

5
2ej.



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN**

**"Acondicionamiento del aire en los
Multicinemas
Plazas Universidad"**

**T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A N**

**FRANCISCO SALVADOR AMADOR CORTES
VICTOR HUGO HERNANDEZ GOMEZ**

ASESOR: M en C. JUAN DE LA CRUZ HERNANDEZ ZAMUDIO

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

1998

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

259478



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.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVANZA DE
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES-DC

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO
DIRECTOR DE LA F.E.S.-CUAUTITLAN
P R E S E N T E .

EXAMENES

ATN: Ing. Jaime de Anda Montañez
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la F.E.S.-C

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

"Acondicionamiento del aire en los Multicineas
Plaza Universidad"

que presenta el pasante: Francisco Salvador Amador Cortés ,
con número de cuenta: 0361778-3 para obtener el TITULO de:
Ingeniero Mecánico Electricista .

Considerando que dicho tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuatitlán Izcalli, Edo. de México, a 18 de Febrero de 1998

PRESIDENTE

Ing. Juan de la Cruz Hernández Zamudio

VOCAL

Ing. Soledad Alvarado Martínez

SECRETARIO

Ing. Daniel Hernández Pecina

RIMER SUPLENTE

Ing. Emilio Juárez Martínez

SEGUNDO SUPLENTE

Ing. Bernardo G. Muñoz Martínez

[Handwritten signatures and dates]
18/02/98
18/02/98
18/02/98
18/02/98



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

ES. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES-CUAUTITLAN



DEPARTAMENTO DE
EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO
DIRECTOR DE LA F.E.S.-CUAUTITLAN
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Jaime de Anda Montañez
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la F.E.S.-C

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

"Acondicionamiento del aire en los Multicinas
Plaza "Universidad"

que presenta el pasante: Victor Hugo Hernández Gómez,
con número de cuenta: 9031525-3 para obtener el TITULO de:
Ingeniero Mecánico Electricista.

Considerando que dicho tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Edo. de México, a 18 de Febrero de 199 9

- | | | |
|------------------|--|-------------------------|
| PRESIDENTE | Ing. Juan de la Cruz Hernández Zamudio | <i>[Firma]</i> 18/02/98 |
| VOCAL | Ing. Soledad Alvarado Martínez | <i>[Firma]</i> 18/02/98 |
| SECRETARIO | Ing. Daniel Hernández Pecina | <i>[Firma]</i> 18/02/98 |
| RIMER SUPLENTE | Ing. Emilio Juárez Martínez | <i>[Firma]</i> 18/02/98 |
| SEGUNDO SUPLENTE | Ing. Bernardo G. Muñoz Martínez | <i>[Firma]</i> 18/02/98 |

Agradezco a mis Padres:

Roberto

y

Aurora

y Hermanos:

Roberto Eduardo

y

Marco Antonio

Por todo la comprensión, apoyo que me han brindado para alcanzar las metas que me he planteado en este gran proyecto en el que nos movemos que es la vida. Por todos los conocimientos que me han transmitido y por guiarme y estar siempre conmigo.

Y por sobre todas las cosas doy gracias a Dios por darme la oportunidad de ser participe de esta gran aventura de vivir.

Francisco Salvador Amador Cortés

Agradezco a mis padres, Alberto D. y Rosa M., por darme su cariño, guiarme en toda mi vida, apoyándome y dándome aliento. Les agradezco la oportunidad que me brindaron para conseguir una de mis grandes metas.

Agradezco a mi familia, Margarita G., Paty, Javier, Leo, Karen, Diana, Pepe, Alex y Adrián; a mis amigos, Margarita R., Margarito, Yadira, Sandra, Alejandro, David P., y a todos mis tíos por el cariño amistad y apoyo que siempre me han brindado.

Yazmín, te agradezco todo el cariño y amor que me das, todo el apoyo que me diste durante mi formación y sobre todo por estar conmigo, en las buenas y en las malas.

Te agradezco Dios por darme la alegría de tener a todas estas personas junto a mí y de darme la oportunidad de terminar mi carrera. Gracias por acompañarme siempre y guiarme. Gracias por estar siempre conmigo.

Victor Hugo Hernández Gómez

TITULO.

Acondicionamiento del aire en los "Multicinemas Plaza Universidad".

OBJETIVO DE LA TESIS.

Realizar el análisis (obtención de la potencia frigorífica) para el acondicionamiento del aire en los Multicinémas Plaza Universidad, aplicando los conocimientos adquiridos durante la carrera.

CONTENIDO DE LA TESIS

Prólogo.

I. Antecedentes.

1.1. Historia de la industria cinematográfica.

II. Principios termodinámicos básicos de la mezcla aire - vapor de agua.

2.1. Primera ley de la termodinámica.

2.1.1. Conservación de la energía.

2.2. Segunda ley de la termodinámica

2.3. Ley de Boyle.

2.4. Ley de Charles.

2.5. Ley de Joule.

2.6. Ley de Avogadro.

2.7. Gas ideal.

2.8. Ley de Gibbs y Dalton.

2.9. Composición del aire.

2.10. Propiedades de la mezcla vapor de agua-aire.

III. Procesos Psicrométricos.

3.1. Leyes psicrométricas.

3.2. Tablas y cartas psicrométricas.

3.3. Procesos psicrométricos.

3.4. Procesos a calor sensible.

3.4.1. Concepto de calor sensible.

3.4.2. Proceso de calentamiento.

3.4.3. Proceso de enfriamiento.

3.5. Proceso a calor latente.

3.5.1. Calor latente.

- 3.5.2. Proceso de humidificación.
- 3.5.3. Proceso de deshumidificación.
- 3.6. Procesos a calor sensible y latente.
 - 3.6.1. Proceso de enfriamiento y deshumidificación.
 - 3.6.2. Proceso de enfriamiento y humidificación.
 - 3.6.3. Proceso de calentamiento y humidificación.
 - 3.6.4. Proceso de calentamiento y deshumidificación.
- 3.7. Uso de la carta psicrométrica a presiones barométricas variables.

IV. Balance de cargas.

- 4.1. Introducción.
- 4.2. Transmisión de calor a través de paredes, pisos y puertas
- 4.3. Calor producido (o perdido) al traer aire exterior.
- 4.4. Calor producido por la gente (ocupantes)
- 4.5. Calor solar (radiación)
- 4.6. Calor ganado por luces, aparatos de cocina y motores.
- 4.7. Métodos para hacer el balance térmico
- 4.8. Balance térmico de verano - Cálculo simplificado.
- 4.9. Balance térmico de verano - Cálculo detallado.
- 4.10. Balance térmico de invierno - Cálculo simplificado.

V. Memoria de calculo.

- 5.1. Datos del Distrito Federal.
- 5.2. Condiciones externas para los cálculos de verano.
- 5.3. Condiciones externas para los cálculos de invierno.
- 5.4. Condiciones de Comodidad.
- 5.5. Condiciones internas para los cálculos de verano.
- 5.6. Condiciones internas para los cálculos de invierno.
- 5.7. Balances térmicos

VI. Análisis de las condiciones interiores de los Multicinémas Plaza Universidad.

6.1 Tabla de resultados

VII. Selección de equipo.

7.1 Como se selecciona el equipo.

7.2 Equipos propuestos (especificaciones).

7.2.1. Un solo equipo que satisfaga la potencia frigorífica total.

7.2.2. Un equipo para cada sala y uno para vestíbulo y baños.

Conclusiones.

Apéndice

Bibliografía.

PROLOGO DE LA TESIS

Existen dos motivos principales para acondicionar el aire: mantener la comodidad del ser humano y mejorar y 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 manejan.

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 es requerido de un sistema para el acondicionamiento del aire.

Cualquier exceso de calor debe ser desalojado por el cuerpo si éste ha de mantener su temperatura normal de 36.5 °C. Como el cuerpo produce siempre más calor del que necesita su disipación debe ser constante, segundo a segundo durante todo el año. Por tal motivo, el hombre cuando se reúne en lugares muy concurridos disipa mucho calor, creándose la necesidad de usar equipos para el acondicionamiento del aire para lograr su confort. Esta tesis trata de este último apartado: el conseguir la comodidad del ser humano para que realice sus actividades; en nuestro caso el asistir a una sala de cine.

Para lograr entender como se disipa el calor, en nuestro trabajo estudiamos las formas en las que se puede llevar a cabo esa transferencia de calor. Además, tratamos las condiciones de comodidad (humedad y temperatura) como factor importante para el análisis del acondicionamiento del aire. Por lo anterior, en nuestro estudio incluimos un capítulo en donde se trata los procesos psicrométricos y además, para sustentar los anteriores conocimientos, existe un capítulo con los principios básicos de la Termodinámica.

Por último, haciendo el análisis completo de todas las salas y el vestíbulo que conforman el establecimiento, esperamos obtener los datos necesarios para seleccionar un equipo adecuado.

NOMENCLATURA USADA EN LA TESIS

m = Masa.	W = Peso específico.
Z = Cotas.	d_a = Humedad absoluta no saturado.
V_a = Velocidad.	d_s = Humedad absoluta saturado.
Q = Calor.	W_v = Humedad específica.
ω = Trabajo.	M_w = Masa del vapor.
E = Energía	M_a = Masa del aire.
U = Energía Interna.	ϕ = Humedad relativa.
P = Energía Potencial.	P_w = Peso parcial del vapor.
K = Energía Cinética.	P_g = Presión de saturación del vapor.
g = Aceleración de la gravedad.	W_d = Peso del vapor saturado.
η = Eficiencia.	μ = Relación de saturación.
1,2 = Entrada , salida.	T_w = Temperatura de rocío.
p = Presión.	T_{BH} = Temperatura de bulbo húmedo.
V = Volumen.	T_{BS} = Temperatura de bulbo seco.
T = Temperatura.	T_R = Temperatura de rocío
M = Masa molecular.	h_T = Entalpía total del aire.
v = Volumen específico.	h_s = Entalpía del aire seco.
R = Constante universal de los gases	h_L = Entalpía del vapor de agua.
R_p = Constante particular del gas.	i = interior.
C_p = Calor específico a presión cte.	e = exterior.
C_v = Calor específico a volumen cte.	

CAPITULO I

ANTECEDENTES

1.1.- Historia De La Industria Cinematográfica

Para entender mejor el concepto de cine se presenta a continuación una definición, la cual dice:

Cine, es la técnica, arte e industria de las películas en movimiento, en que una serie de fotografías (cuadros o fotogramas) se toman en una película continua y al ser proyectadas sobre una pantalla en sucesión rápida producen la ilusión óptica del movimiento.

Tanto en Europa como en los E. U., se habían hecho antes de terminar el siglo XIX muchos experimentos para captar fotográficamente el movimiento; en 1893 Thomas Edison inventó una cámara con un rollo de película y, para ver esta, un aparato llamado "Cinematoscopia", al cual se asomaba el espectador. En Francia los hermanos Louis y Auguste Lumiere inventaron en 1895 el "Cinématographe", que proyectaba la película en una pantalla.

Los proyectores se perfeccionaron y aparecieron teatros destinados a mostrar películas. Las primeras eran cortas e ingenuas, y se filmaban a la luz del sol (no había estudios) con cámaras fijas, que después se hicieron panorámicas.

El cine se desarrollo simultáneamente como arte y como industria. Se hicieron películas más largas y se introdujeron elementos dramáticos.

En Francia, Georges Méliés invento trucos fotográficos, dispuso artificialmente las escenas para obtener determinados efectos y sus películas La Cenicienta (1900) y Viaje a la Luna (1902) causaron sensación.

La industria se concentró en Nueva York hacia 1908, pero en 1913 paso a Hollywood, en California. Desde 1910 se empezó a llamar estrellas a las principales actrices. Las películas de largo metraje aparecieron en Europa hacia 1911 y las superproducciones de gran lujo y despliegue comenzaron con la italiana *Quo vadis* de 9 rollos, que duraba más de dos horas.

Antes de la Primera Guerra Mundial se habían hecho famosos actores y actrices como Max Linder, Charles Chaplin y Rodolfo Valentino.

La Primera Guerra Mundial detuvo el desarrollo del cine en las naciones europeas. Estados Unidos adquirió un fuerte control del mercado mundial y Hollywood se convirtió en el centro indiscutible de la industria cinematográfica.

Hacia 1920 aparecieron estrellas de la magnitud de Douglas Fairbanks. Sin embargo muchas obras maestras del cine mudo se produjeron fuera de Hollywood.

En 1926 se empezó a experimentar con el sonido en la misma película, mediante la transformación de vibraciones sonoras en vibraciones luminosas. La primera película totalmente sonora fue *Luces de Nueva York* (1928).

Vinieron las películas en colores, iluminadas a mano, pero en 1932 se invento el proceso fotográfico de *Tecnicolor* que se vio en la *Cucaracha*.

A partir de 1950, la televisión determinó en todas partes una notable disminución del público cinematográfico. Los estudios de Hollywood empezaron a cerrar o a dedicarse a la producción de películas para la televisión. De ahí en adelante se ha experimentado con nuevos sistemas de proyección de color y sonido.

Una respuesta a esta competencia, fue la introducción de la pantalla panorámica y de nuevos recursos técnicos, como el 3D, el Cinerama y la película de 70 mm., en una tendencia continua hacia una mayor aproximación a la realidad.

A esta tendencia se asocio la producción de películas de gran espectáculo, como *Cleopatra* y *55 Días en Pekín*, cuya atracción se basa en gran parte en enormes costes de producción.

Otra respuesta, especialmente en Europa, fue la creación de un cine verdaderamente internacional, dirigido a público más reducidos, pero más exigentes, en todo el mundo. En este sentido, se puede mencionar la obra de Kazan, Kubrick y Billy Wilder de Estados Unidos; de Bresson, Chabrol, Godard de Francia; Antonioni, Rossellini de Italia, etc.

Los países que hoy producen más películas son: Japón, Hong Kong, Italia, Corea y E.E.U.U.; en el mundo de nuestra lengua: España, México y Argentina.

El cine de aficionados se ha convertido en una diversión de popularidad universal. Los documentales tienen gran valor en las escuelas y en los programas de adiestramiento industrial; también se utilizan como propaganda.

Los dibujos animados son una serie de dibujos fotografiados en sucesión y luego sincronizados con sonido.

Emile Cohl produjo en Francia la primera película de este tipo en 1907; siguieron su ejemplo en los Estados Unidos como Windsor McCay y muchos otros, entre los cuales sobresale Walt Disney, que han hecho una serie de películas muy ingeniosas y de gran mérito artístico.

La cinematografía, proceso que consiste en hacer fotografías y proyectarlas de modo que se simule movimiento, se desarrollo tras el descubrimiento de la película de celuloide en 1889.

Usa una cámara dentro de la cual se mueve una película para fotografiar objetos a una velocidad de 24 fotografías por segundo. Después de revelada, la película se proyecta sobre

una pantalla mediante un proyector que la desplaza normalmente a la misma velocidad con que fue expuesta la cámara.

La cinematografía en color, conocida desde 1897, no se introdujo comercialmente hasta 1932. El sonido fue introducido por Warner Bros. En 1927, sincronizando la película.

Los descubrimientos más recientes comprenden la pantalla panorámica, con las técnicas del Cinemascope y del Toddao y el uso del sonido estereofónico.

CAPITULO II

PRINCIPIOS BÁSICOS TERMODINÁMICOS DE LA MEZCLA AIRE - VAPOR DE AGUA.

2.1.- Primera Ley De La Termodinámica.

En el siglo XIX, Joule en sus trabajos enunció la primera ley de la termodinámica.

Decimos que cuando la magnitud del trabajo desempeñado o sobre un sistema cerrado adiabático (No hay transferencia de calor con el medio) depende de los estados inicial y final del proceso.

Este postulado es cierto, independientemente del tipo de interacción de trabajo que ocurre en el proceso, del tipo de proceso adiabático que se trate y de la naturaleza del sistema cerrado.

2.1.1.- Conservación De La Energía.

La energía no se crea ni se destruye solo se transforma.

Cuando el sistema sufre de cambios de estado, altera el principio de la primera ley; la energía puede cruzar el límite ya sea como calor o como trabajo y en cualquiera de las dos formas pueden ser positivo o negativo.

El cambio de energía en un sistema será igual, a la energía que cruce el límite del sistema. La energía puede transformarse por tres modos los cuales son:

- Por cambio de Energía Interna.
- Por cambio de Energía Cinética.
- Por cambio de Energía Potencial.

Consideremos que la masa del sistema no varia, por lo tanto podemos decir que la materia puede tener las tres formas de energía. La relación que nos define lo antes mencionado es la siguiente:

$$\oint (dQ - d\omega) = 0 \quad E_2 - E_1 = \oint (dQ - d\omega) = Q - \omega$$

$$E = U + P + K$$

$$E_2 - E_1 = U_2 - U_1 + mV_{a12}^2/2gc - mV_{a11}^2/2gc + mgZ_2/gc - mgZ_1/gc$$

2.2.- Segunda Ley De La Termodinámica.

Al igual que la primera ley, ésta es resultado de varios experimentos. Todos estos trabajos empezaron desde Carnot, pero para nuestro punto de vista, la definición de Kelvin-Planck, es la mejor, la cual enuncia lo siguiente:

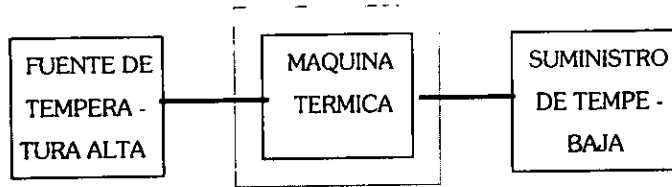
Es imposible construir una máquina que, cuando opere bajo cierto ciclo no produzca más efectos que efectuar trabajo e intercambiar calor con un solo depósito térmico.

También es importante definir a la entropía como:

La propiedad de la materia que mide el grado de organización o desorden a nivel microscópico.

Podemos definir que el trabajo neto que efectúa una máquina térmica es igual a la diferencia del calor que entra con respecto al calor que sale y su ecuación es la siguiente:

$$/ Q_A / - / Q_B / = / W_{seco} /$$



Con esta relación podemos calcular la eficiencia de la máquina la cual nos queda:

$$\eta = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_{\text{entrada}}}$$

2.3.- Ley De Boyle.

En un sistema, manteniendo la temperatura constante, el volumen variaría inversamente proporcional a la presión absoluta, durante un cambio cuasiestático.

Matemáticamente esta dada por la siguiente ecuación:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{V_2}{V_1} \quad \text{o bien} \quad p_1 V_1 = p_2 V_2 = p n V n = C \quad C = \text{cte.}$$

2.4.- Ley De Charles.

Aproximadamente 100 años después de la ley de Boyle, Jacques A. Charles enunció, de sus trabajos, la ley que lleva su nombre.

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

Su relación matemática es la siguiente:

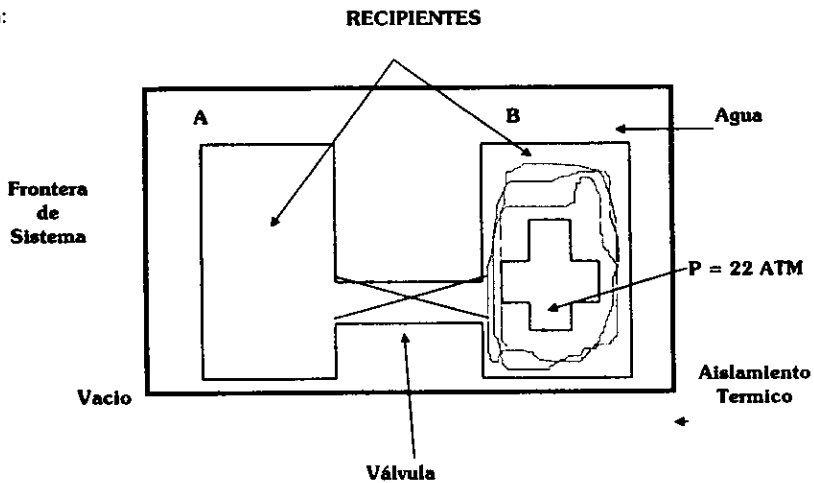
$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} = \frac{P_n}{T_n} = C \quad C = \text{cte.}$$

Además, cuando la presión se mantiene constante el volumen variará directamente proporcional a su temperatura absoluta.

$$\frac{T_1}{V_1} = \frac{T_2}{V_2} = \frac{T_n}{V_n} = C \quad C = \text{cte.}$$

2.5.- Ley De Joule.

Joule se basó para hacer su ley en el experimento de Gay-Lussac, el cual se muestra en la figura:



En este experimento observó, que cuando un gas se expande sin hacer trabajo, la temperatura de este permanece constante e inalterable y observó, que se debía a que su energía interna permanecía inalterable, por lo tanto, la energía interna de un gas perfecto es función de la temperatura.

2.6.- Ley De Avogadro.

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

2.7.- Gas Ideal.

Una vez analizadas las anteriores leyes, decimos que si un gas cumple con todas ellas, se trata de un gas perfecto o gas ideal.

De cualquiera de ellas podemos deducir la ecuación del gas ideal, como por ejemplo, de la ley de Boyle tenemos la siguiente relación:

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 = p_n V_n = C \quad \text{pero como } T_1 = T_2$$

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_n V_n}{T_n} = C$$

El valor de la constante C de la última ecuación la denominamos como la constante del gas, la cual puede ser universal o particular de cada gas, por lo tanto la ecuación del gas ideal es:

$$Pv = RT \quad \text{o} \quad PV = mRpT$$

2.8.- Ley De Gibbs - Dalton.

La ecuación de Gibbs - Dalton no es más que una generalización de la ley de Dalton de las presiones aditivas.

La ley de Dalton establece que *la presión total ejercida por una mezcla de gases es igual a la suma de presiones de cada uno de sus componentes, cada uno medida individualmente a la temperatura y volumen de la mezcla.*

Por consiguiente la ley de Gibbs - Dalton enuncia lo siguiente:

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

Las mezclas de vapor de agua - aire, se rigen prácticamente por la ley de Gibbs - Dalton. Al igual que la ley de Dalton, la mezcla de los gases ejerce una presión total, igual a la suma de las presiones parciales ejercidas independientemente por cada gas.

2.9.- Composición Del Aire.

El aire es una mezcla de gases que cuando esta seco tiene la siguiente composición en volumen:

GAS	%
NITROGENO	78.03
OXIGENO	20.99

GAS	%
ARGON	0.94
CO ₂	0.03

El 0.01 % restante lo tienen el Hidrogeno, Criptón y otros elementos.

Aparte de estos gases contiene impurezas como humo de sulfuro, humos de ácidos, bióxido de carbono, polvo, cenizas, minerales vegetales, animales y microorganismos.

Para la mayoría de los cálculos se puede considerar que aproximadamente el aire seco esta constituido en volumen por el 75 % de Nitrógeno, 21 % de Oxígeno. Los correspondientes porcentajes en peso son de 77 % de Nitrógeno y 23 % de Oxígeno. El otro constituyente importante es el vapor de agua. Este vapor generalmente se tiene como vapor sobrecalentado como un gas invisible.

2.10.- Propiedades De La Mezcla Vapor De Agua - Aire.

Las propiedades que tomaremos en cuenta, para los cálculos posteriores de la mezcla vapor de agua – aire, son las siguientes:

Calor específico: Es la cantidad de energía necesaria para elevar un grado, la temperatura de un peso unitario de una substancia conocida. El calor específico de todas las substancias varían con respecto a la temperatura.

Hay dos clases de calor específico, uno a volumen constante C_v y la otra con presión constante C_p . Los valores de estas constantes los encontramos con la relación siguiente:

$$C_p = 0.24112 + 0.000009t$$

La relación C_p entre C_v , en la mayoría de los gases, tiene un valor de 1.4 y de hay podemos calcular C_v .

Peso específico: El peso específico de una substancia es la fuerza de gravedad entre la unidad de volumen. Para el aire seco tiene el siguiente valor en el sistema ingles:

$$W = 0.07496 \text{ Lb / Ft}^3 \quad \text{a } 70 \text{ }^\circ\text{C} \text{ y } 29.92 \text{ inHg}$$

Para el aire seco contenido en Ft^3 de aire saturado:

$$W = 0.07309 \text{ Lb} / \text{Ft}^3 \quad \text{a } 70 \text{ }^\circ\text{C} \text{ y } 29.92 \text{ inHg}$$

El peso de la mezcla saturada es de $0.074239 \text{ Lb} / \text{Ft}^3$.

Para encontrar cualquier otro peso del aire a cualquier presión y temperatura los debemos de buscar en tablas. (apéndice)

Volumen específico: El volumen específico se define como *el volumen por unidad de masa de una sustancia, que corresponde al recíproco del peso específico.*

Para una temperatura de $70 \text{ }^\circ\text{C}$ y una presión de 29.92 inHg se tiene que para aire seco $v = 13.34 \text{ Ft}^3/\text{Lb}$., para aire seco contenido en 1 Lb de aire saturado $v = 13.47 \text{ Ft}^3/\text{Lb}$.

Humedad absoluta: *El peso de vapor de agua expresado en Lbs o grs. por cada unidad de volumen, se llama densidad absoluta o densidad del vapor de agua y se representa como d_v cuando el aire no esta saturado y d_a cuando si lo esta.*

Los valores de humedad absoluta los podemos conseguir en tablas (apéndice).

Humedad específica: *La composición de una mezcla aire - vapor de agua a menudo se determina por medio de la humedad específica que es la relación de la masa del vapor entre la masa del aire.*

$$W_v = \frac{M_w}{M_a}$$

Los valores de la humedad específica los podemos encontrar en las tablas que se muestran en el apéndice de la tesis.

Humedad relativa: Se define la humedad relativa como la división de la presión parcial del vapor en el aire con la presión de saturación del vapor a la temperatura de la mezcla y su relación es la siguiente:

$$\phi = \frac{P_w}{P_g}$$

Relación de saturación: Es la relación del peso del vapor mezclado con 1 Lb de aire seco en un momento dado, con el peso de vapor que satura esa libra de aire a la temperatura de la mezcla. Su representación matemática es:

$$\mu = \frac{W_v}{W_d}$$

Temperatura de rocío: Como dijimos antes, el aire contiene vapor y este se encuentra como vapor sobrecalentado, sin embargo, cuando el aire es enfriado a cierta temperatura el vapor de agua contenido en el aire empieza a condensarse, puede ser visible como neblina o lloviznas o como cuando se tiene condensación en una superficie fría, a esta temperatura se le llama temperatura de rocío.

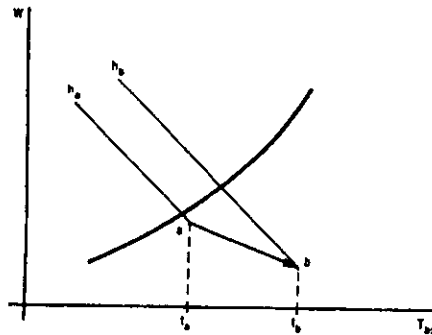
Temperatura Bulbo seco: La temperatura de una mezcla de aire - vapor de agua se lee con un termómetro seco de mercurio, a esta temperatura se le llama temperatura ordinaria o bulbo seco.

Temperatura de Bulbo húmedo: Esta temperatura nos indica la cantidad de calor contenido en el aire. Esta temperatura es menor a la temperatura de bulbo seco y para lograr esta medición la tenemos que hacer con un termómetro ordinario y a este atarle un pabilo.

