 \text{ w}$$

$$R_{az} = 930 \times \sqrt[3]{\sin 59.86^\circ} \times 0.9 \times \frac{0.86}{29.1} \times 180 = \frac{4\,242 \text{ w}}{14\,228 \text{ w}}$$

Para conocer la longitud de la sombra se usara la siguiente formula :

$$L.S. = \frac{H}{\tan \alpha} =$$

donde :

L.S. = Longitud de sombra.

H = Altura del edificio en metros.

$$L.S. = \frac{3.85}{\tan 59.86} = 2.23 \text{ m}$$

Para conocer la duración en horas de un día determinado, usaremos la siguiente ecuación:

DURACIÓN DE UN DÍA EN HORAS :

$$ds = \frac{2}{15} \times \cos^{-1} (-\tan L \times \tan D) = \text{hr}$$

donde :

ds = duración del día solar

hr = horas

$$ds = \frac{2}{15} \times \cos^{-1} (\tan 20 \times \tan 11.23^\circ) = 12.55 \text{ Hrs.}$$

HORA DE SALIDA Y PUESTA DEL SOL :

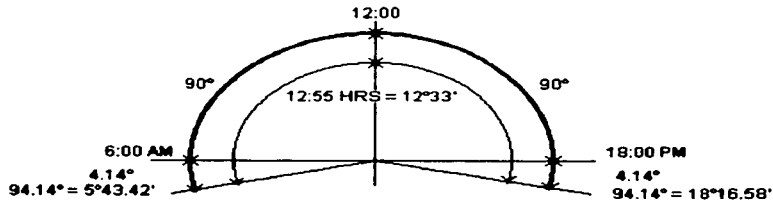
$$HSP = \cos^{-1} x (-\tan L \times \tan D)$$

donde :

HSP = ángulo de salida y puesta del sol, a partir de las 12:00 P.M.

$$HSP = \cos^{-1} (-\tan 20^\circ \times \tan 11.23^\circ) = 94.144^\circ$$

$$\text{si } 1 \text{ hora} = 15^\circ; \quad \frac{4.144^\circ}{15^\circ} \times 60 = 16.58'$$



5.4.1.- SOMBRAS PROYECTADAS POR LAS SALIENTES DE LAS VENTANAS Y EDIFICIOS ADYACENTES:

Todas las ventanas se encuentran más o menos protegidas de la radiación directa a causa de las sombras que proyectan los salientes o los edificios próximos, de forma que las zonas sombreadas no se ven afectadas mas que por la radiación difusa. La reducción de las ganancias por radiación directa es particularmente sensible en aquellos inmuebles en los que las zonas acristaladas están en un plano muy retrasado respecto a las fachadas.

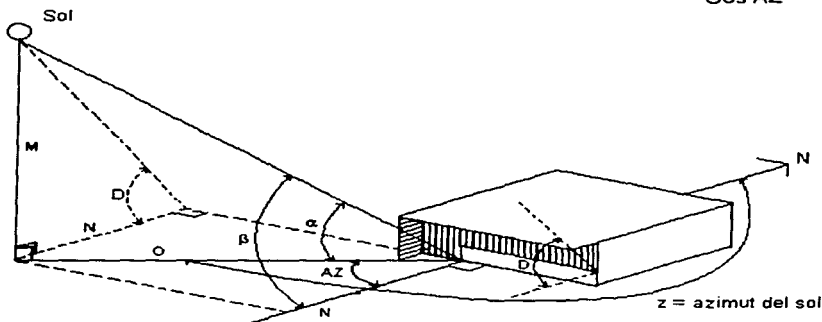
La posición del sol se define por su Hora y su Azimut (ver figura 4). El Azimut es el ángulo que forman dos planos verticales, el que pasa por el sol y el que pasa por el Norte terrestre. La Altitud es el ángulo que forman en el plano vertical la dirección del sol y el horizonte. También se puede definir el sol respecto a un plano vertical, una pared por ejemplo: Este Azimut se podrá definir como ángulo formado por el plano vertical normal a la pared y el plano vertical que pasa por el sol.

La fracción de ventana situada a la sombra de una saliente vertical, es igual al producto de la tangente del ángulo Azimutal del sol con respecto a la pared AZ, por la profundidad del saliente. Si éste fuera horizontal, la porción de ventana situada a la sombra es igual al producto de la profundidad del saliente por la tangente del ángulo de proyección D .

$$\tan D = \frac{M}{N} \quad ; \quad \frac{\tan \alpha}{\cos AZ} = \frac{M/O}{N/O} = \frac{M \times O}{N \times O} = \frac{M}{N}$$

$$\therefore \tan D = \frac{\tan \alpha}{\cos AZ}$$

Figura 4



- Z** = Ángulo de azimut del sol.
- α** = Ángulo de altitud.
- AZ** = Ángulo de azimut del sol con respecto a la pared.
- β** = Ángulo de incidencia.
- D** = Ángulo de inclinación.

Factor de sombra vertical = F.S.V. F.S.V. = $\tan AZ$

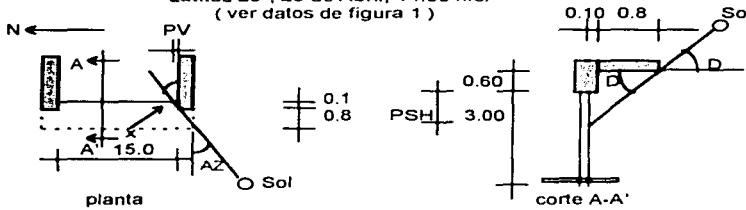
AZ = Ángulo de azimut del sol con respecto a la pared.

Factor de sombra horizontal = F.S.H.

D = Ángulo de Inclinación

$$F.S.H. = \tan D \frac{\tan \alpha}{\cos AZ}$$

EJEMPLO No. 1 .- Determinar el porcentaje de área soleada y área sombreada.
 Latitud 20°, 20 de Abril, 14.00 hrs.
 (ver datos de figura 1)



latitud Norte 20°

Ángulo de incidencia D

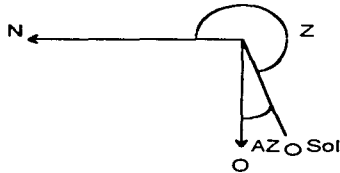
Z < Azimut = 257.6° (258°)
 α < Altitud = 59.86° (59°)

$$\tan. D = FSH = \frac{\tan \alpha}{\cos AZ} = \frac{\tan 59}{\cos 12} = 1.70$$

$$D = \tan^{-1} 1.70 = 59.6^\circ$$

$$PSH = H = (0.10 + 0.80) \times 1.70 = 1.53$$

$$PSH = 1.53 - 0.60 = 0.93 \text{ m}$$



$$AZ = 270 - 258 = 12^\circ$$

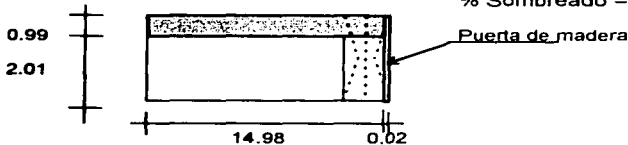
$$\tan AZ = \tan 12 = 0.21$$

$$PSV = 0.10 \times 0.21 = 0.02 \text{ m}$$

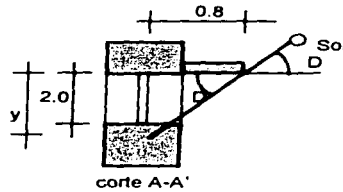
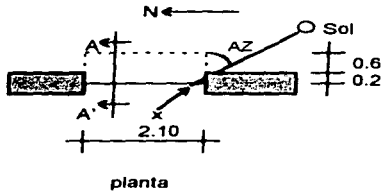
$$\text{Área soleada} = (15 - 0.02) \times (3.0 - 0.93) = 31.00 \text{ m}^2$$

$$\% \text{ Soleado} = \frac{31.00}{15 \times 3} = 0.69 = 69 \%$$

$$\% \text{ Sombreado} = 100 - 69 = 31 \%$$



EJEMPLO No. 2.- Determinar el porcentaje de área soleada y área geométrica del siguiente cristal. Latitud Norte 20°, fecha 24 de Agosto, 11:00 Hrs.

