



7
697.9322
A185
C.2

ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

DESARROLLO DEL SISTEMA DE
CALCULO DE CARGA
POR EL METODO DE TEMPERATURA
EQUIVALENTE (O METODO DE
LOS FACTORES). Y APLICACIONES
A NUESTRO MEDIO

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de
INGENIERO MECANICO

Presentada por:

GUSTAVO ACOSTA HERNANDEZ

GUAYAQUIL - ECUADOR

1982

AGRADECIMIENTO

A 1ª ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL

Al ING. EDUARDO DONOSO. por
su acertada dirección y
colaboración para la rea-
lización de este trabajo

A los PROFESORES DEL
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA
MECANICA

DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

A MI ESPOSA

A MIS SUEGROS



.....
ING. EDUARDO DONOSO F.
Director de Tesis

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente: y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).

Gustavo Acosta
Gustavo Acosta H.

RESUMEN

La presente investigación está relacionada a introducir en el medio una nueva técnica de calcular carga de enfriamiento utilizando el método de temperatura equivalente.

Se estudió cada una de las fuentes que pueden producir cargas a un ambiente que se quiere acondicionar, se calculó la diferencia de temperatura equivalente para cada una de las fuentes tomando en cuenta las 24 horas del día, así tenemos que para una cierta hora de diseño sabemos lo que ha ocurrido en el transcurso del día, puesto que las ecuaciones usadas son funciones del tiempo, y lo que ocurre a una hora determinada es función de la anterior, y así sucesivamente. Luego la ganancia de calor al tiempo t depende de la ganancia de calor al tiempo $t = t - 1$ y $t = t - 2$; y así en una serie de tiempos anteriores.

Se realizaron programas de computadora en lenguaje BASIC, para cada una de las tablas desarrolladas, y las asunciones y condiciones se dan a lo largo de la Tesis.

INDICE GENERAL

I	TITULO
II	AGRADECIMIENTO
III	DEDICATORIA
IV	DECLARACION EXPRESA
VI	RESUMEN
VII	INDICE GENERAL
X	LISTA DE TABLAS
II	LISTA DE ABRVIATURAS
I	INTRODUCCION
CAPITULO # 1	
GANANCIA SOLAR	
5	1.1 Estudio de techos y variables implicadas
14	1.2 Construcción de edificios
17	1.3 Absorción de la superficie exterior (color de paredes
20	1.4 Conducción exterior y temperatura de diseño
21	1.5 Localización geográfica, mes y día
	1.6 Desarrollo de tablas de ángulos principales para la ciudad de Guayaquil
23	1.7 Fenestración: Desarrollo de tablas para la ciudad de Guayaquil
27	1.8 Conducción de calor
30	1.9 Ganancia de calor debido al sol
33	1.10 Resultados con programas de computadora

CAPITULO # 2

CARGA POR PERSONAS

2.1 Radiación por superficies circundantes	49
2.2 Convección por aire circundante	52
2.3 Evaporación de mezcla de aire circundante	55
2.4 Resultados	57

CAPITULO # 3

CARGA POR EQUIPOS

3.1 Cálculo de fracción de convección y radiación de la ganancia de calor	63
3.2 Conversión de la parte radiante de la ganancia de calor a carga de enfriamiento usando funciones transientes	66
3.3 Conversión de la parte convectiva de la ganancia de calor a carga de enfriamiento asumiendo como carga instantánea de enfriamiento	68

CAPITULO # 4

CARGA POR LUCES

4.1 Método de Mitalas	74
4.2 Investigación de las constantes de la ecuación de Mitalas	80

CAPITULO # 5

CONDICION DE OPERACION

5.1 Factor que afecta a la carga de enfriamiento por operación del sistema (tiempo de operación)	85
---	----

CAPITULO # 6

CARGA POR OTROS COMPONENTES

6.1 Energía transferida debido a Infiltración y ventilación	88
---	----

6.2 Ganancia de calor debido a divisiones interiores, tumbado y pisos	97
---	----

CAPITULO # 7

SUMARIOS DE RESULTADOS	100
------------------------------	-----

CAPITULO # 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	113
APENDICES	120
BIBLIOGRAFIA	152

LISTA DE TABLAS

# 1	Porcentaje de Rango Diario	121
# 2	Temperatura sol-aire para techos planos	122
# 3	Diferencia de temperatura equivalente para techos planos	123
# 4	Efecto de la selección de estructura de los techos	124
# 5	Efecto del color de la superficie de los techos	125
# 6	Efecto de la selección de la estructura de las paredes	126
# 7	Temperatura sol-aire para paredes claras	127
# 8	Temperatura sol-aire para paredes oscuras ..	128
# 9	Efecto del color de la superficie exterior de las paredes	129
# 10	Diferencia de temperatura equivalente para paredes oscuras	130
# 11	Temperatura exterior de diseño	132
# 12	Angulo Altitud y Angulo Azimuth	133
# 13	Tabla de Radiación solar extraterrestre para hemisferio sur	134
# 14	Posición solar, intensidad, y factor de ganancia solar	135
# 15	Metabolismo a diferentes actividades típicas .	137
# 16	Ganancia de calor por personas	138

# 17	Factor de carga sensible por personas	139
# 18	Factor de carga sensible para artefactos con campana	140
# 19	Factor de carga sensible para artefactos sin campana	141
# 20	Tabla de iluminación recomendada	142
# 21	Factor de carga de enfriamiento cuando las luces están prendidas durante 8 horas	147
# 22	Factor de carga de enfriamiento cuando las luces están prendidas durante 10 horas	148
# 23	Factor de carga de enfriamiento cuando las luces están prendidas durante 12 horas	149
# 24	Factor de carga de enfriamiento cuando las luces están prendidas durante 14 horas	150
# 25	Factor de carga de enfriamiento cuando las luces están prendidas durante 16 horas	151

ABREVIATURAS

q	Ganancia de calor.
A	Area de superficie.
It	Radiación solar incidente.
ho	Coeficiente convectivo exterior.
hi	Coeficiente convectivo interior.
ts	Temperatura de la superficie.
to	Temperatura del aire exterior.
ti	Temperatura del aire interior.
te	Temperatura sol-aire.
td	Temperatura de diseño.
kp	Conductividad térmica de la pared.
DDTE	Diferencia de temperatura equivalente.
U	Coeficiente global de transferencia de calor.
Fig.	Figura.
FDGS	Factor de ganancia de calor solar.
IDN	Intensidad de radiación solar normal.
Fd	Factor de radiación directa.
fd	Factor de radiación difusa.
Sv	Factor de sombra vertical.
Sh	Factor de sombra horizontal.
Aef	Area efectiva.
FCE	Factor de carga de enfriamiento.

CFM	Caudal de aire en pies cubicos por minuto.
p2	Pies cuadrados.
hr	Hora.
grado F	Grados Fahrenheit.
MEH	Mil veces BTU/hr.
BTU	Unidad Térmica Británica.
qs	Calor sensible.
ql	Calor latente.
qt	Calor total.
RCS	Razón de calor sensible.
α	Absortividad.
ρ	Reflectividad.
τ	Transmisividad.
l	Latitud.
long.	Longitud.
d	Declinación.
β	Angulo altitud (Al).
ψ	Angulo Cenit
γ	Angulo azimuth (az).
azsp	Angulo azimuth sol-pared.

INTRODUCCION

La ASHRAE continuamente ha mejorado la precisión de los procedimientos de cálculo de carga. Algunos ingenieros y diseñadores han encontrado la necesidad de un procedimiento detallado y preciso para el cálculo de carga de enfriamiento. El procedimiento como lo describe en la edición de 1977 el libro Fundamental de la ASHRAE, muestra un sustantivo cambio que el obtenido en la edición de 1972, así ésta Tesis es un suplemento y no reemplaza a la ASHRAE, ni otros libros publicados para el cálculo de carga.

El cálculo de carga de enfriamiento puede ser usado para ayudar a uno o más de los siguientes objetivos:

- Proveer información para la selección de equipos y diseño de sistemas de aire acondicionado.
- Proveer datos para la evaluación y posibilidad de optimización para la reducción de carga.
- Permitir un análisis de carga parciales para el diseño, operación y control.

Estos objetivos pueden ser obtenidos no solo haciendo un cálculo de carga preciso, sino entendiendo las bases de cada carga de enfriamiento.

En el diseño de aire acondicionado hay tres distintos pero relacionados razones de flujo de calor, cada uno varían con el tiempo:

- 1.- Pérdida o ganancia de calor
- 2.- Carga de enfriamiento o calentamiento
- 3.- Razón de extracción o inyección de calor.

Ganancia de calor, o talvez mas correctamente, razón instantánea de ganancia de calor, es la razón por la cual el calor entra o es generado dentro de un espacio en un tiempo dado. Hay dos maneras las cuales la ganancia de calor es clasificado: la manera como el calor entra al cuarto y el tipo de ganancia de calor.

La manera de como la fuente de calor entra al espacio es indicada como sigue:

- Radiación solar a traves de superficies transparentes tales como ventanas.
- Conduccion de calor a través de paredes exteriores y techos.
- Conducción de calor a través de divisiones interiores, techados y pisos.
- Calor generado dentro del espacio por personas, luces, aparatos, equipos, y procesos.
- Cargas como resultado de ventilación e infiltración de

aire externo.

- Otras misceláneas de ganancia de calor.

El tipo de ganancia de calor son sensible y latente. La selección apropiada del equipo de enfriamiento y humidificación es hecha determinando si la ganancia de calor es sensible o latente. Ganancia de calor sensible es la adición directa de calor hacia un espacio encerrado, aparte de cualquier cambio en el contenido de humedad, por uno o todos los mecanismos de conducción, convección y radiación. Cuando la humedad es añadida al espacio, por ejemplo, por vapor emitido por los ocupantes, hay una cantidad de energía asociada con el contenido de humedad, la cual debe ser tomada en cuenta. Si una relación de humedad es mantenida constante en el espacio encerrado, el vapor de agua se condensa en el aparato de enfriamiento a una razón igual a la razón a la que se esta introduciendo al espacio. La cantidad de energía requerida para hacer esto es esencialmente igual al producto de la razón de condensado por hora y por el calor latente de condensación. Este producto es llamado ganancia de calor latente. El diseño adecuado de un sistema de aire acondicionado requiere la determinación de la ganancia de calor sensible del espacio, la ganancia de calor latente del espacio, un valor de carga total, sensible mas latente, y la cantidad

de aire externo usado para ventilación.

Carga de enfriamiento sensible es definida como la razón a la cual el calor puede ser removido desde el espacio para mantener la temperatura del cuarto a un valor constante. La suma de todos los valores de ganancia instantánea de calor a un tiempo dado no es necesariamente igual a la carga de enfriamiento sensible para el espacio en ese tiempo. La carga latente es esencialmente una carga de enfriamiento instantánea.

Para calcular la carga de enfriamiento de un espacio, se necesita información detallada del diseño del edificio y las condiciones a la que va a servir, un resumen general sería:

- Obtener características del edificio. Material de construcción, tamaño de los componentes, color de la superficie exterior, y forma, que generalmente se la encuentra en los planos y especificaciones.
- Determinar la localización del edificio, orientación y características de sombras.
- Obtener datos apropiados de las condiciones exteriores y condición de diseño exterior.
- Seleccionar condición de diseño interior, tales como temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo.