Temperatura de saturación adiabática: Es la temperatura a la cual el aire se puede enfriar. Esta temperatura se alcanza cuando el aire está saturado totalmente.

Entalpía del aire. La entalpía del aire húmedo es igual a la suma de la entalpía del aire seco más la entalpía de vapor de agua contenida en la mezcla:

$$h_r = h_s + h_L$$



3.7.- Uso De La Carta Psicrométrica A Presiones Barométricas Variables.

La mayoría de las cartas psicrométricas están hechas para presiones barométricas estándar. Sin embargo, se proporcionan cartas de corrección de presión para permitir usar las cartas para otras presiones barométricas, tales como aquellas que se tienen a elevaciones diferentes de la del nivel del mar.

La corrección de la entalpía y la DW' , leída en la columna apropiada, se determina con la temperatura de bulbo húmedo y la desviación (Dp) de la presión barométrica estándar. Para obtener el valor correcto de la corrección a la humedad específica, los valores tabulados deberán reducirse en 1% cuando la depresión en la temperatura de bulbo húmedo es 24° , y reducirse proporcionalmente para otros valores a la razón de

$$DW_s = DW' (1 - (0.01 (T_d - T_w / 24)))$$

La presión del vapor a la temperatura del punto de rocío puede encontrarse para temperaturas menores de 80°F , W , expresada en granos por libra de aire seco, y la presión expresada en inHg.

$$P_s = W_s P_B / 4354 + W_s$$

Para temperaturas superiores a 80°F

$$P_s = W_s P_B / 4380 + W_s$$

Conocida la presión correspondiente al punto de rocío, la temperatura del punto de rocío se lee de tablas. La humedad relativa se encuentra con

$$f = (P_s / P_d)_{T_d}$$

o

$$f = (d_s / d_d)_{T_d}$$

después de haber encontrado la presión de saturación de vapor de agua P_d de tablas a la temperatura de bulbo seco.

El volumen específico del aire húmedo, puede encontrarse por

$$u = (0.754 (T_d + 460) / P_B) (1 + W_s / 4360)$$

donde:

P_B = presión barométrica.

W_s = humedad específica.

T_d = temperatura de bulbo seco

T_w = temperatura de bulbo húmedo.

CAPITULO III

PROCESOS PSICROMETRICOS

La psicometría estudia la termodinámica del aire húmedo. Es una ciencia que trata principalmente con el aire seco y sus mezclas con vapor de agua. La psicometría involucra mediciones del calor específico del aire seco y su volumen.

3.1.- Leyes Psicrométricas.

1. Cuando el aire seco se satura adiabáticamente, la temperatura se reduce y la humedad relativa se incrementa, la reducción de calor sensible es igual al incremento simultáneo de calor latente.

2. Cuando el contenido de humedad del aire se incrementa adiabáticamente, la temperatura se reduce simultáneamente hasta que la presión de vapor corresponde a la temperatura de saturación. Ésta se llama "temperatura de saturación adiabática".

3. Cuando cierta cantidad de agua aislada se evapora, se supone que la temperatura final será la adiabática de saturación y no está afectada por convección, por lo que la temperatura de bulbo húmedo será la adiabática de saturación.

4. La temperatura de bulbo húmedo del aire depende sólo del calor total sensible y latente y es independiente de sus proporciones relativas. En otras palabras, la temperatura de bulbo húmedo es constante ya que el calor total también lo es.

3.2.- Tablas Y Cartas Psicrométricas.

Las tablas psicrométricas son instrumentos de gran valor para el cálculo de procesos de aire acondicionado, en éstas se muestran tabuladas las propiedades de la mezcla de aire vapor saturado (desde -25°F hasta 164°F generalmente).

Por otro lado existen las llamadas cartas psicrométricas, las cuales simplifican en gran medida tanto la localización de un proceso conociendo dos de sus propiedades, permitiéndonos conocer el resto de ellas; así como los cálculos referentes a éste. En las cartas psicrométricas se ilustran los procesos y por ende, las propiedades de la mezcla de aire-vapor que acompañan a dicho proceso, a una determinada presión barométrica (o total). Dichas cartas tienen formas diferentes y cada una de éstas puede tener ventajas especiales.

Generalmente se selecciona como abscisa la temperatura de bulbo seco, y como ordenada en el lado derecho de la carta a la humedad específica. Se trazan las coordenadas a cualquier escala, que convenga a los fines deseados y a la presión barométrica estándar o bien a la presión requerida. La curva XY representa el trazo de los valores de la humedad específica para varios valores de las temperatura de bulbo seco; esta curva es también un trazo de las temperaturas de bulbo húmedo y del punto de rocío, porque las tres temperaturas son iguales a condiciones de saturación.

La entalpía de la mezcla saturada es trazada sobre líneas auxiliares adyacentes a la línea de 100% de saturación. Se observa que la entalpía es constante a lo largo de las líneas de bulbo húmedo, excepto por las desviaciones de la entalpía. Finalmente son trazadas sobre la carta las líneas de volumen específico.

Existen cartas para temperaturas normales, elevadas y bajas, así como también para diferentes presiones; y se debe escoger la carta psicrométrica que se adecue a las necesidades del problema.

A continuación se presenta el esqueleto de una carta psicrométrica en el cual se muestran las diversas coordenadas y se identifican las diversas escalas y líneas de las propiedades psicrométricas del aire que se pueden leer en ésta.

Temperatura de bulbo seco (línea 1). La temperatura del aire leída en un termómetro estándar. Las líneas de temperatura de bulbo seco constante son las líneas rectas, verticales en la carta. La escala de la temperatura de bulbo seco está en la parte inferior de la carta y sus unidades pueden ser °C o °F.

Temperatura de bulbo húmedo (línea 2). La temperatura de bulbo húmedo arriba de 32°F (0°C) es la temperatura indicada por un termómetro en el que su bulbo está cubierto por un pabito húmedo y expuesto a un flujo de aire moviéndose a una velocidad de 1000 fpm. Las temperaturas de bulbo húmedo por debajo de 32°F (0°C) se obtienen desde un termómetro en el cual el agua en el pabito se ha congelado hasta el hielo. Esta es la razón por la que el grado de inclinación de las líneas de temperatura de bulbo húmedo cambian por debajo de 32°F. La escala de la temperatura de bulbo húmedo está en la línea curva en el lado izquierdo de la carta. Las unidades son °F o °C.

Razón de humedad (línea 3). Las líneas de la razón de humedad constante son las líneas rectas horizontales que forman un ángulo recto con las líneas de temperatura de bulbo seco. La escala de la razón de humedad está en el lado derecho de la carta. Las unidades son granos de vapor de agua por libra de aire seco.

Entalpía (línea 4). Es la propiedad termodinámica que sirve como una medida de la energía de calor en el aire por encima de algunos datos de temperatura seleccionados. En este caso ésta representa la entalpía de 1 lb de aire seco mas la entalpía de W granos de vapor de agua asociados con éste. La escala de la entalpía, se muestra en la parte superior izquierdo, y un duplicado en la parte inferior y parte derecha de la carta. Cuando se leen los valores de la entalpía, es necesario usar una regla que recorra la carta de lado a lado a través del punto en el

cual se determinara la entalpía. Note que las líneas de entalpía constante no son paralelas a las líneas de temperatura de bulbo húmedo constantes. Las unidades de entalpía son BTU / lb.

Volumen específico (línea 5). El volumen específico, como es usado en la psicometría se refiere a los pies³ de la mezcla por libra de aire seco. Tomando en cuenta el contenido de vapor de agua. Sus unidades son pie³ / lb.

Temperatura de punto de rocío (línea 6). Las líneas de temperatura de punto de rocío son líneas horizontales y paralelas a las líneas de razón de humedad. la escala de la temperatura de rocío está en el lado derecho de la carta. Las unidades son °F o °C.

Humedad relativa (línea 7). Las líneas de humedad relativa constante se mueven en línea curva desde la parte izquierda de la carta hasta la parte derecha.

Presión de vapor (línea 8). Las líneas de presión parcial de vapor de agua constante en la mezcla vapor-agua-aire son horizontales y paralelas a las líneas de la razón de humedad constante. La escala de la presión de vapor se encuentra en la parte derecha de la carta. Las unidades de la presión de vapor son pulgadas de mercurio absoluto.

Razón de calor sensible (línea 9). Es la razón de calor sensible del calor total de un proceso de calentamiento y humidificación o un proceso de enfriamiento y deshumidificación. A una temperatura de 78°F de temperatura de bulbo seco y 50% de humedad relativa es el círculo de alineación para la escala de la razón de calor sensible. Su escala se encuentra en el lado derecho de la carta.

Como este aumento de la temperatura puede ser percibido por los sentidos se llama calor sensible. Así pues, el calor necesario para elevar la temperatura del agua se llama calor sensible.

El calor que se necesita para disminuir la temperatura del agua también se llama calor sensible, aunque en este último proceso se conoce a menudo con la denominación de enfriamiento sensible.

3.4.2.- Proceso De Calentamiento

Cuando se modifica el contenido de calor sensible del aire, con el fin de elevar su temperatura de bulbo seco permaneciendo constante su humedad específica, se dice que se desarrolla un proceso de calentamiento.

Al aplicar al aire el principio de calor sensible, los cambios que en él se producen, son los correspondientes a su temperatura. Al añadirle calor sensible su temperatura crece sin que se altere su contenido de humedad.

Es importante observar que la carta psicrométrica puede indicar, así mismo, lo que ocurre con la temperatura del bulbo húmedo y la humedad relativa durante el proceso de calentamiento.

La aproximación de la temperatura del aire a la de la superficie caliente por la cual fluye se expresa como el factor de "by pass" (FB); considerándose la temperatura de la superficie caliente constante.

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

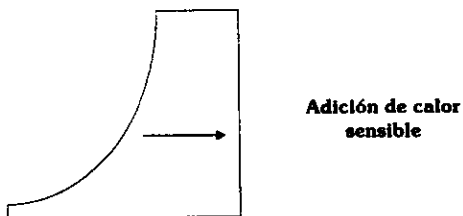
$$FB = T_c - T_b / T_c - T_a$$

donde: T_c = temperatura efectiva de la superficie.

T_a = temperatura de entrada.

T_b = temperatura de salida.

El proceso de calentamiento puede representarse en la carta psicrométrica por una línea horizontal que corra de izquierda a derecha.



3.4.3.- Proceso De Enfriamiento.

El proceso de enfriamiento, aplicando el principio de calor sensible, involucra el descenso de la temperatura de bulbo seco sin cambio en el calor latente. Por lo tanto, el contenido de humedad de la mezcla de aire permanece constante durante el proceso.

Debe observarse en este proceso la temperatura del bulbo seco de la superficie por la cual fluye el aire tiene un valor no menor de la temperatura de rocío dando como resultado, que la humedad específica se mantenga constante y no se llegue a la condensación.

En la medida que no cambia el contenido de humedad, la línea del proceso de enfriamiento sensible corre paralela a las líneas de punto de rocío y termina en la curva de saturación.

Para este caso el factor de by pass equivalente es:

$$FB = T_b - T_c / T_a - T_c$$

donde: T_c = temperatura efectiva de la superficie.

T_b = temperatura de salida.

T_a = temperatura de entrada.

Este proceso de enfriamiento se representa en la carta psicrométrica por medio de una línea horizontal que se mueve a partir de un punto de estado y se extiende hacia la curva de saturación, en donde se alcanza una temperatura lo suficientemente baja como para reducir la condensación.

Finalmente el calor agregado o eliminado durante un proceso que tiene lugar a humedad específica constante puede encontrarse al calcular la diferencia de entalpías, o empleando la ecuación que representa un cambio de calor sensible.

Calor agregado:

$$q_1 = hb - ha$$

$$q_1 = (tb - ta) (0.24 + 0.45W)$$

Para obtener el calor total absorbido, hay que multiplicarlo por el gasto total de aire:

$$Q_s = q_1 \times M \text{ (BTU/h)}$$

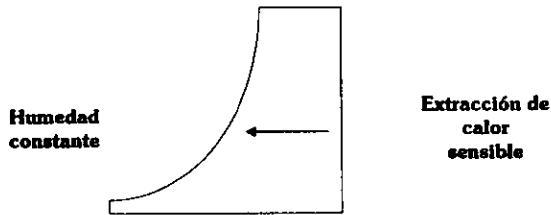
Calor removido:

$$q_1 = ha - hb$$

$$q_1 = (t_a - t_b) (0.24 + 0.45W)$$

Para obtener el calor total removido, hay que multiplicarlo por el gasto total de aire:

$$Q_s = q_1 \times M \text{ (BTU / h)}$$



3.5.- Proceso A Calor Latente

3.5.1.- Calor Latente.

El calor latente se identifica como calor latente de evaporación y calor latente de fusión. El primero es el necesario para llevar un líquido al estado de vapor. El calor latente de fusión es la cantidad de calor que hay que extraer para cambiar el sólido a líquido.

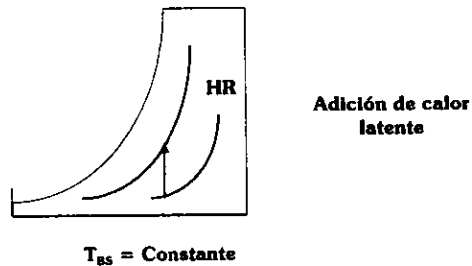
Finalmente el calor latente de solidificación es el inverso: hay que extraerlo del líquido para transformarlo en sólido.

3.5.2.- Proceso De Humidificación

En este proceso a diferencia de los que se realizan a calor sensible, la temperatura de bulbo seco se conserva constante mientras que la humedad específica sufre un incremento.

En otras palabras aplicando el principio de calor latente al aire, los cambios que se producen son relativos al contenido de humedad de este. Al añadir calor latente, el contenido de humedad del aire aumenta, pero la temperatura no se modifica.

En cualquier condición en que se produzca un aumento de humedad específica sin modificar la temperatura, es que se le está agregando calor latente al aire. Este queda representado en el gráfico psicrométrico por una línea de bulbo seco que indica un crecimiento en la humedad.



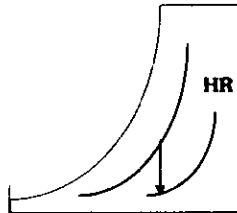
3.5.3.- Proceso De Deshumidificación.

En este tipo de procesos lo que se trata de conseguir es extraer humedad específica del aire pero conservando una temperatura de bulbo seco constante.

Esto se logra extrayendo calor latente lo que conlleva que el contenido de humedad disminuya, aunque la temperatura del aire siga siendo la misma.

Cualquier condición que produzca condensación sin alterar la temperatura del aire es una extracción de calor latente". Este efecto queda representado en el gráfico psicrométrico por una línea recta de bulbo seco descendente que indica una reducción de la humedad.

Como la extracción de calor latente es un proceso de enfriamiento se llama a veces enfriamiento latente.



**Extracción de
calor
latente**

3.6.- Procesos A Calor Sensible Y Latente.

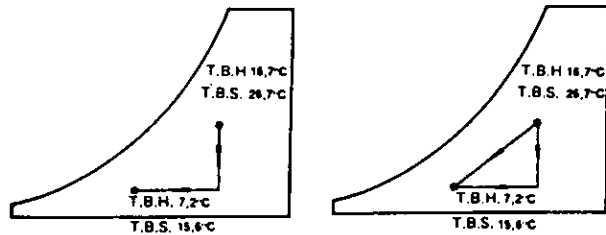
3.6.1.- Proceso De Enfriamiento Y Deshumidificación

En este tipo de proceso el aire que va a ser sometido a un enfriamiento y una deshumidificación debe de pasar a través de un serpentín de enfriamiento. En esta parte del proceso se extrae calor sensible, y cuando el aire se acerca a la temperatura final se procede a la extracción de calor latente.

Esto es, si el aire pasa a través de una superficie, o a través de un rociador de agua cuya temperatura sea menor que el punto de rocío del aire, se condensara parte de la humedad del aire y la mezcla se enfriara simultáneamente.

Por consiguiente se podría afirmar que este tipo de procesos consta de dos pasos bien diferenciados que son: la condensación en primer término y la deshumidificación en segundo, y que consiste en una extracción tanto de calor sensible como de calor latente.

El proceso de enfriamiento y de deshumidificación se produce de un modo simultáneo, motivo por el cual su representación en la carta psicrométrica es una sola línea diagonal que indica a la vez el enfriamiento sensible y la deshumidificación.



3.6.2.- Proceso De Enfriamiento Y Humidificación.

El proceso de enfriamiento y humidificación se le conoce también con el nombre de enfriamiento evaporativo. Este proceso es un proceso adiabático, lo que significa que no hay pérdida ni ganancia de calor total. El calor sensible se convierte en calor latente, debido a que se permite que el calor sensible del aire evapore la humedad contenida en este. En consecuencia, el calor sensible del aire se convierte en calor latente de la humedad.

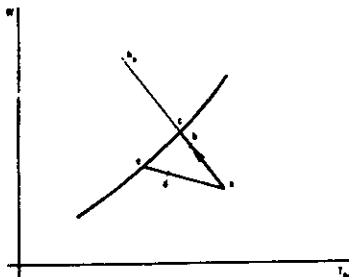
Para el proceso de enfriamiento evaporativo se necesita un rociador. Conforme va pasando el aire por el agua del rociador le va cediendo calor, parte de esa agua se evapora, extrayendo calor del aire con lo que este se enfría y humidifica.

Es importante mencionar que el aire que pasa a través del aspersor de agua no debe estar saturado, para que se pueda dar un aumento en su humedad específica y una disminución en su temperatura de bulbo seco.

El concepto de factor de by pass se aplica en este caso pero para este proceso de humidificación existe otro llamado eficiencia de humidificación que se define como:

$$E = (T_a - T_b / T_a - T_c) \times 100$$

Como puede observarse la mayoría de los procesos de enfriamiento evaporativo siguen una línea de bulbo húmedo. **Este tipo de enfriamiento se utiliza mas comúnmente en el acondicionamiento de aire industrial que en lugares habitados.**

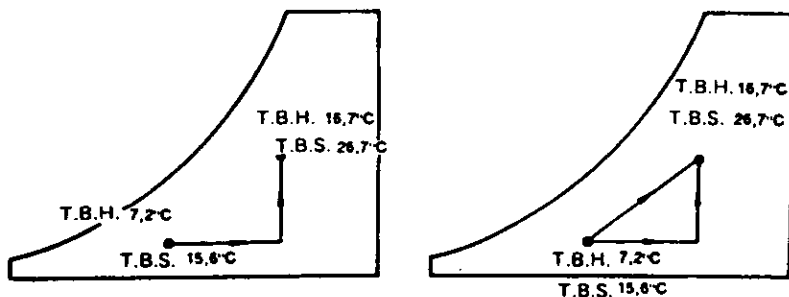


3.6.3.- Proceso De Calentamiento Y Humidificación.

En este tipo de procesos existe una producción tanto de calor latente como de calor sensible, así como también el aumento de la humedad específica del aire.

Para llevar a cabo este proceso el aire debe de fluir a través de un humidificador, en este el aire se humidifica y puede calentarse. Durante este proceso, el aire incrementa su humedad específica y entalpía, y la temperatura de bulbo seco aumenta según la temperatura inicial del aire y del agua. Es obvio que si se suministra suficiente agua con relación con el aire, este se acercara a la saturación y por lo cual ya no se podrá llevar a cabo el proceso de humidificación.

Como podrá observarse en la carta psicrométrica este proceso esta conformado por dos de calentamientos y humidificación. Como se sabe estos procesos se realizan simultáneamente, por lo que en la carta psicrométrica se pueden representar por una línea diagonal.



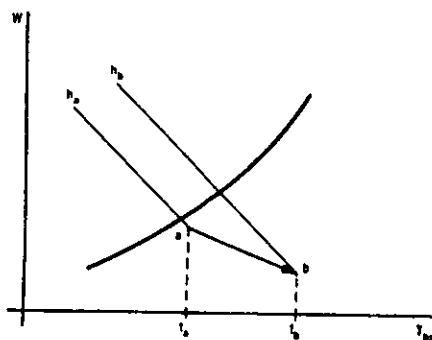
3.6.4.- Proceso De Calentamiento Y Deshumidificación.

Este tipo de procesos consiste en la absorción de la humedad específica del aire circulante por medio de la utilización de absorbentes sólidos o líquidos. En ambos casos, es necesario, que el absorbente tenga una presión de vapor de agua menor que la del aire. Además de la adición por consecuencia tanto de calor sensible como de calor latente.

Este proceso tiene como característica que, la humedad presente en el aire se condense fuera de este; llevando consigo que el calor latente se libere y por consiguiente el calor sensible del aire sufra un incremento.

Es de resaltar que estas no son las únicas dos energías que intervienen en el proceso, si no que también se cuenta con la presencia del calor absorbido o generado por el material activo que se llama calor de absorción.

No importando que tipo de material absorbente se utilice el calor desprendido por este interviene en el proceso incrementando el calor sensible.



3.7.- Uso De La Carta Psicrométrica A Presiones Barométricas Variables.

La mayoría de las cartas psicrométricas están hechas para presiones barométricas estándar. Sin embargo, se proporcionan cartas de corrección de presión para permitir usar las cartas para otras presiones barométricas, tales como aquellas que se tienen a elevaciones diferentes de la del nivel del mar.

La corrección de la entalpía y la DW' , leída en la columna apropiada, se determina con la temperatura de bulbo húmedo y la desviación (Dp) de la presión barométrica estándar. Para obtener el valor correcto de la corrección a la humedad específica, los valores tabulados deberán reducirse en 1% cuando la depresión en la temperatura de bulbo húmedo es 24° , y reducirse proporcionalmente para otros valores a la razón de

$$DW_s = DW' (1 - (0.01 (T_s - T_s) / 24))$$

La presión del vapor a la temperatura del punto de rocío puede encontrarse para temperaturas menores de 80°F , W_s expresada en granos por libra de aire seco, y la presión expresada en inHg.

$$P_s = W_s P_B / 4354 + W_s$$

Para temperaturas superiores a 80°F

$$P_s = W_s P_B / 4380 + W_s$$

Conocida la presión correspondiente al punto de rocío, la temperatura del punto de rocío se lee de tablas. La humedad relativa se encuentra con

$$f = (P_s / P_d)_{T_d}$$

o

$$f = (d_s / d_d)_{T_d}$$

después de haber encontrado la presión de saturación de vapor de agua P_d de tablas a la temperatura de bulbo seco.

El volumen específico del aire húmedo, puede encontrarse por

$$u = (0.754 (T_d + 460) / P_B) (1 + W_s / 4360)$$

donde:

P_B = presión barométrica.

W_s = humedad específica.

T_d = temperatura de bulbo seco

T_w = temperatura de bulbo húmedo.

CAPÍTULO IV

BALANCE DE CARGAS TÉRMICAS

4.1.- Introducción

El balance térmico es el conjunto de cálculos que permiten determinar: primero, la potencia, frigorífica o calorífica a instalar en un local para mantener en él las condiciones de temperatura deseadas; segundo, los caudales de aire y de vapor de agua que se deben introducir en dicho local para mantener un estado higrométrico determinado.

Puesto el balance térmico es variable durante todo el año tenemos que dividir el balance de cargas en dos etapas:

- Cargas en invierno (calefacción).
- Cargas en verano (refrigeración).

Para encontrar la cantidad de aire y humedad, que serán los factores más importantes de controlar en el proyecto, debemos encontrar el cambio de calor sensible entre ganancias y pérdidas. La relación para encontrar el flujo de aire es:

$$Q_s = M \times C_p (t_d - t_r)$$

donde:

- Q_s - Cambio de calor sensible del aire.
- M - Flujo de aire suministrado.
- C_p - Calor específico del aire.
- t_d - Temperatura de entrada del aire.
- t_r - Temperatura requerida en el espacio.

por lo que la cantidad de aire necesaria será:

$$M = Q_s / C_p (t_d - t_i)$$

y esta ecuación es válida tanto para invierno y verano.

Para el cálculo de cargas es necesario mencionar los siguientes conceptos básicos:

- Calor sensible.
- Calor latente.
- Transferencia de calor por conducción.
- Transferencia de calor por convección.
- Transferencia de calor por radiación.

Calor sensible.- Es calor que se siente o se mide. Éste es el calor que hace un cambio de temperatura de una sustancia, pero no hace un cambio de estado.

Calor latente.- Este tipo de calor por el contrario no hace cambio en la temperatura, pero si hace un cambio de estado.

Transferencia de calor por conducción.- La transferencia de calor lo debemos a las propiedades de los materiales. El fenómeno de conducción se basa en dos principios:

- Movimiento atómico (cinética térmica).
- Vibraciones de redes.

y la ecuación que define la transferencia de calor por conducción es la siguiente.

$$Q = - K A dT/dL$$

donde:

- Q - Es el flujo de calor.
- K - Constante de flujo de calor por conducción del material.
- A - Área perpendicular al flujo de calor.
- dT/dL - La razón de cambio de la temperatura con respecto al espesor de donde existe en flujo de calor.

Transferencia de calor por convección.- La transferencia de calor por convección la usamos cuando la transferencia se da con partículas en movimiento (aire, ambiente, líquidos, etc.).

La ecuación que rige la transferencia de calor por convección es.

$$Q = h A (t_w - t_{\infty}) \quad \text{Ecuación de Newton}$$

donde:

- Q - Flujo de calor.
- h - Coeficiente de transferencia de calor por convección.
- t_w - Temperatura en la pared.
- t_{∞} - Temperatura del fluido.
- A - Área perpendicular al flujo de calor.

Aquí la h ya no es una propiedad como K sino que ahora depende de las propiedades del fluido tales como la velocidad, viscosidad, presión, densidad, etc.

Transferencia de calor por radiación.- La transferencia de calor por radiación se lleva a cabo por una radiación electromagnética que se emite en la banda de longitud de onda entre 0.1 y 100 micrómetros como resultado únicamente de la temperatura en la superficie. Un emisor ideal, que se llama cuerpo negro emite radiación térmica según la ecuación de Stefan-Boltzmann.

$$e_b = B T^4$$

donde:

- e_b - Es la potencia emisiva
- B - Constante Stefan-Boltzmann.
- T - Temperatura en grados absolutos.

Los valores de la constante de Stefan-Boltzmann en el sistema ingles y en el sistema internacional son:

$$B = 0.1713 \times 10^{-8} \text{ BTU/h} \cdot \text{pie}^2 \cdot \text{°R}^4$$

$$B = 5.668 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K}^4$$

Las superficies no negras radian de acuerdo con la ecuación:

$$e = e e_b$$

donde:

- e - Emisividad.

Los factores de carga de calor se derivan de:

- La transmisión de calor a través de paredes, pisos, puertas, etc.
- El calor producido (o perdido) al traer aire exterior.
- El calor producido por la gente (ocupantes)
- El calor solar (radiación).
- El calor de luces, aparatos de cocina, motores, etc.

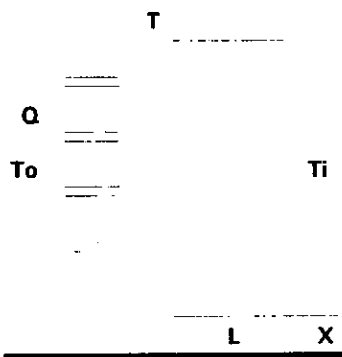
A partir de estos tipos de carga calcularemos la cantidad de flujo de aire.