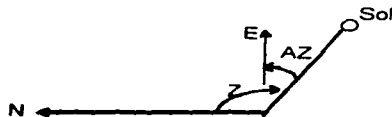


Calculando la posición del sol tenemos :

Ángulo de incidencia D

$$\begin{aligned} < \text{Azimut} &= 117^\circ = Z \\ < \text{Altitud} &= 72^\circ = \alpha \end{aligned}$$

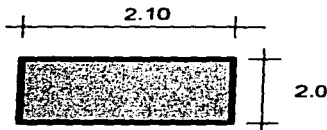
$$\tan. D = FSH = \frac{\tan \alpha}{\cos AZ} = \frac{\tan 72}{\cos 27}$$



$$\begin{aligned} \tan. D &= 3.45 \\ \text{ó } \tan. &= \text{arc } \tan 3.45 = 73.8^\circ \\ y &= 0.8 \times 3.45 = 2.76 \end{aligned}$$

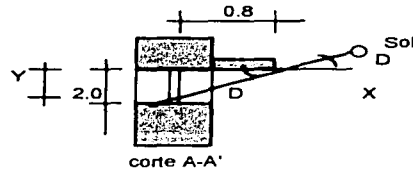
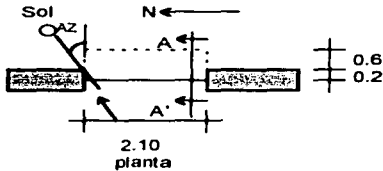
$$\begin{aligned} AZ &= 117 - 90^\circ = 27 \\ \tan C &= \tan 27 = 0.51 = FSV \\ X &= 0.2 \times 0.51 = 0.10 \end{aligned}$$

x = Proyección vertical (PSV)
y = Proyección Horizontal (PSH.)

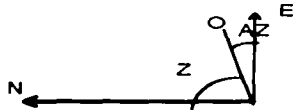


Por lo tanto :
% Área sombra = 100
% Área sol = 0.0

EJEMPLO No. 3 .- Resolver el problema anterior pero a las 8:00 A.M.



< Azimut = $Z = 89^\circ$
 < Altitud = $\alpha = 32^\circ$



Ángulo de incidencia D

$$\tan D = \frac{\tan \alpha}{\cos AZ} = \frac{\tan 32^\circ}{\cos 1^\circ} = 0.62$$

$$D = \text{área Tan } 0.62 = 32^\circ$$

$$\text{PSH.} = y = 0.8 \times 0.62 = 0.496$$

$$AZ = 90^\circ - 89^\circ = 1^\circ$$

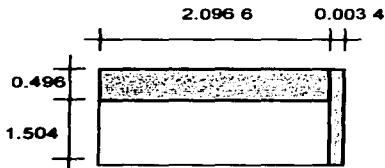
$$\tan AZ = \tan 1 = 0.017$$

$$\text{PSV} = x = 0.2 \times 0.017 = 0.0034$$

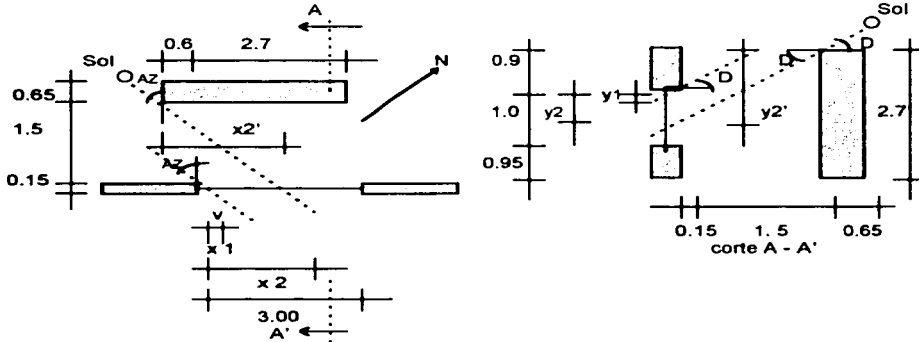
$$\text{Área soleada} = (2.10 - 0.0034) \times (2.0 - 0.496) = 3.15 \text{ M}^2$$

$$\% \text{ Sol} = \frac{3.15}{2.1 \times 2.0} = 0.75 \text{ (75\%)}$$

$$\% \text{ Sombra.} = 100 - 75 = 25 \%$$



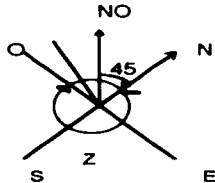
EJEMPLO No. 4.- Calcular el porcentaje de área soleada y sombreada del siguiente cristal:



Latitud Norte 20°
24 de Agosto
4:00 P.M.

calculando la posición del sol tenemos :

< Azimut = Z = 271°
< Altitud = α = 32°



AZ = 315 - 271 = 44°
FSC = tan 44° = 0.966

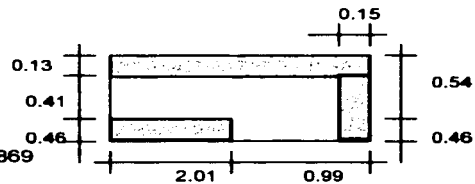
FSH = tan D = $\frac{\tan B}{\cos c} = \frac{\tan 32}{\cos 44} = 0.869$

D = Arc tan 0.869 = 41°

Área sol = [(1.0 - 0.46 - 0.13) × (3.0 - 0.99)] + [0.99 - 0.15) × (1.0 - 0.13)] = 1.555m²

% Sol = $\frac{1.555}{1.0 \times 3.0} = 0.517$ 51.7%

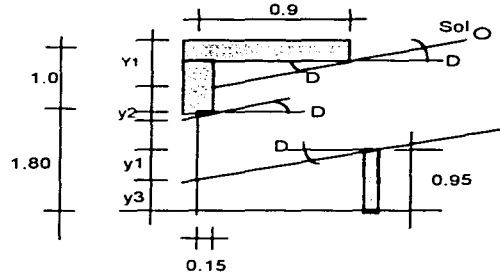
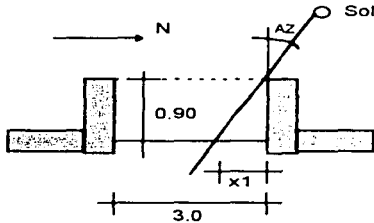
P.L. x1 = 0.15 × tan 44 = 0.15 × 0.966 = 0.15
P.L. x2' = 1.65 × tan 44 = 1.65 × 0.966 = 1.59
P.H. y1 = 0.15 × tan 41 = 0.15 × 0.869 = 0.13
P.H. y2' = 1.65 × tan 41 = 1.65 × 0.869 = 1.44



PL x2 = x2' - 0.6 = 1.59 - 0.6 = 0.99
PH y2 = y2' - 0.9 = 1.44 - 0.9 = 0.54

% de área = 100 - 51.7% = 48.3 %

EJEMPLO No. 5.- Calcular el porcentaje de área soleada y sombreada del siguiente cristal:



Latitud Norte 20°
24 de Agosto
5.00 P.M.

$$AZ = 276 - 260 = 6^\circ$$

$$FSL = \tan AZ = \tan 6^\circ = 0.105$$

$$FSH = \tan D = \frac{\tan \alpha}{\cos AZ} = \frac{\tan 18^\circ}{\cos 6^\circ} = 0.327$$

Calculando la posición del sol tenemos :