- Obtener datos sobre luces, ocupantes, equipos internos, y procesos que contribuyan a la carga térmica interna.
- Seleccionar la hora del día y mes a la cual se va a calcular la carga.

El plan de este trabajo fue estudiar cada fuente de carga de enfriamiento comenzando desde conceptos fundamentales con todas las posibles variables para cargas de aire acondicionado. Los resultados son presentados en esta manera: cada fuente de carga será enseñada con las asunciones hechas y la desviación esperada. La base de referencia para calcular la carga de enfriamiento en cada caso fue del "Método de la función de transferencia FT", el cual es explicado en ésta tesis cuando es usado.

CAPITULO # 1

GANANCIA SOLAR

1.1 Estudio de techos y variables implicadas.-

La ganancia de calor debido a techos es exclusivamente por la radiación solar y todas las variables que conlleva la radiación solar. Se introduce un concepto de una temperatura ficticia llamada temperatura sol-aire. Temperatura sol-aire es la temperatura del aire exterior la cual, en ausencia de todo intercambio de radiación, dará la misma razón de calor dentro del cuarto como si existiera combinación de radiación solar incidente, intercambio de energía radiante con el espacio exterior e intercambio de energía por convección con el aire exterior.

Haciendo un balance de energía a una superficie cualquiera expuesta a la radiación solar (la fig. # 1.1 nos muestra las variables implicadas), el flujo de calor q/A en BTU/hr-p2, es el siguiente:

$$q/A = \alpha I_t + h_o (t_o - t_s) - \epsilon \Delta R$$

donde:

α = Absortancia de la superficie a la radiación solar.

I_t = Radiación solar incidente total.

h_o = Coeficiente convectivo exterior.

t_s = Temperatura de la superficie.

t_o = Temperatura del aire exterior.

ϵ = Emitancia de la superficie.

ΔR = Diferencia entre la radiación incidente sobre la superficie del cielo y alrededores, y la radiación emitida por un cuerpo negro a la temperatura del aire exterior.

Asumiendo que la razón de transferencia de calor pueda ser expresada en términos de temperatura sol-aire (t_e), tenemos:

$$q/A = h_o (t_e - t_s)$$

Luego, la temperatura sol-aire vendría expresada de la siguiente manera:

$$t_e = t_o + \alpha I_t / h_o - \epsilon \Delta R / h_o$$

Para superficies horizontales (tal es el caso para los techos) que reciben ondas de radiación desde el cielo solamente, un valor apropiado para ΔR es de 20

BTU/hr-p2. así si $\epsilon=1$ y $h \approx 3.0$, el factor de corrección para las ondas será de 7 grados F.

La temperatura exterior es variable con el tiempo, pero puede ser expresada en función de la temperatura exterior de diseño de la siguiente manera:

$$t_o = t_d - RD (X)$$

donde:

t_d = Temperatura exterior de diseño.

RD = Rango diario.

X = Porcentaje de rango diario.

Para nuestro estudio, en la sección 1.4 se detalla las condiciones de diseño exterior, y en la tabla # 1 del apéndice encontramos los valores de porcentaje de rango diario usados.

En el estudio de los techos, se uso el método de diferencia de temperatura equivalente, todos los cálculos estan basados en la temperatura sol-aire listada en tabla # 2 del apéndice, y la temperatura interior mantenida constante a la temperatura interior de diseño.

La transferencia de calor a través de paredes y techos es un proceso transiente. la figura # 1.1 nos muestra una sección de una superficie cualquiera la cual vamos a estudiar. la ecuación de calor que gobierna en este caso es la siguiente:

$$\frac{\partial t}{\partial \theta} = k \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}$$

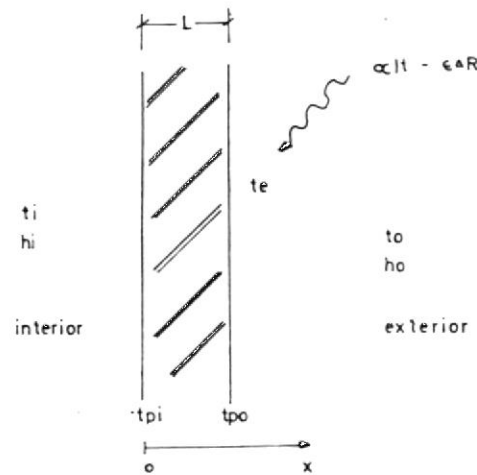


Fig. # 1.1 Transmisión de calor a través de una superficie cualquiera expuesta al sol.

Válida para las siguientes condiciones de borde o frontera:

$$x=0 \quad -k_p \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right) = h_o (t_o(\theta) - t_{po}) + q_r(\theta) \quad \text{---}$$

$$x=L \quad -k_p \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right) = h_i (t_{pi} - t_i)$$

Tomando la definición de temperatura sol-aire, la primera condición de borde se expresaría:

$$-k_p \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right) = h_o (t_e(\theta) - t_{po})$$

Usando el método de separación de variables para resolver la ecuación diferencial, llegamos a la solución siguiente para la distribución de temperatura:

$$T(x, \theta) = e^{-\alpha \lambda^2 \theta} (A \cos \lambda x + B \operatorname{Sen} \lambda x)$$

Aplicando las condiciones de borde al resultado encontrado para encontrar los valores de las constantes A y B.

$$B = -h_o \times (t_e - t_{po}) / (k \times \lambda \times \exp(-\alpha \times \lambda^2 \times \theta))$$

$$A = h_i \times (t_{pi} - t_i) / (k \times \lambda \times \text{Sen} \lambda L \times \exp(-\alpha \times \lambda \times e)) + B \times \text{Cos} \lambda L / \text{Sen} \lambda L$$

La cantidad de calor transferida en un tiempo dado al interior de un espacio vendría dada por:

$$q_i = h_i \times A \times (t_{pi} - t_i)$$

Se puede también definir esa cantidad de calor que entra al espacio en función de la diferencia de temperatura equivalente de la siguiente manera:

$$q_i = U \times A \times \text{DDTE}$$

Luego la diferencia de temperatura equivalente vendría expresada por:

$$\text{DDTE} = h_i \times (t_{pi} - t_i) / U$$

Donde t_{pi} es la temperatura interior de la superficie en estudio, calculada por la ecuación de distribución de temperatura cuando $x = L$.

Los resultados fueron generalizados tales que dividiendo la carga de enfriamiento para el valor U (coeficiente global de transferencia de calor) para cada techo nos da la diferencia de temperatura equivalente. esto asume que el flujo de calor a través de un techo o pared con un valor similar de U o masa térmica o peso, puede ser obtenido multiplicando el valor de U por el DDTE listado en tabla # 3. Así la ganancia de calor por techos sera calculada de la siguiente manera:

$$q = A \times U \times DDTE$$

donde:

q = ganancia solar en BTU/hr

A = área de la superficie expuesta en p2

U = coeficiente global de transferencia de calor

DDTE= diferencia de temperatura equivalente de tabla #

3

La tabla # 4 nos muestra el efecto de la inercia térmica de la construcción de los techos sobre la carga de enfriamiento. Cuando todos los 36 tipos de techos de la tabla # 40 del libro fundamental de la ASHRAE son estudiados, la máxima diferencia obtenida en la carga

pico fue menos del 3%. En el intervalo de interés, esto es, desde las 10.00 Horas hasta las 18.00 Horas, la diferencia fue generalmente menor que el 1%. Por esto es que se escogió para simplificar los estudios el tipo de construcción media, y con este tipo se hizo el estudio y es la tabla publicada en el apéndice.

Una comparacion de todos los datos de carga de enfriamiento para las superficies exteriores de color obscuro ($\alpha/h_o = 0.30$), y superficies de color claro ($\alpha/h_o = 0.15$), exhiben un muy angosto rango de relación, esto lo muestra la tabla # 5. De preferencia es preferible usar los valores de superficies oscuras solamente y usar un multiplicador de 0.5 para superficies claras. Esta asunción podría ser válida cuando comparemos el error envuelto en determinar precisamente las características de absorción (α) y el coeficiente convectivo (h_o). Aún donde el valor de la absorción es conocido, es difícil evaluar la durabilidad del coeficiente convectivo en servicio. Generalmente, la mayoría de las superficies tienden a incrementar el valor de la absorción con el servicio; entonces, los valores de coloración oscura serian más apropiados en el cálculo de carga.

1.2 Construcción de edificios.-

Una de las variables fundamentales en el cálculo de cargas de enfriamiento es indiscutiblemente la capacidad de almacenamiento de calor por parte de las paredes y techos con que se va a construir el edificio. Esfuerzos significantes han sido hechos recientemente para el ahorro de la energía, y para esto se debe entender el impacto que tiene cada una de las fuentes de ganancia de calor en el espacio a estudiarse. Tal es así, como por ejemplo el vidrio, se mejora cada vez para no permitir el paso de la transferencia de energía solar al espacio a acondicionarse, así mismo se debe optimizar la selección de la masa térmica y el aislamiento de las paredes exteriores del edificio.

La masa térmica tiene una sola característica y es incrementar la temperatura tal como esta absorbe el calor. No resiste el flujo de calor en estado estacionario e influye grandemente en el desarrollo de las condiciones de estado estable en el interior. Paredes exteriores voluminosas pueden ser usadas para absorber ganancias de calor intermitentes y para prevenir el sobrecalentamiento del local y esto

estabilizará la carga de enfriamiento: pero este efecto es realmente poco, excepto cuando la ganancia de calor interna es por radiación, puesto que almacenará más energía que la disipará tiempo después, puesto que el fenómeno de almacenamiento de calor en paredes es transiente.

Igualmente que la masa termica, el aislamiento térmico tiene una sola característica y es incrementar el tiempo requerido para pasar una cierta cantidad de calor a través de este a una diferencia dada de temperatura.

La transmisión de calor a través del contorno de un edificio puede estar fuertemente influenciada por la incidencia de la radiación solar sobre las superficies externas, la radiación incidente puede ser absorbida, reflejada y el resto transmitida a través del material. En general, tenemos:

$$\rho + \alpha + \tau = 1$$

donde:

ρ = reflectividad

α = absorptividad

τ = transmisividad

De estas tres variables depende la cantidad de ganancia de calor que pasara a través de las paredes exteriores al interior del cuarto en estudio.

El desarrollo matemático para calcular la diferencia de temperatura equivalente para paredes es el mismo que el de para techos, sabiendo que para superficies verticales (como las paredes) reciben ondas de radiación desde el piso, edificios alrededores y del mismo sol, así es difícil determinar con precisión el valor de ΔR . Cuando la intensidad de radiación solar es alta, la superficie de los objetos sobre la tierra tienen una temperatura mucho más alta que la temperatura del aire, así, sus ondas de radiación compensa a las que emite el cuerpo negro a temperatura ambiente, luego por esta razón es común asumir $\Delta R = 0$ para superficies verticales.

En nuestro estudio se ha clasificado en tres tipos de construcciones de edificios. y estas son : construcciones livianas (L). construcciones medias (M), y construcciones pesadas (P).

L = pared de 2" de concreto, 30 lb/p2 de área de piso.

M = pared de 4" de concreto, 70 lb/p2 de área de piso.