4.2.- La Transmisión A Través De Paredes, Pisos, Puertas, Etc.

La transmisión a través de paredes, pisos, puertas, etc. varían con el tipo de construcción, el área expuesta a diferentes temperaturas, el tipo y espesor del aislamiento y la diferencia de temperatura entre el espacio dado y el aire ambiente.

Para el cálculo de la carga a través de paredes, pisos, puertas, etc., lo haremos por medio del flujo de calor por conducción. Para hacer el análisis del flujo de calor consideraremos que las paredes, pisos, puertas, etc., son placas planas y la ecuación para el flujo de calor por conducción de una placa situándola en un plano (X,T) es la siguiente.

$$Q = - K A \frac{dT(x)}{dx}$$



Lo primero que debemos deducir es la distribución de temperatura y considerando un flujo estacionario y unidireccional, resolveremos la ecuación diferencial de distribución de temperaturas. Y tenemos:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{d^2T}{dy^2} + \frac{d^2T}{dz^2} + \frac{q}{K} = \frac{1}{a} \frac{dT}{dt}$$

$$T(x) = X (T_1 - T_0 / L) + T_0$$

y por lo que la derivada de la temperatura con respecto a x es.

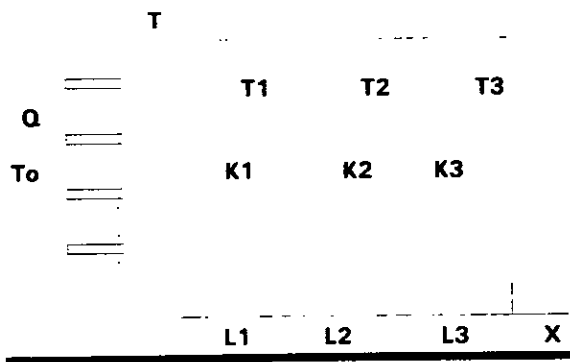
$$\frac{dT(x)}{dx} = \frac{T_1 - T_0}{L}$$

sustituyendo la derivada en el flujo de calor tenemos:

$$Q = -K A (T_1 - T_0 / L)$$

$$Q = K A (T_0 - T_1 / L)$$

Ahora cuando las paredes, pisos, puertas, etc. tienen recubrimientos o aislantes, analizaremos como una pared de placas múltiples. este análisis será análogo al de un sistema eléctrico de un conjunto de resistencias en serie.



$$Q = (T_0 - T_1 / L_1) A K_1; Q = (T_1 - T_2 / L_2) A K_2; Q = (T_2 - T_3 / L_3) A K_3.$$

Despejando la diferencia de temperaturas y sumándolas miembro a miembro tendremos:

$$Q = (L_1 / K_1 A + L_2 / K_2 A + L_3 / K_3 A) = T_0 - T_3$$

$$Q = \frac{T_0 - T_3}{\frac{L_1}{K_1 A} + \frac{L_2}{K_2 A} + \frac{L_3}{K_3 A}}$$

$$\frac{L_i}{K_i A} = R_i \quad n = \frac{1}{\sum R_i}$$

donde:

R_i - Resistencia térmica.

por lo tanto:

$$Q = n (T_0 - T_3)$$

Por último, un factor muy importante para la transmisión en paredes, pisos, puertas, etc. es el calor transmitido por convección entre la superficie y un fluido, que puede obtenerse empleando la ecuación de Newton

$$Q = h A (t_w - t_{\infty})$$

donde:

- Q - Flujo de calor.
- h - Coeficiente de transferencia de calor por convección.
- t_w - Temperatura en la pared.
- t_{∞} - Temperatura del fluido.
- A - Área perpendicular al flujo de calor.

de donde la resistencia térmica será:

$$R = 1 / hA$$

El valor del coeficiente h es muy complicado de calcular ya que, éste varía con respecto a la rugosidad de las superficies también con la velocidad del aire. Para fines prácticos y suponiendo que no se pasa de ciertos límites y para cálculos de ingeniería en aire acondicionado podemos suponer los siguientes valores:

$$h_i = 1.65 \text{ BTU} / \text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$h_o = 6.00 \text{ BTU} / \text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

O ser calculados dependiendo de la velocidad del viento y de la rugosidad de la superficie de contacto.

Para superficies lisas, la h se calcula con la siguiente fórmula:

$$h = 6.8 + (0.85 \times V)$$

donde:

V = velocidad promedio del aire en km / hr

Para superficies rugosa y asperas:

$$h = 10.3 + (1.5 \times V)$$

Pero como no es siempre constante la velocidad del aire en cualquier parte a continuación se dan unas fórmulas experimentales que corrigen la velocidad promedio del aire en ese lugar, tomando en cuenta la rugosidad de la pared.

$h = 1.4 + 0.28 V_p$ - para superficies muy lisas.

$h = 1.6 + 0.3 V_p$ - para madera y yeso.

$h = 2.0 + 0.4 V_p$ - para concreto vaciado o ladrillo liso.

$h = 2.1 + 0.5 V_p$ - para superficies rugosas.

Una vez conocido el valor del coeficiente h ahora si podemos calcular el flujo de calor total de un lado de la pared a otro tomando en cuenta el medio que los rodea a los dos lados de la pared

	T			
	T1	T2	T3	
Q				
To	K1	K2	K3	h1
h2				
	L1	L2	L3	X

$$Q = DT / R_T$$

$$R_T = \frac{1}{Ah_1} + \frac{L_1}{Ah_1} + \frac{L_2}{Ah_2} + \frac{L_3}{Ah_3} + \frac{1}{Ah_2}$$

$$n = 1 / R_T$$

$$Q = n DT$$

Este análisis es aplicable tan para invierno como para verano.

En el apéndice mostramos algunos valores del coeficiente de transferencia de calor por conducción. Para poder leer valores de este coeficiente se debe entrar con un valor medio entre las temperaturas de cada extremo de una pared en cada sección de distinto material.

4.3.- Calor Producido (O Perdido) Al Traer Aire Exterior.

En un edificio, el interior no es 100% hermético y por lo tanto la cantidad de aire por infiltración es una carga de calor muy importante ya que nos introduce aire frío (en invierno) o aire caliente (en verano). Esto puede que nos produzca pérdidas de calor en el caso de calefacción o ganancias en de calor en refrigeración.

La penetración del aire al interior se realiza por medio de ranuras, puertas y ventanas. En base al tipo de infiltración haremos un cálculo aproximado de la cantidad de aire que se nos infiltra, y así podremos calcular el calor que se gana o pierde. Este cálculo que se va a realizar se aplica tanto para invierno como para verano, lo único que varía son los valores tabulados para cada caso.

El cálculo de infiltraciones por las ranuras consiste en medir las longitudes de las ranuras y por medio de las tablas siguientes, que son datos experimentales, luego se suman todas las cantidades de aire que se infiltran, además también se debe conocer la velocidad promedio del aire en esa zona.

En el caso de las puertas en una industria tanto en verano como en invierno tenemos que conocer la diferencia de temperaturas tanto en el exterior como en el interior, así como el tráfico de personas que cruzan una puerta determinada. Una vez conocidos estos factores volvemos a ir a tablas de datos experimentales que nos da una aproximación del flujo de aire que se infiltra al interior.

Por último la infiltración por medio de las ventanas la volveremos a calcular por medio de datos experimentales que mostramos en el apéndice. Los datos que debemos saber para tomar las lecturas de infiltración de aire es el área de la ventana y el tipo de ventana.

Una vez sumado el total de cantidad de aire infiltrado podemos calcular el calor que produce o pierde dicho aire infiltrado con las siguientes expresiones:

$$Q_s = C_p \times M (T_i - T_e) \quad \text{en invierno.}$$

$$Q_s = C_p \times M (T_e - T_i) \quad \text{en verano.}$$

donde:

Q_s - Es el calor sensible que produce o pierde el aire infiltrado.

C_p - Calor específico del aire en BTU / lb°F.

M - Flujo total de aire infiltrado lb / h.

T_i - Temperatura interior.

T_e - Temperatura exterior.

y es necesario calcular el calor latente, el que se calcula de la siguiente manera:

$$Q_L = M (W_i h_i - W_e h_e) \quad \text{en invierno.}$$

$$Q_L = M (W_e - W_i) \times 1050 \quad \text{en verano.}$$

donde:

Q_L - Es el calor latente que produce o pierde el aire infiltrado.

M - Flujo total de aire infiltrado lb / h.

W_e - Humedad específica exterior.

W_i - Humedad específica interior.

$h_e, h_i, 1050$ - Entalpías tanto exterior como interior, como en común.

4.4.- Calor Producido Por La Gente (Ocupantes).

Las personas que ocupan un cierto local acondicionado liberan importantes cargas de calor sensible y calor latente. Estas cargas ya sean en verano como en invierno son ganancias de calor.

El calculado a las personas debe basarse en un número promedio de personas, que función ocupa cada persona, y el lugar donde se encuentran. Para este cálculo, con los datos solicitados anteriormente, buscaremos en la siguiente tabla y gráficas, con la lectura de bulbo húmedo del lugar donde se efectuará el proyecto, las cantidades de calor sensible y latente que producen en dicho lugar.

4.5.- Calor Solar (Radiación).

La ganancia de calor por radiación solar que recibe la Tierra varía desde un mínimo de cerca de 415 BTU / h-pie² o 445 BTU / h-pie² y la cantidad que llega a la superficie terrestre se reduce considerablemente por dispersión o reflexión al espacio y por absorción de la atmósfera.

La carga por radiación solar tanto en invierno como en verano se toma como ganancia de calor. Las ganancias las podemos seccionar en:

- Calor ganado a través de los cristales.
- Calor ganado a través de muros y techos.

El calor ganado a través de cristales depende de los siguientes factores:

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

4.6.- Calor Ganado Por Luces, Aparatos De Cocina Y Motores.

Como se ha hecho en la mayoría de los cálculos de ganancia o pérdida de cargas térmicas, el caso de las luces, aparatos de cocina y motores se tiene tablas de datos experimentales.

En el caso de esta sección tanto para invierno como para verano se consideran como puras ganancias.

Para el acceso de tablas necesitamos saber las características de potencia de diferentes equipos, con los cuales obtendremos el calor sensible y calor latente. Para estos valores se les debe agregar un 10% más por alguna contingencia imprevista que pueda ocurrir.

4.7.- Métodos Para Hacer El Balance Térmico.

Ya se ha visto que, un balance térmico, es el conjunto de cálculos que permiten determinar: primero, la potencia frigorífica o calorífica a instalar en un local para mantener en él, las condiciones de temperatura deseadas; segundo, los caudales de aire y de vapor de agua que se deben introducir en dicho local para mantener un estado higrométrico determinado.

Según la precisión que se desea obtener y las garantías de temperatura, el método de cálculo será más o menos complejo.

Así, para el balance térmico de verano, se pueden distinguir dos métodos: uno de ellos, muy sencillo, es utilizable únicamente para pequeñas instalaciones de confort; permite hacer un cálculo muy rápido mediante coeficientes fijados de manera arbitraria y una reducción de temperatura dada.

El otro método, que es el adecuado para instalaciones de carácter técnico en las que se exigen garantías, a menudo muy ajustadas, de temperatura, se basa en una apreciación más

estricta de los coeficientes de transmisión de los distintos materiales, de la insolación, de la diferencia de temperatura real, etc.

Para el balance térmico de invierno, también se pueden considerar dos métodos. Uno que consiste en aplicar al volumen del local aumentos por la exposición al viento, las vidrieras, etc., y luego, multiplicar el volumen resultante por una potencia calorífica por m^3 . El otro método, sin duda más elaborado, es más preciso, pero menos rápido.

El principio en que se fundamenta un balance térmico en frío o en calefacción es muy parecido; la transmisión de calor en un sentido o en el otro se realiza en función del coeficiente de transmisión de las paredes y de la diferencia de temperatura. Sin embargo, existen dos factores que pueden ser la causa de graves errores: por un lado, la insolación, y por el otro, las aportaciones de calor internas.

Para el balance de invierno, existe una cantidad de calor que no debe suministrar la instalación, pero, por lo general, no se tiene en cuenta en los cálculos, por lo que se tiene una reserva relativa de potencia. En cambio, para el balance de verano, estas cantidades de calor se suman, por lo que se tiene una potencia frigorífica suplementaria que hay que suministrar. Un olvido en este caso representa una potencia instalada insuficiente y unas condiciones obtenidas no conformes a las condiciones previstas.

En la práctica, lo mismo si se trata de un balance de verano que de uno de invierno, sólo se puede pretender una aproximación muy precisa a la realidad, pues hay muchos factores que intervienen a la vez y cada uno de ellos representa una posibilidad de error.

Así, con frecuencia, los coeficientes de transmisión de los materiales no se conocen con mucha exactitud. Desde luego, existen bastantes tablas, de las que se muestran en el apéndice, que proporcionan valores para cada material. Muy a menudo no se tiene la seguridad de que el coeficiente aplicado corresponda exactamente, en razón de la composición o de la estructura del material.

Por ejemplo, si se considera el coeficiente que debe aplicarse a una pared de aglomerado hueco de cemento con revoque de cemento en el exterior y enyesado interior, las diferencias de coeficiente real podrán ser motivadas por la forma y la disposición de los alvéolos, por el tamaño de la arena o de la gravilla, por el espesor de los enlucidos, etc. Por otro lado, ciertos puentes térmicos pueden aumentar, en algunos puntos, la transmisión de calor media. No es raro encontrar diferencias de un 10 %, y algunas veces incluso del 20 %, entre un coeficiente teórico y el valor medio práctico.

Como en muchos otros campos, los cálculos de balances térmicos deben realizarse con tanta lógica y sentido común como conocimientos técnicos.

4.8.- Balance Térmico De Verano - Cálculo Simplificado

Este método resulta particularmente adecuado para determinar la potencia frigorífica necesaria en las pequeñas instalaciones de climatización para confort. En este caso, se pretende obtener un descenso de temperatura de 5 a 7 °C con relación a la temperatura exterior; los coeficientes utilizados tienen en cuenta esta diferencia de temperatura, así como un valor medio de transmisión de calor por las paredes. El objetivo que se persigue no es la obtención en el cálculo de un resultado muy exacto, pues, de todas formas, el acondicionador de aire se escogerá dentro de una gama de material normalizado.

Partiendo de este hecho, se elegirá la potencia que mejor se adapte a las necesidades, que raramente será igual a la calculada, algunas veces será algo inferior, pero, con mayor frecuencia, inmediatamente superior a aquéllas. En una gama de climatizadores, las potencias frigoríficas suelen aumentar del 20 al 50 % entre un modelo y el siguiente.

La mayoría de fabricantes de acondicionadores de aire ponen a disposición de los instaladores unas hojas de cálculo simplificado, que ellos han establecido, pudiendo observarse que hay muy pocas diferencias entre las mismas.

Balance térmico: hay que sumar las kcal/h debidas a las aportaciones internas y a las aportaciones por las paredes del local, las cuales deben quedar compensadas por una potencia frigorífica por lo menos equivalente.

Este cálculo de balance comprende dos partes principales:

- las aportaciones internas de calor por los ocupantes, el alumbrado, los aparatos y la renovación de aire;
- las aportaciones de calor por las paredes: muros, ventanas, suelos y techos, a la sombra o al sol.

Los coeficientes indicados tienen en cuenta una diferencia de 6°C entre la temperatura exterior bajo abrigo y la temperatura a obtener en el interior. Así, en la primera parte del cálculo, los ocupantes se contabilizan para un desprendimiento calorífico de 120 kcal/h. Esto corresponde a una actividad física baja, adecuada para oficinas, apartamentos, salas de espectáculos, etc.

Sin complicar el cálculo se puede considerar el aumento de este valor al objeto de adaptarlo a la realidad. Por ejemplo, se tomarán 150 kcal/h por persona si se trata de un almacén en el que sus ocupantes están de pie; este valor pasará a 180 o 200 kcal/h por persona para un taller. Por lo demás, es poco frecuente sobrepasar esta última cifra si se tiene en cuenta el promedio de actividad en el mismo local.

1 — Aportaciones internas de calor

			Frigorías/hora necesarias
- Ocupantes			
(sin renovación de aire)	— × 120	=	— fg/h
(con renovación de aire)	— × 220	=	— fg/h
- Alumbrado en vatios	— × 0,9	=	— fg/h
- Aparatos eléctricos en vatios	— × 0,9	=	— fg/h
- Otros aparatos en kcal/h	— × 1	=	— fg/h

2 — Aportaciones de calor por las paredes

a) Paredes verticales:

<i>- Exposición al sol (Sur y Oeste)</i>			
- Ventanas o vidrieras sin postigos *	m ² — × 350	=	— fg/h
- Ventanas con postigos exteriores	m ² — × 75	=	— fg/h
- Paredes	m ² — × 20	=	— fg/h
<i>- Exposición a la sombra (Norte y Este) o al interior</i>			
- Ventanas o cristaleras	m ² — × 40	=	— fg/h
- Paredes o tabiques	m ² — × 12	=	— fg/h

b) Paredes horizontales

- Pisos o suelos	m ² — × 10	=	— fg/h
- Techos (local encima)	m ² — × 20	=	— fg/h
- Techos bajo terraza o desván aislado	m ² — × 40	=	— fg/h
- Terrazas o tejados no aislados	m ² — × 100	=	— fg/h
- Marcos con cristales al sol	m ² — × 400	=	— fg/h
- Marcos con cristales a la sombra	m ² — × 50	=	— fg/h
TOTAL			— = — fg/h

Tipo de acondicionador de aire: _____ Número: _____

Los valores que acabamos de citar indican el calor total, o sea, la suma del calor sensible y del calor latente producido por la respiración y el sudor de los ocupantes.

La renovación de aire puede incluirse automáticamente en el cálculo en función del número de personas. En este caso, se tomarán 100 kcal/h suplementarias por persona, es decir, 220 kcal/h en lugar de 120, o 250 kcal/h en lugar de 150, etc. En realidad, esta cifra corresponde a una renovación de aire de 35 ml/h por persona, valor medio utilizado con mucha frecuencia.

Para el alumbrado, sólo debe considerarse la potencia utilizada efectivamente en verano, a media tarde. Con bastante frecuencia, no debe añadirse nada al balance.

Las lámparas de incandescencia se contarán por su potencia nominal, pero, para los tubos fluorescentes hay que incrementar su potencia nominal en un 30 a 40 %, si el equipo de alimentación se encuentra en el local.

La potencia utilizada en vatios se ha de multiplicar 1 por 0,86 (redondeado a 0,9) para obtener kcal/h.

Para los motores y otros aparatos eléctricos sólo se considerará la potencia eléctrica que realmente absorben, en vatios. Esta potencia es casi siempre inferior a la potencia nominal, a causa de los tiempos de marcha y de paro, ya que éstos pueden regularse a mano en función de la utilización, o mediante un sistema de regulación. También hay que multiplicar la potencia absorbida, en vatios, por 0,9, para obtener kcal/h.

Otros aparatos o instalaciones, que utilizan agua caliente, vapor, gas, fuel oil, etc., pueden desprender calor. En la práctica, muchas veces es bastante difícil determinar la cantidad de calor producida, por lo que, en tales circunstancias, lo mejor es hacer una estimación lo más aproximada posible.

En cuanto a la segunda parte del cálculo, referente a las aportaciones por las paredes, los coeficientes indicados tienen en cuenta la diferencia de temperatura de 6°C, de manera que sólo hay que multiplicar dichos coeficientes por las distintas superficies formadas por las paredes o cristaleras.

Las ventanas sin postigos exteriores se considerarán para una aportación de calor de 350 kcal/h por m². Sólo se contará la superficie de ventana orientada al sur o al oeste que sea más importante; la otra orientación (oeste o sur) se considerará expuesta a la sombra (40 kcal/h por m²). Si hay postigos exteriores, de madera, metal, tela o plástico, se considera que el

coeficiente tiene un valor medio de 75 kcal/h por m². Se contarán entonces a la vez las orientaciones sur y oeste. Si existen postigos interiores, no se tendrán en cuenta (350 kcal/h por m²), aunque, en realidad, exista una pequeña disminución de la cantidad de calor introducida en el local. Los muros expuestos al sol, al sur y al oeste a la vez, se contarán a 20 kcal/h por m², después de deducidas las superficies de las ventanas.

Para las cristaleras expuestas a la sombra (norte y este), o colocadas en el interior de un edificio, hay que tomar el coeficiente 40 kcal/h por m². Asimismo, para las paredes o tabiques correspondientes, hay que multiplicar por 12 kcal/h por m² de superficie.

Es evidente que, si se trata de una pared común con un local ya climatizado, no hay que considerar cantidad alguna de calor.

En cuanto al suelo o piso, hay que contar con un promedio de 10 kcal/h por m² pero si éste pertenece a la planta baja y se encuentra sobre un sótano o cavidad sanitaria fresca, no hay que tener en cuenta aportación alguna de calor.

Por lo que respecta al techo, el coeficiente de 20 kcal/h por m² cuando existe un local habitado encima, corresponde a un techo sin aislamiento especial. Si el mismo se halla aislado, se puede reducir el coeficiente a 12.

Si encima del local a climatizar no hay ningún local habitado, sino únicamente tejados o una terraza aislada, se tomará el coeficiente medio de 40 kcal/h por m². Si esta terraza carece de aislamiento y es de construcción ligera, se tomará entonces un coeficiente de 50 o 60 kcal/h por m².

Para un tejado de tejas, pizarra o fibrocemento ondulado, se tomará un coeficiente de 80 a 100 kcal/h por m², siempre que no exista aislamiento o doble techo.

Cuando se trate de una marquesina de cristales con una pendiente más o menos acentuada hacia el sur u oeste, se tomarán 400 kcal/h por m². Si se halla a la sombra (techumbre en saledizo con cristales al norte) se tomarán 50 kcal/h por m².

Una vez efectuada cada multiplicación con el coeficiente correspondiente, no queda más que totalizar los resultados. Este total indica, pues, con una precisión media del orden de 10%, la potencia frigorífica que hay que prever.

Por lo general, se escoge una potencia de acondicionador de aire, en fg/h, igual o un poco superior a este resultado. En algunos casos, imperativos de orden comercial o de escalonamiento de las potencias en una gama de los equipos pueden dar lugar a que se elija un climatizador de potencia ligeramente inferior, pero esto hay que procurar evitarlo.

Este método de cálculo es aplicable a la mayoría de las instalaciones de climatización de confort, de pequeña y mediana potencias.

A título de verificación, se puede comprobar que, salvo raras excepciones, para una climatización de confort, hacen falta por lo menos 30 fg/h por ml de local.

La elección del o de los acondicionadores de aire se lleva a cabo seguidamente en función de varios factores cuya importancia relativa puede variar según cada caso de instalación. Los factores principales que pueden influir en esta elección serán:

- la potencia frigorífica del acondicionador de aire con relación al resultado del cálculo del balance térmico,
- el o los emplazamientos posibles para la instalación del equipo,
- el nivel sonoro del acondicionador de aire,
- la posibilidad de condensación por aire o por agua,
- el precio del acondicionador de aire y de sus accesorios.

4.9.- Balance Térmico De Verano - Cálculo Detallado

Este método permite efectuar, cuando se trata de instalaciones de mediana y pequeña potencia, un cálculo más exacto que precedentemente. En particular, se tendrán en cuenta los coeficientes reales de transmisión de las paredes, así como la diferencia de temperatura escogida. Este balance térmico se determina en calor total y, si es necesario, se efectuará un balance complementario en calor latente.

En la primera parte (aportaciones internas), la cantidad de calor liberado por los ocupantes se escogerá en función de la tabla del apéndice. Este valor se tomará como un promedio para los ocupantes del local; por lo general, no sobrepasa de 200 a 220 kcal/h por persona, salvo raras excepciones.

Para el equipo eléctrico (alumbrado, motores, etc.), se aplicará, a la potencia nominal de los aparatos, un coeficiente Z, que permita tener en cuenta la utilización no simultánea de la potencia real absorbida. Este coeficiente puede ser extremadamente variable.

Lo mismo puede decirse con respecto a los aparatos no eléctricos. Si existen fuentes internas de vapor (aparte de los ocupantes), el caudal en kg/h habrá que multiplicarlo por 600.

En la segunda parte (renovación de aire), el caudal por persona se elegirá entre un valor mínimo de 10/15 m³/h y uno máximo de 50/60 m³/h.

En ciertos casos, si se trata de locales de grandes dimensiones y de poca ocupación, el citado valor máximo de la renovación de aire puede rebasarse ampliamente con objeto de obtener una renovación de aire suficiente frente al volumen del local.

La diferencia de entalpía se obtendrá del diagrama psicrométrico, entre las condiciones interiores y exteriores de temperatura y de humedad relativa (diagrama en m³).

En cuanto a la tercera parte (aportaciones a través de las paredes), se buscará primero la hora del día en la que parece que la carga térmica es más importante. Esta averiguación se realizará, de acuerdo con las tablas y también teniendo en cuenta las superficies de cada una de las paredes.

Si hay dudas sobre cuál es la hora de carga máxima, hay que efectuar varios cálculos a horas distintas. Para un mismo cálculo, todas las aportaciones caloríficas y todas las diferencias ficticias, tomadas de las tablas, deben corresponder a la misma hora.

En las cristalerías interiores, tabiques interiores, techo y suelo, se utilizará la diferencia real de temperatura. Si es necesario, se efectuará el balance complementario en calor latente, con el fin de reducir la relación:

$$\text{calor sensible} / \text{calor total}$$

y compararla con esta misma relación para el acondicionador de aire escogido.

Por lo que respecta a los ocupantes, hay que determinar la cantidad de vapor de agua producida según la figura, en función de la actividad y de la temperatura ambiente.

La cantidad de vapor de agua producida eventualmente por las máquinas o aparatos se indicará directamente en g/h.

Para la renovación de aire, es preciso obtener sobre el diagrama psicrométrico la diferencia en g/ml entre las condiciones exteriores e interiores.

Las aportaciones de vapor de agua a través de las paredes son inapreciables en la mayoría de casos. Sin embargo, se podrán tener en cuenta cuando se trata de paredes muy delgadas, formadas por materiales porosos, con una diferencia importante entre las tensiones

de vapor interior y exterior. De esta forma, para una pared muy porosa, se puede alcanzar 0,1 a 0,2 g/h por m² y por g/m³ de diferencia de cantidad de agua entre el exterior y el interior.

Las diferencias en °C que constan en las tablas, se han establecido para una latitud media de 45, hemisferio norte, y para una diferencia entre la temperatura exterior y la interior de 6°C, para paredes de un color de tonalidad media.

Si esta diferencia de temperatura a obtener es superior a 6°C, hay que añadir a la separación ficticia la diferencia en relación a 6 °C.