< Azimut = Z = 276°
< Altitud = α = 18°

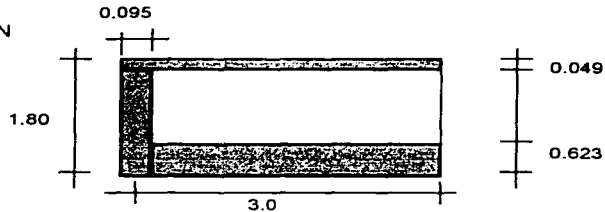
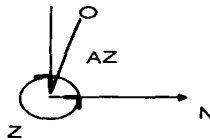
$$D = \arctan = 18.09^\circ$$

$$y1 = 1.0 \times 0.327 = .327$$

$$y2 = 0.15 \times 0.327 = .049$$

$$y3 = 0.95 - y1 = 0.95 - 0.327 = 0.623$$

$$X1 = 0.9 \times 0.105 = 0.095$$



$$\text{Área soleada} = (1.80 - 0.049 - 0.623) \times (3.0 - 0.095) = 3.28 \text{ m}^2$$

$$\% \text{ Soleado} = \frac{\text{Área soleada}}{\text{Área total}}$$

$$\text{Área total} = 1.8 \times 3.0 = 5.40 \text{ m}^2$$

$$\% \text{ Sombra} = 100 - \% \text{ Soleado}$$

$$\% \text{ Soleado} = \frac{3.28}{5.4} = 0.61 = 61\%$$

$$\% \text{ Sombra} = 100 - 61 = 39\%$$

5.5.- CALOR QUE PRODUCE LA VENTILACIÓN.

En este paso el calor se considera sensible ó latente. La carga térmica es importante, pero también es muy importante la ventilación, no solo por los malos olores, sino por el oxígeno que es elemento vital para el confort.

Quando no existe una buena ventilación los efectos negativos que experimentamos son : Mareo, vómito, cansancio, sueño, poca atención a lo que se dice, observa, escucha y se lee, además de lo incomodo y molesto que resulta realizar una actividad donde exista mal olor.

Para adecuar un espacio se usa el Aire Acondicionado (A.A.) y aqui es donde va el aire de ventilación, pero debemos conocer el volumen que se va a tomar del exterior por ventilación, ya que del 100 % de aire que se inyecta una parte se retorna al equipo y el faltante se adiciona por toma de aire exterior.

La idea de retornar una parte de aire al sistema de A. A. es por economía, solo en pocos casos no se retorna absolutamente nada, como por ejemplo : las salas de cirugias.

Normalmente el volumen de aire que no se retorna, es aquel que se consideró como de ventilación de las personas, de esta manera el aire que no retorna y queda dentro del espacio acondicionado, de alguna forma tendrá que salir, ó sea que tendremos aire a presión adentro, a esto le llamamos presión positiva, de esta manera no puede haber infiltración de aire del exterior, en consecuencia no habrá polvo, el aire que está a presión adentro saldrá por ranuras, rejillas, ventanas y cada vez que se abran las puertas de estos lugares.

El peso molecular de todos los componentes del aire seco es de 28.964 5 y del agua es de 18.015 34, basado en el carbono 12.

$$H = \frac{18,015\ 34}{28,964\ 5} = 0.621\ 98 \text{ (es la cantidad máxima de vapor de agua que puede contener el aire a una temperatura dada de saturación).}$$

La densidad del aire varia según la altitud donde se encuentre el observador, a nivel medio del mar (n.m.), 1m³ de aire seco a 0°C de temperatura pesa 1.293 kg., pero el mismo m³ de aire seco a n.m. a 20° C pesa 1.2 kg., para conocer el peso a cualquier altura y temperatura usaremos la siguiente ecuación.

$$1.293 \times \frac{b}{1\ 013.25} \times \frac{273.15}{273.15 + t_i} = \text{kg. / m}^3 \text{ A.S.}$$

ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA

Antonio B. Kuri

donde :

b = Presión barométrica en milibares del lugar a acondicionar, esto se puede saber si conocemos la altura sobre el nivel medio del mar del lugar que va a realizar el proyecto, entonces le restamos a la presión standard (1 013.25 mbares), el uno por ciento por cada 100 m de altura sobre el n.m., por ej. si una ciudad se encuentra a 2 300m sobre el nivel del mar el 1% por cada 100m de altura será 23 %.

$$1.00 - 23 = 0.77$$

$$1\ 013.25 \times 0.77 = 780 \text{ mb}$$

ti = Es la temperatura interior del local, si suponemos una t int. de 20°C

$$1.293 \times \frac{780}{1\ 13.25} \times \frac{273.15}{273.15 + 20} = 0.927 \text{ kg./m}^3 \text{ peso de aire seco}$$

" ESTE ES EL VALOR MÁS COMÚNMENTE
USADO EN EL D.F."

Ya conocemos el peso del aire seco en cualquier altura, ahora debemos conocer su calor específico, ya que el aire acondicionado (aire refrigerado) que es aire seco mezclado con cierta cantidad de vapor de agua, para facilitar el cálculo consideraremos que sea de 10 gramos de vapor de agua por cada kilogramo de aire seco.

Estas condiciones, como el calor específico del aire seco es 0.24 veces el del agua y el del vapor es de 0.44 veces el del agua, tendremos que el calor específico de un kilogramo de mezcla será:

$$CEA = \frac{(0.24 + (0.010 \times 0.44)) \times 4\ 186.8 \text{ J/}^\circ\text{C}}{1.010 \text{ kg.}} = 1\ 013.12 \text{ J /}^\circ\text{C kg.}$$

donde :

CEA = Calor específico del aire

4 186.8 = Constante para convertir de Kilocalorías a watts

0.44 = Constante del calor específico del vapor, en Kilocalorías

$$\frac{1\ 013.12}{4\ 186.6} = 0.242 \text{ veces el calor específico del aire con humedad al del agua.}$$

$$\frac{1\ 013.12 \text{ J/}^\circ\text{C kg.}}{3\ 600 \text{ s}} = 0.2\ 814 \text{ w/}^\circ\text{C kg.}$$

donde :

3 600 = Segundos de 1 hora

J = Joules

Para conocer el calor que produce la ventilación, es necesario saber el volumen de aire por persona necesario de acuerdo con su actividad.

**TABLA 9.- VALORES PROMEDIO DE VOLÚMENES DE AIRE EXTERIOR (FRESCO)
NECESARIOS ÓPTIMOS.***

APLICACIÓN	FUMADORES	M ³ POR PERSONA
Sedentario	ninguno	18
Sedentario	cigarro	54
Sedentario	puro - habano	90
Casa de bolsa	demasiados	85
Departamento normal	pocos	34
Departamento lujo	muy pocos	51
Barbería	muchos	25
Almacenes	pocos	13
Salas de consejo	demasiados	85
Funeraria	mucho	25
Quirófano	ninguno	25
Sala común hospital	muy pocos	34
Laboratorio	pocos	34
Oficinas comunes	pocos	25
Oficinas privadas	muy pocos	42
Cafetería - restorán	pocos	25
Aula - cine - teatro	ninguno	18

Para conocer las ganancias de calor al cuarto y a los equipos debemos de tomar en cuenta, que el aire que respiramos es el mismo con el que se acondiciona un espacio, y es una mezcla de aire seco y vapor de agua. Para conocer con exactitud las ganancias de calor por ventilación se explicará con un ejemplo.