F = pared de 6" de concreto. 130 lb/p2 de área de piso. Para hacer el cálculo de carga de enfriamiento por paredes exteriores se usa el mismo método que el usado para techos, calculamos la diferencia de temperatura equivalente, con igual desarrollo matemático que el presentado en la sección 1.1.

Tabla # 6 del apéndice, muestra los valores calculados para la construcción # 78, se le ha dado solo cuatro orientaciones para ver solamente su efecto y no para sacar de estos valores los cálculos. Estos datos indican que los factores para la estructura media pueden dar buena aproximación para los diferentes tipos de construcción de paredes, y estos valores pueden ser usados para las tres clases sin pérdida alguna de precisión.

1.3 Absortancia de la superficie exterior (color de paredes.-

En la sección 1.1 de este capítulo, al definir la temperatura sol-aire, encontramos el parámetro α , que es la absortancia de la superficie a la radiación solar, este es un parámetro que puede ser expresado de

de la forma α/h_o , ligado con el coeficiente convectivo, y con éste nuevo parámetro se calcula la temperatura sol-aire, diferenciando dos grupos de temperaturas; el primer grupo que pertenecen a las paredes claras ($\alpha/h_o = 0.15$), y el segundo grupo pertenece a las paredes con superficies oscuras ($\alpha/h_o = 0.30$). Tablas # 7 y # 8 del apéndice muestran los valores de temperatura sol-aire para paredes, con 16 distintas orientaciones. La cantidad de energía radiante en las superficie se tomo el valor de FDGS (factor de ganancia de calor solar) discutido en la seccion 1.9 de este capítulo.

Un ejemplo de los cálculos para superficies exteriores oscuras y claras, junto con la relación entre los dos factores, puede ser vista en la tabla # 9 del apéndice para construcción # 20, un tipo de construcción media (como lo analizamos en la seccion 1.2). El análisis de los resultados para 4 diferentes orientaciones enseñan que la relación entre factor se superficie oscura y claras estan en el rango de 2.2 y 1.1. Aunque, éstos rangos fueron para casos muy extremos, pero es muy posible encontrarlos en el diseño de aire acondicionado. Para las horas de interés, es decir entre las 10.00 Horas y las 18.00 Horas, una relación

de 1.55 o un multiplicador de 0.65 en el valor de superficies oscuras pueden ser aplicados para obtener valores de superficies exteriores claras sin perder precisión.

Después de éste análisis, la carga de enfriamiento entonces podemos calcularla por medio de la tabla # 10 que nos da valores de la diferencia de temperatura equivalente, válidas para:

- paredes oscuras
- temperatura interior de diseño 75 grados F
- temperatura exterior de diseño 92 grados F
- 20 grados de rango diario
- 21 de diciembre
- 2.19 grados latitud sur.

Se separó en siete grupos de paredes por el peso y el valor del coeficiente global de transferencia; así, la carga por paredes vendría dada por:

$$q = A \times U \times DDTE$$

Donde:

q = Carga de enfriamiento por paredes en BTU/hr.

A = Area de la pared en p2.

U = Coeficiente global de transferencia.

DDTE = Diferencia de temperatura equivalente, grados F.

La tabla da para ocho orientaciones diferentes, si tenemos orientaciones intermedias, la tabla permite interpolación lineal.

1.4 Condición exterior y temperatura de diseño.-

Para hacer un buen diseño de aire acondicionado, hay que tener bien claro cuales son las condiciones de diseño, esto es a qué temperatura se quiere climatizar y cual es la máxima temperatura exterior que se puede dar en la ciudad. Guayaquil es una ciudad de clima tropical, tiene temperatura variables todo el día, y temperaturas extremadamente altas a las horas de la tarde; la tabla # 11, muestra la variación de temperatura promedio de bulbo seco del aire exterior en la ciudad de Guayaquil, estas temperaturas fueron medidas y promediadas por el Instituto Nacional Oceanográfico de la Armada (INOCAR). Para nuestro estudio, y en todos los cálculos realizados en esta tesis, las condiciones exteriores de diseño son:

Temperatura de bulbo seco	= 92 grados F.
Temperatura de bulbo húmedo	= 80 grados F.
Rango diario	= 20 grados F.

Las condiciones interiores a ser mantenidas dentro de un espacio a acondicionarse son la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa del aire en el nivel de la respiración, 3 a 5 pies arriba del piso, que es un nivel que indicaría condiciones promedios y que no estarían afectadas por ganancias o pérdidas de calor inusuales o anormales. La temperatura de diseño interior varía de acuerdo con la actividad y con el uso que se le va a dar a el edificio, pero en condiciones generales de ambiente termico y ocupantes, la ASHRAE recomienda las siguientes condiciones de confort:

Temperatura de bulbo seco	= 75 grados F.
Temperatura de bulbo húmedo	= 62.5 grados F.
Humedad relativa	= 50 %

1.5 Localización geográfica. mes y día.-

Guayaquil es una ciudad que se encuentra a 20 pies sobre el nivel del mar, geográficamente se encuentra ubicada en el hemisferio Sur con las siguientes

coordenadas:

Latitud = 2.19 grados Sur.

Longitud = 79.53 grados Oeste.

Para seleccionar la fecha para la cual se va a calcular la carga de enfriamiento, se toma en cuenta para que mes hay mayor ganancia de calor proveniente de la radiación solar. Todas las tablas se basan en un día especial de cada mes y este es el día 21. La razón de este día se debe a que el eje de rotación de la Tierra se encuentra inclinado 23.5 grados con respecto a su órbita alrededor del Sol. La posición inclinada de la Tierra tiene un significado profundo, pues junto con la rotación diaria y la revolución anual, gobierna la distribución de la radiación solar sobre la superficie, la longitud variable del día y la noche y el cambio de estaciones; y a causa de esta inclinación de la tierra es que se dan dos solsticios y dos equinoccios: el solsticio de invierno (21 de Diciembre), el solsticio de verano (21 de Junio), los equinoccios (21 de Mayo y 21 de Septiembre), por esta razón se toma de base los días 21 de cada mes para los cálculos. La figura # 1.2 muestra la inclinación de la tierra con sus respectivos solsticios y equinoccios.

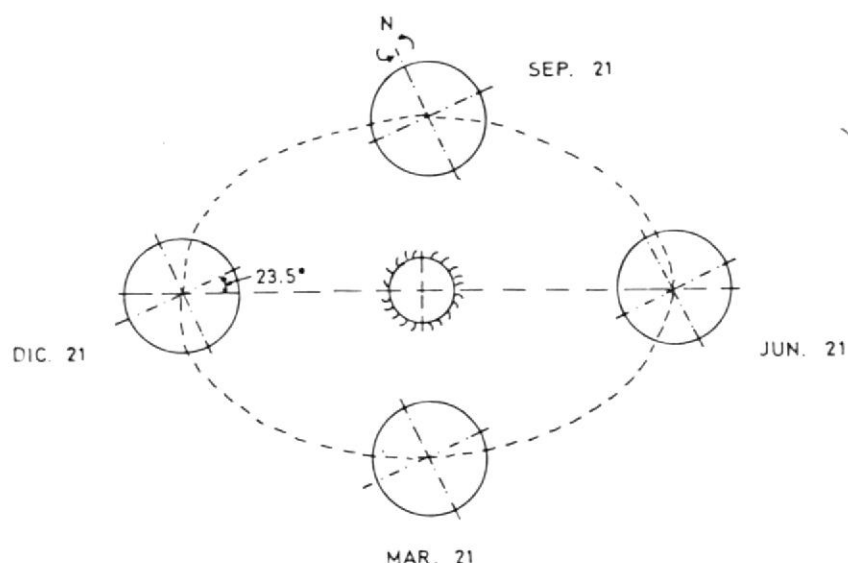


Fig. # 1.2 Inclinação de la Tierra y su revolución con respecto al sol.

1.6 Desarrollo de tablas de ángulos principales para la ciudad de Guayaquil.-

La figura # 1.3 muestra la posición de un punto P sobre la superficie de la Tierra, los ángulos fundamentales que observamos son la latitud (ϕ), el ángulo horario (h), y la inclinación (d).

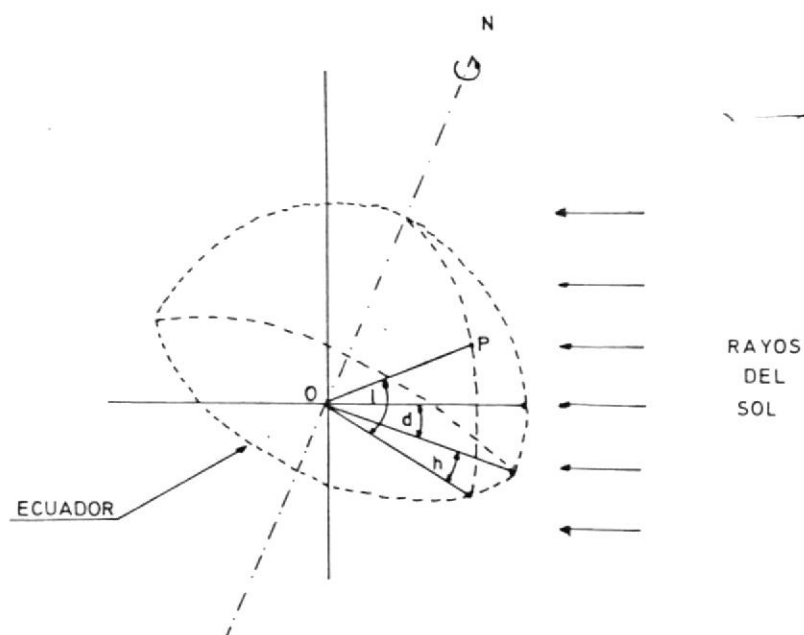


Figura # 1.3 Ángulos fundamentales sobre la superficie de la Tierra.

La latitud (l) es la distancia angular del punto P al ecuador. Es el ángulo entre la línea OP y la proyección de OP sobre el plano ecuatorial. El punto O representa el centro de la Tierra.

El ángulo horario (h) es el ángulo medido sobre el plano ecuatorial de la Tierra entre la proyección OP y la proyección de la línea que une el centro del Sol con el centro de la Tierra. El ángulo horario expresa el tiempo del día con respecto al medio día solar. Una hora de tiempo esta representada por $360/24 = 15$ grados de ángulo horario.

La declinación (d) del Sol es la distancia angular de los rayos del Sol al ecuador. Es el ángulo entre una línea trazada desde el centro del Sol al centro de la Tierra y la proyección de esta línea sobre el plano ecuatorial de la Tierra.

Además de los tres ángulos básicos, tienen utilidad otros ángulos en los cálculos de la radiación solar. Estos ángulos son: el ángulo Cenit (ψ), el ángulo Altitud (β), y el ángulo Azimuth (γ). Para una superficie de orientación particular, se puede definir el ángulo de incidencia (θ), y el ángulo Azimuth sol-pared ($azsp$). La figura # 1.4 nos muestra esquemáticamente una trayectoria solar y define los ángulos arriba mencionados.