HOJA DE BALANCE TERMICO DE VERANO

UTILIZACION DEL LOCAL

Dimensiones del local	Longitud L	Ancho I	Alto H	Volumen m ³

	Temperatura °C	Grado higrómetro %
Condiciones exteriores		
Condiciones interiores		
Toleraciones de temperatura		

APORTACIONES INTERNAS

	Número de personas	Kcal/h por persona	Total
Ocupantes			

	Watts	0.86	Coefficiente Z	Total
Alumbrado				
Motores				
Otros aparatos				

	Kcal/h	Coefficiente Z	Total
Otros aparatos			

	Kg/h	600	Total
Producción de vapor			

		Total
Diversos		

RENOVACION DE AIRE

Aportaciones por las paredes

Cristaleras

	Superficie en m ²	Aportación en kcal/m ²	Total
Cristaleras oeste			
Cristaleras sur			
Cristaleras este			
Cristaleras norte			
Cristañeras de techumbre			

	Superficie en m ²	Coficiente K en Kcal/hm ² °C	Diferencia real de temperatura en °C	Total
Cristalera interior				

Paredes y tabiques

	Superficie en m ²	Coficiente K en Kcal/hm ² °C	Diferencia real de temperatura en °C	Total
Pared norte				
Pared oeste				
Pared sur				
Pared este				

Suelo, techo y tejado

	Superficie en m ²	Coficiente K en Kcal/h ² °C	Diferencia real de temperatura en °C	Total
Tabique interior				
Suelo o piso				
Techo				
Tejado o terraza				

Total (en calor total)=	kcal/h
-------------------------	--------

CALCULO EVENTUAL DEL CALOR LATENTE

Ocupantes

Número de personas	g de vapor de agua por persona y por hora	Total

Máquinas

g/h de vapor de agua	Total

Renovación de aire

m ³ /h de aire	g/m ³ de vapor de agua	Total

Aportaciones de las paredes

Superficie en m ²	g/hm ² de vaor de agua	Total

	g/h
	x 0.6 Kcal/g
Total (calor latente) =	
	Kcal/h

4.10.- Balance Térmico De Invierno - Cálculo Simplificado

Este método del volumen corregido es aplicable a los locales de pequeña o mediana importancia, construidos en un solo nivel. Su aplicación resulta particularmente adecuada para las habitaciones o grupos de oficinas.

Se parte del volumen real de cada una de las habitaciones y, a continuación, se aplican uno o varios aumentos al citado volumen para tener en cuenta la orientación, el viento, las vidrieras, etc. Estos distintos aumentos pueden acumularse.

Aumentos a aplicar:

- +10% para una pared expuesta al norte o al nordeste.
- +5% para una pared expuesta a los vientos del norte y del noroeste.
- +10% para grandes superficies acristaladas.
- +10% para un local con más de dos paredes exteriores.
- +5% por cada 0°C que rebase a 18 0°C, para la temperatura interior deseada.

Después de haber obtenido, tal como se indica en el cuadro adjunto, el volumen corregido total, hay que buscar, en función del mismo y de la temperatura exterior de base, la potencia calorífica necesaria utilizando el gráfico del apéndice (en el punto de inserción).

La temperatura de base se escoge partiendo de unos datos como los contenidos en la tabla (*Condiciones de base en invierno*), en función de la región considerada.

Seguidamente, se añade el calor necesario para el recalentamiento del aire fresco introducido, aplicando la fórmula que se da a continuación:

$Q \text{ kcal/h} = \text{caudal de aire fresco en ml/h} \times 0,3 \text{ kcal/ms} \times \text{diferencia de temperatura en } 0^{\circ}\text{C}$ (diferencia de temperatura entre exterior e interior).

Si el funcionamiento de la instalación es intermitente, increméntese la potencia en un 20%

Balance Térmico.

Sala 3

Calculo de Verano**Datos Generales.**Volumen = 996.3576 m³ $T_{\text{efectiva}} = 22.22 \text{ }^{\circ}\text{C}$

50 % de humedad.

 $T_{\text{rocio}} = 11.31353 \text{ }^{\circ}\text{C}$ **Aportaciones.**

287 Ocupantes.

 $287 \times 120 = 34,440 \text{ Kcal / hr}$

40.0556 KW

25 Focos de 60 watts.

 $25 \times 60 \times 0.86 = 1290 \text{ Kcal / hr}$

1.5003 KW

Renovación de Aire.

287 Ocupantes.

$$287 \times 100 = 28700 \text{ Kcal / hr}$$

33.3797 KW

Puertas de Emergencia.

$$A = 1.75 \times 2.10 = 3.675 \text{ m}^2$$

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.04245 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 0.0509 \text{ Kg / s}$$

$$Q_s = 0.3983 \text{ KW}$$

$$Q_L = - 0.07298 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.3253 \text{ KW}$$

Ranuras

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.000849 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 0.00102 \text{ Kg / s}$$

$$Q_s = 0.007966 \times 3.675 = 0.02931 \text{ KW}$$

$$Q_L = 0.001463 \times 3.675 = - 0.005375 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.023935 \text{ KW}$$

Insolación.

Suelo.

$$A = 237.228 \text{ m}^2$$

$$2.7591 \text{ KW}$$

Paredes.

Pared Norte.

$$A = 31.332 \text{ m}^2$$

12 Kcal /hr por cada m^2

$$31.332 \times 12 = 375.984 \text{ Kcal / hr}$$

$$0.4373 \text{ KW}$$

Techo.

$$A = 237.228 \text{ m}^2$$

$$11.3637 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Paredes.

Pared Norte.

$$\frac{R}{A} = \frac{193.3959}{31.332} = 6.1725 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 0.1620 \text{ KW} / ^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 1.2604 \text{ KW}$$

Techo

$$U = 1.5921 \text{ KW} / ^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 12.3869 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	40.055600
Focos	1.500300
Renovación de aire	
Ocupantes	33.379700
Puertas	0.325300
Ranuras	0.023935
Insolación	
Suelo	2.759100
Paredes	0.437300
Techo	11.036370
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.260400
Techo	12.386900
TOTAL	103.165000

Gasto.

$$G = \frac{103,165}{1.2 \times 780 \times (22.22 - 11.31535)}$$

$$G = 10.1075 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica.

$$\frac{103,165}{3516.8}$$

$$PF = 29.2349 \text{ TR.}$$

Sala 3

Calculo de Invierno

Datos Generales.

Volumen = 996.3576 m³

T_{efectiva} = 20 °C

35 % de humedad.

T_{media exterior} = 13 °C

Aportaciones.

Ocupantes.

40.556 KW

Focos.

1.5003 KW

Renovación de Aire.

Ocupantes

33.3797 KW

Puertas de Emergencia.

M = 0.0509 Kg / s

$$Q_s = 0.3581 \text{ KW}$$

$$Q_L = 0.03579 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.3223 \text{ KW}$$

Ranuras

$$M = 0.00102 \text{ Kg / s}$$

$$Q_s = 0.007176 \times 3.675 = 0.02637 \text{ KW}$$

$$Q_L = 0.007173 \times 3.675 = 0.02636 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.02637 - 0.02636 = 0.00001 \text{ KW}$$

Insolacion

Suelo.

$$2.7591 \text{ KW}$$

Paredes.

Pared Norte.

$$0.4373 \text{ KW}$$

Techo.

$$3.3109 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor

Paredes.

Pared Norte.

$$U = 0.1620 \text{ KW} / ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.1620 (20 - 13)$$

$$Q = 1.134 \text{ KW}$$

Techo

$$U = 1.5921 \text{ KW} / ^\circ\text{C}$$

$$Q = 1.5921 (20 - 13)$$

$$Q = 11.1447 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	40.05560
Focos	1.50030
Renovación de aire	
Ocupantes	33.37970
Puertas	0.32230
Ranuras	0.00001
Insolación	
Suelo	2.75910
Paredes	0.43730
Techo	3.31090
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.13400
Techo	11.14470
TOTAL	69.84190

Gasto

$$G = \frac{69,841.90}{1.2 \times 780 \times (20 - 4)}$$

$$G = 4.6636 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{69,841.90}{3516.8}$$

$$PF = 19.8595 \text{ TR.}$$

Balance Térmico.

Sala 4

Calculo de Verano**Datos Generales.**Volumen = 979.875 m³T_{efectiva} = 22.22 °C

50 % de humedad.

T_{rocio} = 11.31353 °C**Aportaciones.**

305 Ocupantes

 $305 \times 120 = 36,600 \text{ Kcal / hr}$

42.5678 KW

25 Focos de 60 watts.

 $25 \times 60 \times 0.86 = 1290 \text{ Kcal / hr}$

1.5003 KW

Renovación de Aire.

305 Ocupantes.

$$305 \times 100 = 30,500 \text{ Kcal / hr}$$

35.4732 KW

2 Puertas de Emergencia.

$$A_1 = 1 \times 2.10 = 2.10 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 1.60 \times 2.10 = 3.36 \text{ m}^2$$

$$A_T = 5.46 \text{ m}^2$$

Por la razón.

$$\frac{5.46}{1.9509} = 2.7987$$

$$2.7987 \times 13 = 36.3832 \text{ pies}^3 / \text{min}$$

$$36.3832 \frac{\text{pies}^3}{\text{min}} \times 0.0283 \frac{\text{m}^3}{\text{pie}^3} \times \frac{1}{60} \frac{\text{min}}{\text{s}}$$

$$= 0.01716 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.01716 \times 5.46 = 0.0937 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 0.0937 \times 1.2 = 0.1124 \text{ Kg / s}$$

Ranuras.

Velocidad Promedio del aire 15 mph

$$1.8 \text{ pies}^3 / \text{min} = 0.000849 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.000849 \times 2 \times 2.73 = 0.004636 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 1.2 \times 0.004636 = 0.005563 \text{ Kg} / \text{s}$$

$$MT = 0.1124 + 0.005563 = 0.117963 \text{ Kg} / \text{s}$$

$$Q_s = C_p \times M (T_e - T_i)$$

$$Q_s = 1.005 \times 0.117963 (30 - 22.22)$$

$$Q_s = 0.9224 \text{ KW}$$

$$Q_L = M (h_e - h_i)$$

$$Q_L = 0.117963 (56.9888 - 58.42266)$$

$$Q_L = -0.1692 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.9224 - 0.1692$$

$$Q_T = 0.7532 \text{ KW}$$

Insolación.

Suelo.

$$A = 35.5 \times 7.5 = 251.25 \text{ m}^2$$

$$251.25 \times 10 = 2512.5 \text{ Kcal /hr}$$

$$2.9222 \text{ KW}$$

Paredes.

Pared Norte.

$$A = 7.50 \times 3.90 = 29.25 \text{ m}^2$$

$$29.25 \times 12 = 351 \text{ Kcal / hr}$$

$$0.4082 \text{ KW}$$

Techo.

$$A = 251.25 \text{ m}^2$$

$$251.25 \times 40 = 10,050 \text{ Kcal /hr}$$

$$11.6887 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Paredes

Pared Norte.

$$\frac{R}{A} = \frac{193.3959}{29.25} = 6.6118 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 0.1513 \text{ KW} / ^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 0.1513 (30 - 22.22)$$

$$Q = 1.1767 \text{ KW}$$

Techo

$$\frac{R}{A} = \frac{148.9987}{251.25} = 0.5930 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 1.6863 \text{ KW} / ^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 1.6863 (30 - 22.22)$$

$$Q = 13.1191 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	45.5678
Focos	1.5003
Renovación de aire	
Ocupantes	35.4732
Puertas	0.7532
Ranuras	-----
Insolación	
Suelo	2.9222
Paredes	0.4082
Techo	11.6887
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.1767
Techo	13.6863
TOTAL	110.1766

Gasto

$$G = \frac{110,176.6}{1.2 \times 780 \times (22.22 - 11.31535)}$$

$$G = 10.7945 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{110,176.6}{3516.8}$$

$$PF = 31.3287 \text{ TR.}$$

Sala 4

Calculo de Invierno

Datos Generales.

Volumen = 979.875 m³

T_{efectiva} = 20 °C

35 % de humedad.

T_{media exterior} = 13 °C

Aportaciones.

Ocupantes.

42.5678 KW

Focos

1.5003 KW

Renovación de Aire.

Ocupantes.

35.4732 KW

Puertas de Emergencia.

M = 0.1124 Kg / s

Ranuras.

$$M = 0.005563 \text{ Kg/s}$$

$$M_r = 0.117963 \text{ Kg/s}$$

$$Q_s = C_p \times M (T_i - T_e)$$

$$Q_s = 1.005 \times 0.117963 (20 - 13)$$

$$Q_s = 0.8291 \text{ KW}$$

$$Q_L = M (h_i - h_e)$$

$$Q_L = 0.117963 (36.9256 - 43.9576)$$

$$Q_L = -0.8295 \text{ KW}$$

$$Q_r = 0.8291 - 0.8295$$

$$Q_r = -0.0004 \text{ KW}$$

Insolación.

Suelo.

$$2.9222 \text{ KW}$$

Paredes

Pared Norte.

$$0.4082 \text{ KW}$$

Techo.

$$A = 251.25 \text{ m}^2$$

$$251.25 \times 12 = 3015 \text{ Kcal /hr}$$

$$3.5066 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Paredes.

Pared Norte.

$$U = 0.1513 \text{ KW / } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.1513 (20 - 13)$$

$$Q = 1.0591 \text{ KW}$$

Techo.

$$U = 1.6863 \text{ KW / } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 1.6863 (20 - 13)$$

$$Q = 11.8041 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	42.5678
Focos	1.5003
Renovación de aire	
Ocupantes	35.4732
Puertas	- 0.0004
Ranuras	-----
Insolación	
Suelo	2.9222
Paredes	0.4082
Techo	3.5066
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.0591
Techo	11.8041
TOTAL	73.7155

Gasto

$$G = \frac{73,715.5}{1.2 \times 780 \times (20 - 4)}$$

$$G = 4.989 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{73,715.5}{3516.8}$$

$$PF = 20.941 \text{ TR.}$$

Balance Térmico.

Sala 5

Calculo de Verano**Datos Generales.**Volumen = 961.584 m³ $T_{\text{efectiva}} = 22.22 \text{ }^{\circ}\text{C}$

50 % de humedad.

 $T_{\text{roco}} = 11.31353 \text{ }^{\circ}\text{C}$ **Aportaciones.**

255 Ocupantes.

 $255 \times 120 = 30,600 \text{ Kcal / hr}$

35.5895 KW

25 Focos de 60 watts.

 $25 \times 60 \times 0.86 = 1290 \text{ Kcal / hr}$

1.5003 KW

Renovación de Aire.

255 Ocupantes.

$$255 \times 100 = 2550 \text{ Kcal / hr}$$

29.6579 KW

2 Puertas de Emergencia.

$$A = 1.25 \times 2.10 = 2.625 \text{ m}^2$$

$$A_T = 5.25 \text{ m}^2$$

Por la razón.

$$\frac{5.25}{1.9509} = 2.6911$$

$$2.6911 \times 13 = 34.9839 \text{ pies}^3 / \text{min}$$

$$34.9839 \frac{\text{Pies}^3}{\text{Min}} \times 0.0283 \frac{\text{m}^3}{\text{pie}^3} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$= 0.0165 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\text{Vol}_{\text{av}} = 0.0165 \times 5.25 = 0.08663 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 0.08663 \times 1.2 = 0.104 \text{ Kg / s}$$

Ranuras.

Velocidad Promedo del aire 15 mph

$$1.8 \text{ pies}^3 / \text{min} = 0.000849 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.000849 \times 2 \times 2.625 = 0.004457 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 1.2 \times 0.004457 = 0.0053487 \text{ Kg} / \text{s}$$

$$MT = 0.104 + 0.0053487 = 0.10934 \text{ Kg} / \text{s}$$

$$Q_s = C_p \times M (T_e - T_i)$$

$$Q_s = 1.005 \times 0.10934 (30 - 22.22)$$

$$Q_s = 0.85491 \text{ KW}$$

$$Q_L = M (h_e - h_i)$$

$$Q_L = 0.10934 (56.9888 - 58.42266)$$

$$Q_L = -0.15677 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.85491 - 0.15677$$

$$Q_T = 0.69814 \text{ KW}$$

Insolación.

Suelo.

$$A = 33.5 \times 7.36 = 246.56 \text{ m}^2$$

$$246.56 \times 10 = 2465.6 \text{ Kcal / hr}$$

$$2.8676 \text{ KW}$$

Paredes.

Pared Norte.

$$A = 7.36 \times 3.9 = 28.704 \text{ m}^2$$

$$28.704 \times 12 = 344.448 \text{ Kcal / hr}$$

$$0.4006 \text{ KW}$$

Techo.

$$A = 33.5 \times 7.36 = 246.56 \text{ m}^2$$

$$246.56 \times 40 = 9862.4 \text{ Kcal / hr}$$

$$11.4705 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Paredes

Pared Norte.

$$\frac{R}{A} = \frac{193.3959}{28.704} = 6.7376 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 0.1484 \text{ KW} / ^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 0.1484 (30 - 22.22)$$

$$Q = 1.1547 \text{ KW}$$

Techo

$$\frac{R}{A} = \frac{148.9987}{246.56} = 0.6043 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 1.6548 \text{ KW} / ^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 1.6548 (30 - 22.22)$$

$$Q = 12.8742 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	35.58950
Focos	1.50030
Renovación de aire	
Ocupantes	29.65790
Puertas	0.69814
Ranuras	-----
Insolación	
Suelo	2.86760
Paredes	0.40060
Techo	11.47050
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.15470
Techo	12.87420
TOTAL	96.2134

Gasto

$$G = \frac{96,213.4}{1.2 \times 780 \times (22.22 - 11.31535)}$$

$$G = 4.6286 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{96,213.4}{3516.8}$$

$$PF = 27.3582 \text{ TR.}$$

Sala 5

Calculo de Invierno

Datos Generales.

Volumen = 961.584 m³

T_{efectiva} = 20 °C

35 % de humedad.

T_{media exterior} = 13 °C

Aportaciones.

Ocupantes.

35.3895 KW

Focos

1.5003 KW

Renovación de Aire.

Ocupantes.

29.6579 KW

Puertas de Emergencia.

M = 0.104 Kg / s

Ranuras.

$$M = 0.0053487 \text{ Kg /s}$$

$$M_r = 0.10934 \text{ Kg /s}$$

$$Q_s = C_p \times M (T_i - T_e)$$

$$Q_s = 1.005 \times 0.10934 (20 - 13)$$

$$Q_s = 0.7692 \text{ KW}$$

$$Q_L = M (h_i - h_e)$$

$$Q_L = 0.10934 (36.9256 - 43.9576)$$

$$Q_L = -0.7689 \text{ KW}$$

$$Q_r = 0.7692 - 0.7689$$

$$Q_r = -0.0003 \text{ KW}$$

Insolación.

Suelo.

$$2.8676 \text{ KW}$$

Paredes

Pared Norte.

$$0.4006 \text{ KW}$$

Techo.

$$A = 246.56 \text{ m}^2$$

$$246.56 \times 12 = 2958.72 \text{ Kcal /hr}$$

$$3.4412 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Paredes.

Pared Norte.

$$U = 0.1484 \text{ KW / } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.1484 (20 - 13)$$

$$Q = 1.0388 \text{ KW}$$

Techo.

$$U = 1.654 \text{ KW / } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 1.654 (20 - 13)$$

$$Q = 11.5836 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	35.3895
Focos	1.5003
Renovación de aire	
Ocupantes	29.6579
Puertas	0.0003
Ranuras	-----
Insolación	
Suelo	2.8676
Paredes	0.4006
Techo	3.4412
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.0388
Techo	11.5836
TOTAL	60.6344

Gasto

$$G = \frac{60,634.4}{1.2 \times 780 \times (20 - 4)}$$

$$G = 4.049 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{60,634.4}{3516.8}$$

$$PF = 17.2414 \text{ TR.}$$

Balance Térmico.

Vestíbulo.

Calculo de Verano**Datos Generales.**

Volumen = 1636.619 m³

$T_{\text{efectivo}} = 22.22 \text{ }^{\circ}\text{C}$

50 % de humedad.

$T_{\text{roco}} = 11.31353 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Aportaciones.

30 Ocupantes.

$30 \times 120 = 3600 \text{ Kcal / hr}$

4.187 KW

24 Lamparas de Techo de 25 watts.

$24 \times 25 \times 0.86 = 516 \text{ Kcal / hr}$

0.6001 KW

10 Letreros de 45 watts.

$10 \times 45 \times 0.86 = 387 \text{ Kcal / hr}$

0.4501 KW

78 Promocionales de 25 watts.

$$78 \times 25 \times 0.86 = 1677 \text{ Kcal / hr}$$

1.95044 KW

28 Focos de 40 watts.

$$28 \times 40 \times 0.86 = 963.2 \text{ Kcal / hr}$$

1.12025 KW

10 Vitrinas de 40 watts

$$10 \times 40 \times 0.86 = 344 \text{ Kcal / hr}$$

0.400009 KW

2 Reflectores de 100 watts.

$$2 \times 100 \times 0.86 = 172 \text{ Kcal / hr}$$

0.20004 KW

4 Máquinas de Salchichas de 7200 watts.

$$4 \times 7200 \times 0.86 = 24,768 \text{ Kcal / hr}$$

$$28.79968 \text{ KW}$$

2 Máquinas de Palomitas de 2352 watts.

$$2 \times 2352 \times 0.86 = 4,045.44 \text{ Kcal / hr}$$

$$4.70507 \text{ KW}$$

2 Refrigeradores de 3,700 watts.

$$2 \times 3,700 \times 0.86 = 6,364 \text{ Kcal / hr}$$

$$7.4017 \text{ KW}$$

Renovación de Aire.

30 Ocupantes.

$$30 \times 100 = 3,000 \text{ Kcal / hr}$$

$$3.489 \text{ KW}$$

5 Puertas.

$$A_p = 0.95 \times 2.10 = 1.995 \text{ m}^2$$

$$A_T = 1.995 \times 5 = 9.975 \text{ m}^2$$

Factor para Puertas de Cristal.

$$20 \frac{\text{Pies}^3}{\text{Min}} = 0.009433 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.009433 \times 9.975 = 0.0941 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 0.0941 \times 1.2 = 0.1129 \text{ Kg} / \text{s}$$

Ranuras.

Velocidad Promedo del aire 15 mph

Ranuras de 1/8 "

$$9.6 \frac{\text{Pies}^3}{\text{Min}} = 0.004528 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.004528 \times 5 \times 1.995 = 0.0452 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 1.2 \times 0.0452 = 0.0542 \text{ Kg} / \text{s}$$

$$M_T = 0.1129 + 0.0542 = 0.1671 \text{ Kg} / \text{s}$$

$$Q_s = C_p \times M (T_e - T_i)$$

$$Q_s = 1.005 \times 0.1671 (30 - 22.22)$$

$$Q_s = 1.3065 \text{ KW}$$

$$Q_L = M (h_e - h_i)$$

$$Q_L = 0.1671 (56.9888 - 58.42266)$$

$$Q_L = -0.2396 \text{ KW}$$

$$Q_T = 1.3065 - 0.2396$$

$$Q_T = 1.0669 \text{ KW}$$

Insolación.

Cristaleras.

$$A_T = 75.5575 \text{ m}^2$$

Factor para Cristaleras.

40 Kcal / hr

$$75.5575 \times 40 = 3022.3 \text{ Kcal /hr}$$

210.9062 KW

Suelo.

$$A = 495.3558 \text{ m}^2$$

$$495.3558 \times 10 = 4953.558 \text{ Kcal /hr}$$

5.7613 KW

Techo.

$$A = 495.3558 \text{ m}^2$$

$$495.3558 \times 40 = 19814.232 \text{ Kcal / hr}$$

$$23.0451 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Cristaleras.

$$A_T = 75.5575 \text{ m}^2$$

$$L = 6 \text{ mm} = 0.006 \text{ m}$$

$$K = 0.68784 \text{ Kcal / hr m } ^\circ\text{C}$$

$$h_i = 7.344 \text{ Kcal / hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_e = 27.2 \text{ Kcal / hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$R = \frac{1}{7.344} + \frac{0.006}{0.68784} + \frac{1}{27.2}$$

$$R = 0.1817 \times \frac{3600}{4.187} = 156.1862 \frac{^\circ\text{C m}^2}{\text{KW}}$$

$$\frac{R}{A} = \frac{156.1862}{75.5575} = 2.0671 \frac{^\circ\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 0.4838 \text{ KW} / ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.4838 (30 - 22.22)$$

$$Q = 3.7637 \text{ KW}$$

Techo.

$$\frac{R}{A} = \frac{148.9987}{495.3558} = 0.3008 \frac{^\circ\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 3.3246 \text{ KW} / ^\circ\text{C}$$

$$Q = 3.3246 (30 - 22.22)$$

$$Q = 25.8651 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	4.187000
Lamparas de Techo	0.600100
Letreros	0.450100
Promocionales	1.950440
Focos	1.120250
Vitrinas	0.400009
Reflectores	0.200040
Máquinas de Salchichas	28.799680
Máquinas de Palomitas	4.705070
Refrigeradores	7.401700
Renovación de aire	
Ocupantes	3.489000
Puertas	1.066900
Ranuras	
Insolación	
Cristaleras	210.906200
Suelo	5.761300
Techo	23.045100
Transferencia de calor	
Cristaleras	3.763700
Techo	25.865100
TOTAL	
	308.9084

Gasto

$$G = \frac{308,908.4}{1.2 \times 780 \times (22.22 - 11.31535)}$$

$$G = 30.2651 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{308,908.4}{3516.8}$$

$$PF = 87.8379 \text{ TR.}$$

Vestibulo.

Calculo de Invierno

Datos Generales.

Volumen = 1636.619 m³

T_{efectiva} = 20 °C

35 % de humedad.

T_{media exterior} = 13 °C

Aportaciones.

Ocupantes.

4.187 KW

Lamparas de Techo.

0.6001 KW

Letreros.

0.4501 KW

Promocionales.

1.95044 KW

Focos.

1.12025 KW

Vitrinas

0.400009 KW

Reflectores.

0.20004 KW

Máquinas de Salchichas.

28.79968 KW

Máquinas de Palomitas.

4.70507 KW

Refrigeradores.

7.4017 KW

Renovación de Aire.

Ocupantes.

3.489 KW

Puertas y Ranuras.

$$M_T = 0.1671 \text{ Kg / s}$$

$$Q_s = C_p \times M (20 - 13)$$

$$Q_s = 1.005 \times 0.1671 (20 - 13)$$

$$Q_s = 1.1756 \text{ KW}$$

$$Q_t = M (h_i - h_e)$$

$$Q_t = 0.1671 (36.9256 - 43.9576)$$

$$Q_t = - 1.1751 \text{ KW}$$

$$Q_T = 1.1756 - 1.1751 = 0.0005 \text{ KW}$$

Insolación.

Cristaleras.

210.9062 KW

Suelo.

5.7613 KW

Techo.

$$A = 495.3558 \text{ m}^2$$

$$495.3558 \times 12 = 5,944.2696 \text{ Kcal / hr}$$

$$6.9135 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Cristaleras.

$$U = 0.4838 \text{ KW / } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.4838 (20 - 13)$$

$$Q = 3.3866 \text{ KW}$$

Techo.

$$U = 3.3246 \text{ KW / } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 3.3246 (20 - 13)$$

$$Q = 23.2722 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	4.18700
Lamparas de Techo	0.60010
Letreros	0.45010
Promocionales	1.95044
Focos	1.12025
Vitrinas	0.40009
Reflectores	0.20004
Máquinas de Salchichas	28.79968
Máquinas de Palomitas	4.70507
Refrigeradores	7.40170
Renovación de aire	
Ocupantes	3.48900
Puertas	0.00050
Ranuras	-----
Insolación	
Cristaleras	210.90620
Suelo	5.76130
Techo	6.91350
Transferencia de calor	
Cristaleras	3.38660
Techo	23.27220
TOTAL	235.4218

Gasto

$$G = \frac{235,421.8}{1.2 \times 780 \times (20 - 4)}$$

$$G = 15.72 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{235,421.8}{3516.8}$$

$$PF = 66.9421 \text{ TR.}$$

Balance Térmico.