Localidad México D.F.	Uso del local : Banco
Altura sobre el nivel del mar : 2 240 m	No. de personas : 15 empleados
Temp. ext. B.S. = 32 °C	80 usuarios
Temp. ext. B.H. = 17 °C	Consumo de aire por persona y por hora:
Temp. interior = 25.6 °C	18 m ³ / hr empleados
Hum. relativa = 50 %	36 m ³ / hr usuario
Presión barométrica : 780 mbar (ver tablas AMICA)	

CÁLCULO DE LA PRESIÓN DE VAPOR EXTERIOR (formula psicrométrica)

$$PVE = PsBH - (0.000 64 \times b \times (t \text{ ext. BS } - t \text{ ext. BH })) = \text{Mbar}$$

donde :

PsBH = Presión de saturación de bulbo húmedo en mbares (Temperaturas de saturación).

t ext. BS = Temperatura bulbo seco exterior.

t ext. BH = Temperatura bulbo húmedo exterior.

b = Presión barométrica del lugar.

$$PVE = 19.376 - (0.00064 \times 780 \times (32 - 17)) = 11.888 \text{ mbar}$$

* ver Bibliografía punto 1, tabla 45 y Bibliografía punto 6

HUMEDAD RELATIVA EXTERIOR :

$$HRe = \frac{\text{Hum abs}}{\text{Hum sat}} = \frac{\text{PVE}}{\text{PsBS ext.}} = \%$$

PsBS = Presión de saturación de bulbo seco en mbares

$$HRe = \frac{11.888}{47.59} \times 100 = 24.98 \%$$

RELACIÓN DE MEZCLA EXTERIOR :

$$We = 0.622 \times \frac{\text{PVE}}{b - \text{PVE}} = \frac{\text{kg vapor}}{1000} = \text{g. de vapor / kg. de aire seco}$$

$$We = 0.622 \times \frac{11.888}{780 - 11.888} = \frac{0.009627}{1000} = 9.627 \text{ g. de vapor / kg. de aire seco}$$

CÁLCULO DE LA ENTALPIA EXTERIOR :

$$He = BSe + (We \times (2501 + (1.805 \times BSe))) = \text{kJ/ kg. aire seco}$$

$$He = 32 + (0.009627 (2501 + (1.805 \times 32))) = 56.63 \text{ kJ/ kg. aire seco.}$$

donde :

1.805 = Calor específico del vapor.

2501 = Valor promedio de calor requerido para condensar 1 kg. de vapor de agua del aire de un cuarto en joules.

CÁLCULO DE LA PRESIÓN DE VAPOR INTERIOR :

$$PVI = HRi \times PsTi (25.6 \text{ } ^\circ\text{C})$$

donde :

HRi = Humedad relativa interior.

PsTi = Presión de saturación de la temperatura interior.

$$PVI = 0.5 (50 \%) \times 32.854 = 16.247 \text{ mbar.}$$

RELACIÓN DE MEZCLA INTERIOR :

$$W_i = 0.622 \times \frac{P_{VI}}{b - P_{VI}} = \frac{\text{kg. de vapor}}{1\ 000} = \text{g. vapor / kg. de aire seco}$$

$$W_i = 0.622 \times \frac{16.247}{780 - 16.247} = \frac{0.013\ 232}{1\ 000} = 13.232 \text{ g. vapor / kg. de aire seco}$$

CÁLCULO DE LA ENTALPIA INTERIOR :

$$H_i = t_{\text{int.}} + (W_i \times (2501 + (1.805 \times t_{\text{int.}}))) = \text{kJ/ kg. aire seco}$$

$$H_i = 25.6 + (0.013\ 232 \times (2501 + (1.805 \times 25.6))) = 59.3 \text{ kJ/ kg. aire seco.}$$

donde :

$t_{\text{int.}}$ = Temperatura bulbo seco interior.

CÁLCULO DEL VOLUMEN UNITARIO :

Volumen Unitario

$$V.U. = 1.293 \times \frac{b - P_{VI}}{1\ 013.25} - \frac{273.15}{273.15 + t_{\text{int.}}}$$

$$V.U. = 1.293 \times \frac{780 - 16.247}{1\ 013.25} \times \frac{273.15}{273.15 + 25.6} = 0.891 \text{ kg. de aire seco / m}^3$$

$$Y_{VI} = 0.622 \times 1.293 \times \frac{P_{VI}}{1\ 013.25} \times \frac{273.15}{273.15 + t_{\text{int.}}}$$

$$Y_{VI} = 0.622 \times 1.293 \times \frac{16.247}{1\ 013.25} \times \frac{273.15}{273.15 + 25.6} = 0.012 \text{ kg. vapor / m}^3$$

$$Y_M = 1.293 \times \frac{273.15}{1\ 013.25 \times (273.15 + t_{\text{int.}})} \times (b - 0.375 \times P_{VI})$$

$$Y_M = 1.293 \times \frac{273.15}{1\ 013.25 \times (273.15 + 25.6)} \times (780 - (0.375 \times 16.247)) = 0.902 \text{ kg. mezcla/ m}^3$$

GANANCIAS DE CALOR SENSIBLE AL CUARTO :

$$Cs = \text{Volumen} \times YM \times BP \times (t \text{ ext. BS.} - t \text{ int.}) \times CEA$$

$$Cs = 3 \ 150 \text{ m}^3/\text{hr} \times 0.902 \text{ kg./m}^3 \times 0.1 \times (32 - 25.6) \times 1 \ 013.12 = \frac{1 \ 8420 \ 290}{3 \ 600 \text{ s}} \text{ j} = 511 \text{ w}$$

donde :

Volumen = Volumen de aire que respiran las personas.

BP = Factor de BY PASS (valor supuesto) es la eficiencia de los equipos en poder acondicionar el aire que inyectan, varia de un 90 a 95 % aproximadamente.

YM = Mezcla de aire seco y vapor de agua, peso en kg. por cada m³ de mezcla.

GANANCIAS DE CALOR LATENTE AL CUARTO :

$$CL = \text{Volumen} \times (We - Wi) \times BP \times FCL \times FCD = \frac{Kj}{3.6 \text{ Ks}} = W$$

donde :

FCL = Factor de calor latente por cada kg./m³ ($1.2 \times \frac{2 \ 501}{1 \ 000} = 3.00 \text{ kj/m}^3 \text{ kg.}$)

FCD = Factor de corrección por densidad

$$CL = 3 \ 150 \text{ m}^3/\text{hr} \times (9.627 - 13.232) \times 0.1 \times 3.00 \times \frac{780}{1 \ 013.25} = \frac{-2 \ 884.4 \text{ K j}}{3.6 \text{ Ks}} = -801 \text{ W}$$

CALOR SENSIBLE AL EQUIPO :

$$CSE = \text{Volumen} \times YM \times (1 - BP) \times (t \text{ ext.} - t \text{ int.}) \times CEA = \frac{\text{joules}}{3 \ 600 \text{ s}} = W$$

$$CSE = 3 \ 150 \text{ m}^3/\text{hr} \times 0.902 \times (1 - 0.1) \times (32 - 25.6) \times 1 \ 013.12 = \frac{16 \ 580 \ 608}{3 \ 600 \text{ s}} = 4 \ 606 \text{ W}$$

CALOR LATENTE AL EQUIPO :

$$CLE = \text{Volumen} \times (We - Wi) \times (1 - BP) \times F.C. \times FCD = \frac{K \text{ joules}}{3.6 \text{ Ks}} = W$$

$$CLE = 3 \ 150 \text{ m}^3/\text{hr} \times (9.627 - 13.232) \times (1 - 0.1) \times 3.00 \times \frac{780}{1 \ 013.25} = \frac{-23 \ 603 \text{ K j}}{3.6 \text{ Ks}} = -6 \ 556 \text{ W}$$

Capítulo 6

BALANCE TÉRMICO

6.1.- SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO

La selección de la capacidad del equipo de refrigeración, la cual se designa como Tonelada de Refrigeración (T/R), y su capacidad es de 3 516.853 watts.

$$\frac{GTC \text{ w}}{3\ 516.9 \text{ w}} = T/R$$

$$\frac{40\ 224 \text{ w}}{3\ 516.9 \text{ w}} = 11.43 \text{ T/R}$$

Para conocer la cantidad de aire suministrado, el cual va a acondicionar un espacio, se usara la siguiente ecuación:

$$CAS = \frac{CSEC}{1.2 \times \frac{b}{1\ 013.25} \times 1\ 013.12 \times (Tcto. - Ta)} = m^3/s$$

donde :

- CAS = Cantidad de aire suministrado
- b = Presión barométrica del lugar donde se realizara el proyecto, en mbar.
- Ta = Temperatura del aire refrigerado que entra al local en °C (temperatura de rocío del aparato).
- Tcto. = Temperatura interior del cuarto en °C.
- 1.2 kg. = Peso del aire a 20 °C, 50 % de humedad relativa y a nivel del mar.
- 1 013.12 = Calor específico del aire.
- 1 013.25 = Presión barométrica a nivel del mar.