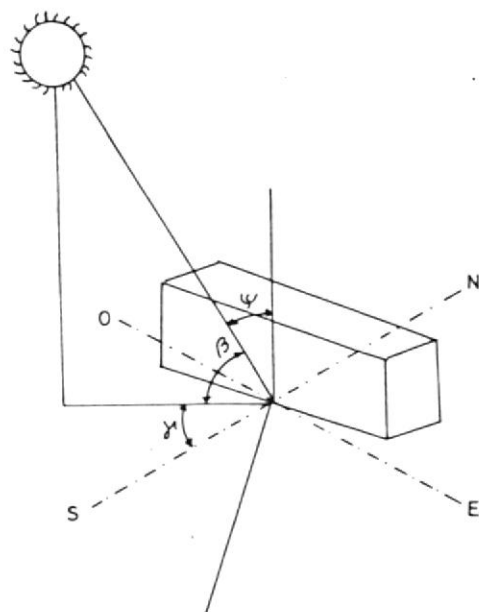


Fig. # 1.4 Trayectoria solar y ángulos básicos.

Por geometría analítica, los ángulos se definirán de la siguiente manera:

El ángulo Cénit:

$$\cos \psi = \cos(l)\cos(h)\cos(d) + \sin(l)\sin(d)$$

El ángulo Altitud:

$$\sin \beta = \cos(l)\cos(h)\cos(d) + \sin(l)\sin(d)$$

El ángulo Azimuth sol:

$$\cos \gamma = \sec(\beta) \{ \cos(l) \sin(d) - \cos(d) \sin(l) \cos(h) \}$$

Tabla # 12 del apéndice nos muestra los diferentes valores que toman estos ángulos para las horas principales (7.00 Horas y 18.00 Horas) y para cada mes del día 21.

1.7 Fenestración : Desarrollo de tablas para la ciudad de Guayaquil.-

Esta es otra y muy importante fuente de ganancia de calor que fue considerada en este estudio: la ganancia de calor debido a fenestración. El término fenestración será usado aquí para designar cualquier ligera transmisión de calor por parte de la radiación solar a un espacio encerrado. Hay muchos factores ambientales los cuales afectan la ganancia de calor debido a fenestración. Los mas significativos son: radiación solar, ángulo de incidencia de los rayos solares, diferencia de temperatura interior-exterior, intercambio de radiación entre superficies circundantes.

velocidad del aire en ambos lados de la fenestración, sombras, y desarrollo de las características de fenestración. En el presente análisis, la influencia de estos factores tanto como las asunciones relacionadas a ellos serán incluidas y explicadas a lo largo del trabajo.

La ganancia total instantánea de calor a través de un material de vidrio puede ser obtenida desde un balance de energía en una unidad de área de fenestración y su medio ambiente:

$$q_t = R_t + R_i + q_c$$

Donde:

q_t = Calor total admitido a través del vidrio.

R_t = Radiación transmitida a través del vidrio.

R_i = Radiación interna absorbida por el flujo de calor.

q_c = Flujo de calor por conducción debido a la diferencia de temperatura interior-exterior.

En esta ecuación, los primeros terminos de la derecha se presentan sólo cuando la fenestración es hecha por el sol, y así, son relacionados con la radiación solar incidente. El tercer término ocurre con y sin que el

sol esté irradiando, así éste representa el flujo de calor por fenestración por conducción térmica.

La ecuación puede ser simplificada de la siguiente manera:

$$q_f = F \times I_t + U \times (t_o - t_i)$$

Donde:

q_f = Razón instantánea de admisión de calor debido a fenestración.

F = Relación de ganancia de calor solar y la radiación solar incidente.

I_t = Radiación total de la onda que llega a la superficie terrestre.

U = Coeficiente global de transferencia de calor del vidrio.

t_o = Temperatura exterior del aire.

t_i = Temperatura interior del aire.

De esta manera la ganancia de calor es dividida en dos componentes: 1) La ganancia de calor debido a la transmitancia y absorptancia de la energía solar; 2) La ganancia o pérdida de calor debido a la diferencia de temperatura interior - exterior. Estos dos componentes

de la ganancia de calor son independientes puesto que la diferencia de temperatura y la energía absorbida para producir la ganancia solar o perdida por convección y radiación desde el vidrio al espacio interior son fenomenos aislados.

1.8 Conducción de calor.-

El flujo de calor por fenestración a través de vidrios por conducción termica se presenta haya o no radiación solar, y esta dada por la expresión siguiente:

$$q_c = U \times (t_o - t_i)$$

Donde:

q_c = Flujo de calor por conducción.

U = Coeficiente global de transferencia de calor.

t_o = Temperatura del aire exterior.

t_i = Temperatura del aire interior.

La expresión indica que cuando la temperatura exterior, t_o , es mas grande que la temperatura interior t_i , el flujo de calor por conducción es hacia adentro, caso contrario es hacia afuera.

Considerando la diferencia de temperatura entre el interior y exterior como el calor ganado en un espacio acondicionado debido a conducción térmica a través de fenestraci3n, una amplia generalizaci3n es llevada a cabo. En el caso presentado aqui, la temperatura interior fue asumida constante en todo el d3a y a un valor igual a 75 grados F. La temperatura exterior es variable dependiendo la hora que se va a realizar los calculos: en la secci3n 1.4 de este cap3tulo se menciona la tabla # 11 que nos da la variaci3n de la temperatura exterior del aire en la ciudad de Guayaquil, asi que el calor generado por conducci3n debido a fenestraci3n puede ser calculado f3cilmente.

Cuando la ganancia total instantanea a trav3s de fenestraci3n es considerada (ganancia solar + ganancia por conducci3n), el coeficiente de la funci3n de transferencia que relaciona carga de enfriamiento a ganancia de calor solar, depende de donde la energ3a es absorbida. Si la ventana en estudio es hecha sombra por alg3n agente externo, la energ3a solar es absorbida por la sombra, la cual es una peque1a masa, y luego transferida al cuarto por convecci3n en un modo similar como el calor es transferido de paredes y techos al

medio ambiente acondicionado: cuando no existe la sombra, la energía radiante pasa directamente del vidrio al cuarto. Para la conducción de calor, el coeficiente total de transferencia de calor depende de los siguientes procesos de transferencia de calor:

- Convección exterior e interior del espacio acondicionado.
- Conducción a través de los materiales de fenestration.

Así el calor transferido hacia el cuarto es enteramente por convección y no ocurre absorción en el vidrio. La figura # 1.5 nos muestra la distribución de la radiación en el vidrio.

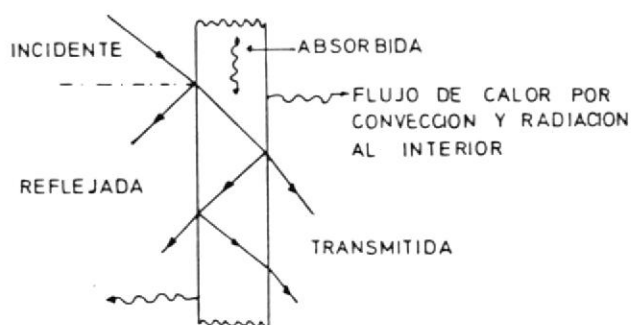


Fig. # 1.5 Distribución de la radiación solar incidente en el vidrio.

1.9 Ganancia de calor debido al sol.-

La ganancia de calor debido a la energía solar transmitida y absorbida por el vidrio fue agrupada en el término de "ganancia de calor solar", la cual es representada en los cálculos de carga de enfriamiento solo si el sol irradia. Este término fue encontrado ser una función directa de la onda de radiación, I_t , y dada por:

$$FDGS = F \times I_t$$

Donde F es una relación adimensional anteriormente definida, característica de cada tipo de fenestración el cual varía con el ángulo de incidencia de la radiación.

El uso directo de la ecuación anterior fue encontrado impracticable, porque la infinita variedad de combinación de los tipos de fenestración, sombras, e intensidad de radiación solar. En vez de esto se desarrolló un método para calcular la ganancia solar a través de fenestración con las principales orientaciones para cada hora del día 21 de cada mes, basados en un material de vidrio de doble resistencia

(1/8").

El método diseñado para calcular la ganancia solar en esta Tesis se basa en hallar el valor del factor de ganancia solar (FDGS) para las horas del día 21 de cada mes para nueve diferentes orientaciones: N, NE, E, SE, S, SO, O, NO y para planos horizontales. La ecuación usada es la siguiente:

$$FDGS = F_v \times IDN \times (F_d + f_d)$$

Donde:

F_v = Factor de vidrio a usarse.

IDN = Intensidad de radiación solar normal a la superficie.

F_d = Factor de radiación directa.

f_d = Factor de radiación difusa.

La intensidad de radiación normal sobre la superficie para un día claro viene dado por la expresión:

$$IDN = A \times \exp(-E/\text{Sen } \beta)$$

Donde las constantes A y E se explicarán luego.

La radiación difusa que cae sobre la superficie consiste en radiación proveniente del sol y parte de esta radiación es reflejada desde el piso hacia la superficie en cuestión.

Los datos necesarios para calcular la intensidad de radiación normal y los factores de radiación directa y difusa son los siguientes:

- Latitud (λ) = 2.19 grados sur.
- Angulo azimuth de la superficie (γ).
- Declinación (δ).
- Constante aparente solar (A).
- Coeficiente de extinción atmosférica (B).
- Factor difuso solar (C).
- Reflectancia del piso (ρ_p) = 0.20 ✓
- Tiempo zonal (TZN) = 5
- Claridad atmosférica (CN) = 1.02
- Angulo incidente (θ) = 0 para horizontales y 90 para verticales.

El ángulo azimuth de la superficie es la distancia angular de la superficie con respecto al Sur geográfico, medidos desde cero grados en el Sur hacia la superficie en sentido contrario de las manecillas del reloj. Los valores de A , B , C y δ están dados en

la tabla # 13 del apéndice, y están dados para los días 21 de cada mes.

Para calcular la ganancia solar necesitamos conocer los ángulos definidos en la sección 1.7 cuyas fórmulas las omitimos aquí:

- Angulo altitud.
- Angulo azimuth sol.
- Angulo azimuth pared.
- Angulo azimuth sol-pared.

El ángulo de incidencia vendria dado por la ecuacion:

$$IN = \text{Sen}(\beta) \times \text{Cos}(W) + \text{Cos}(azsp) \times \text{Cos}(\gamma) \times \text{Sen}(W)$$

Para calcular el factor de radiación directa y difusa nos valemos de las siguientes ecuaciones y definiciones:

Factor de energia reflejada por la atmosfera:

$$ES = C \times IDN / CN^2$$

Factor de energia reflejada por el piso:

$$EG = \rho_x (ES + IDN \times \text{Sen}(\beta))$$

Factor de radiación directa:

$$F_d = (\tau + 0.6 \times \alpha) \times I_N$$

Factor de radiación difusa:

$$f_d = E_S \times 0.5 + E_S \times 0.5 \times 0.95 + 0.95 \times I_{DN} \times I_N$$

La tabla # 14 nos muestra los valores calculados de FDGS para nueve orientaciones y para los doce meses del año.

Entonces, para calcular la ganancia solar por fenestración, usamos la siguiente ecuación:

$$q_f = A \times (FDGS + U \times (t_o - t_i))$$

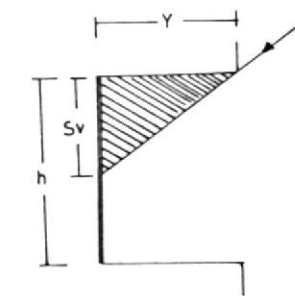
Donde:

q_f = Ganancia de calor por fenestración.