Baño.

Calculo de Verano**Datos Generales.**

Volumen = 68.25 m³

$T_{\text{efectiva}} = 22.22 \text{ }^{\circ}\text{C}$

50 % de humedad.

$T_{\text{rocio}} = 11.31353 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Aportaciones.

2 Ocupantes.

$2 \times 120 = 240 \text{ Kcal / hr}$

0.2791 KW

4 Focos de 30 watts.

$4 \times 30 \times 0.86 = 103 \text{ Kcal / hr}$

0.12 KW

2 Focos de 75 watts

$2 \times 75 \times 0.86 = 126 \text{ Kcal / hr}$

0.15 KW

Renovación de Aire.

2 Ocupantes

$$2 \times 100 = 200 \text{ Kcal / hr}$$

0.2326 KW

Insolación.

Suelo.

$$A = 5.26 \times 5 = 26.3 \text{ m}^2$$

$$26.3 \times 10 = 263 \text{ Kcal / hr}$$

0.3059 KW

Paredes.

Pared Este.

$$A = 5.26 \times 2.6 = 13.676 \text{ m}^2$$

$$13.676 \times 12 = 164.112 \text{ Kcal / hr}$$

0.1909 KW

Techo.

$$A = 5.26 \times 5 = 26.3 \text{ m}^2$$

$$26.3 \times 40 = 1052 \text{ Kcal /hr}$$

$$1.2235 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Paredes.

Pared Este.

$$\frac{R}{A} = \frac{193.3959}{13.676} = 14.1413 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 0.0707 \text{ KW / } ^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 0.0707 (30 - 22.22)$$

$$Q = 0.5502 \text{ KW}$$

Techo.

$$\frac{R}{A} = \frac{148.9987}{26.3} = 5.6654 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 0.1765 \text{ KW / } ^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 0.1765 (30 - 22.22)$$

$$Q = 1.3733 \text{ KW}$$

Carga y Potencia Frigorífica

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	0.2791
Focos 30	0.1200
Focos 75	0.1500
Renovación de aire	
Ocupantes	0.2326
Insolación	
Suelo	0.3059
Paredes	0.1909
Techo	1.2235
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Este)	0.5502
Techo	1.3733
TOTAL	4.4265

Gasto

$$G = \frac{4,426.5}{1.2 \times 780 \times (22.22 - 11.31535)}$$

$$G = 0.4337 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{4,426.5}{3516.8}$$

$$PF = 1.2587 \text{ TR.}$$

Considerando los 4 baños, tenemos:

$$PF_T = 4 \times 1.2587 = 5.0348 \text{ TR}$$

Baño.

Calculo de Invierno

Datos Generales.

Volumen = 68.25 m³

T_{efectiva} = 20 °C

35 % de humedad.

T_{medio exterior} = 13 °C

Aportaciones.

Ocupantes.

0.2791 KW

Focos de 30 watts.

0.12 KW

Focos de 75 watts

0.15 KW

Renovación de Aire.

Ocupantes

0.2326 KW

Insolación.

Suelo.

0.3059 KW

Paredes.

Pared Este.

0.1909 KW

Techo.

$$A = 5.26 \times 5 = 26.3 \text{ m}^2$$

$$26.3 \times 12 = 315.6 \text{ Kcal /hr}$$

0.3671 KW

Transferencia de Calor.

Paredes.

Pared Este.

$$U = 0.0707 \text{ KW} / ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.0707 (20 - 13)$$

$$Q = 0.4949 \text{ KW}$$

Techo.

$$U = 0.1765 \text{ KW} / ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.1765 (20 - 13)$$

$$Q = 1.2355 \text{ KW}$$

Carga y Potencia Frigorífica

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	0.2791
Focos 30	0.1200
Focos 75	0.1500
Renovación de aire	
Ocupantes	0.2326
Insolación	
Suelo	0.3059
Paredes	0.1909
Techo	0.3671
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Este)	0.4949
Techo	1.2355
TOTAL	0.0052

Gasto

$$G = \frac{5.2}{1.2 \times 780 \times (20 - 4)}$$

$$G = 0.0003472 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{5.2}{3516.8}$$

$$PF = 0.00148 \text{ TR.}$$

Considerando los 4 baños, tenemos:

$$PF_T = 4 \times 0.00148 = 0.00592 \text{ TR}$$

CAPITULO V

MEMORIA DE CALCULO

MULTICINEMAS PLAZA UNIVERSIDAD

5.1.- Datos Del Distrito Federal

Latitud	19° 25'
Altura	2240 m
Presión atmosférica	780 mbar

Verano:

Temperatura BS	30 °C
Temperatura BH	17 °C

Invierno:

Temperatura prom. de cálculo	13 °C
------------------------------	-------

5.2.- Condiciones Externas Para Los Calculos De Verano.

Temperatura de rocío exterior para verano. T_{RE}

$$P_V = P_s - 0.00064P(T_{BS} - T_{BH})$$

Donde:

P_s = Presión de saturación a la temperatura de bulbo seco

P_H = Presión de saturación a la temperatura de bulbo húmedo

P = Presión atmosférica.

$$P_s = 19.376 \text{ mbar}$$

$$P = 780 \text{ mbar}$$

$$P_V = 19.376 - (0.00064 \times 780 \times (30 - 17))$$

$$P_V = 12.8864 \text{ mbar} = 0.0128864 \text{ bar}$$

$$T_{RE} = 10.72066 \text{ }^\circ\text{C}$$

% de humedad relativa exterior para verano. H_R

$$H_R = 100 P_V / P_s$$

$$H_R = 100 (12.8864 / 19.376)$$

$$H_R = 66.507 \%$$

Entalpía exterior para verano. H_E

Humedad $\text{g}_{H_2O}/\text{kg}_{\text{aire seco}}$ W_E

$$W_E = 625 P_V / (P - P_V)$$

$$W_E = 625 \times 12.8864 / (780 - 12.8864)$$

$$W_E = 10.499096 \text{ g}_{H_2O}/\text{kg}_{\text{aire seco}}$$

Entalpía del aire seco. H_s

$$H_s = C_p T_{BS}$$

Donde:

C_p = Calor específico del aire igual a 1.005 KJ/kg°C

$$H_s = 1.005 \times 30 = 30.15 \text{ KJ/kg}$$

Entalpía del vapor de agua. H_v

$$H_v = W_E h_v$$

Donde:

h_v = Entalpía a la temperatura de bulbo seco igual a 2556.3 KJ/kg.

$$H_v = 0.010499096 \times 2556.3 = 26.8388 \text{ KJ/kg.}$$

Entalpía total exterior para verano.

$$H_E = H_s + H_v = 30.15 + 26.8388 = 56.9888 \text{ KJ/kg}$$

5.3.- Condiciones Externas Para Los Calculos De Invierno

Entalpía exterior para invierno H_E

Humedad $g_{H_2O}/kg_{\text{aire seco}}$ W_E

$$W_E = 625PV / (P - PV)$$

$$W_E = 625 \times 14.974 / (780 - 14.974)$$

$$W_E = 12.2332 \text{ g}_{H_2O}/\text{kg}_{\text{aire seco}}$$

Entalpía del aire seco. H_s

$$H_s = C_p T_{BS}$$

$$H_s = 1.005 \times 13 = 13.065 \text{ KJ/kg}$$

Entalpía del vapor de agua. H_v

$$H_v = W_E h_v$$

Donde:

$h_v =$ Entalpía a la temperatura de bulbo seco igual a 2525.3 KJ/kg.

$$H_v = 0.0122332 \times 2525.3 = 30.8926 \text{ KJ/kg.}$$

Entalpía total exterior para invierno.

$$H_E = H_s + H_v = 13.065 + 30.8926 = 43.9576 \text{ KJ/kg}$$

5.4.- Condiciones De Comodidad

Condiciones de comodidad.

Verano:

Temperatura de comodidad recomendada de 22.22 °C.

Humedad del 50 %.

Invierno:

Temperatura de comodidad recomendada de 20 °C.

Humedad del 35 %.

5.5.- Condiciones Internas Para Los Calculos De Verano

Temperatura de rocío interior para verano. T_{RI}

$$P_s \text{ a } 22.22 \text{ °C} = 0.026813 \text{ bar} = 26.813 \text{ mbar.}$$

$$P_s = 26.813 \times 0.5 = 13.4065 \text{ mbar.}$$

$$T_{RI} = 11.31535 \text{ °C}$$

Entalpía interior para verano. H_i

Humedad $g_{H_2O}/kg_{\text{aire seco}}$ W_E

$$W_E = 625PV / (P - PV)$$

$$W_E = 625 \times 17.325 / (780 - 17.325)$$

$$W_E = 14.197561 \text{ } g_{H_2O}/kg_{\text{aire seco}}$$

Entalpía del aire seco. H_s

$$H_s = C_p T_{BS}$$

$$H_s = 1.005 \times 22.22 = 22.3311 \text{ KJ/kg}$$

Entalpía del vapor de agua. H_v

$$H_v = W_E h_v$$

Donde:

h_v = Entalpía a la temperatura de bulbo seco igual a 2542.096 KJ/kg.

$$H_v = 0.014197561 \times 2542.096 = 36.09156 \text{ KJ/kg.}$$

Entalpía total exterior para verano.

$$H_E = H_s + H_v = 22.3311 + 36.09156 = 58.42266 \text{ KJ/kg}$$

5.6.- Condiciones Internas Para Los Calculos De Invierno

Temperatura de rocío interior para invierno. T_{Ri}

$$P_s \text{ a } 20^\circ\text{C} = 0.02339 \text{ bar} = 23.39 \text{ mbar.}$$

$$P_s = 23.39 \times 0.35 = 8.1865 \text{ mbar.}$$

$$T_{Ri} = 4^\circ\text{C}$$

Entalpía interior para invierno. H_i

Humedad $\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aire seco}}$ W_E

$$W_E = 625PV / (P - PV)$$

$$W_E = 625 \times 8.1865 / (780 - 8.1865)$$

$$W_E = 6.6292 \text{ g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aire seco}}$$

Entalpía del aire seco. H_s

$$H_s = C_p T_{BS}$$

$$H_s = 1.005 \times 20 = 20.1 \text{ KJ/kg}$$

Entalpía del vapor de agua. H_v

$$H_v = W_E h_v$$

Donde:

$$h_v = \text{Entalpía a la temperatura de bulbo seco igual a } 2538.1 \text{ KJ/kg.}$$

$$H_v = 0.006292 \times 2538.1 = 16.8256 \text{ KJ/kg.}$$

Entalpía total exterior para invierno.

$$H_E = H_s + H_v = 20.1 + 16.8256 = 36.9256 \text{ KJ/kg}$$

5.7.- Balances Térmicos.

Balance Térmico.

Sala 1

Calculo de Verano

Datos Generales.

Volumen = 763.29 m³

T_{efectiva} = 22.22 °C

50 % de humedad.

T_{rodo} = 11.31353 °C

Aportaciones.

310 Ocupantes.

310 x 120 = 37,200 Kcal / hr

43.265 KW

25 Focos de 60 watts.

25 x 60 x 0.86 = 1290 Kcal / hr

1.5003 KW

Renovación de Aire.

310 Ocupantes.

$$310 \times 100 = 31,000 \text{ Kcal / hr}$$

36.054 KW

Puertas de Emergencia.

$$A = 1.10 \times 2.10 = 2.31 \text{ m}^2$$

Dado que en tablas no se encuentra esta superficie, se toma la inmediata inferior y se multiplica por la razón de las dos.

Coefficiente para puerta de madera de 3' x 7'

La razón es 1.9509 m².

$$\frac{2.31}{1.9509} = 1.184$$

$$1.184 \times 13 = 15.392 \text{ pies}^3 / \text{min}$$

$$15.392 \frac{\text{pies}^3}{\text{min}} \times 0.0283 \frac{\text{m}^3}{\text{pie}^3}$$

$$= 0.4355 \text{ m}^3 / \text{min por cada m}^2.$$

$$\text{Vol}_{\text{air}} = 0.04355 \text{ m}^3 / \text{min} \times 2.31 \text{ m}^2$$

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 1.006 \text{ m}^3 / \text{min} \times 1 \text{ min} / 60 \text{ s} = 0.0167 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\text{Vol}_{\text{aireT}} = 0.0167 \times 2 = 0.0335 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Ranuras

Velocidad promedio del aire 15 mph = 24 km / hr

De tablas se obtiene el coeficiente de:

$$1.8 \text{ pies}^3 / \text{min}$$

Son 2 puertas de emergencia

$$1.8 \times 2 = 3.6 \text{ pies}^3 / \text{min}$$

$$3.6 \text{ pies}^3 / \text{min} = 0.001698 \text{ m}^3 / \text{s} \text{ por cada m}^2$$

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.001698 \times 2.31 = 0.003922 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Calculando el volumen total de aire de puertas y ranuras, se tiene que:

$$\text{Vol}_{\text{aireT}} = 0.0335 + 0.003922 = 0.03742 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Considerando una densidad del aire de $1.2 \text{ Kg} / \text{m}^3$, tenemos que:

$$M = 1.2 (0.03742) = 0.044904 \text{ Kg} / \text{s}$$

Considerando un C_p del aire de $1.005 \text{ KJ} / \text{Kg} \text{ } ^\circ\text{C}$

$$Q_s = C_p \times M (T_e - T_i)$$

$$Q_s = 1.005 \times 0.044904 (30 - 22.22)$$

$$Q_s = 0.3511 \text{ KW}$$

$$Q_L = M (h_e - h_i)$$

$$Q_L = 0.044904 (56.9888 - 58.42266)$$

$$Q_L = -0.06439 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.3511 - 0.06439$$

$$Q_T = 0.28671 \text{ KW}$$

Insolación.

Suelo.

$$A = 212.025 \text{ m}^2$$

El coeficiente para el suelo es de 10 Kcal / hr por cada m².

$$212.025 \times 10 = 2120.25 \text{ Kcal / hr}$$

$$2.466 \text{ KW}$$

Paredes.

Los muros que se encuentran dentro del local (división entre sala y sala, vestíbulo sal, etc.) no se tomarán en cuestión de transferencia de calor, ya que la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior es cero.

Por lo tanto, para el cálculo de insulación y transferencia de calor se tomarán solamente las paredes que están en contacto con el exterior.

Pared Sur.

El coeficiente que se utilizará es de 20 Kcal / hr por cada m².

$$A = 27 \text{ m}^2$$

$$27 \times 20 = 540 \text{ Kcal / hr}$$

$$0.62805 \text{ KW}$$

Techo.

$$A = 212.025 \text{ m}^2$$

El coeficiente que se utilizará es de 40 Kcal / hr por cada m².

$$212.025 \times 40 = 8481 \text{ Kcal / hr}$$

$$9.8639 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Pared Sur.

$$A = 27 \text{ m}^2$$

$$L = 13 \text{ cm} = 0.13 \text{ m}$$

$$K = 2.5 \text{ Kcal / hr m } ^\circ\text{C}$$

Calculo del coeficiente de convección para superficies lisa y flujo no turbulento.

Pared Exterior.

Velocidad del aire 24 Km /hr

$$h_e = 6.8 + (0.85 \times 24)$$

$$h_e = 27.2 \text{ Kcal / hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Pared Interior.

Velocidad del aire recomendada es de 0.64 Km / hr

$$h_i = 6.8 + (0.85 \times 0.64)$$

$$h_i = 7.344 \text{ Kcal / hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Calculo de la resistencia total de una pared de tabique con recubrimiento de yeso.

$$R = \frac{1}{7.344} + \frac{0.13}{2.5} + \frac{1}{27.2}$$

$$R = 0.22493 \times \frac{3600}{4.187} = 193.39574 \text{ }^\circ\text{C m}^2 \text{ KW}$$

$$\frac{R}{A} = \frac{193.39574}{27} = 7.1628 \text{ }^\circ\text{C KW}$$

$$U = 1/R$$

$$U = 0.13961 \text{ KW / }^\circ\text{C}$$

Para calcular el calor utilizamos:

$$Q = U (T_e - T_i)$$

$$Q = 0.13961 (30 - 22.22)$$

$$Q = 1.0862 \text{ KW}$$

Techo

$$A = 21.025 \text{ m}^2$$

El coeficiente de conductividad para el concreto es de $0.8 \text{ W / m}^\circ\text{C}$

$$R = 1.0283125 \text{ }^\circ\text{C / KW}$$

$$U = 0.97247 \text{ KW / }^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.97247 (30 - 22.22)$$

$$Q = 7.5658 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	43.26500
Focos	1.50030
Renovación de aire	
Ocupantes	36.05400
Puertas	0.28671
Ranuras	-----
Insolación	
Suelo	2.46600
Paredes	0.62805
Techo	9.86390
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Sur)	1.08620
Techo	7.56580
TOTAL	102.71566

Gasto.

$$G = \frac{Q_T}{1.2 \times 780 \times (T_{\text{efectiva}} - T_{Ri})}$$

$$G = \frac{102,715.66}{1.2 \times 780 \times (22.22 - 11.31535)}$$

$$G = 10.0635 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica.

$$\frac{102,715.66}{3516.8}$$

$$PF = 29.207 \text{ TR.}$$

Sala 1.

Calculo de Invierno

Datos Generales.

Volumen = 763.29 m³

T_{efectiva} = 20 °C

35 % de humedad.

T_{media exterior} = 13 °C

Aportaciones.

Ocupantes.

43.265 KW

Focos.

1.5003 KW

Renovación de Aire.

Ocupantes

36.054 KW

Puertas de Emergencia y Ranuras.

M_τ = 0.044904 Kg / s

$$Q_s = 1.0005 \times 0.044904 (20 - 13) = 0.3159 \text{ KW}$$

$$Q_L = 0.044904 (43.9576 - 36.9256) = -0.31577 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.3159 - 0.31577 = 0.0001351 \text{ KW}$$

Insolacion

Suelo.

2.466 KW

Paredes.

Pared Sur.

$$A = 27 \text{ m}^2$$

$$27 \times 12 = 324 \text{ Kcal / hr}$$

0.37683 KW

Techo.

$$A = 212.025 \text{ m}^2$$

$$212.5 \times 12 = 2544.3 \text{ Kcal / hr}$$

2.9592 KW

Transferencia de Calor

Paredes.

Pared Sur.

$$U = 0.13961 \text{ KW} / ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.13961(20 - 13)$$

$$Q = 0.97727 \text{ KW}$$

Techo

$$A = 212.025 \text{ m}^2$$

$$U = 0.97247 \text{ KW} / ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.97247 (20 - 13)$$

$$Q = 6.80729 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	43.26500
Focos	1.50030
Renovación de aire	
Ocupantes	36.05400
Puertas	0.0001351
Ranuras	
Insolación	
Suelo	2.46600
Paredes	0.37683
Techo	2.95920
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	0.97270
Techo	6.80729
TOTAL	78.84091

Gasto

$$G = \frac{78,840.91}{1.2 \times 780 \times (20 - 4)}$$

$$G = 5.2645 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{78,840.91}{3516.8}$$

$$PF = 22.4184 \text{ TR.}$$

Balance Térmico.

Sala 2

Calculo de Verano**Datos Generales.**

Volumen = 996.3576 m³

T_{efectiva} = 22.22 °C

50 % de humedad.

T_{rodo} = 11.31353 °C

Aportaciones.

297 Ocupantes.

297 x 120 = 3,640 Kcal / hr

41.4513 KW

25 Focos de 60 watts.

25 x 60 x 0.86 = 1290 Kcal / hr

1.5003 KW

Renovación de Aire.

297 Ocupantes.

$$297 \times 100 = 29700 \text{ Kcal / hr}$$

$$34.5428 \text{ KW}$$

Puertas de Emergencia.

$$A = 1.75 \times 2.10 = 3.675 \text{ m}^2$$

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.04245 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 0.0509 \text{ Kg / s}$$

$$Q_s = 0.3983 \text{ KW}$$

$$Q_L = - 0.07298 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.3253 \text{ KW}$$

Ranuras

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.000849 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 0.00102 \text{ Kg / s}$$

$$Q_s = 0.007966 \times 3.675 = 0.02931 \text{ KW}$$

$$Q_L = 0.001463 \times 3.675 = - 0.005375 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.023935 \text{ KW}$$

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

Insolación.

Suelo.

$$A = 237.228 \text{ m}^2$$

$$2.7591 \text{ KW}$$

Paredes.

Pared Sur.

$$A = 31.332 \text{ m}^2$$

20 Kcal /hr por cada m^2

$$31.332 \times 20 = 626.64 \text{ Kcal / hr}$$

$$0.7288 \text{ KW}$$

Techo.

$$A = 237.228 \text{ m}^2$$

$$11.3637 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Paredes.

Pared Sur.

$$\frac{R}{A} = \frac{193.3959}{31.332} = 6.1725 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 0.1620 \text{ KW} / ^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 1.2604 \text{ KW}$$

Techo

$$U = 1.5921 \text{ KW} / ^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 12.3869 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	41.451300
Focos	1.500300
Renovación de aire	
Ocupantes	34.542800
Puertas	0.325300
Ranuras	0.023935
Insolación	
Suelo	2.759100
Paredes	0.728800
Techo	11.036370
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Sur)	1.260400
Techo	12.386900
TOTAL	106.0152051

Gasto.

$$G = \frac{106,015.2051}{1.2 \times 780 \times (22.22 - 11.31535)}$$

$$G = 10.3864 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica.

$$\frac{106,015.2051}{3516.8}$$

$$PF = 30.1454 \text{ TR.}$$

Sala 2.

Calculo de Invierno

Datos Generales.

Volumen = 996.3576 m³

T_{efectiva} = 20 °C

35 % de humedad.

T_{media exterior} = 13 °C

Aportaciones.

Ocupantes.

41.4513 KW

Focos.

1.5003 KW

Renovación de Aire.

Ocupantes

34.5428 KW

Puertas de Emergencia.

M = 0.0509 Kg / s

$$Q_s = 0.3581 \text{ KW}$$

$$Q_L = 0.03579 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.3223 \text{ KW}$$

Ranuras

$$M = 0.00102 \text{ Kg / s}$$

$$Q_s = 0.007176 \times 3.675 = 0.02637 \text{ KW}$$

$$Q_L = 0.007173 \times 3.675 = 0.02636 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.02637 - 0.02636 = 0.00001 \text{ KW}$$

Insolacion

Suelo.

$$2.7591 \text{ KW}$$

Paredes.

Pared Sur.

$$A = 31.332 \text{ m}^2$$

$$31.332 \times 12 = 375.984 \text{ Kcal / hr}$$

$$0.4373 \text{ KWW}$$

Techo.

$$A = 237.228 \text{ m}^2$$

$$237.228 \times 12 = 2846.736 \text{ Kcal / hr}$$

$$3.3109 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor

Paredes.

Pared Sur.

$$U = 0.1620 \text{ KW / } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.1620 (20 - 13)$$

$$Q = 1.134 \text{ KW}$$

Techo

$$U = 1.5921 \text{ KW / } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 1.5921 (20 - 13)$$

$$Q = 11.1447 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	41.45130
Focos	1.50030
Renovación de aire	
Ocupantes	34.54280
Puertas	0.32230
Ranuras	0.00001
Insolación	
Suelo	2.75910
Paredes	0.43730
Techo	3.31090
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.13400
Techo	11.14470
TOTAL	71.4007

Gasto

$$G = \frac{71,400.7}{1.2 \times 780 \times (20 - 4)}$$

$$G = 4.7677 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{71,400.7}{3516.8}$$

$$PF = 20.3027 \text{ TR.}$$

Balance Térmico.

Sala 3

Calculo de Verano**Datos Generales.**Volumen = 996.3576 m³T_{efectiva} = 22.22 °C

50 % de humedad.

T_{roco} = 11.31353 °C**Aportaciones.**

287 Ocupantes.

 $287 \times 120 = 34,440 \text{ Kcal / hr}$

40.0556 KW

25 Focos de 60 watts.

 $25 \times 60 \times 0.86 = 1290 \text{ Kcal / hr}$

1.5003 KW

Renovación de Aire.

287 Ocupantes.

$$287 \times 100 = 28700 \text{ Kcal / hr}$$

$$33.3797 \text{ KW}$$

Puertas de Emergencia.

$$A = 1.75 \times 2.10 = 3.675 \text{ m}^2$$

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.04245 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 0.0509 \text{ Kg / s}$$

$$Q_s = 0.3983 \text{ KW}$$

$$Q_L = - 0.07298 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.3253 \text{ KW}$$

Ranuras

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.000849 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 0.00102 \text{ Kg / s}$$

$$Q_s = 0.007966 \times 3.675 = 0.02931 \text{ KW}$$

$$Q_L = 0.001463 \times 3.675 = - 0.005375 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.023935 \text{ KW}$$

Insolación.

Suelo.

$$A = 237.228 \text{ m}^2$$

$$2.7591 \text{ KW}$$

Paredes.

Pared Norte.

$$A = 31.332 \text{ m}^2$$

$$12 \text{ Kcal /hr por cada m}^2$$

$$31.332 \times 12 = 375.984 \text{ Kcal / hr}$$

$$0.4373 \text{ KW}$$

Techo.

$$A = 237.228 \text{ m}^2$$

$$11.3637 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Paredes.

Pared Norte.

$$\frac{R}{A} = \frac{193.3959}{31.332} = 6.1725 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 0.1620 \text{ KW} / ^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 1.2604 \text{ KW}$$

Techo

$$U = 1.5921 \text{ KW} / ^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 12.3869 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	40.055600
Focos	1.500300
Renovación de aire	
Ocupantes	33.379700
Puertas	0.325300
Ranuras	0.023935
Insolación	
Suelo	2.759100
Paredes	0.437300
Techo	11.036370
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.260400
Techo	12.386900
TOTAL	103.165000

Gasto.

$$G = \frac{103,165}{1.2 \times 780 \times (22.22 - 11.31535)}$$

$$G = 10.1075 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica.

$$\frac{103,165}{3516.8}$$

$$PF = 29.2349 \text{ TR.}$$

Sala 3

Calculo de Invierno

Datos Generales.

Volumen = 996.3576 m³

T_{efectiva} = 20 °C

35 % de humedad.

T_{media exterior} = 13 °C

Aportaciones.

Ocupantes.

40.556 KW

Focos.

1.5003 KW

Renovación de Aire.

Ocupantes

33.3797 KW

Puertas de Emergencia.

M = 0.0509 Kg / s

$$Q_s = 0.3581 \text{ KW}$$

$$Q_L = 0.03579 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.3223 \text{ KW}$$

Ranuras

$$M = 0.00102 \text{ Kg / s}$$

$$Q_s = 0.007176 \times 3.675 = 0.02637 \text{ KW}$$

$$Q_L = 0.007173 \times 3.675 = 0.02636 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.02637 - 0.02636 = 0.00001 \text{ KW}$$

Insolacion

Suelo.

$$2.7591 \text{ KW}$$

Paredes.

Pared Norte.

$$0.4373 \text{ KW}$$

Techo.

$$3.3109 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor

Paredes.