Como 1 013.25 y 1 013.12 son prácticamente iguales, dado que CSEC esta en w = J / s

$$CAS = \frac{CSEC}{1.2 \times b \times (t \text{ int.} - t a)} = m^3/s$$

Para conocer el valor de (t a) debemos de conocer primero, el calor en la línea de acondicionamiento ó pendiente de línea, usaremos la siguiente ecuación:

$$SLA = 0.000\ 64 \times b \times \frac{CLEC}{CSEC} = \text{mbar}/^\circ\text{C}$$

$$SLA = 0.000\ 64 \times 780 \times \frac{7\ 473}{34\ 896} = 0.106\ 9$$

6.2.- TEMPERATURA DEL AIRE REFRIGERADO (temperatura de rocío del aparato)

Deberemos tener el valor de la presión de saturación a la temperatura interior el cual estará afectado directamente por la humedad interior.

Se sabe por experiencia que por lo general este valor se encuentra aproximadamente a 12 °C por debajo de la temperatura interior, así que primero reduciremos 10 °C y seguido lo haremos de 1 °C a la vez y así hasta llegar a la décima de °C y con esto tendremos el valor que buscamos, pero cabe hacer notar que la eficiencia de los equipos en poder acondicionar el aire que inyectan, varía de un 90 a 95 % aproximadamente, por lo que tomaremos para este caso un eficiencia del 90 % (esto varía por fabricante y por equipo seleccionado).

a 25.6 °C con el 50 % de humedad relativa = 16.247 mbar/ °C

- 10 °C 0.106 9 mbar x 10 °C = - 1.069 a 16.6 °C con 90 % HR = 17.008
15.178 a 15.6 °C con 90 % HR = 15.956

- 1 °C 0.106 9 mbar x 1 °C = - 0.107 a 14.6 °C con 90 % HR = 14.961
15.071

Interpolamos ya que el valor buscado está entre 15.6 °C y 14.6 °C

a 15.6 °C al 90 % de HR = 15.956 - a 15.6 °C 15.178 = 0.778
+
a 14.6 °C 15.071 - a 15.6 °C al 90 de HR = 14.961 = 0.110 _____
0.888

$\frac{0.778}{0.888} = 0.876$ ∴ 15.6 - 0.876 = 14.724 °C

$\frac{0.11}{0.888} = 0.124$ ∴ 14.6 + 0.124 = 14.724 °C

La temperatura de rocío del aparato será de : 14.724 °C

6.3.- CANTIDAD DE AIRE SUMINISTRADO

$$\text{CAS} = \frac{34\,896}{1.2 \times 780 (25.6 - 14.476)} = 3.352 \text{ m}^3 / \text{seg.}$$

CONDICIONES DE ENTRADA AL SERPENTÍN :

$$\text{Temp. cto.} + \frac{\text{m}^3 \text{ s AE}}{\text{M}^3 / \text{s}^*} \times (\text{Temp. aire ext. - cto.}) = \text{TEBS}$$

$$25.5 \text{ }^\circ\text{C} + \left(\frac{3\,150 \text{ m}^3 \text{ hr} / 3\,600}{3.352} \right) \times (32 \text{ }^\circ\text{C} - 25.5 \text{ }^\circ\text{C}) = 27.20 \text{ }^\circ\text{C}$$

CONDICIONES DE SALIDA DEL SERPENTÍN :

$$\text{Temp. de rocío} + \text{BF} \times (\text{TEBS} - \text{Temp. rocío}) = \text{TSBS}$$

$$14.476 \text{ }^\circ\text{C} + 0.1 \text{ BF} \times (27.20 - 14.476) = 15.75 \text{ }^\circ\text{C}$$

donde :

TEBS = Temperatura de entrada bulbo seco.

TSBS = Temperatura de salida bulbo seco.

* Cuando se desvíe una mezcla de aire exterior y de retorno, usar los m³/ seg. Suministrados.

* Cuando desvíe solo aire de retorno, use los m³/ seg. deshumidificado.

CONSIDERACIONES IMPORTANTES

Los equipos de aire acondicionado se fabrican de acuerdo con las capacidades de cada marca de equipos, y son muy variadas, por lo que siempre debemos aproximarnos al más cercano que satisfaga nuestras necesidades.

Para la selección de las capacidades de los equipos de A.A. deberemos hacer las siguientes consideraciones :

1.- Es recomendable dividir el sistema cuando menos en dos equipos, ya que si uno falla siempre contaremos con un mínimo de un 50 % de capacidad.

2.- Que los tamaños de los equipos sean los mismos, esto es muy práctico y económico cuando se instalan y se les da mantenimiento.

3.- Previendo cualquier ampliación, se recomienda que en la selección de los equipos siempre se seleccione el inmediato superior.

4.- Tiempo de fabricación, costo, colocación, descarga del aire acondicionado, peso, medidas así como la maniobras para su ubicación durante el desarrollo de la obra.

5.- Considerar en ocasiones un equipo de reserva que tenga la misma capacidad de los equipos que se instalan, el cual estará en operación alternada por día, esto es previendo el mantenimiento correctivo y así no dejar de dar servicio.

6.- Voltaje de operación disponible en la obra.

7.- Requerimientos diversos aproximados, por los equipos de A.A., con base en la T/ R.

1 T/ R = 2 Kw/ hora.

1 T/ R = 1 m² de superficie para la colocación y mantenimiento del equipo.

1 T/ R = 5 litros de agua por día, en sistemas de agua helada.

Capítulo 7

CONCLUSIONES

7.- CONCLUSIONES

Siendo que actualmente los estudios publicados para el cálculo de sistemas de aire acondicionado son complejos y de difícil comprensión para el profesionalista que está vinculado de alguna manera a este ramo, el trabajo expuesto fue realizado con la finalidad de exponer en forma sencilla y explícita un método de cálculo térmico, que pueda servir como manual de consulta rápida y eficaz, para solucionar los diversos problemas que se presentan en el desarrollo de un proyecto, llevando consigo los datos en forma comprensible para la solución final del problema que se trate.

Para llegar a realizar el cometido de esta tesis se ha elaborado el trabajo de tal forma que independientemente de la semejanza histórica que se plasma en la introducción ; se maneja un ejemplo de cálculo para un sistema en el cual se observan todos los aspectos técnicos para la elaboración de un proyecto de aire acondicionado y se van desarrollando paso a paso de manera sencilla sin redundar en cálculos matemáticos para no caer en la complejidad, pero si dejando muy claro el manejo de los datos y tablas que se involucran en el estudio.

Uno de los aspectos más importantes para el cálculo de aire acondicionado es la comprensión clara del manejo de la carta psicrométrica porque a partir de ésta se encuentran datos en forma gráfica que sirven para determinar la solución del problema que nos ocupa ; y en este trabajo se realizó un estudio en forma rápida y sencilla así como de clara comprensión.