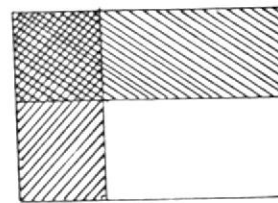
Ahora nos toca analizar si toda la ganancia por fenestración es ganada por el cuarto, puesto que existen elementos que pueden hacer sombra y éstas absorber la ganancia solar o parte de ella y dejar pasar solo una parte de ella.

Existen dos clases de sombras: las sombras verticales

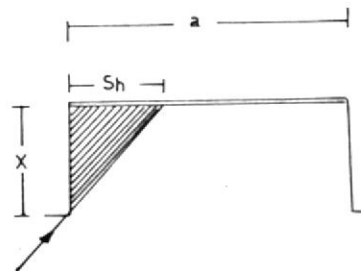
producidas por volados horizontales, y las sombras horizontales producidas por volados verticales, la figura # 1.6 nos muestra los dos tipos de volados.



VOLADO HORIZONTAL



COMBINACION DE SOMBRAS HOR. Y VER.



VOLADO VERTICAL

Fig. # 1.6 Sombras horizontales y verticales que se pueden producir en ventanas.

La sombra vertical vendría expresada de la siguiente manera:

$$S_v = Y \times \tan(\text{alt}) / \cos(\text{azsp})$$

La sombra horizontal vendría expresada de la siguiente manera:

$$S_h = X \times \tan(\text{azsp})$$

Luego la ganancia por fenestración sería un porcentaje de sombra y un porcentaje de sol.

1.10 Resultados con programas de computadoras.-

Una vez analizados todos los casos en los cuales influye la radiación solar, podemos calcular la carga de enfriamiento por techos, paredes exteriores, y por ventanas. Las siguientes son las relaciones a usarse:

Carga de enfriamiento por techos:

$$q_t = A \times U \times \text{DDTE}$$

Donde:

q_t = Carga de enfriamiento debido a techos planos,
en BTU/hr.

A = Area del techo plano, en p2.

U = Coeficiente global de transferencia de calor,
varía dependiendo el techo escogido.

DDTE = Diferencia de temperatura equivalente tomada de
tabla # 3 del apendice.

Carga de enfriamiento por paredes exteriores:

$$q_p = A \times U \times DDTE$$

Donde:

q_p = Carga de enfriamiento por paredes exteriores,
en BTU/hr.

A = Area de todas las paredes exteriores de la
misma orientación, en p2.

U = Coeficiente global de transferencia de calor.

DDTE = Diferencia de temperatura equivalente para
paredes, tomadas de tabla # 10 del apéndice.

Carga de enfriamiento por fenestración:

$$q_f = A \times (FDGS + U \times (t_o - t_i))$$

Donde:

q_f = Carga de enfriamiento por fenestraci3n, en BTU/hr.

A = Area total de ventanas de igual orientaci3n, en p2.

$FDGS$ = Factor de radiaci3n solar, tomado de tabla # 14.

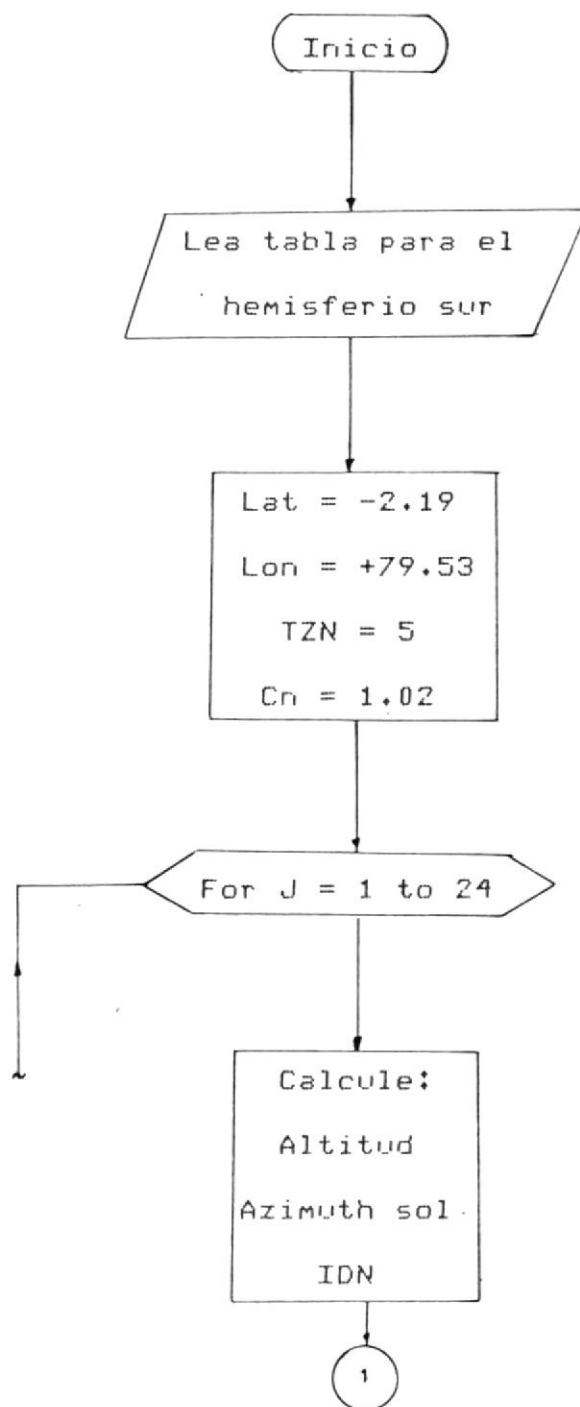
t_o = Temperatura del aire exterior, en grados F.

t_i = Temperatura del aire interior, en grados F.

U = Coeficiente global de transferencia de calor.

Todas las tablas generadas en 3ste cap3tulo fueron realizadas en un computador personal, el lenguaje que se us3 para todos los programas fue el BASIC. A continuaci3n se dar3 el diagrama de flujo para los programas principales, otros programas son parte de estos programas.

Diagrama de flujo para calcular la temperatura
sol-aire para techos planos.



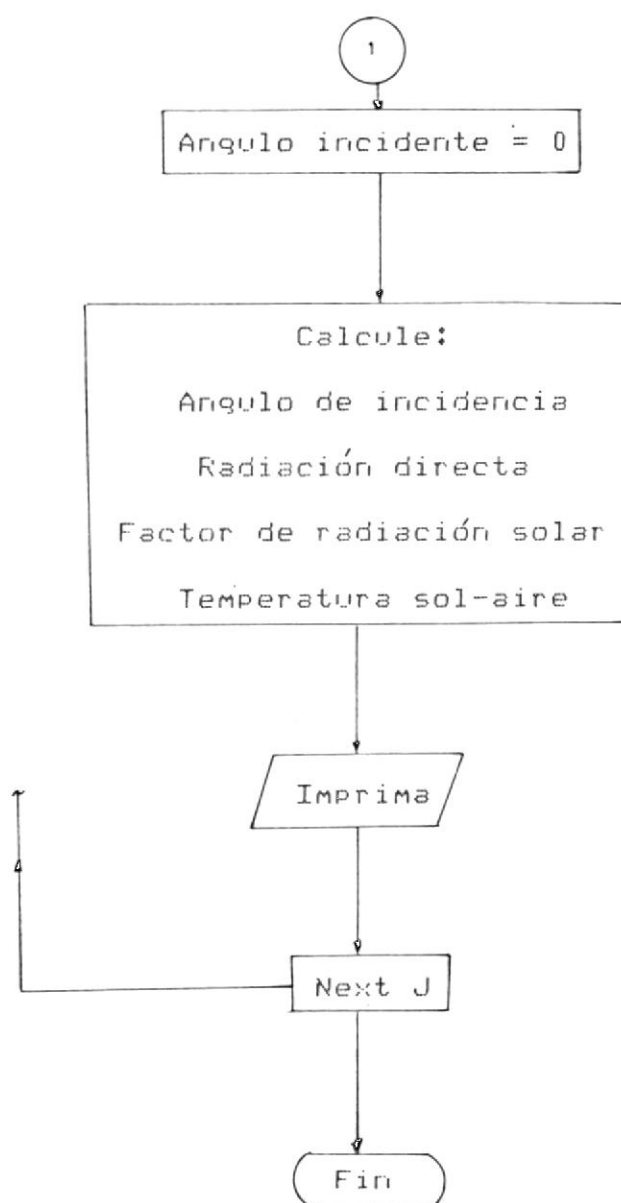
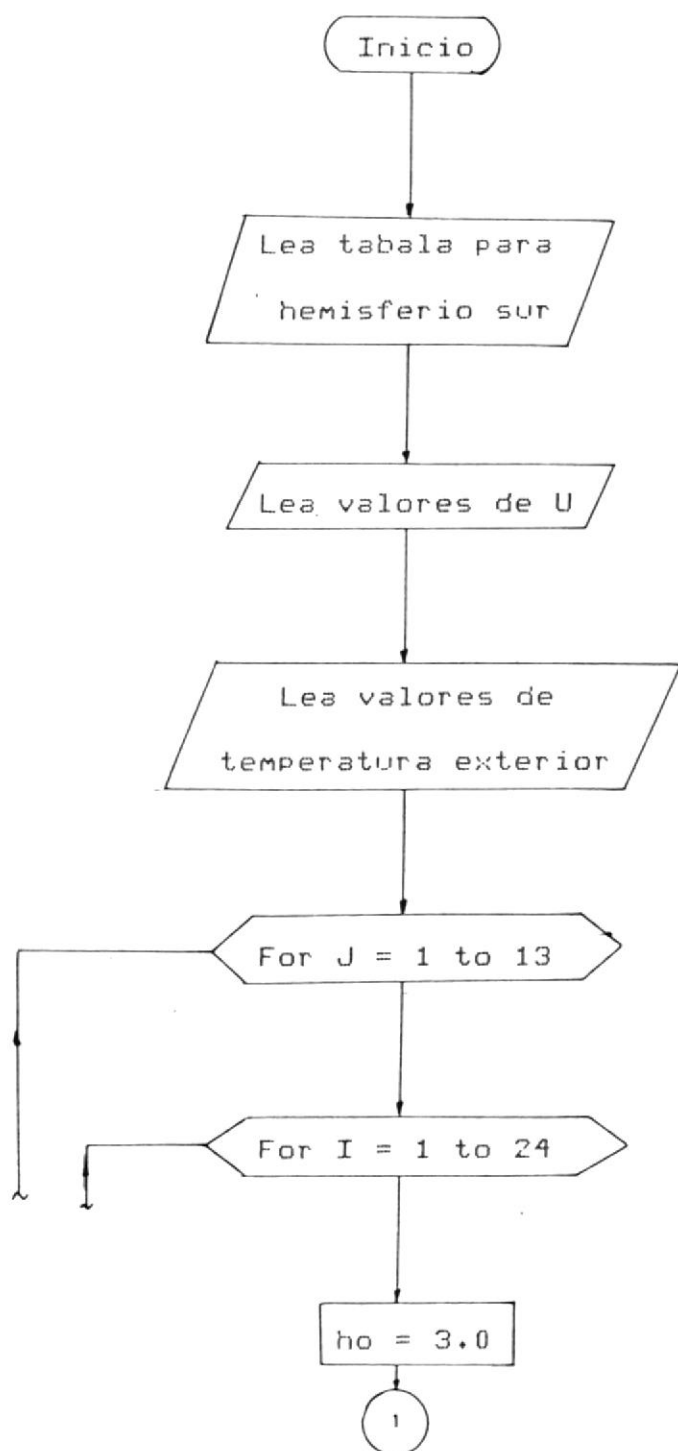