Pared Norte.

$$U = 0.1620 \text{ KW} / ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.1620 (20 - 13)$$

$$Q = 1.134 \text{ KW}$$

Techo

$$U = 1.5921 \text{ KW} / ^\circ\text{C}$$

$$Q = 1.5921 (20 - 13)$$

$$Q = 11.1447 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	40.05560
Focos	1.50030
Renovación de aire	
Ocupantes	33.37970
Puertas	0.32230
Ranuras	0.00001
Insolación	
Suelo	2.75910
Paredes	0.43730
Techo	3.31090
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.13400
Techo	11.14470
TOTAL	69.84190

Gasto

$$G = \frac{69,841.90}{1.2 \times 780 \times (20 - 4)}$$

$$G = 4.6636 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{69,841.90}{3516.8}$$

$$PF = 19.8595 \text{ TR.}$$

Balance Térmico.

Sala 4

Calculo de Verano**Datos Generales.**Volumen = 979.875 m³ $T_{\text{efectiva}} = 22.22 \text{ }^{\circ}\text{C}$

50 % de humedad.

 $T_{\text{rodo}} = 11.31353 \text{ }^{\circ}\text{C}$ **Aportaciones.**

305 Ocupantes

 $305 \times 120 = 36,600 \text{ Kcal / hr}$

42.5678 KW

25 Focos de 60 watts.

 $25 \times 60 \times 0.86 = 1290 \text{ Kcal / hr}$

1.5003 KW

Renovación de Aire.

305 Ocupantes.

$$305 \times 100 = 30,500 \text{ Kcal / hr}$$

35.4732 KW

2 Puertas de Emergencia.

$$A_1 = 1 \times 2.10 = 2.10 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 1.60 \times 2.10 = 3.36 \text{ m}^2$$

$$A_T = 5.46 \text{ m}^2$$

Por la razón.

$$\frac{5.46}{1.9509} = 2.7987$$

$$2.7987 \times 13 = 36.3832 \text{ pies}^3 / \text{min}$$

$$36.3832 \frac{\text{pies}^3}{\text{min}} \times 0.0283 \frac{\text{m}^3}{\text{pie}^3} \times \frac{1}{60} \frac{\text{min}}{\text{s}}$$

$$= 0.01716 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.01716 \times 5.46 = 0.0937 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 0.0937 \times 1.2 = 0.1124 \text{ Kg / s}$$

Ranuras.

Velocidad Promedo del aire 15 mph

$$1.8 \text{ pies}^3 / \text{min} = 0.000849 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.000849 \times 2 \times 2.73 = 0.004636 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 1.2 \times 0.004636 = 0.005563 \text{ Kg} / \text{s}$$

$$MT = 0.1124 + 0.005563 = 0.117963 \text{ Kg} / \text{s}$$

$$Q_s = C_p \times M (T_e - T_i)$$

$$Q_s = 1.005 \times 0.117963 (30 - 22.22)$$

$$Q_s = 0.9224 \text{ KW}$$

$$Q_L = M (h_e - h_i)$$

$$Q_L = 0.117963 (56.9888 - 58.42266)$$

$$Q_L = -0.1692 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.9224 - 0.1692$$

$$Q_T = 0.7532 \text{ KW}$$

Insolación.

Suelo.

$$A = 35.5 \times 7.5 = 251.25 \text{ m}^2$$

$$251.25 \times 10 = 2512.5 \text{ Kcal /hr}$$

$$2.9222 \text{ KW}$$

Paredes.

Pared Norte.

$$A = 7.50 \times 3.90 = 29.25 \text{ m}^2$$

$$29.25 \times 12 = 351 \text{ Kcal / hr}$$

$$0.4082 \text{ KW}$$

Techo.

$$A = 251.25 \text{ m}^2$$

$$251.25 \times 40 = 10,050 \text{ Kcal /hr}$$

$$11.6887 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Paredes

Pared Norte.

$$\frac{R}{A} = \frac{193.3959}{29.25} = 6.6118 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 0.1513 \text{ KW} / ^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 0.1513 (30 - 22.22)$$

$$Q = 1.1767 \text{ KW}$$

Techo

$$\frac{R}{A} = \frac{148.9987}{251.25} = 0.5930 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 1.6863 \text{ KW} / ^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 1.6863 (30 - 22.22)$$

$$Q = 13.1191 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	45.5678
Focos	1.5003
Renovación de aire	
Ocupantes	35.4732
Puertas	0.7532
Ranuras	-----
Insolación	
Suelo	2.9222
Paredes	0.4082
Techo	11.6887
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.1767
Techo	13.6863
TOTAL	110.1766

Gasto

$$G = \frac{110,176.6}{1.2 \times 780 \times (22.22 - 11.31535)}$$

$$G = 10.7945 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{110,176.6}{3516.8}$$

$$PF = 31.3287 \text{ TR.}$$

Sala 4

Calculo de Invierno

Datos Generales.

Volumen = 979.875 m³

T_{efectiva} = 20 °C

35 % de humedad.

T_{media exterior} = 13 °C

Aportaciones.

Ocupantes.

42.5678 KW

Focos

1.5003 KW

Renovación de Aire.

Ocupantes.

35.4732 KW

Puertas de Emergencia.

M = 0.1124 Kg / s

Ranuras.

$$M = 0.005563 \text{ Kg /s}$$

$$M_r = 0.117963 \text{ Kg /s}$$

$$Q_s = C_p \times M (T_i - T_e)$$

$$Q_s = 1.005 \times 0.117963 (20 - 13)$$

$$Q_s = 0.8291 \text{ KW}$$

$$Q_L = M (h_i - h_e)$$

$$Q_L = 0.117963 (36.9256 - 43.9576)$$

$$Q_L = - 0.8295 \text{ KW}$$

$$Q_r = 0.8291 - 0.8295$$

$$Q_r = - 0.0004 \text{ KW}$$

Insolación.

Suelo.

$$2.9222 \text{ KW}$$

Paredes

Pared Norte.

$$0.4082 \text{ KW}$$

Techo.

$$A = 251.25 \text{ m}^2$$

$$251.25 \times 12 = 3015 \text{ Kcal /hr}$$

$$3.5066 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Paredes.

Pared Norte.

$$U = 0.1513 \text{ KW / } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.1513 (20 - 13)$$

$$Q = 1.0591 \text{ KW}$$

Techo.

$$U = 1.6863 \text{ KW / } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 1.6863 (20 - 13)$$

$$Q = 11.8041 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	42.5678
Focos	1.5003
Renovación de aire	
Ocupantes	35.4732
Puertas	- 0.0004
Ranuras	-----
Insolación	
Suelo	2.9222
Paredes	0.4082
Techo	3.5066
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.0591
Techo	11.8041
TOTAL	73.7155

Gasto

$$G = \frac{73,715.5}{1.2 \times 780 \times (20 - 4)}$$

$$G = 4.989 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{73,715.5}{3516.8}$$

$$PF = 20.941 \text{ TR.}$$

Balance Térmico.

Sala 5

Calculo de Verano**Datos Generales.**Volumen = 961.584 m³T_{efectiva} = 22.22 °C

50 % de humedad.

T_{rodo} = 11.31353 °C**Aportaciones.**

255 Ocupantes.

255 x 120 = 30,600 Kcal / hr

35.5895 KW

25 Focos de 60 watts.

25 x 60 x 0.86 = 1290 Kcal / hr

1.5003 KW

Renovación de Aire.

255 Ocupantes.

$$255 \times 100 = 2550 \text{ Kcal / hr}$$

29.6579 KW

2 Puertas de Emergencia.

$$A = 1.25 \times 2.10 = 2.625 \text{ m}^2$$

$$A_T = 5.25 \text{ m}^2$$

Por la razón.

$$\frac{5.25}{1.9509} = 2.6911$$

$$2.6911 \times 13 = 34.9839 \text{ pies}^3 / \text{min}$$

$$34.9839 \frac{\text{Pies}^3}{\text{Min}} \times 0.0283 \frac{\text{m}^3}{\text{pie}^3} \times \frac{1}{60} \frac{\text{min}}{\text{s}}$$

$$= 0.0165 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.0165 \times 5.25 = 0.08663 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 0.08663 \times 1.2 = 0.104 \text{ Kg / s}$$

Ranuras.

Velocidad Promedo del aire 15 mph

$$1.8 \text{ pies}^3 / \text{min} = 0.000849 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.000849 \times 2 \times 2.625 = 0.004457 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 1.2 \times 0.004457 = 0.0053487 \text{ Kg} / \text{s}$$

$$\text{MT} = 0.104 + 0.0053487 = 0.10934 \text{ Kg} / \text{s}$$

$$Q_s = C_p \times M (T_e - T_i)$$

$$Q_s = 1.005 \times 0.10934 (30 - 22.22)$$

$$Q_s = 0.85491 \text{ KW}$$

$$Q_L = M (h_e - h_i)$$

$$Q_L = 0.10934 (56.9888 - 58.42266)$$

$$Q_L = - 0.15677 \text{ KW}$$

$$Q_T = 0.85491 - 0.15677$$

$$Q_T = 0.69814 \text{ KW}$$

Insolación.

Suelo.

$$A = 33.5 \times 7.36 = 246.56 \text{ m}^2$$

$$246.56 \times 10 = 2465.6 \text{ Kcal / hr}$$

$$2.8676 \text{ KW}$$

Paredes.

Pared Norte.

$$A = 7.36 \times 3.9 = 28.704 \text{ m}^2$$

$$28.704 \times 12 = 344.448 \text{ Kcal / hr}$$

$$0.4006 \text{ KW}$$

Techo.

$$A = 33.5 \times 7.36 = 246.56 \text{ m}^2$$

$$246.56 \times 40 = 9862.4 \text{ Kcal / hr}$$

$$11.4705 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Paredes

Pared Norte.

$$\frac{R}{A} = \frac{193.3959}{28.704} = 6.7376 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 0.1484 \text{ KW} / ^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 0.1484 (30 - 22.22)$$

$$Q = 1.1547 \text{ KW}$$

Techo

$$\frac{R}{A} = \frac{148.9987}{246.56} = 0.6043 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 1.6548 \text{ KW} / ^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 1.6548 (30 - 22.22)$$

$$Q = 12.8742 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	35.58950
Focos	1.50030
Renovación de aire	
Ocupantes	29.65790
Puertas	0.69814
Ranuras
Insolación	
Suelo	2.86760
Paredes	0.40060
Techo	11.47050
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.15470
Techo	12.87420
TOTAL	96.2134

Gasto

$$G = \frac{96,213.4}{1.2 \times 780 \times (22.22 - 11.31535)}$$

$$G = 4.6286 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{96,213.4}{3516.8}$$

$$PF = 27.3582 \text{ TR.}$$

Sala 5

Calculo de Invierno

Datos Generales.

Volumen = 961.584 m³

T_{efectiva} = 20 °C

35 % de humedad.

T_{media exterior} = 13 °C

Aportaciones.

Ocupantes.

35.3895 KW

Focos

1.5003 KW

Renovación de Aire.

Ocupantes.

29.6579 KW

Puertas de Emergencia.

M = 0.104 Kg / s

Ranuras.

$$M = 0.0053487 \text{ Kg /s}$$

$$M_r = 0.10934 \text{ Kg /s}$$

$$Q_s = C_p \times M (T_i - T_e)$$

$$Q_s = 1.005 \times 0.10934 (20 - 13)$$

$$Q_s = 0.7692 \text{ KW}$$

$$Q_L = M (h_i - h_e)$$

$$Q_L = 0.10934 (36.9256 - 43.9576)$$

$$Q_L = -0.7689 \text{ KW}$$

$$Q_r = 0.7692 - 0.7689$$

$$Q_r = -0.0003 \text{ KW}$$

Insolación.

Suelo.

$$2.8676 \text{ KW}$$

Paredes

Pared Norte.

$$0.4006 \text{ KW}$$

Techo.

$$A = 246.56 \text{ m}^2$$

$$246.56 \times 12 = 2958.72 \text{ Kcal /hr}$$

$$3.4412 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Paredes.

Pared Norte.

$$U = 0.1484 \text{ KW / } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.1484 (20 - 13)$$

$$Q = 1.0388 \text{ KW}$$

Techo.

$$U = 1.654 \text{ KW / } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 1.654 (20 - 13)$$

$$Q = 11.5836 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	35.3895
Focos	1.5003
Renovación de aire	
Ocupantes	29.6579
Puertas	0.0003
Ranuras	-----
Insolación	
Suelo	2.8676
Paredes	0.4006
Techo	3.4412
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.0388
Techo	11.5836
TOTAL	60.6344

Gasto

$$G = \frac{60,634.4}{1.2 \times 780 \times (20 - 4)}$$

$$G = 4.049 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{60,634.4}{3516.8}$$

$$PF = 17.2414 \text{ TR.}$$

Balance Térmico.

Vestíbulo.

Calculo de Verano**Datos Generales.**

Volumen = 1636.619 m³

T_{efectiva} = 22.22 °C

50 % de humedad.

T_{rodo} = 11.31353 °C

Aportaciones.

30 Ocupantes.

30 x 120 = 3600 Kcal / hr

4.187 KW

24 Lamparas de Techo de 25 watts.

24 x 25 x 0.86 = 516 Kcal / hr

0.6001 KW

10 Letreros.de 45 watts.

10 x 45 x 0.86 = 387 Kcal / hr

0.4501 KW

78 Promocionales de 25 watts.

$$78 \times 25 \times 0.86 = 1677 \text{ Kcal / hr}$$

1.95044 KW

28 Focos de 40 watts.

$$28 \times 40 \times 0.86 = 963.2 \text{ Kcal / hr}$$

1.12025 KW

10 Vitrinas de 40 watts

$$10 \times 40 \times 0.86 = 344 \text{ Kcal / hr}$$

0.400009 KW

2 Reflectores de 100 watts.

$$2 \times 100 \times 0.86 = 172 \text{ Kcal / hr}$$

0.20004 KW

4 Máquinas de Salchichas de 7200 watts.

$$4 \times 7200 \times 0.86 = 24,768 \text{ Kcal / hr}$$

28.79968 KW

2 Máquinas de Palomitas de 2352 watts.

$$2 \times 2352 \times 0.86 = 4,045.44 \text{ Kcal /hr}$$

4.70507 KW

2 Refrigeradores de 3,700 watts.

$$2 \times 3,700 \times 0.86 = 6,364 \text{ Kcal / hr}$$

7.4017 KW

Renovación de Aire.

30 Ocupantes.

$$30 \times 100 = 3,000 \text{ Kcal / hr}$$

3.489m KW

5 Puertas.

$$A_p = 0.95 \times 2.10 = 1.995 \text{ m}^2$$

$$A_r = 1.995 \times 5 = 9.975 \text{ m}^2$$

Factor para Puertas de Cristal.

$$20 \frac{\text{Pies}^3}{\text{Min}} = 0.009433 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.009433 \times 9.975 = 0.0941 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 0.0941 \times 1.2 = 0.1129 \text{ Kg} / \text{s}$$

Ranuras.

Velocidad Promedo del aire 15 mph

Ranuras de 1/8 "

$$9.6 \frac{\text{Pies}^3}{\text{Min}} = 0.004528 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Vol}_{\text{aire}} = 0.004528 \times 5 \times 1.995 = 0.0452 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$M = 1.2 \times 0.0452 = 0.0542 \text{ Kg} / \text{s}$$

$$M_r = 0.1129 + 0.0542 = 0.1671 \text{ Kg} / \text{s}$$

$$Q_s = C_p \times M (T_e - T_i)$$

$$Q_s = 1.005 \times 0.1671 (30 - 22.22)$$

$$Q_s = 1.3065 \text{ KW}$$

$$Q_t = M (h_e - h_i)$$

$$Q_L = 0.1671 (56.9888 - 58.42266)$$

$$Q_L = -0.2396 \text{ KW}$$

$$Q_T = 1.3065 - 0.2396$$

$$Q_T = 1.0669 \text{ KW}$$

Insolación.

Cristaleras.

$$A_T = 75.5575 \text{ m}^2$$

Factor para Cristaleras.

40 Kcal / hr

$$75.5575 \times 40 = 3022.3 \text{ Kcal /hr}$$

210.9062 KW

Suelo.

$$A = 495.3558 \text{ m}^2$$

$$495.3558 \times 10 = 4953.558 \text{ Kcal /hr}$$

5.7613 KW

Techo.

$$A = 495.3558 \text{ m}^2$$

$$495.3558 \times 40 = 19814.232 \text{ Kcal / hr}$$

$$23.0451 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Cristaleras.

$$A_r = 75.5575 \text{ m}^2$$

$$L = 6 \text{ mm} = 0.006 \text{ m}$$

$$K = 0.68784 \text{ Kcal / hr m } ^\circ\text{C}$$

$$h_i = 7.344 \text{ Kcal / hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_o = 27.2 \text{ Kcal / hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$R = \frac{1}{7.344} + \frac{0.006}{0.68784} + \frac{1}{27.2}$$

$$R = 0.1817 \times \frac{3600}{4.187} = 156.1862 \frac{^\circ\text{C m}^2}{\text{KW}}$$

$$\frac{R}{A} = \frac{156.1862}{75.5575} = 2.0671 \frac{^\circ\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 0.4838 \text{ KW} / ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.4838 (30 - 22.22)$$

$$Q = 3.7637 \text{ KW}$$

Techo.

$$\frac{R}{A} = \frac{148.9987}{495.3558} = 0.3008 \frac{^\circ\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 3.3246 \text{ KW} / ^\circ\text{C}$$

$$Q = 3.3246 (30 - 22.22)$$

$$Q = 25.8651 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	4.187000
Lamparas de Techo	0.600100
Letreros	0.450100
Promocionales	1.950440
Focos	1.120250
Vitrinas	0.400009
Reflectores	0.200040
Máquinas de Salchichas	28.799680
Máquinas de Palomitas	4.705070
Refrigeradores	7.401700
Renovación de aire	
Ocupantes	3.489000
Puertas	1.066900
Ranuras	
Insolación	
Cristaleras	210.906200
Suelo	5.761300
Techo	23.045100
Transferencia de calor	
Cristaleras	3.763700
Techo	25.865100
TOTAL	308.9084

Gasto

$$G = \frac{308,908.4}{1.2 \times 780 \times (22.22 - 11.31535)}$$

$$G = 30.2651 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{308,908.4}{3516.8}$$

$$PF = 87.8379 \text{ TR.}$$

Vestibulo.

Calculo de Invierno

Datos Generales.

Volumen = 1636.619 m³

T_{efectiva} = 20 °C

35 % de humedad.

T_{media exterior} = 13 °C

Aportaciones.

Ocupantes.

4.187 KW

Lamparas de Techo.

0.6001 KW

Letreros.

0.4501 KW

Promocionales.

1.95044 KW

Focos.

1.12025 KW

Vitrinas

0.400009 KW

Reflectores.

0.20004 KW

Máquinas de Salchichas.

28.79968 KW

Máquinas de Palomitas.

4.70507 KW

Refrigeradores.

7.4017 KW

Renovación de Aire.

Ocupantes.

3.489 KW

Puertas y Ranuras.

$$M_T = 0.1671 \text{ Kg / s}$$

$$Q_S = C_p \times M (20 - 13)$$

$$Q_S = 1.005 \times 0.1671 (20 - 13)$$

$$Q_S = 1.1756 \text{ KW}$$

$$Q_L = M (h_i - h_e)$$

$$Q_L = 0.1671 (36.9256 - 43.9576)$$

$$Q_L = - 1.1751 \text{ KW}$$

$$Q_T = 1.1756 - 1.1751 = 0.0005 \text{ KW}$$

Insolación.

Cristaleras.

210.9062 KW

Suelo.

5.7613 KW

Techo.

$$A = 495.3558 \text{ m}^2$$

$$495.3558 \times 12 = 5,944.2696 \text{ Kcal / hr}$$

$$6.9135 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Cristaleras.

$$U = 0.4838 \text{ KW / } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.4838 (20 - 13)$$

$$Q = 3.3866 \text{ KW}$$

Techo.

$$U = 3.3246 \text{ KW / } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 3.3246 (20 - 13)$$

$$Q = 23.2722 \text{ KW}$$

Gasto y Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	4.18700
Lamparas de Techo	0.60010
Letreros	0.45010
Promocionales	1.95044
Focos	1.12025
Vitrinas	0.40009
Reflectores	0.20004
Máquinas de Salchichas	28.79968
Máquinas de Palomitas	4.70507
Refrigeradores	7.40170
Renovación de aire	
Ocupantes	3.48900
Puertas	0.00050
Ranuras	-----
Insolación	
Cristaleras	210.90620
Suelo	5.76130
Techo	6.91350
Transferencia de calor	
Cristaleras	3.38660
Techo	23.27220
TOTAL	235.4218

Gasto

$$G = \frac{235,421.8}{1.2 \times 780 \times (20 - 4)}$$

$$G = 15.72 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{235,421.8}{3516.8}$$

$$PF = 66.9421 \text{ TR.}$$

Balance Térmico.

Baño.

Calculo de Verano**Datos Generales.**

Volumen = 68.25 m³

T_{efectiva} = 22.22 °C

50 % de humedad.

T_{roció} = 11.31353 °C

Aportaciones.

2 Ocupantes.

2 x 120 = 240 Kcal / hr

0.2791 KW

4 Focos de 30 watts.

4 x 30 x 0.86 = 103 Kcal / hr

0.12 KW

2 Focos de 75 watts

2 x 75 0.86 = 126 Kcal / hr

0.15 KW

Renovación de Aire.

2 Ocupantes

$$2 \times 100 = 200 \text{ Kcal / hr}$$

0.2326 KW

Insolación.

Suelo.

$$A = 5.26 \times 5 = 26.3 \text{ m}^2$$

$$26.3 \times 10 = 263 \text{ Kcal / hr}$$

0.3059 KW

Paredes.

Pared Este.

$$A = 5.26 \times 2.6 = 13.676 \text{ m}^2$$

$$13.676 \times 12 = 164.112 \text{ Kcal / hr}$$

0.1909 KW

Techo.

$$A = 5.26 \times 5 = 26.3 \text{ m}^2$$

$$26.3 \times 40 = 1052 \text{ Kcal /hr}$$

$$1.2235 \text{ KW}$$

Transferencia de Calor.

Paredes.

Pared Este.

$$\frac{R}{A} = \frac{193.3959}{13.676} = 14.1413 \frac{^\circ\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 0.0707 \text{ KW / } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.0707 (30 - 22.22)$$

$$Q = 0.5502 \text{ KW}$$

Techo.

$$\frac{R}{A} = \frac{148.9987}{26.3} = 5.6654 \frac{^\circ\text{C}}{\text{KW}}$$

$$U = 0.1765 \text{ KW / } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.1765 (30 - 22.22)$$

$$Q = 1.3733 \text{ KW}$$

Carga y Potencia Frigorífica

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	0.2791
Focos 30	0.1200
Focos 75	0.1500
Renovación de aire	
Ocupantes	0.2326
Insolación	
Suelo	0.3059
Paredes	0.1909
Techo	1.2235
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Este)	0.5502
Techo	1.3733
TOTAL	4.4265

Gasto

$$G = \frac{4,426.5}{1.2 \times 780 \times (22.22 - 11.31535)}$$

$$G = 0.4337 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{4,426.5}{3516.8}$$

$$PF = 1.2587 \text{ TR.}$$

Considerando los 4 baños, tenemos:

$$PF_T = 4 \times 1.2587 = 5.0348 \text{ TR}$$

Baño.

Calculo de Invierno

Datos Generales.

Volumen = 68.25 m³

T_{efectiva} = 20 °C

35 % de humedad.

T_{media exterior} = 13 °C

Aportaciones.

Ocupantes.

0.2791 KW

Focos de 30 watts.

0.12 KW

Focos de 75 watts

0.15 KW

Renovación de Aire.

Ocupantes

0.2326 KW

Insolación.

Suelo.

0.3059 KW

Paredes.

Pared Este.

0.1909 KW

Techo.

$$A = 5.26 \times 5 = 26.3 \text{ m}^2$$

$$26.3 \times 12 = 315.6 \text{ Kcal /hr}$$

0.3671 KW

Transferencia de Calor.

Paredes.

Pared Este.

$$U = 0.0707 \text{ KW} / ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.0707 (20 - 13)$$

$$Q = 0.4949 \text{ KW}$$

Techo.

$$U = 0.1765 \text{ KW} / ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.1765 (20 - 13)$$

$$Q = 1.2355 \text{ KW}$$

Carga y Potencia Frigorífica

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	0.2791
Focos 30	0.1200
Focos 75	0.1500
Renovación de aire	
Ocupantes	0.2326
Insolación	
Suelo	0.3059
Paredes	0.1909
Techo	0.3671
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Este)	0.4949
Techo	1.2355
TOTAL	0.0052

Gasto

$$G = \frac{5.2}{1.2 \times 780 \times (20 - 4)}$$

$$G = 0.0003472 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Potencia Frigorífica

$$\frac{5.2}{3516.8}$$

$$PF = 0.00148 \text{ TR.}$$

Considerando los 4 baños, tenemos:

$$PF_7 = 4 \times 0.00148 = 0.00592 \text{ TR}$$

CAPITULO VI

ANÁLISIS DE LAS CONDICIONES INTERIORES DE LOS MULTICINÉMAS PLAZA UNIVERSIDAD.

6.1.- Tabla De Resultados.