De lo expuesto en este trabajo se puede deducir lo siguiente :

Que el grado de complejidad que pudiera tener el realizar un balance térmico, queda simplificado por este método, y los resultados se podrían comparar con el sistema denominado Carrier, que es el más conocido y usado en el ambiente profesional, el cual también es de mi conocimiento. Los resultados podrían diferir en los pasos de cálculo de: Transmisión y Radiación, en un porcentaje que es variable y solo en algunas ocasiones puesto que, este procedimiento es simplificado y no toma en cuenta otros factores que intervienen en las ganancias solares.

Este sistema de cálculo cuenta con varias ventajas que son : rápido, sencillo y confiable, con lo que se puede dar selección de equipos así como los requerimientos arquitectónicos de áreas, así como de otras disciplinas como son, eléctrica, estructura, etc., y para todo esto no es necesario tener conocimientos muy profundos de ingeniería térmica.

Tomando en cuenta este método práctico, así como la información que se obtiene para el cálculo de los sistemas de acondicionamiento, se puede dar una mejor solución a los proyectos y obras, de como aislarlas térmicamente y como orientarlas, ya que con esto baja mucho la carga térmica interna y por consiguiente la capacidad de los equipos a instalarse.

Cabe mencionar que la capacidad de los equipos está directamente relacionada, con la selección de los materiales de construcción, el color de las fachadas, la orientación de los espacios arquitectónicos, con la ayuda de este método se podrá conocer la capacidad requerida de equipos en un lapso corto de tiempo, y así poder realizar los cambios pertinentes, para que desde el punto de vista arquitectónico la edificación sea estética, funcional, y lo mejor relacionada con el medio ambiente, así como el equipo de aire acondicionado de la menor capacidad posible, en consecuencia el espacio que ocupan los ductos (cámara plena), será de menor altura, y así se podrá disponer de un mejor uso del espacio arquitectónico.

Dado que hoy en día la construcción de obras en el país, llevan consigo la finalidad de aprovechar en lo más posible los recursos materiales con que cuenta en el momento de desarrollar cualquier proyecto, me atrevo a considerar que el estudio realizado en la elaboración de esta tesis, tomando en cuenta que su desarrollo se hizo en forma clara, precisa y sencilla y que pudiera convertirse en un momento dado en un método de consulta práctico y veraz, será de gran ayuda para llevar a cabo este cometido tanto en el desarrollo de los profesionales como para el país.

Capítulo 8

DEFINICIONES

8.- DEFINICIONES

CALOR :

Es una forma de energía cinética que normalmente se define como la energía de un cuerpo; aunque la definición correcta es la de "energía en transición de uno a otro cuerpo como resultado de una diferencia de temperatura entre ambas". La principal fuente de calor es el Sol, produciéndose también por otros medios: combustión, fricción, electricidad, reacciones químicas y por la compresión de aire ó vapor; ya que el calor se considera como la manifestación del movimiento molecular de una substancia sólida, líquida ó gaseosa, que se encuentre a una temperatura superior al cero absoluto, (-273.15°C ó -460°F). Si existe teóricamente el calor, el frío no existe como termino positivo, sino que representa simplemente ausencia de calor; el frío no puede desprenderse ni radiarse. La sensación de frío que se nota al aproximar la mano a un trozo de hielo no obedece a que se desprende frío del hielo, sino que se neutraliza el calor de la mano (Bibliografía 9).

El calor siempre fluye del cuerpo más caliente hacia el más frío, a través de cualquier material.

Los materiales llamados aislantes térmicos sirven únicamente para retardar la transmisión del calor.

CALOR ESPECIFICO :

El calor específico de una substancia es su capacidad relativa de absorber calor tomando como base la unidad de agua pura. Representa la cantidad de calor requerido para elevar un grado la temperatura del peso unitario de una substancia. Existen dos clases de calor específico que son de importancia en el estudio de los gases : a volumen constante "CV" y a presión constante "CP", para los líquidos el cambio de volumen es tan pequeño que la distinción entre CV y CP es despreciable (Bibliografía 9)

$$CV = 0.715 \ 94 \text{ kJoules/}^\circ\text{C kg.} \quad \text{ó} \quad 0.198 \ 8 \text{ watt/}^\circ\text{C kg.} \quad \text{ó} \quad 0.171 \ \text{BTU }^\circ\text{F /Lb}$$

$$CP = 1.013 \ 12 \text{ kJoules/}^\circ\text{C kg.} \quad \text{ó} \quad 0.281 \ 4 \text{ watt/}^\circ\text{C kg.} \quad \text{ó} \quad 0.244 \ \text{BTU }^\circ\text{F/ Lb}$$

CALOR LATENTE (CL) :

Es la cantidad de calor cedido o absorbido por una substancia, a la cual acompaña algún cambio físico del material sin haber cambiado la temperatura del mismo (Bibliografía 9).

CALOR LATENTE DE FUSIÓN, LICUEFACCIÓN, SOLIDIFICACIÓN O CONGELACIÓN :

Es la cantidad de calor requerido para cambiar la unidad de peso de una substancia del estado sólido al estado líquido o viceversa. El calor latente de fusión del agua es de 93.04 watts / kg. de hielo ó 80 Kilocalorías / kg. de hielo ó 144 BTU / Lb de hielo (Bibliografía 9).

CALOR LATENTE DE VAPORIZACIÓN, EBULLICIÓN O CONDENSACIÓN :

Es la cantidad de calor requerido para cambiar la unidad de peso de una sustancia del estado líquido al estado gaseoso o viceversa (esta cantidad de calor será siempre mayor que la cantidad de calor latente de fusión del mismo material), para el agua es de 627.3 watts/ kg. de agua ó 539.4 kcal/kg. de agua ó 973.3 BTU/ Lb (Bibliografía 9).

CALOR SENSIBLE (CS) :

Es la cantidad de calor cedido o absorbido por una sustancia, a la cual le acompaña un cambio de temperatura sin cambio de estado físico (Bibliografía 9).

CICLO DE REFRIGERACIÓN :

El ciclo de refrigeración está basado en tres principios que son : (Bibliografía 9):

1ª Todos los líquidos al evaporarse absorben calor de lo que les rodea.

Para enfriar un cuerpo se aplica esta ley, haciendo evaporar un determinado líquido en un aparato adecuado, a fin de que el calor latente necesario para la evaporación se extraiga de las sustancias que deseamos enfriar.

2ª La temperatura a que hierve o se evapora un líquido depende de la presión que se ejerce sobre dicho líquido.

La importancia de este principio reside en que si podemos disponer de una presión distinta sobre el líquido que se está evaporando y produciendo frío, se alterará la temperatura a que se evapora y, por consiguiente, podrá variarse también el grado de frío producido.

3ª Todo vapor puede volver a condensarse, convirtiéndose en líquido, si se comprime y se enfría debidamente.

Este principio permite recoger el vapor formado por la evaporación del líquido, comprimirlo en un compresor adecuado, enfriarlo en un condensador y convertirlo nuevamente en líquido, que puede evaporarse otra vez y producir más frío.

Debido a la gran cantidad de calor latente que interviene en la evaporación y en la condensación la transmisión de calor puede ser muy eficiente mediante este proceso.

CLIMA :

Es un conjunto de variables que determinan el estado medio de la atmósfera, en un punto dado de la superficie terrestre. (las variables climatológicas son : temperatura, precipitación pluvial, humedad, radiación solar, nubosidad, visibilidad, dirección y velocidad del viento dominante), (Bibliografía 13).

CLIMA ARTIFICIAL :

Clima artificial es el control de la temperatura, la humedad, la pureza de aire, así como el movimiento del aire dentro de un recinto (Bibliografía 9).

CONFORT :

El cuerpo humano es, entre otras cosas un productor de calor, el cual necesita perder constantemente y a una rapidez determinada, y fijada por el metabolismo de la persona. La descarga de calor a cierta rapidez que permite mantener la temperatura corporal entre 36.5 y 37.5 °C con el mínimo esfuerzo, permite el desarrollo del trabajo fisiológico en óptimas condiciones. (confort significa "comodidad" y se puede entender, como un estado de bienestar del humano referido a las condiciones de temperatura y humedad de su cuerpo), (Bibliografía 13).