Diagrama de flujo para calcular la diferencia de
temperatura equivalente para techos



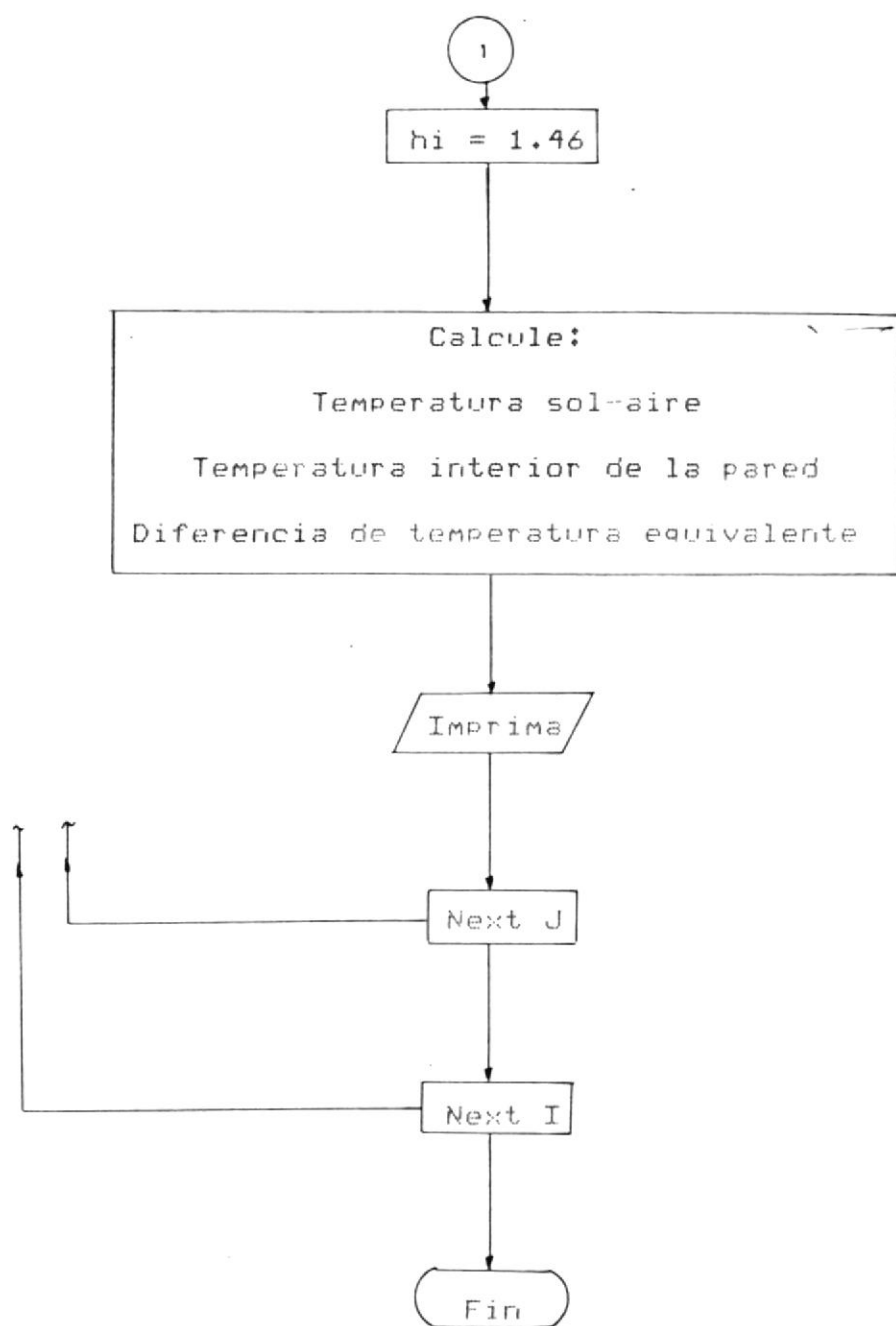
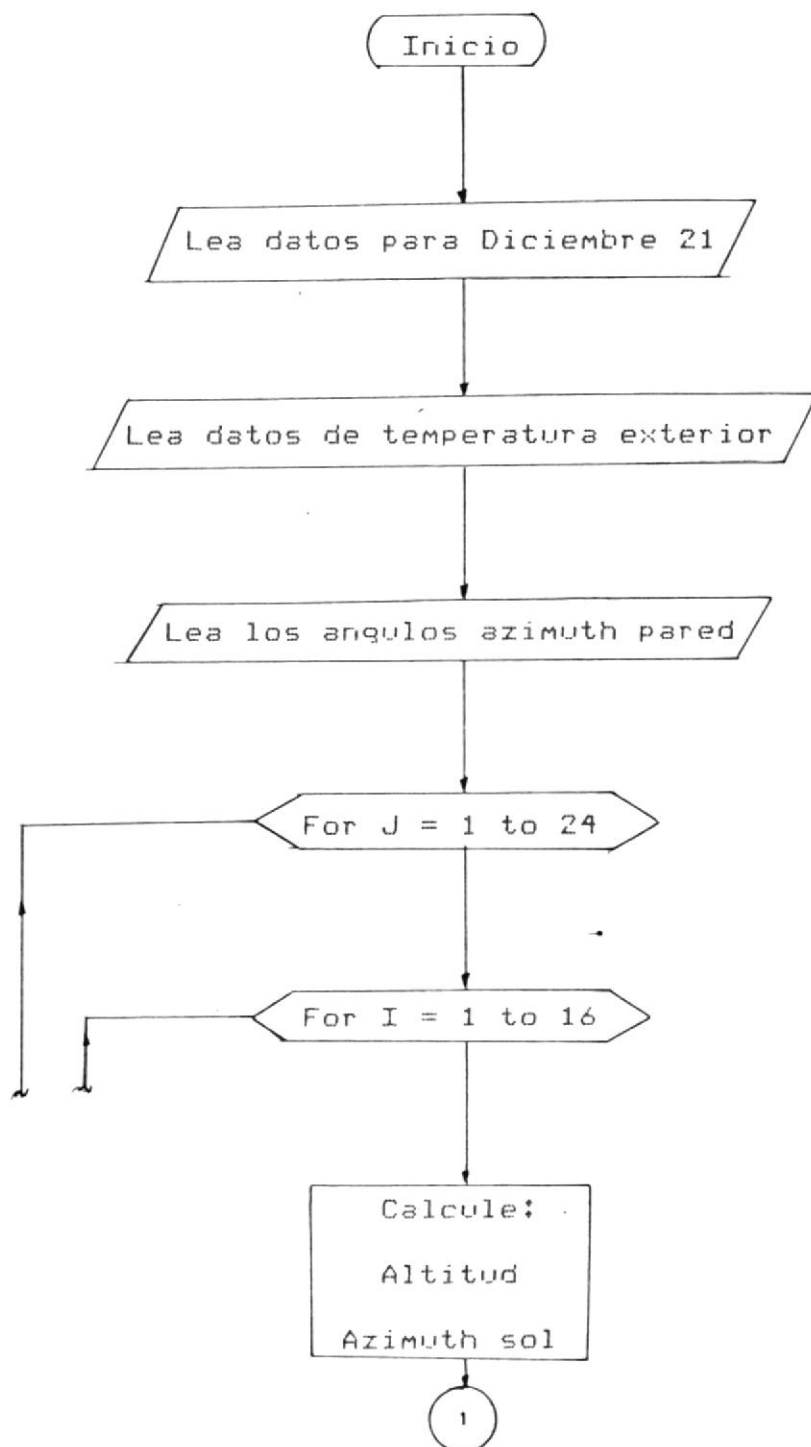
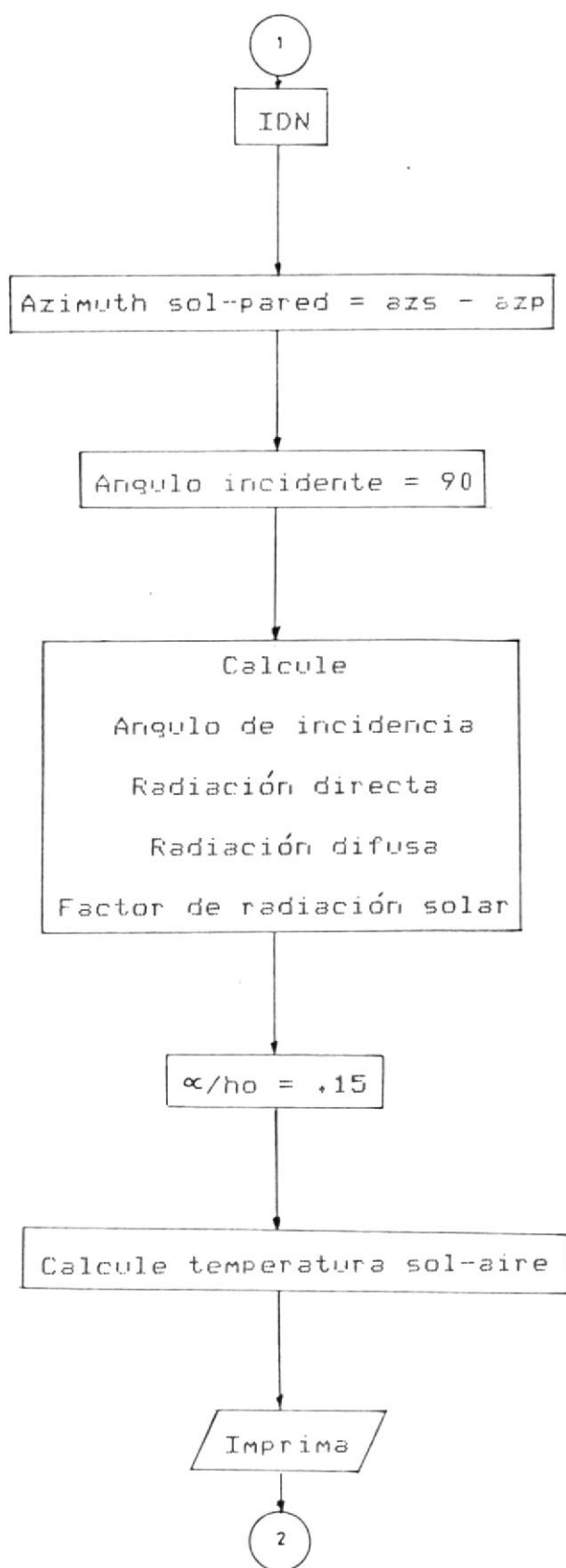
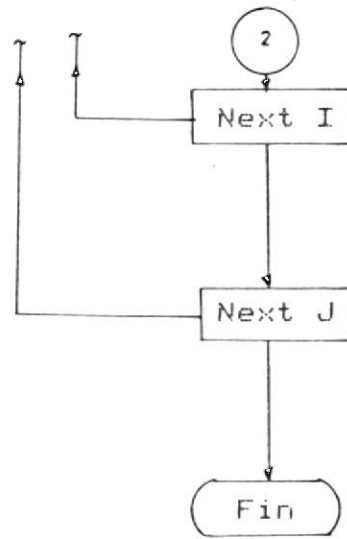


Diagrama de flujo para calcular la temperatura
sol-aire para paredes claras.