SALA 1

DIMENSIONES DEL LOCAL

Dimensiones del local	Longitud L	Ancho a	Alto h	Volumen m ³
	28.27	7.50	3.60	763.29

BALANCE TERMICO DE VERANO

Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	43.26500
Focos	1.50030
Renovación de aire	
Ocupantes	36.05400
Puertas	0.28671
Ranuras	-----
Insolación	
Suelo	2.46600
Paredes	0.62805
Techo	9.86390
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Sur)	1.08620
Techo	7.56580
TOTAL (KW)	102.71566
POTENCIA FRIGORIFICA (TR)	29.207

BALANCE TERMICO DE INVIERNO**Potencia Frigorífica.**

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	43.26500
Focos	1.50030
Renovación de aire	
Ocupantes	36.05400
Puertas	0.0001351
Ranuras	
Insolación	
Suelo	2.46600
Paredes	0.37683
Techo	2.95920
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	0.97270
Techo	6.80729
TOTAL (KW)	78.84091
POTENCIA FRIGORIFICA (TR)	22.4184

SALA 2**DIMENSIONES DEL LOCAL**

Dimensiones del local	Longitud L	Ancho a	Alto h	Volumen m³
	31.80	7.46	4.20	996.3576

BALANCE TERMICO DE VERANO**Potencia Frigorífica.**

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	41.451300
Focos	1.500300
Renovación de aire	
Ocupantes	34.542800
Puertas	0.325300
Ranuras	0.023935
Insolación	
Suelo	2.759100
Paredes	0.728800
Techo	11.036370
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Sur)	1.260400
Techo	12.386900
TOTAL (KW)	106.0152051
POTENCIA FRIGORIFICA (TR)	30.1454

BALANCE TERMICO DE INVIERNO**Potencia Frigorífica.**

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	41.45130
Focos	1.50030
Renovación de aire	
Ocupantes	34.54280
Puertas	0.32230
Ranuras	0.00001
Insolación	
Suelo	2.75910
Paredes	0.43730
Techo	3.31090
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.13400
Techo	11.14470
TOTAL (KW)	71.4007
POTENCIA FRIGORIFICA (TR)	20.3027

SALA 3

DIMENSIONES DEL LOCAL

Dimensiones del local	Longitud L	Ancho a	Alto h	Volumen m ³
	31.80	7.46	4.20	996.3576

BALANCE TERMICO DE VERANO

Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	40.055600
Focos	1.500300
Renovación de aire	
Ocupantes	33.379700
Puertas	0.325300
Ranuras	0.023935
Insolación	
Suelo	2.759100
Paredes	0.437300
Techo	11.036370
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.260400
Techo	12.386900
TOTAL (KW)	103.165000
POTENCIA FRIGORIFICA (TR)	29.2349

BALANCE TERMICO DE INVIERNO**Potencia Frigorífica.**

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	40.05560
Focos	1.50030
Renovación de aire	
Ocupantes	33.37970
Puertas	0.32230
Ranuras	0.00001
Insolación	
Suelo	2.75910
Paredes	0.43730
Techo	3.31090
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.13400
Techo	11.14470
TOTAL (KW)	69.84190
POTENCIA FRIGORIFICA (TR)	19.8595

SALA 4

DIMENSIONES DEL LOCAL

Dimensiones del local	Longitud L	Ancho a	Alto h	Volumen m ³
	33.5	7.50	3.90	979.875

BALANCE TERMICO DE VERANO

Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	45.5678
Focos	1.5003
Renovación de aire	
Ocupantes	35.4732
Puertas	0.7532
Ranuras	-----
Insolación	
Suelo	2.9222
Paredes	0.4082
Techo	11.6887
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.1767
Techo	13.6863
TOTAL (KW)	
	110.1766
POTENCIA FRIGORIFICA (TR)	
	31.3287

BALANCE TERMICO DE INVIERNO**Potencia Frigorífica.**

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	42.5678
Focos	1.5003
Renovación de aire	
Ocupantes	35.4732
Puertas	- 0.0004
Ranuras	-----
Insolación	
Suelo	2.9222
Paredes	0.4082
Techo	3.5066
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.0591
Techo	11.8041
TOTAL (KW)	73.7155
POTENCIA FRIGORIFICA (TR)	20.941

SALA 5

DIMENSIONES DEL LOCAL

Dimensiones del local	Longitud L	Ancho a	Alto h	Volumen m ³
	33.5	7.36	3.90	961.584

BALANCE TERMICO DE VERANO

Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	35.58950
Focos	1.50030
Renovación de aire	
Ocupantes	29.65790
Puertas	0.69814
Ranuras	-----
Insolación	
Suelo	2.86760
Paredes	0.40060
Techo	11.47050
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.15470
Techo	12.87420
TOTAL (KW)	96.2134
POTENCIA FRIGORIFICA (TR)	27.3582

BALANCE TERMICO DE INVIERNO**Potencia Frigorífica.**

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	35.3895
Focos	1.5003
Renovación de aire	
Ocupantes	29.6579
Puertas	0.0003
Ranuras	-----
Insolación	
Suelo	2.8676
Paredes	0.4006
Techo	3.4412
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Norte)	1.0388
Techo	11.5836
TOTAL (KW)	
	60.6344
POTENCIA FRIGORIFICA (TR)	
	17.2414

VESTIBULO

DIMENSIONES DEL LOCAL

Dimensiones del local	Longitud L	Ancho a	Alto h	Volumen m ³
	27.96	19.10	4.50	2403.162

BALANCE TERMICO DE VERANO

Potencia Frigorífica.

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	4.187000
Lamparas de Techo	0.600100
Letreros	0.450100
Promocionales	1.950440
Focos	1.120250
Vitrinas	0.400009
Reflectores	0.200040
Máquinas de Salchichas	28.799680
Máquinas de Palomitas	4.705070
Refrigeradores	7.401700
Renovación de aire	
Ocupantes	3.489000
Puertas	1.066900
Ranuras	
Insolación	
Cristaleras	210.906200
Suelo	5.761300
Techo	23.045100
Transferencia de calor	
Cristaleras	3.763700
Techo	25.865100
TOTAL (KW)	308.9084
POTENCIA FRIGORIFICA (TR)	87.8379

BALANCE TERMICO DE INVIERNO**Potencia Frigorífica.**

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	4.18700
Lamparas de Techo	0.60010
Letreros	0.45010
Promocionales	1.95044
Focos	1.12025
Vitrinas	0.40009
Reflectores	0.20004
Máquinas de Salchichas	28.79968
Máquinas de Palomitas	4.70507
Refrigeradores	7.40170
Renovación de aire	
Ocupantes	3.48900
Puertas	0.00050
Ranuras	-----
Insolación	
Cristaleras	210.90620
Suelo	5.76130
Techo	6.91350
Transferencia de calor	
Cristaleras	3.38660
Techo	23.27220
TOTAL (KW)	235.4218
POTENCIA FRIGORIFICA (TR)	66.9421

BAÑO**DIMENSIONES DEL LOCAL**

Dimensiones del local	Longitud L	Ancho a	Alto h	Volumen m³
	5.26	5	2.6	68.28

BALANCE TERMICO DE VERANO**Potencia Frigorífica**

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	0.2791
Focos 30	0.1200
Focos 75	0.1500
Renovación de aire	
Ocupantes	0.2326
Insolación	
Suelo	0.3059
Paredes	0.1909
Techo	1.2235
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Este)	0.5502
Techo	1.3733
TOTAL POR BAÑO (KW)	4.4265
TOTAL DE LOS 4 BAÑOS (KW)	17.706
POTENCIA FRIGORIFICA POR BAÑO (TR)	1.2586
POTENCIA FRIGORIFICA TOTAL DE LOS 4 BAÑOS (TR)	5.0348

BALANCE TERMICO DE INVIERNO**Potencia Frigorífica**

CARGA	KW
Aportaciones	
Ocupantes	0.2791
Focos 30	0.1200
Focos 75	0.1500
Renovación de aire	
Ocupantes	0.2326
Insolación	
Suelo	0.3059
Paredes	0.1909
Techo	0.3671
Transferencia de calor	
Paredes (Pared Este)	0.4949
Techo	1.2355
TOTAL POR BAÑO (KW)	0.0052
TOTAL DE LOS 4 BAÑOS (KW)	0.0208
POTENCIA FRIGORIFICA POR BAÑO (TR)	0.00148
POTENCIA FRIGORIFICA TOTAL DE LOS 4 BAÑOS (TR)	0.00592

BALANCE TERMICO TOTAL DEL LOCAL PARA VERANO

Local	KW	TR
Sala 1	102.715660	29.2070
Sala 2	106.015205	30.1454
Sala 3	103.165000	29.2349
Sala 4	110.176600	31.3287
Sala 5	96.213400	27.3582
Vestíbulo	308.908400	87.8379
Baño (4)	17.706000	5.0348
TOTAL	844.900265	240.1469

BALANCE TERMICO TOTAL DEL LOCAL PARA INVIERNO

Local	KW	TR
Sala 1	78.84091	22.41840
Sala 2	71.40070	20.30270
Sala 3	69.84190	19.85950
Sala 4	73.71550	20.94100
Sala 5	60.63440	17.24140
Vestíbulo	235.42180	66.94210
Baño (4)	0.02080	0.00592
TOTAL	589.87601	167.71102

GASTO TOTAL DE AIRE DEL LOCAL

Local	Verano m³ / s	Invierno m³ / s
Sala 1	10.0635	5.2645
Sala 2	10.3864	4.7677
Sala 3	10.1075	4.6636
Sala 4	10.7945	4.9890
Sala 5	9.2354	4.0490
Vestíbulo	30.2651	15.7200
Baño (4)	1.7348	0.0013
TOTAL	82.5872	39.4551

CAPITULO VII

SELECCIÓN DE EQUIPO.

7.1.- Como Se Selecciona El Equipo.

Las posibilidades que se enfrentan para la selección del equipo de acondicionamiento de aire, son complejas y de largo alcance. Por lo que sugiere siempre que, antes de tomar decisiones respecto a las características del tipo de equipo, se realice un estudio de ingeniería de las instalaciones.

Este estudio deberá incluir una evaluación del equipo instalado para comprobar su adecuación y el alcance de su vida útil. También deberá hacerse una revisión de los requerimientos del flujo de trabajo actuales y futuros, la cual considerará, no solo el costo de la adquisición del nuevo equipo y los gastos de operación, sino también los beneficios obtenidos a largo plazo en cuanto a confort, confiabilidad en el sistema y satisfacción de empleados y visitantes.

Para algunos propietarios, las mejoras y renovaciones de las instalaciones de las unidades operantes, suelen ser inalcanzables, debido a la limitación presupuestal.

Por ello, el ingeniero debe ofrecer una variedad de opciones que ayudarán a sobre pasar éste obstaculo. Es importante que se desarrolle un programa para la solución de los requerimientos, formulado a la medida de las necesidades financieras del cliente.

En ocasiones la decisión sobre la conversión o el remplazo del equipo se verá influenciada por el deseo de reducir los niveles de ruido. Otras deiciones se deriban de la necesidad de aumentar la producción de flujo de fluido. En todos los casos, los propietarios e ingenieros podrán optar por el reemplazo total del equipo o por la ingeniería de conversión.

7.2.- Equipos Propuestos (Especificaciones).

Para la selección del equipo se tomarán en cuenta las potencias frigoríficas resultantes del balance térmico de verano, debido a que éstas son las mayores potencias que se necesitan satisfacer. Los equipos mencionados tienen la capacidad de ser regulados por lo que se puede reducir su potencia para satisfacer las condiciones de invierno.

A continuación mencionamos varias propuestas que pueden ser seleccionadas:

- Seleccionando un equipo que satisfaga la potencia frigorífica total del local.
- Seleccionando un equipo diferente para cada sala y uno para vestíbulo y baños.

7.2.1.- Un Solo Equipo Que Satisfaga La Potencia Frigorífica Total.

Podemos seleccionar un equipo de marca "Trane Series R CenTraVac Chiller" con las siguientes especificaciones:

Unit Size Comparison — 250 Ton Chillers

	Width In.	Height In.	Length In.	Footprint sq.ft.	Volume cubic ft.
Series R CenTraVac® chiller	47	72	109	36	214
Typical Single Stage Centrifugal	45	*73	169	68	414

*Without Starter

Unit Size Comparison — 250 Ton Chillers

	Width In.	Height In.	Length In.	Footprint Sq. Ft.	Volume Cubic Ft.
Series R CenTraVac Chiller	50	80	114	40	264
Typical Single Stage Centrifugal	57	83	172	68	471
Typical Absorbtion Chiller	67	98	173	80	657

O el equipo de marca "Trane Thermacchill Absorption Chiller", modelo ABDL - 300 que funciona con gas natural, con las siguientes especificaciones:

Table 1 — Performance Data

Model	Capacity (Tons)	Cooling Duty				Heating Duty	
		C.O.P.		Fuel Consumption (MBH)		Capacity (MBH)	Fuel Consumption (MBH)
		Std.	Hi-Eff.	Std.	Hi-Eff.		
ABDL-100	100	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	1,197 (1,078)	1,125 (1,013)	1,098	1,286 (1,157)
ABDL-120	120	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	1,436 (1,293)	1,350 (1,215)	1,317	1,543 (1,389)
ABDL-150	150	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	1,796 (1,616)	1,698 (1,519)	1,651	1,928 (1,736)
ABDL-180	180	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	2,156 (1,940)	2,025 (1,823)	1,990	2,314 (2,063)
ABDL-200	200	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	2,395 (2,155)	2,250 (2,025)	2,198	2,571 (2,314)
ABDL-240	240	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	2,874 (2,585)	2,700 (2,430)	2,639	3,086 (2,777)
ABDL-300	300	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	3,591 (3,232)	3,376 (3,038)	3,297	3,856 (3,471)
ABDL-350	350	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	4,190 (3,771)	3,938 (3,544)	3,849	4,502 (4,051)
ABDL-400	400	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	4,789 (4,310)	4,501 (4,051)	4,397	5,142 (4,627)
ABDL-450	450	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	5,387 (4,848)	5,063 (4,557)	4,948	5,787 (5,208)
ABDL-500	500	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	5,986 (5,387)	5,626 (5,063)	5,496	6,427 (5,785)
ABDL-550	550	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	6,584 (5,926)	6,198 (5,569)	6,047	7,073 (6,365)
ABDL-600	600	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	7,183 (6,465)	6,751 (6,076)	6,595	7,714 (6,942)
ABDL-700	700	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	8,380 (7,542)	7,876 (7,088)	7,694	8,999 (8,099)
ABDL-800	800	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	9,577 (8,620)	9,001 (8,101)	8,793	10,285 (9,257)
ABDL-900	900	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	10,774 (9,697)	10,126 (9,114)	9,892	11,571 (10,414)
ABDL-1000	1000	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	11,971 (10,774)	11,252 (10,126)	10,991	12,856 (11,571)
ABDL-1100	1100	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	13,169 (11,852)	12,377 (11,139)	12,090	14,142 (12,729)

Notes:

- Cooling performance is per ARI Standard 560 and is based on standard fouling factor: 54-64 F chilled water (24 gpm/ton) and 85-85 F cooling water (4.4 gpm/ton).
- Heating performance is based upon 135-140 F hot water.
- Fuel consumption is based on the higher heating value of the fuel at full load. The performance shown, therefore reflects the actual COP of the chiller. Lower heating value consumption shown in parentheses for comparison purposes. The lower heating value of the fuel is typically 90% of the higher heating value. The difference between the lower and higher heating values is the energy used to vaporize water contained in the gas during combustion.

- The above selections represent the optimized cooling performance at standard ARI conditions. Chillers can be selected for the following ranges:
 - Leaving chilled water temperatures as low as 43 F.
 - Entering cooling water temperatures as low as 72 F or leaving as high as 100 F.
 - Higher heating outputs with a corresponding decrease in design cooling tons.

Please contact your local Trane Sales Office for chiller selections for your application.

Table 2 — Dimensional Data

Model	Standard Efficiency					High Efficiency				
	Length	(Inches) Width	Height	Operating Weight (Lbs)	Shipping Weight	Length	(Inches) Width	Height	Operating Weight (Lbs)	Shipping Weight
ABDL-100	119	60	86	10800	9500	119	60	86	11400	10100
ABDL-120	126	60	86	11900	10600	126	60	86	12800	11200
ABDL-150	143	60	86	13700	12100	143	60	86	14500	13000
ABDL-180	163	65	89	15900	14100	163	65	89	17000	15200
ABDL-200	178	65	89	17100	15200	178	65	89	18400	16500
ABDL-240	210	65	89	19300	17200	210	65	89	20700	18500
ABDL-300	166	81	108	29000	25000	166	81	108	30800	26800
ABDL-350	189	81	108	32200	27900	189	81	108	34200	29600
ABDL-400	212	82	108	35000	30200	212	82	108	37200	32400
ABDL-450	234	86	108	38100	33100	234	86	108	40800	35500
ABDL-500	261	86	108	42500	36700	261	86	108	45200	39200
ABDL-550	283	86	108	47600	41400	283	86	108	50400	44200
ABDL-600	238	120	131	60400	51400	238	120	131	65200	56000
ABDL-700	260	120	131	64800	55100	260	120	131	71100	61500
ABDL-800	285	127	131	73300	61900	285	127	131	80300	69000
ABDL-900	310	127	131	81200	69400	310	127	131	88900	77100
ABDL-1000	266	150	145	93500	67300	266	150	145	101500	74100
ABDL-1100	281	150	145	100200	72000	281	150	145	109200	79700

Notes:

- Consult submittals for specific dimensions and space envelope for layout requirements.

7.2.2.- Un Equipo Para Cada Sala Y Uno Para Vestibulo Y Baños.

Para cada sala proponemos un equipo de marca "Trane Intellipak" modelo SAHF C40.

Specifications

Performance Data

Model ^{2, 3}	460/60/3, 200-230/60/3/60 Hz						380/415/50 Hz					
	CFM	CMH	Gross Cooling Capacity ¹				CFM	CMH	Gross Cooling Capacity ¹			
			Std MBh	Std kW	High MBh	High kW			Std MBh	Std kW	High MBh	High kW
S*HF C20	8000	13592	228	67	258	76	7000	11892	196	57	221	65
S*HF C25	10000	16990	298	87	330	97	8750	14865	258	76	283	83
S*HF C30	12000	20388	352	103	390	114	10500	17838	306	90	336	98
S*HF C40	16000	27184	476	139	528	154	14000	23784	412	121	452	132
S*HF C50	20000	33980	580	170	649	190	17500	29730	505	148	563	165
S*HF C55	22000	37378	648	189	731	214	19250	32703	569	167	635	186
S*HF C60	24000	40776	712	208	781	228	21000	35678	615	180	672	197
S*HF C70	27000	45873	810	237	—	—	24000	40772	697	204	—	—
S*HF C75	27000	45873	885	259	975	286	24000	40772	760	223	839	248
S*HG C90	45000	76455	1070	313	1180	346	42000	71251	924	271	1007	295
S*HG D11	46000	78154	1240	363	1301	381	43000	73050	1057	310	1115	334
S*HG D12	46000	78154	1383	405	—	—	43000	73050	1202	352	—	—
S*HG D13	46000	78154	1553	455	—	—	43000	73050	1350	396	—	—

Notes:

1. Capacity at ARI Conditions 80 F DB 67 F WB indoor and 95 F ambient

2. * = A — DX Cooling, No Heat
 — E — DX Cooling, Electric Heat
 — L — DX Cooling, Natural Gas Heat
 — L — DX Cooling, Hot Water Heat
 — S — DX Cooling, Steam Heat
 — X — DX Cooling, No Heat, Extended Casing

3. For F Style, ALL is available
 For G Style, A is not available

Dimensions

Model	Height		Width		Length		Approximate Weight*	
	in.	mm	in.	mm	in.	mm	Lbs.	Kg
SAHF								
C20	69	1753	91	2289	262	6642	3950	1793
C25	69	1753	91	2289	262	6642	4200	1907
C30	74	1880	91	2289	262	6642	4820	2188
C40	79	1994	91	2289	324	8230	8290	2851
C50	69	1753	91	2289	356	9042	7250	3292
C55	69	1753	91	2289	356	9042	7520	3292
C60	79	1994	118	2946	324	8230	8490	3855
C70	79	1994	116	2946	324	8230	8920	4050
C75	79	1994	116	2946	324	8230	8920	4050

Model	Height		Width		Length		Approximate Weight*	
	in.	mm	in.	mm	in.	mm	Lbs.	Kg
SDHF								
C20	69	1753	91	2289	290	7353	4140	1880
C25	69	1753	91	2289	290	7353	4400	1998
C30	74	1880	91	2289	290	7353	5060	2297
C40	79	1994	91	2289	363	9208	6630	3010
C50	69	1753	91	2289	395	10020	7650	3473
C55	69	1753	91	2289	395	10020	7890	3582
C60	79	1994	116	2946	363	9208	8640	3923
C70	79	1994	116	2946	363	9208	9060	4113
C75	79	1994	116	2946	363	9208	9060	4113

Model	Height		Width		Length		Approximate Weight*	
	in.	mm	in.	mm	in.	mm	Lbs.	Kg
SDHF								
C20	79	1994	140	3556	424	10765	12970	5888
D11	79	1994	140	3556	424	10765	13540	6147
D12	79	1994	140	3556	424	10765	13900	6311
D13	79	1994	140	3556	424	10765	14370	6524

*Weights shown include the following features: standard coils, 100% economizer, throwaway filters, maximum motor size high efficiency, inlet guide vanes and 800V/3P/60 Hz. Actual weights are stamped on the unit nameplate.

Como la potencia requerida en los baños es pequeña se estima un solo equipo para vestíbulo y baños, tal equipo puede ser de marca "Trane Intellipak" modelo SXHF C90, con las especificaciones mostradas anteriormente.

Se seleccionaron los equipos considerando la potencia estandar a la que trabajan y no así su potencia máxima.

Ya que el cine cuenta con las tuberías y estructura necesaria (la que usa actualmente con el lavado de aire) puede seleccionarse un equipo para cada sala, mencionado anteriormente.

CAPITULO VIII

CONCLUSIONES.

Como se pudo observar en el análisis, si es necesario la instalación de un sistema de acondicionamiento de aire, el cual debe tener o manejar un rango de operación entre las condiciones de verano e invierno.

Dicho equipo puede ser colocado en cada sala, dando como resultado un total de 6 equipos o uno que abastezca a todo el local.

Como nuestro trabajo sólo trata del análisis del balance térmico del recinto, para saber si se necesitaba un sistema de aire acondicionado y de que potencia frigorífica, no es tema de la misma el análisis de las caídas de presión en los ductos de alimentación; ya que, el diseño y colocación del sistema de acondicionamiento de aire sería tema para otro trabajo.

Lamentablemente, los Multicinemas Plaza Universidad no cuentan con los planos arquitectónicos del local, ni con las especificaciones de los equipos que actualmente operan.

Por lo cual, la toma de datos de las dimensiones del lugar se llevaron a cabo con cinta métrica, y esto nos creó problemas en la toma de las alturas, por lo que estimamos una diferencia en la altura de no más de 3 cm.

Ya que las salas no presentan simetría, nosotros calculamos las cargas de las salas por separado; solamente considerando los 4 baños con las mismas áreas.

En cuanto a la elaboración de los balances térmicos. podemos referir que las aportaciones de calor de ocupantes, renovación de aire, equipos eléctricos (focos y motores), y la insolación en paredes, techos, suelos y cristalerías, se calcularon en base a coeficientes prácticos establecidos en tablas.

La transferencia de calor se hizo tomando en cuenta, la velocidad del viento, interna y externa, también considerando el flujo no turbulento, para el caso del coeficiente de convección **h**.

Para el caso de transferencia de calor por conducción, el coeficiente **K** para las paredes, se tomó el valor tabulado para pared de tabique recubierta de yeso y para techos, se tomó el valor de lozas de concreto.

Un problema que surgió durante el desarrollo del trabajo fué el manejo de diferentes sistemas de unidades. Ninguna referencia bibliográfica, contiene todos los valores de coeficientes que se necesitan. Por lo cual, fué necesario obtener tablas de diferentes autores y después hacer los cambios pertinentes para manejar las unidades en el sistema internacional.

Una vez obtenidas las potencias frigoríficas necesarias para satisfacer las condiciones de comodidad, se seleccionó el equipo, a través de una investigación en diferentes catálogos de proveedores comerciales, tomando como factor de selección dicha potencia

Sobre la base de este estudio concluimos que, el cine puede optar por cambiar sus equipos de lavado de aire por un sistema de acondicionamiento del mismo, distribuido de tal forma que, se cuente con un equipo tanto para cada sala.y vestíbulo (incluyendo los baños) respectivamente.

Este cambio se propone ya que, cuanto más cómodo se encuentre el usuario, asistirá al establecimiento con mayor frecuencia, redituando así la inversión realizada.

APENDICE

VOLUMEN DE AIRE INFILTRADO POR PIE DE RANURA PARA DIFERENTES TIPOS DE VENTANAS Y PUERTAS

VENTANA	OBSERVACIONES	Ft ³ /min por ft ² de ranura				
		5	10	15	20	25
velocidad	Mph					
Puerta de vidrio	Ranura de 1/8" buena instalación	3.2	6.4	9.6	13.0	16.0
	Ranura de 3/16" media instalación	4.8	15.0	14.0	20.0	24.0
	Ranura de 1/4" pobre instalación	6.4	13.0	19.0	26.0	32.0

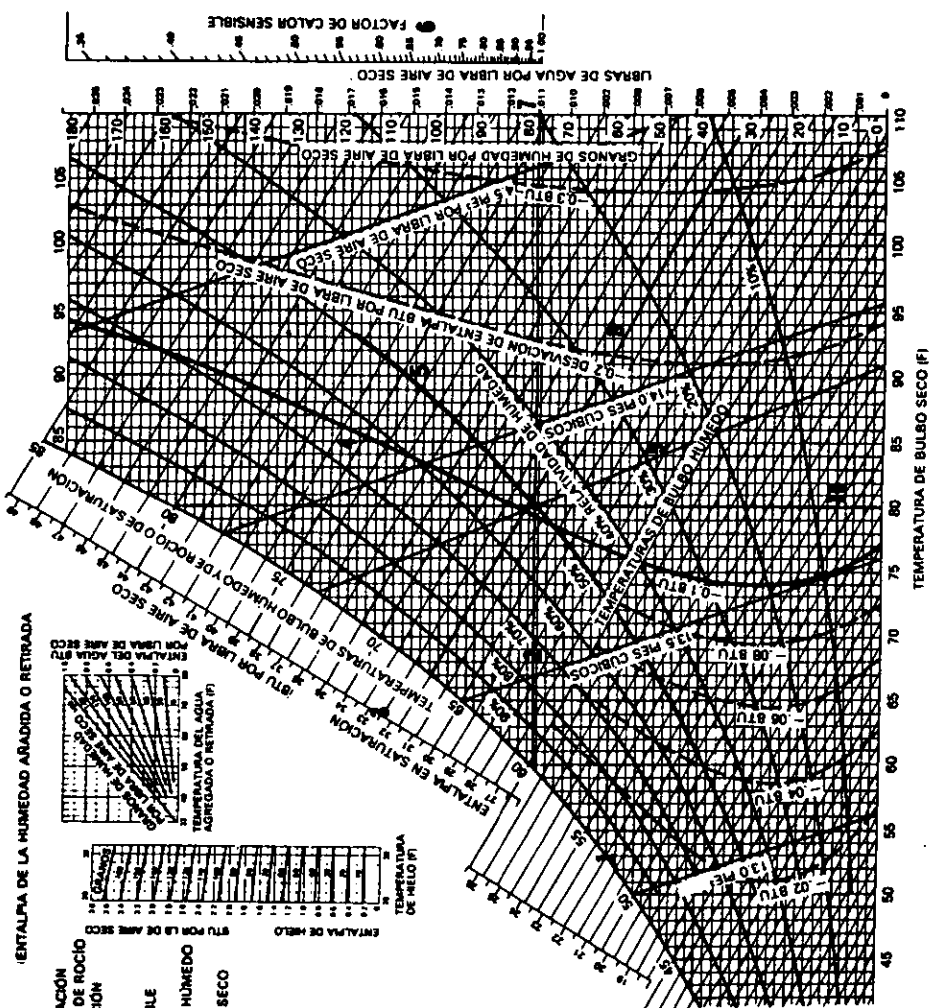
VOLUMEN DE AIRE POR FT² DE SUPERFICIE DE PUERTAS

TIPO DE PUERTA	INFILTRACION poco uso FT ³ /MIN POR FT ²	INFILTRACION uso normal FT ³ /MIN POR FT ²
Puerta de cristal 1/16 ranura	9.0	20.0
Puerta normal de madera	2.0	13.0
Puerta de garage	4.0	9.0
Puertas de fabricas pequeñas	1.5	3.0

MATERIAL	K
LADRILLO CON YESO	2.5 Kcal / hr m °C
VIDRIO	0.68784 Kcal / hr m °C
CONCRETO	0.8 KW/ m °C

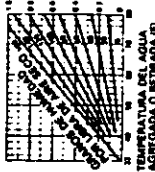
FACTORES PARA EL CALCULO SIMPLIFICADO.