ENTALPIA (Q) :

Es el valor que nos proporciona el calor que contiene el aire, se mide en kilojoules por kg. ó kcal por kg. ó BTU por libra (Bibliografía 9).

EQUIVALENTE EN CALOR MECÁNICO DEL CALOR :

Casi todo trabajo mecánico se manifiesta finalmente en calor, por lo que existe una relación constante debido a la cual el calor y el trabajo mecánico son recíproca y mutuamente convertibles, cuyo valor se representa así (Bibliografía 9):

$$\begin{aligned} 1 \text{ watt} &= 496.9 \text{ kg-m} \\ 1 \text{ kilocal} &= 426.8 \text{ kg-m} = 3 \text{ 087.77 pies-lb} \\ 1 \text{ BTU} &= 107.6 \text{ kg-m} = 778.2 \text{ pies-lb} \end{aligned}$$

HUMEDAD ABSOLUTA ESPECIFICA (HA) :

Es el peso de vapor de agua expresado en gramos por kg. de aire seco (Bibliografía 9), ó sea que es el peso de vapor de agua que se encuentra mezclado por unidad de peso de aire seco (Bibliografía 9).

HUMEDAD RELATIVA (HR) :

Humedad relativa es un valor que nos representa en porcentaje el contenido actual de vapor de agua en el aire y el contenido máximo que puede tener el aire a la misma temperatura (Bibliografía 9).

PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA :

La energía no puede ser creada ni destruida, solo puede transformarse de un tipo de energía en otro.

TEMPERATURA :

Es una propiedad que puede ser considerada como representante de la violencia del movimiento de las moléculas de los cuerpos, que representa una magnitud escalar, (es la escala usada para medir la intensidad de calor ó presión térmica de un cuerpo) (Bibliografía 9).

TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO (TBH) :

Es la temperatura que se registra en un termómetro cuyo bulbo está cubierto por una mecha húmeda y expuesto a una corriente rápida de aire (Bibliografía 9).

TEMPERATURA DE BULBO SECO (TBS) :

Es la temperatura que se registra en un termómetro ordinario dentro de un espacio confinado, no expuesto al sol.

TEMPERATURA DE FUSIÓN :

Es la temperatura con la cual cambia una substancia del estado sólido al líquido (en general la temperatura de fusión disminuye al aumentar la presión excepto para los sólidos no cristalinos cuya temperatura aumenta al aumentar la presión), (Bibliografía 9)

TEMPERATURA DE ROCÍO (TR) :

Es la temperatura con la cual empieza la condensación de humedad cuando el aire se enfría. Esta es la condición a la cual debemos someter al aire para que se inicie la condensación del vapor de agua que tiene en suspensión (Bibliografía 9).

TEMPERATURA DE SOLIDIFICACIÓN :

Es la temperatura con la cual cambia una substancia del estado líquido al sólido (en general los cuerpos sólidos ocupan menos espacios que en estado líquido por tener más agrupadas sus moléculas, con excepción de algunas substancias como el agua que ocupa más volumen en estado sólido), (Bibliografía 9).

TEMPERATURA DE VAPORIZACIÓN, EBULLICIÓN O SATURACIÓN :

Es la temperatura con la cual cambia una substancia del estado líquido al estado gaseoso. Un líquido cuya temperatura ha sido elevada a la temperatura de saturación, se llama líquido saturado (Bibliografía 9).

Los líquidos que tienen una temperatura de vaporización muy baja se conocen como **refrigerantes**. Cuando la presión a que está sometido un líquido disminuye, la **temperatura de saturación** disminuye y el valor del calor latente aumenta.

TONELADA DE REFRIGERACIÓN (T/R) :

En el sistema inglés : Es la cantidad de calor absorbida para provocar la fusión de 2 000 Lb de hielo sólido en 24 horas (Bibliografía 9).

$$\frac{144 \text{ BTU/hr.} \times 2.000 \text{ Lb}}{24 \text{ Hrs.}} = 12\,000 \text{ BTU/hr.} = 1 \text{ tonelada}$$

En el sistema internacional y métrico : Es la cantidad de calor absorbida para provocar la fusión de 1 Tonelada métrica de hielo sólido en 24 horas.

$$\frac{93.04 \text{ watt} \times 907.184\,74 \text{ kg.}}{24 \text{ Hrs.}} = 3\,516.853 \text{ watts} = 1 \text{ tonelada}$$

$$\frac{80 \text{ kcal/hr} \times 907.184\,74 \text{ kg.}}{24 \text{ Hrs.}} = 3\,024 \text{ kcal/hr} = 1 \text{ tonelada}$$

MEDIDA DE CALOR :

La temperatura no tiene ninguna relación con la dimensión de la fuente calor. Una llama de fósforo puede tener la misma temperatura que una hoguera, pero obviamente la cantidad de calor que despiden es totalmente diferente. Las unidades de calor comúnmente usadas son las siguientes:

BTU : Sistema Inglés

Unidad Térmica Británica, es la cantidad de calor requerida para aumentar la temperatura de una libra masa de agua en 1 ° Fahrenheit (Bibliografía 6).

$$1 \text{ BTU} = \frac{0.453\,592\,37 \text{ kg.} \times 5 \text{ }^\circ\text{C}}{9} = 0.251\,995\,761 \text{ kcal}; 1 \text{ KILOCALORÍA} = 3.968 \text{ BTU}$$

FRIGORÍA :

La frigoría es una kilocaloría y se emplea para expresar la carga de refrigeración o capacidad de una planta frigorífica. Se define como la cantidad de calor que se debe extraer a un litro de agua para bajar en 1°C su temperatura (Bibliografía 9).

KILOCALORÍA : Sistema Métrico

Es la cantidad de calor requerida para aumentar la temperatura de un 1 Kg. masa de agua en 1°C; esta unidad es de dos clases : la pequeña caloría o gramo - caloría y la gran caloría o Kilocaloría (Bibliografía 6).

Existe cierta confusión en el empleo de ambos términos. Normalmente en trabajos científicos o de laboratorio, se emplea la gramo - caloría, mientras que las cantidades de calor que se miden en la práctica se expresan en Kilocalorías.

WATT : Sistema Internacional :

Potencia o flujo radiante, con valor de 1 joule / segundo (Bibliografía 12).

8.2 .- MÉTODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR :

La transferencia de calor de un punto a otro se presenta en tres formas : 1º Conducción, 2º Convección y 3º Radiación (Bibliografía 12).

CONDUCCIÓN :

La transferencia de calor por conducción se presenta cuando se transmite energía por contacto directo entre las moléculas o sea que las moléculas calentadas comunican su energía a las otras que se encuentran adyacentes a ellas. Por ejemplo cuando se calienta el extremo de una varilla metálica sobre una flama, partirá la energía calorífica del extremo caliente y fluirá por conducción de molécula a molécula hacia el extremo más frío. La energía incrementada de las moléculas calientes hace que éstas se muevan más rápidamente y a distancias mayores, por lo que golpean contra las moléculas inmediatas a ellas ; en el instante del impacto y debido a éste, las moléculas con mayor movimiento transmiten parte de su energía a las demás moléculas, las cuales comienzan a aumentar su velocidad y así sucesivamente la energía pasa de molécula a molécula. En general los sólidos conducen calor mejor que los líquidos y éstos mejor que los gases debido a su estructura molecular.

CONVECCIÓN :

La transmisión de calor por convección ocurre cuando hay movimiento de calor de un lugar a otro, por medio de corrientes que se establecen dentro de un medio fluido. Estas corrientes se conocen como corrientes de convección y son debidas al cambio de densidad producido por la expansión de la porción de fluido calentado (el aire más caliente tiende a ir hacia arriba y el aire más frío hacia abajo).