CAPITULO # 2

CARGA POR PERSONAS

2.1 Radiación por superficies circundantes.-

Para mantener el cuerpo su temperatura interior en 98.6 grados F, el cuerpo humano es capaz de conservar o disipar el calor generado por:

- Radiación de superficies circundantes.
- Convección del aire circundante.
- Evaporación de humedad del aire circundante.

El organismo humano es una forma de máquina de calor, el cual desarrolla su energía por la combustión de combustible (alimentos) dentro del cuerpo. Esta acción, llamada metabolismo, es el proceso por el cual el cuerpo produce calor y energía como resultado de la oxidación de productos dentro de éste por oxígeno obtenido por el aire inhalado. La razón de producción de calor es dependiente de la salud individual, sus actividades físicas, y su medio ambiente. El organismo humano es capaz de algunas adaptaciones a las condiciones del medio ambiente y sus alrededores, pero

sus métodos muy sensitivos de regulación de calor son limitados para el mantenimiento del equilibrio calorífico sobre un ancho rango de temperatura externa.

Los efectos de pérdida de calor el cuerpo reacciona dando mas sangre a los capilares de la piel donde las pérdidas de calor están dándose por radiación, convección y algunas por evaporación. Cuando los procesos de radiación o convección o ambos producen la necesaria pérdida de calor, las glándulas sudoríparas se convierten más activas, y más humedad es depositada sobre la piel, llevando el calor del cuerpo como evaporación del mismo. Cuando el aire del medio ambiente y los objetos estan arriba de la temperatura de la sangre, el calor será removido por los metodo de radiación y convección. Cuando el aire circundante está arriba de la temperatura del cuerpo, el proceso se convierte en una remoción de calor por evaporación solamente. Si el cuerpo falla para mantener la temperatura normal, la temperatura del cuerpo se eleva; consecuentemente, el individuo humano no puede existir seguro por algun considerable tiempo en una atmósfera la cual esta saturada, la cual junto con los objetos de alrededores estan arriba de su temperatura, el calor no puede ser removido desde el cuerpo bajo éstas

condiciones. El cuerpo humano mantiene su temperatura cuando está expuesto al frío por la retirada de sangre desde las partes exteriores de la piel, decreciendo la circulación de la sangre, y, por el incremento del metabolismo.

La pérdida de calor por radiación desde la superficie exterior del cuerpo vestido puede ser expresada por la ley de Stéfan - Boltzmann:

$$R = A_{ef} \times \epsilon \times \sigma \times (t_s^4 - t_m^4)$$

Donde:

R = Pérdida de calor por radiación.

A_{ef} = Área efectiva del cuerpo.

ε = Emitancia de la superficie exterior del cuerpo.

σ = Constante de Stéfan - Boltzmann.

De acuerdo con la relación anterior, el área efectiva del cuerpo fue expresada por DuBois, y depende el peso del cuerpo y su estatura:

$$A_{ef} = 0.668 \times (\text{peso})^{.425} \times (\text{altura})^{.725}$$

Donde el área efectiva esta expresada en pies

cuadrados, el peso del cuerpo en libras y la altura en pies.

La imposibilidad de medición de la temperatura radiante promedio (t_m), hace que no sea practicable la relación para calcular el calor de radiación, y como los procesos de radiación están ligados a los procesos de convección, se hace un solo estudio en la sección 2.2 de este capítulo, puesto que ambos procesos son intercambios de calor sensible.

2.2 Convección por aire circundante.-

Los intercambios de calor entre un cuerpo y su medio ambiente pueden ser expresados generalmente como:

$$S = M + (-W) + (-E) + (-R) + (-C)$$

Donde:

S = Velocidad de cambio de calor almacenado en el cuerpo.

M = Velocidad de cambio de calor por metabolismo del cuerpo.

W = Velocidad de intercambio de calor por trabajos mecánicos realizados.

E = Velocidad de pérdida de calor por evaporación.

R = Velocidad de intercambio de calor radiación con las superficies circundantes.

C = Velocidad de intercambio de calor por convección con el aire circundante.

Los procesos de radiación y convección son considerados como intercambio de calor sensible, mientras que la evaporación es considerada como intercambio de calor latente.

La pérdida de calor por convección desde la superficie exterior del cuerpo vestido puede ser expresada como sigue:

$$C = A_{ef} \times h_c \times (t_s - t_a)$$

Donde:

C = Calor por convección.

A_{ef} = Área efectiva del cuerpo.

h_c = Coeficiente convectivo.

t_s = Temperatura del cuerpo.

t_a = Temperatura del aire exterior.

Se puede unir los dos procesos: el de radiación y el de convección, definiendo una temperatura operativa (t_o), que podría ser definida como temperatura promedio entre temperatura radiante y del aire exterior, dividida para sus respectivos coeficientes de transferencia de calor, esto es:

$$t_o = (h_r \times t_r + h_c \times t_a) / (h_r + h_c)$$

Luego ambos procesos vendrían definidos como:

$$R + C = h \times (t_s - t_o)$$

Donde h es el coeficiente convectivo efectivo para el cuerpo vestido.

La temperatura promedio del cuerpo (t_s), usada en la ecuación, es preferible medirla con termocupla; pero un estimativo es muy útil cuando los intercambios de calor ya están predichos a determinadas condiciones, luego, para un cuerpo vestido, la temperatura del cuerpo será tomada como:

$$t_s = 78.4 + 0.156 \times t_o$$

Esta temperatura viene dada en la ecuación en grados F, así como la temperatura operativa debe estar en grados Fahrenheit.

Un valor para el coeficiente convectivo efectivo ($h_c + h_r$), será de $h_c + 2.9$; tomando un promedio del coeficiente de radiación h_r :

$$h_r = 4 \times \sigma \times (A_r/A_{ef}) \times (460 + (T_s + T_o)/2)^3.$$

Donde la relación de área es de 0.70 cuando se está sentado y 0.73 cuando se está de pie. Fenger demostró que esta relación es independiente del peso del cuerpo, de la altura y sexo, así que usando el valor de la constante de Stéfan - Boltzmann de 0.1714×10^{-8} BTU/hr-p²-R⁴, nos da un promedio de 2.9 BTU/hr-p²-F, que es el valor usado en nuestros cálculos para h_r .

2.3 Evaporación de mezcla de aire circundante.-

La pérdida total por evaporación (pérdida latente) se la puede dividir en dos partes: pérdida por respiración y pérdida por evaporación desde la superficie de la

piel. En general, pérdidas por respiración es proporcional a la masa del volumen de aire que inhalamos, el cual se torna proporcional a la razón de metabolismo. La ecuación para éste proceso vendría dada por:

$$E_{res} = 0.7160 \times M \times (23.6 - P_{dp})$$

Donde E_{res} es la pérdida de calor por respiración, y P_{dp} es la presión de vapor saturado a la temperatura de rocío del aire del ambiente, en lugar de esta presión de vapor se puede usar $\phi_a \times P_a$, donde ϕ_a es la humedad realiva del ambiente, y P_a la presión del vapor saturado a la temperatura ambiente (t_a).

Durante la respiración, calor por convección (C_{res}) es también intercambiado con el medio ambiente, y es:

$$C_{res} = 0.0420 \times M \times (93.2 - t_a)$$

Estudios enseñan que el calor por evaporación de la superficie de la piel es asumido por:

$$E_{evp} = 2.2 \times h_c \times (P_s - \phi \times P_a) \times F_{ps}$$

Donde la constante 2.2 grados F por pulgada de agua, llamada Relación de Lewis, es la relación de los coeficientes de intercambio de calor por evaporación para el coeficiente convectivo (h_e / h_c) al nivel del mar.

2.4 Resultados.-

Se estudio para 37 diferentes actividades de acuerdo al metabolismo que representa cada actividad, la tabla # 15 nos muestra el metabolismo para cada actividad usado para calcular la ganancia de calor sensible y latente por personas, datos tomados del libro fundamental publicado por la ASHRAE.

Tabla # 16 del apendice muestra los resultados de la ganancia por personas, tomando como temperatura ambiente las condiciones de confort en el diseño de aire acondicionado, y esto es 75 grados F de bulbo seco y 50 % de humedad relativa, la temperatura de la pie fue variada entre 100 grados F y 80 grados F. La temperatura de la superficie exterior del cuerpo vestido fue variando entre la temperatura del cuerpo y la temperatura del aire exterior, la estatura de

personas fue considerada entre 1.40 hasta 1.70 metros.

Tabla # 17 muestra el factor de carga sensible por persona, evaluadas según el método de Mitaldas explicadas en el capítulo # 4 (FCE); el FCE es una función del tiempo en que la persona permanece en el espacio acondicionado y el tiempo que transcurre desde la entrada hasta la hora en que se está diseñando.

Así la ganancia de calor por personas vendría dado por las siguientes relaciones:

$$\text{Ganancia sensible} = \text{No.} \times q_s \times \text{FCE}$$

$$\text{Ganancia latente} = \text{No.} \times q_l$$

Donde:

No. = Número de personas que ocupan el espacio acondicionado. O valor estimativo por densidad de personas por área.

q_s = Calor sensible de personas tomado de tabla # 16, dependiendo de la actividad que se va a realizar en el local acondicionado.

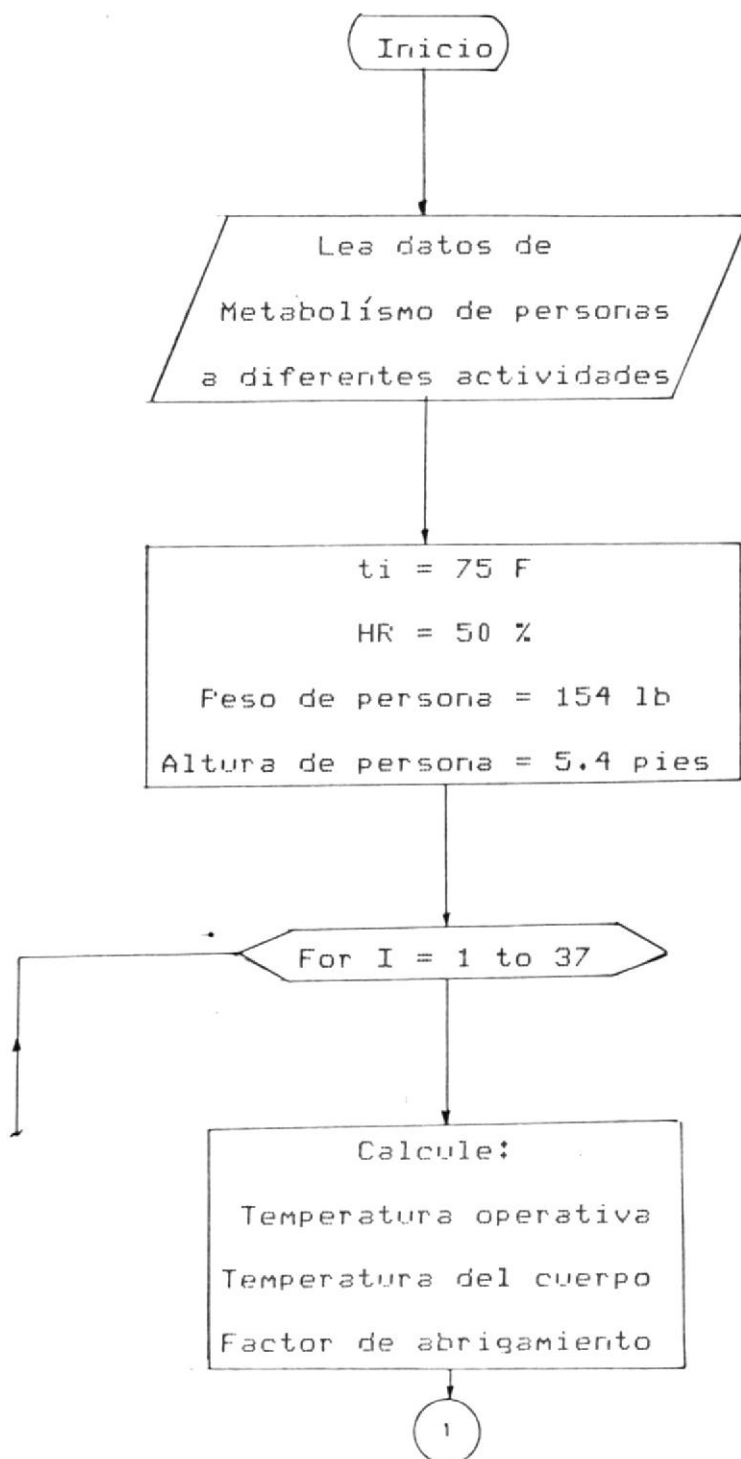
FCE = Factor de carga sensible por personas tomado de tabla # 17.