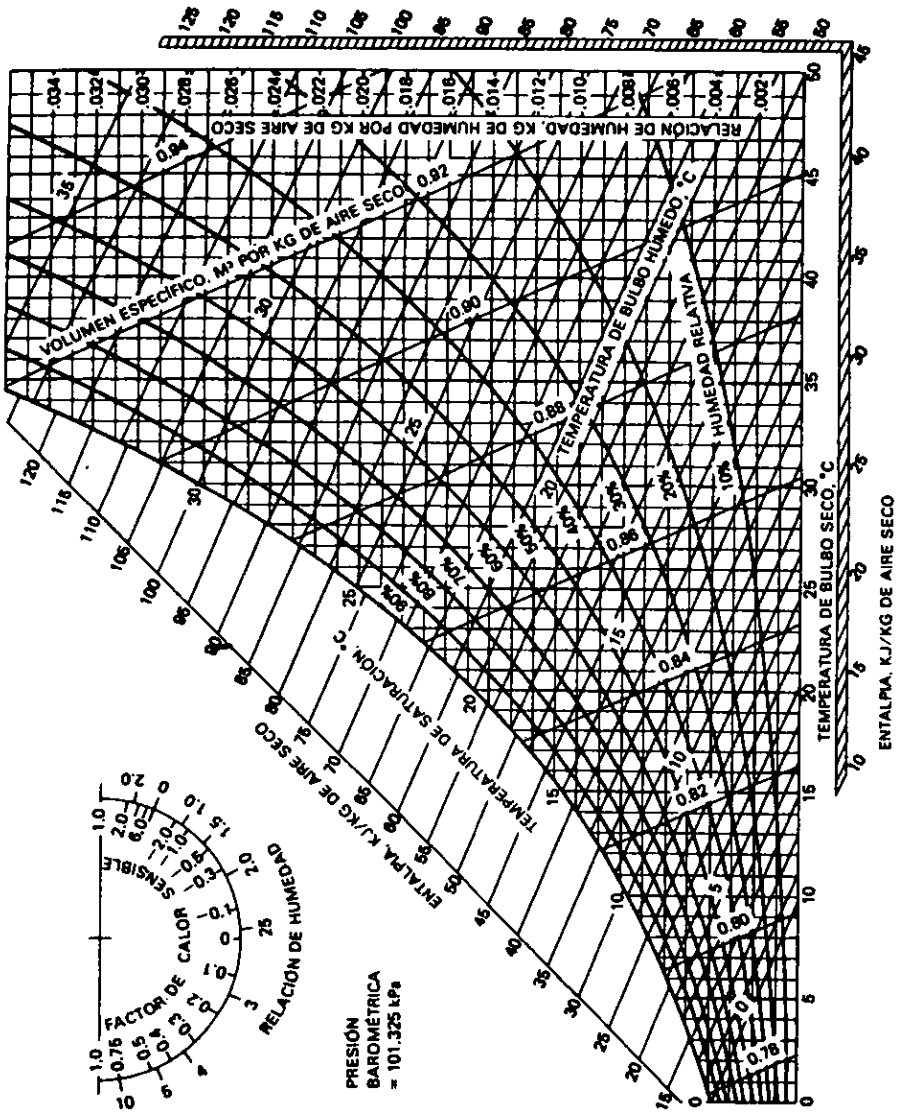
Participación por:	Factor Kcal / hr por cada unidad
Ocupantes	120
Renovación de aire	100
Focos	0.86
Motores	0.86
Ventanas sin póstigos	350
Ventana al sur o al oeste	350
Ventanas al norte y este	40
Paredes o tabiques al norte y este y a la sombra	12
Suelo o piso	10
Techo con local habitado arriba	20
Techo sin nada arriba	40



ENTALPIA DE LA HUMEDAD AÑADIDA O RETRADA

1. TEMPERATURA DE SATURACIÓN
2. TEMPERATURA DE PUNTO DE ROCIÓN
3. ENTALPIA DE LA SATURACIÓN
4. DESVIACIÓN DE ENTALPIA
5. HUMEDAD RELATIVA
6. FACTOR DE CALOR SENSIBLE
7. GRANOS DE HUMEDAD
8. TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO
9. TEMPERATURA DE LA MEZCLA
10. TEMPERATURA DE BULBO SECO





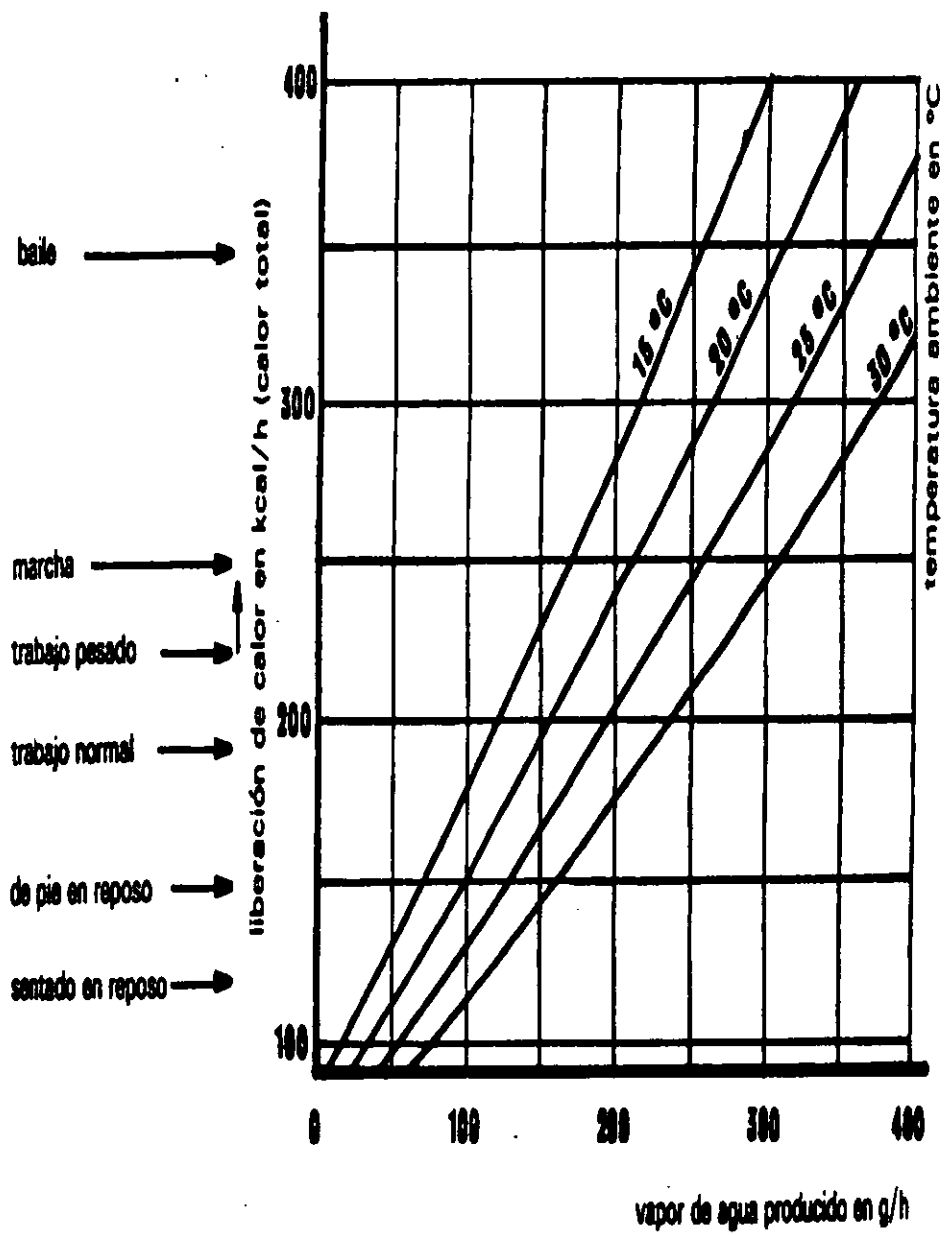


TABLA III-1. Propiedades de la mezcla de aire y vapor de agua a bajas temperaturas

Temp. °F	Pulgadas de Hg	Lb/pié ³	Peso del vapor saturado			Volumen en pié ³ Barril. 59.2 pié ³ de Hg	Entalpia por libra				
			Libras x 10 ⁻³	Gravitas	Libras x 10 ⁻³						
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
-25	946.4	464.87	1.8016	0.12611	19.68	1.3776	10.95	10.95	-6.011	1048.0	-5.805
-24	1,003.	492.67	1.9049	0.13334	20.86	1.4602	10.97	10.97	-5.770	1048.4	-5.551
-23	1,064.	522.04	2.0162	0.14113	22.13	1.5491	11.00	11.00	-5.529	1048.9	-5.297
-22	1,126.	553.09	2.1287	0.14901	23.42	1.6394	11.02	11.02	-5.288	1049.3	-5.042
-21	1,192.	585.51	2.2484	0.15739	24.79	1.7333	11.05	11.05	-5.047	1049.8	-4.787
-20	1,262.0	619.89	2.3750	0.16625	26.25	1.8375	11.07	11.07	-4.807	1050.2	-4.531
-19	1,337.	656.73	2.5105	0.17574	27.81	1.9467	11.10	11.10	-4.566	1050.7	-4.274
-18	1,416.	695.54	2.6527	0.18569	29.45	2.0615	11.13	11.13	-4.325	1051.1	-4.015
-17	1,496.	734.84	2.7963	0.19574	31.12	2.1784	11.15	11.15	-4.085	1051.6	-3.758
-16	1,584.	778.06	2.9542	0.20679	32.95	2.3065	11.18	11.18	-3.844	1052.0	-3.497
-15	1,675.0	822.76	3.1168	0.21818	34.84	2.4388	11.20	11.21	-3.604	1052.5	-3.237
-14	1,772.	870.41	3.2899	0.23029	36.86	2.5802	11.23	11.24	-3.363	1052.9	-2.975
-13	1,874.	920.51	3.4714	0.24300	38.98	2.7286	11.25	11.26	-3.123	1053.4	-2.712
-12	1,980.	972.58	3.6596	0.25617	41.19	2.8833	11.28	11.29	-2.883	1053.8	-2.449
-11	2,093.	1,028.1	3.8599	0.27019	43.54	3.0478	11.30	11.31	-2.642	1054.3	-2.185
-10	2,210.0	1,085.6	4.0666	0.28466	45.98	3.2186	11.33	11.34	-2.402	1054.7	-1.917
-9	2,335.	1,147.0	4.2871	0.30009	48.58	3.4006	11.35	11.36	-2.162	1055.2	-1.649
-8	2,463.	1,209.8	4.5120	0.31684	51.25	3.5875	11.38	11.39	-1.921	1055.6	-1.380
-7	2,592.	1,279.0	4.7574	0.33404	52.06	3.7804	11.41	11.41	-1.681	1056.1	-1.131
-6	2,745.	1,348.3	5.0066	0.35066	57.12	3.9924	11.43	11.44	-1.441	1056.5	-0.8375
-5	2,898.0	1,423.5	5.2738	0.36917	60.30	4.2210	11.45	11.46	-1.201	1057.0	-0.5636
-4	3,055.	1,500.6	5.5473	0.38831	63.57	4.4699	11.48	11.49	-0.9604	1057.4	-0.2882
-3	3,222.	1,582.6	5.8370	0.40865	67.05	4.6935	11.50	11.51	-0.7203	1057.9	-0.01098
-2	3,397.	1,668.9	6.1414	0.42990	70.69	4.9483	11.53	11.54	-0.4802	1058.3	+0.2679
-1	3,580.	1,758.5	6.4583	0.45208	74.50	5.2150	11.55	11.57	-0.2401	1058.8	+0.5467
0	3,773.0	1,853.3	6.7914	0.47500	78.52	5.5000	11.58	11.59	0	1059.2	+0.8317

De Heating, Ventilating and Air Conditioning Guide, Cap. I, 1939; compilación de W. M. Sawdon; presiones de vapor convertidas de International Critical Tables. Reproducido con autorización de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

TABLA III-2. Propiedades de la mezcla de aire con vapor de agua saturado de 0 a 164°F

Temp. °F	Presión del vapor saturado		Peso del vapor saturado				Volumen en pies ³ Barom. 29.92 plg de Hg			Entalpía por libra		
	Pulgadas de Hg	Lb/plg ³	Por pie ³		W _d Por libra de aire seco	de una libra de aire seco		de una libra de aire seco + vapor para saturación	h _s Aire seco Datum °F	h _v Vapor °F	Aire seco con vapor para saturación	
			Libras	Granos		Libras	Granos					(7)
0	0.03773	0.01853	0.000067914	0.475	0.0007852	5.50	11.58	11.59	0.0000	1059.2	0.8317	
1	0.03975	0.01963	0.000071395	0.500	0.0008275	5.79	11.60	11.62	0.2401	1059.7	1.117	
2	0.04186	0.02056	0.000075021	0.525	0.0008714	6.10	11.63	11.64	0.4801	1060.1	1.404	
3	0.04409	0.02166	0.000078851	0.552	0.0009178	6.43	11.65	11.67	0.7201	1060.6	1.694	
4	0.04645	0.02282	0.000082890	0.580	0.0009671	6.77	11.68	11.70	0.9601	1061.0	1.986	
5	0.04886	0.02400	0.000087005	0.609	0.001017	7.12	11.70	11.72	1.200	1061.5	2.280	
6	0.05144	0.02527	0.000091399	0.640	0.001071	7.50	11.73	11.75	1.440	1061.9	2.577	
7	0.05412	0.02658	0.000095955	0.672	0.001127	7.89	11.75	11.77	1.680	1062.4	2.877	
8	0.05692	0.02796	0.00010070	0.705	0.001186	8.30	11.78	11.80	1.920	1062.8	3.180	
9	0.05988	0.02941	0.00010572	0.740	0.001247	8.73	11.80	11.83	2.160	1063.3	3.486	
10	0.06295	0.03092	0.00011090	0.776	0.001311	9.18	11.83	11.85	2.400	1063.7	3.795	
11	0.06618	0.03251	0.00011634	0.814	0.001379	9.65	11.86	11.88	2.640	1064.2	4.108	
12	0.06958	0.03418	0.00012206	0.854	0.001450	10.15	11.88	11.91	2.880	1064.6	4.424	
13	0.07309	0.03590	0.00012794	0.890	0.001523	10.66	11.91	11.93	3.120	1065.1	4.742	
14	0.07677	0.03771	0.00013410	0.939	0.001600	11.20	11.93	11.96	3.359	1065.5	5.064	
15	0.08067	0.03963	0.00014062	0.984	0.001682	11.77	11.96	11.99	3.599	1066.0	5.392	
16	0.08469	0.04160	0.00014732	1.031	0.001766	12.36	11.98	12.01	3.839	1066.4	5.722	
17	0.08895	0.04369	0.00015440	1.081	0.001855	12.99	12.00	12.04	4.079	1066.9	6.058	
18	0.09337	0.04586	0.00016174	1.132	0.001947	13.63	12.03	12.07	4.319	1067.3	6.397	
19	0.09797	0.04812	0.00016935	1.185	0.002043	14.30	12.06	12.09	4.559	1067.8	6.741	
20	0.1028	0.05050	0.00017747	1.242	0.002144	15.01	12.08	12.12	4.798	1068.2	7.088	
21	0.1078	0.05295	0.00018564	1.299	0.002250	15.75	12.11	12.15	5.038	1068.7	7.443	
22	0.1132	0.05560	0.00019439	1.361	0.002361	16.53	12.13	12.18	5.278	1069.1	7.802	
23	0.1186	0.05826	0.00020335	1.423	0.002476	17.33	12.16	12.20	5.518	1069.6	8.166	
24	0.1241	0.06111	0.00021276	1.489	0.002596	18.17	12.18	12.23	5.758	1070.0	8.536	
25	0.1301	0.06405	0.00022255	1.558	0.002722	19.05	12.21	12.26	5.998	1070.5	8.912	
26	0.1366	0.06710	0.00023278	1.629	0.002853	19.97	12.23	12.29	6.237	1070.9	9.292	
27	0.1432	0.07034	0.00024342	1.704	0.002991	20.94	12.26	12.32	6.477	1071.4	9.682	
28	0.1500	0.07368	0.00025445	1.781	0.003133	21.93	12.28	12.34	6.717	1071.8	10.075	
29	0.1571	0.07717	0.00026597	1.862	0.003283	22.99	12.31	12.37	6.957	1072.3	10.477	
30	0.1645	0.08080	0.00027797	1.946	0.003439	24.07	12.33	12.40	7.197	1072.7	10.886	
31	0.1722	0.08458	0.00029043	2.033	0.003601	25.21	12.36	12.43	7.437	1073.2	11.302	
32	0.1803	0.08856	0.00030343	2.124	0.003771	26.40	12.38	12.46	7.677	1073.6	11.726	
33	0.1879	0.09230	0.00031471	2.203	0.003931	27.52	12.41	12.49	7.917	1074.1	12.139	
34	0.1957	0.09610	0.00032690	2.288	0.004094	28.66	12.43	12.51	8.157	1074.5	12.556	
35	0.20360	0.1000	0.0003394	2.376	0.004262	29.83	12.46	12.54	8.397	1075.0	12.979	
36	0.21195	0.1041	0.0003527	2.469	0.004438	31.07	12.48	12.57	8.636	1075.4	13.409	
37	0.22050	0.1083	0.0003662	2.563	0.004618	32.33	12.51	12.60	8.876	1075.9	13.845	
38	0.22925	0.1126	0.0003799	2.660	0.004803	33.62	12.53	12.63	9.116	1076.3	14.285	
39	0.23842	0.1171	0.0003943	2.760	0.004996	34.97	12.56	12.66	9.356	1076.8	14.736	
40	0.24778	0.1217	0.0004090	2.863	0.005194	36.36	12.59	12.69	9.596	1077.2	15.191	
41	0.25755	0.1265	0.0004243	2.970	0.005401	37.80	12.61	12.72	9.836	1077.7	15.657	
42	0.26773	0.1315	0.0004401	3.081	0.005616	39.31	12.62	12.75	10.08	1078.1	16.13	
43	0.27832	0.1367	0.0004566	3.196	0.005840	40.88	12.66	12.78	10.32	1078.6	16.62	
44	0.28911	0.1420	0.0004735	3.315	0.006069	42.48	12.69	12.81	10.56	1079.0	17.11	
45	0.30031	0.1475	0.0004909	3.436	0.006306	44.14	12.71	12.84	10.80	1079.5	17.61	
46	0.31191	0.1532	0.0005088	3.562	0.006553	45.87	12.74	12.87	11.04	1079.9	18.12	

TABLA III-2. (Continuación)

Temp. °F	Presión del vapor saturado		Peso del vapor saturado				Volumen en pies ³ Barom. 29.92 plg de Hg			Entalpía por libra		
	Pulgadas de Hg	Lb/plg ³	Por pie ³		Por libra de aire seco		de una libra de aire seco	de una libra de aire seco + vapor para saturación (9)	Aire seco Datum 0°F	Vapor Datum 32°F	Aire seco con vapor para saturación	
			Libras	Granos	Libras	Granos						
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
47	0.32393	0.1591	0.0005274	3.692	0.006808	47.66	12.76	12.90	11.28	1080.4	18.64	
48	0.33635	0.1652	0.0005465	3.826	0.007072	49.50	12.79	12.93	11.52	1080.8	19.16	
49	0.34917	0.1715	0.0005663	3.964	0.007345	51.42	12.81	12.96	11.76	1081.3	19.70	
50	0.36241	0.1780	0.0005866	4.106	0.007626	53.38	12.84	12.99	12.00	1081.7	20.25	
51	0.37625	0.1848	0.0006078	4.255	0.007921	55.45	12.86	13.02	12.23	1082.2	20.80	
52	0.39051	0.1918	0.0006296	4.407	0.008226	57.58	12.89	13.06	12.47	1082.6	21.38	
53	0.40496	0.1889	0.0006516	4.561	0.008534	59.74	12.91	13.09	12.71	1083.1	21.95	
54	0.42003	0.2063	0.0006746	4.722	0.008856	61.99	12.94	13.12	12.95	1083.5	22.55	
55	0.43570	0.2140	0.0006984	4.889	0.009192	64.34	12.96	13.15	13.19	1084.0	23.15	
56	0.45179	0.2219	0.0007228	5.060	0.009536	66.75	12.99	13.19	13.43	1084.4	23.77	
57	0.46828	0.2300	0.0007477	5.234	0.009890	69.23	13.01	13.22	13.67	1084.9	24.40	
58	0.48538	0.2384	0.0007735	5.415	0.01026	71.82	13.04	13.25	13.91	1085.3	25.05	
59	0.50310	0.2471	0.0008003	5.602	0.01064	74.48	13.06	13.29	14.15	1085.8	25.70	
60	0.52142	0.2561	0.0008278	5.795	0.01103	77.21	13.09	13.32	14.39	1086.2	26.37	
61	0.54035	0.2654	0.0008562	5.993	0.01144	80.08	13.11	13.35	14.63	1086.7	27.06	
62	0.55970	0.2749	0.0008852	6.196	0.01186	83.02	13.14	13.39	14.87	1087.1	27.76	
63	0.57958	0.2848	0.0009153	6.407	0.01229	86.03	13.16	13.42	15.11	1087.6	28.48	
64	0.60042	0.2949	0.0009460	6.622	0.01274	89.18	13.19	13.46	15.35	1088.0	29.21	
65	0.62179	0.3054	0.0009778	6.845	0.01320	92.40	13.23	13.49	15.59	1088.5	29.96	
66	0.64378	0.3162	0.0010105	7.074	0.01368	95.76	13.24	13.53	15.83	1088.9	30.73	
67	0.66638	0.3273	0.0010440	7.308	0.01417	99.19	13.26	13.57	16.07	1089.4	31.51	
68	0.68980	0.3388	0.0010816	7.571	0.01468	102.8	13.29	13.60	16.31	1089.8	32.31	
69	0.71382	0.3506	0.0011140	7.798	0.01520	106.4	13.31	13.64	16.55	1090.3	33.12	
70	0.73866	0.3628	0.0011507	8.055	0.01574	110.2	13.34	13.68	16.79	1090.7	33.96	
71	0.76431	0.3754	0.0011884	8.319	0.01631	114.2	13.37	13.71	17.03	1091.2	34.83	
72	0.79058	0.3883	0.0012269	8.588	0.01688	118.2	13.40	13.75	17.27	1091.6	35.70	
73	0.81766	0.4016	0.0012667	8.867	0.01748	122.4	13.42	13.79	17.51	1092.1	36.60	
74	0.84555	0.4153	0.0013075	9.153	0.01809	126.6	13.44	13.83	17.75	1092.5	37.51	
75	0.87448	0.4295	0.0013497	9.448	0.01873	131.1	13.47	13.87	17.99	1093.0	38.46	
76	0.90398	0.4440	0.0013927	9.749	0.01938	135.7	13.49	13.91	18.23	1093.4	39.42	
77	0.93452	0.4590	0.0014371	10.06	0.02005	140.4	13.52	13.95	18.47	1093.9	40.40	
78	0.96588	0.4744	0.0014825	10.38	0.02075	145.3	13.54	13.99	18.71	1094.3	41.42	
79	0.99825	0.4903	0.0015295	10.71	0.02147	150.3	13.57	14.03	18.95	1094.8	42.46	
80	1.0316	0.5067	0.0015777	11.04	0.02221	155.5	13.59	14.08	19.19	1095.2	43.51	
81	1.0661	0.5236	0.0016273	11.39	0.02296	160.9	13.62	14.12	19.43	1095.7	44.61	
82	1.1013	0.5409	0.0016781	11.75	0.02377	166.4	13.64	14.16	19.67	1096.1	45.72	
83	1.1377	0.5588	0.0017304	12.11	0.02459	172.1	13.67	14.21	19.91	1096.6	46.88	
84	1.1752	0.5772	0.0017841	12.40	0.02543	178.0	13.69	14.26	20.15	1097.0	48.05	
85	1.2135	0.5960	0.0018389	12.87	0.02629	184.0	13.72	14.30	20.39	1097.5	49.24	
86	1.2527	0.6153	0.0018950	13.27	0.02718	190.3	13.74	14.34	20.63	1097.9	50.47	
87	1.2933	0.6352	0.0019531	13.67	0.02810	196.7	13.77	14.39	20.87	1098.4	51.74	
88	1.3346	0.6555	0.0020116	14.08	0.02904	203.3	13.79	14.44	21.11	1098.8	53.02	
89	1.3774	0.6765	0.0020725	14.51	0.03002	210.1	13.82	14.48	21.35	1099.3	54.35	
90	1.4231	0.6980	0.0021344	14.94	0.03102	217.1	13.84	14.53	21.59	1099.7	55.70	
91	1.4661	0.7201	0.0021982	15.39	0.03205	224.4	13.87	14.58	21.83	1100.2	57.09	
92	1.5125	0.7429	0.0022634	15.84	0.03312	231.8	13.89	14.63	22.07	1100.6	58.52	
93	1.5600	0.7662	0.0023304	16.31	0.03421	239.5	13.92	14.69	22.32	1101.1	59.99	

BIBLIOGRAFIA

Termodinámica

Virgil Moring Faires y Clifford Max Simmang.

Editorial Limusa.

México.

Capítulos 1, 4, 6.

Fundamentos de Termodinámica.

Van Wylen y Richard E. Sonntag.

Editorial Limusa.

México.

Capítulos 5.

Introducción a la termodinámica.

Richard E. Sonntag y Van Wylen.

Editorial Limusa.

México.

Capítulos 5.

Ingeniería Termodinámica.

William C. Reynolds Y Henry C. Perkins.

Editorial Mc Graw - Hill

México.

Capítulos 2, 4, 8 .

Termodinámica

Kenneth Wark, Jr.

Editorial Mc Graw - Hill

México.

Capítulos 2, 3, 11.

Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración.

ING. Eduardo Hernández Goribar.

Editorial Limusa.

México.

Capítulos 1, 2, 3, 4, 5

Aire acondicionado y refrigeración.

Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis.

Editorial Continental.

México.

Capítulos 2, 3, .

Termodinámica.

Edward F. Obert y Richard A. Gaggioli

Ediciones del castillo.

Madrid.

Capítulos 3, 4, 7, 11.

Transferencia de calor

B. V. Karle Kar y R. M. Desmond.

Editorial McGraw-Hill.

México.

Capítulo 1

Refrigeración y aire acondicionado.

Air-Conditioning and Refrigeration Institute.

Editorial Prentice-Hall.

México.

Capítulo 5 y 7.

Estética y psicología del cine.

2ª parte. Las formas.

Jean Mitry.

Tercera edición.

Editorial Siglo XXI.

Noviembre de 1986.

Capítulo 12.

Climatización de locales.

Yves Guenand.

Editorial Barcelona.

Capítulo 3.

España, 1973

Acondicionamiento de aire.

Principios y sistemas.

Edward G. Pita.

Editorial CECSA

Segunda edición.

México 1997

Selección e instalación de equipo de aire acondicionado para la zona hotelera de Ixtapa Zihuatanejo.

Hugo Alfredo Sarmiento Palafox.

Norberto Aguilar Chavez.

Luis Carlos Rosero Puerto.

Tesis asesorada por el M en C. Juan de la Cruz Hernández Zamudio.

Cuautitlan Izcalli, Edo de México. 1992.

Manual del Ingeniero

Marx

McGraw-Hill

Tomo I, II, III.

Ingeniería Termodinámica

M. David Burghardt

Editorial Harla

Capítulo I, II y III.