RADIACIÓN :

La transferencia de calor por radiación se presenta en la forma de un movimiento de onda similar a las ondas de luz, en el cual la energía se transmite de un cuerpo a otro sin la necesidad de materia intermedia ó materia de transporte.

TABLA No. 9 FACTORES DE CONVERSIÓN AL S.I. DE UNIDADES MÉTRICAS *

Cantidad física	Para convertir de :	A :	multiplicar por :
Longitud	pulgada	centímetro	2.54*
	pulgada	metro	0.002 54*
	pie	centímetro	30.48*
	pie	metro	0.304 8*
	centímetro metro	pulgada pie	0.393 700 8 3.280 84
Área	pulgada ²	centímetro ²	6.451 6
	pulgada ²	metro ²	0.000 645 16
	pie ²	centímetro ²	929.030 4
	pie ²	metro ²	0.092 903 04
	centímetro ² metro ²	pulgada ² pie ²	0.155 000 3 10.763 91
Volumen	pulgada ³	centímetro ³	16.387 064
	pulgada ³	metro ³	0.000 016 387 064
	pie ³	centímetro ³	28 316.85
	pie ³	metro ³	0.028 316 85
	galón	litro	3.785 41
	galón	metro ³	0.003 785 41
	centímetro ³ metro ³	pulgada ³ pie ³	0.061 023 74 35.314 67
Masa	libra masa (lbm)	grano	7 000
	grano	grano	0.064 798 9
	grano	kilogramo	0.000 064 798 9
	libra masa	grano	453 592 37
	libra masa	kilogramo	0.453 592 37
	grano	grano	15.432 36
	kilogramo	libra masa	2.204 623
	ton (2000 libras)	kilogramos	907.184 74
Densidad	lbm/pulgada ³	gramo/centímetro ³	27.679 90
	lbm/pulgada ³	kilogramo/metro ³	26 279.90
	lbm/pie ³	gramo/centímetro ³	0.016 018 46
	lbm/pie ³	kilogramo/metro ³	16.018 46
	gramo/centímetro ³	lbm/pulgada ³	0.036 127 29
	kilogramo/metro ³	lbm/pie ³	0.062 427 98
Temperatura	*F	*C	$1^{\circ}\text{F} - 32 / 1.8$
	*F	K	$(1^{\circ}\text{F} - 459.67) / 1.8$
	*C	K	$273.15 + 1^{\circ}\text{C}$
Energía y trabajo	BTU	joule	1 055 056
	BTU	kilojoules	1.055 056
	BTU/hr	watt	0.293
	BTU	Kilocalorías	0.251 996
	Kilocaloría	joules	4 186.8
	Kilocaloría	kilojoules	4.186 8
	Kilowatt hora	joules	3 600 000
	watt hora	joules	3 600
Kilocaloría/ hora	watt	1.163**	
Fuerza	ton (refrigeración)	watt	3 516.853
	ton	kcal/hr	3 024
	ton	BTU/hr	12 000

Cantidad física	Para convertir de :	A :	multiplicar por :
Presión	psi (lbf/ pie ²)	newton/ metro ² (pascal)	6.894.757 3
	lbf/ pie ²	newton/ metro ²	47.880 259
	milibar (mb)	newton/ metro ²	100*
	mm hg (*OC)	newton/ metro ²	133.322 4
	torr	newton/ metro ²	133.322 4
	atmósfera	newton/ metro ²	101 325
	pie. hg a 32 °F	newton/ metro ²	3 366.369
pie. hg a 60 °F	newton/ metro ²	3 378.85	
	psi (lbf/ pie ²)	milibar	68.947 573
Velocidad del aire (Vel.)	ppm (pie por minuto)	m/ s (metro por segundo)	5.08 E-3
Volumen de aire por tiempo	pcm (pie ³ por minuto)	m ³ / s (metro ³ / segundo)	4.719 E-4
Presión estática de columna de agua para ductos.	pie. C A / 100'	1 pascal/ m de long. equiv.	8.716
Entalpia de aire.	Q BTU/ kg.	kJ/ kg.	2.325 999 99
Volumen específico de aire	pie ³ por libra de aire seco	m ³ por kg. de aire seco	0.062 427 96
Contenido de mezcla de vapor de agua y aire seco : humedad absoluta	granos por libra (lbm)	gramos por kilogramo	0.142 857 142
Masa por unidad de área	libra / pie ²	kg. / m ²	4.882428
Rango de contenido de mezcla	libra/ pie ² semana	kg / m ² seg.	8.072 793 E-06
ENTALPIA por unidad de masa	BTU (IT)/ lbm	joule/ kg.	2.326.0
Entropía por unidad de masa	BTU (IT)/ lbm °F	joule/ kg. K	4.186.801
Conductividad térmica (K)	BTU pie/ hr pie ² °F	w / m ² K	0.144 227 9
Conductancia térmica (C ó U)	BTU/ hr pie ² °F	w / m ² K	5.678 263
Resistencia térmica (R)	hr pie ² °F/ BTU	m ² K / w	0.176 110 2
Resistividad térmica (R/ pig)	hr. pie ² °F / BTU pig	m K / w	6.933 47
Flujo de calor (q)	BTU/ hr pie ²	w / m ²	3.154 591
Permeabilidad de vapor de agua (μ)	$\frac{\text{grano}}{\text{hr pie}^2 \text{ pig. hg/ pig.}}$	kg./ Pa seg. m	1.499 29 E -12

* Fuente - Ver Bibliografía punto 12

** Factor Exacto

Capítulo 9

BIBLIOGRAFÍA

9.- BIBLIOGRAFÍA

- 1.- Carrier Manual de Aire Acondicionado, en sistema métrico, edit. Marcombo, Barcelona México, 1989.
- 2 TABLAS de AMICA hoy AMERIC (Asociación de Empresas del Ramo de Instalaciones para la Construcción A.C.), que contiene los datos Geográficos y de Clima de la República Mexicana.
- 3 Manejo y uso del Gas L.P. y Natural, Fernando. Blumenkrone, p.III(6).I
- 4 Manuel A. De Anda y Flores, Tablas de conductividad térmica de diversos materiales.
- 5 Manual de Arquitectura Solar, Víctor Fuentes F., Edit. Trillas, 1991
- 6 Apuntes de clase del Ing. Manuel A. de Anda y Flores, 1979-1982
- 7 ASHRAE Handbook Fundamentals, Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado, p.5.1, 1980.
- 8 Carta de valores de presión de saturación en milibares
- 9 Curso de capacitación en aire acondicionado, impartido por el Ing. Luis Vázquez y el Ing. Andrés Ostos, 1986.
- 10 Guía para aplicar criterios de eficiencia energética en construcciones para uso habitacional. FIDE (fideicomiso para el ahorro de energía eléctrica), 1996
- 11 Curso de Proyecto de Aire acondicionado, impartido por el Ing. Rodrigo de Bengoechea Olguín, en la División de Educación Continua de la Fac. de Ingeniería de la UNAM, 1994
- 12 Curso de sistemas de aire de acondicionamiento de aire, impartido por el Ing. Manuel de Anda, en la División de Educación Continua de la Fac. de Ingeniería de la UNAM, 1985
- 13 Curso de Técnicas de Arquitectura Bioclimática, impartido por el Dr. en Arq. José Diego Morales Ramírez, en la Facultad de Arquitectura del programa de Formación y Actualización para Profesores Periodo 96-1,
- 14 Carta Psicrométrica a nivel del mar de la University of Queensland, Architectural Science Unit, Australia.
- 15 Apuntes de clase del M. en Arq. Eduardo Saad Eljure, 1979-1980
- 16 Tesis de licenciatura con título : Comparación técnica económica de refrigerantes, para obtener el título de Ingeniero Químico autor : Artigas Coronado Francisco Javier, UNAM, Fac. De Química, 1985.