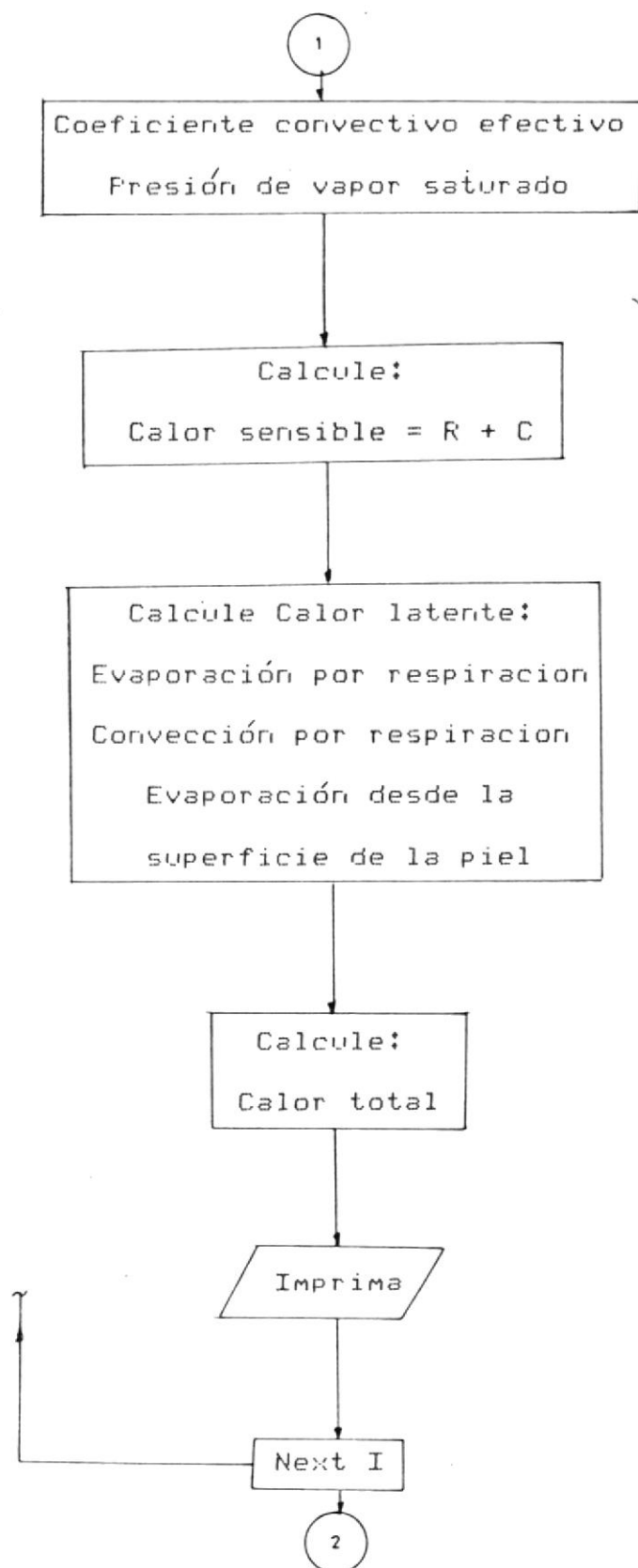
q_l = calor latente de personas tomado de tabla # 16.

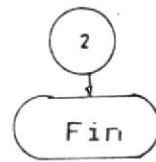
Si la temperatura del espacio acondicionado no es mantenida constante durante las 24 horas en estudio (por ejemplo si el equipo es apagado durante la noche), se debe usar un valor de FCE igual a 1. Igualmente si hay una alta densidad de ocupantes, tales como en auditorium, bancos, etc, se usará un valor de 1 para el FCE.

Igualmente como en el capítulo # 1 los programas se hicieron en language BASIC, con el siguiente diagrama de flujo:

Diagrama de flujo para el calculo de la carga sensible
y latente de personas.







CAPITULO # 3

CARGA POR EQUIPOS

3.1 Cálculo de fracciones de convección y radiación de la ganancia de calor.-

Carga por equipos es otra de las fuentes que debe ser analizadas en el diseño de aire acondicionado. Por equipos entendemos entre artefactos usados para la preparación de alimentos en establecimientos comerciales o industriales tales como hospitales, restaurantes, escuelas, hoteles, cafeterías, etc., y motores eléctricos que son usuales encontrar en áreas a acondicionarse. Todos estos equipos se encuentran por lo general en áreas de servicios de alimentos, cocinas, etc; y algunas veces equipados con campanas de extracción. En éste capítulo estudiaremos artefactos puestos en campanas de extracción y también sin ella.

Pruebas de laboratorio hechas por miembros de la ASHRAE, enseñan que: 1) La superficie de los artefactos contribuyen a la ganancia de calor en el espacio a estudiarse; 2) El calor es primeramente energía

radiante desde la superficie de los equipos y útiles de cocina hacia el aire del espacio en estudio; y 3) Calor latente y calor por convección son despreciables cuando los aparatos se instalan bajo una campana de extracción.

Cuando equipos de cualquier clase esta operando dentro de un espacio acondicionado, el equivalente de calor de esta operacion debe ser considerado en la ganancia de calor. El calor dado por los equipos puede ser sensible, latente, o ambos; por ejemplo artefactos eléctricos contribuyen al calor latente debido a la función que ejecutan (secadoras, freidoras, etc.), mientras que los artefactos de cocina que usan combustible contribuyen con humedad como producto de combustión. En manera similar al estudio de la carga de enfriamiento por personas, la ganancia de calor se la separa en sensible y latente. La ganancia de calor sensible se debe fundamentalmente a los intercambios de convección y radiación con el medio ambiente y el artefacto en estudio.

Muchos parámetros estan envueltos en el estudio de la ganancia de calor por artefactos: la forma, tamaño, temperatura de la superficie, emisividad, etc. de los

equipos: muchas asunciones fueron hechas para el estudio y éstas son:

- Solo formas comunes (horizontales, verticales, cilíndricas y en planos).
- Tamaños estándares de acuerdo a catálogos.
- Motores eléctricos regulares (de cafeteras, tostadoras, freidoras, etc.).
- Temperatura de la superficie entre 25 grados F y 350 grados F.
- Altas emisividades (mayores que 0.5).

La energía radiante vendría expresada de la siguiente manera:

$$q_r = A_{ef} \times \epsilon \times \sigma \times (T_s^4 - t_m^4)$$

Donde:

A_{ef} = Area efectiva.

ϵ = Emisividad.

σ = Constante de Stéfan-Boltzmann.

t_s = Temperatura de la superficie.

t_m = temperatura radiante promedio.

La energía por convección vendría expresada de la

siguiente manera:

$$q_c = A_{ef} \times h_c \times (t_s - t_a)$$

Donde:

h_c = Coeficiente convectivo.

t_a = Temperatura ambiente.

Infortunadamente, la mayoría de los artefactos, la única información que se tiene es la cantidad de calor total que desprende el artefacto en su operación y ésta está dada en los catálogos, por esto es muy común aplicar éste valor como carga total, calcular la sensible y por diferencia obtener la latente. Por esto nos vamos a limitar en el estudio de la carga sensible por artefactos.

3.2 Conversión de la parte radiante de la ganancia de calor a carga de enfriamiento usando funciones transientes.-

Como hemos discutido anteriormente, la carga de enfriamiento del espacio a acondicionarse depende de la magnitud y naturaleza de la ganancia de calor sensible y como también de la localización del cuarto, y de los

objetos que absorben energía de la ganancia de calor. Un camino aceptado de relacionar los componentes de la ganancia de calor hacia el correspondiente componente de la carga de enfriamiento es usar funciones de transferencias, las cuales depende de la naturaleza de la ganancia de calor y de las características de almacenamiento del espacio. Donde la ganancia de calor q_t es dada en forma de series de tiempo, correspondiéndole la carga de enfriamiento Q_t , al tiempo t , puede ser relacionada con el valor de q_t y el valor precedente de la carga de enfriamiento y ganancia de calor por:

$$Q_t = \sum_{i=1} (V_0 \times q_t + V_1 \times q(t-1) + V_2 \times q(t-2)) - W_1 \times Q(t-1) - W_2 \times Q(t-2) - W_3 \times Q(t-3)$$

Donde i es tomado desde el valor de 1 hasta el número de componentes de la ganancia de calor. Los términos $V_0, V_1, \dots, W_1, W_2, \dots$ son los coeficientes de la función de transferencia:

$$K(z) = (V_0 + V_1 \times z^{-1} + V_2 \times z^{-2} + \dots) / (1 + W_1 \times z^{-1} + W_2 \times z^{-2} + \dots)$$

Los cuales relacionan la transformacion de la parte

correspondiente de la carga de enfriamiento y ganancia de calor. Los coeficientes de las funciones de transferencia dependen de: 1) El tamaño del intervalo de tiempo entre valores sucesivos de ganancia de calor y carga de enfriamiento; 2) La naturaleza de la ganancia de calor (cantidad de energía radiante y donde es absorbida); y 3) La capacidad de almacenamiento del espacio. Así, las diferentes funciones de transferencia usadas convierten cada distinto componente de ganancia de calor a carga de enfriamiento.

El procedimiento para obtener los coeficientes de funciones de transferencia son los siguientes:

- Obtener el valor de $W1$ (relacion de circulacion de aire), tabla # 30 del libro fundamental de la ASHRAE.
- Seleccionar los valores de $V0$, $V1$, $V2$ de la siguiente manera:

$$V0 = 1$$

$$V1 = 1 + W1 - V0$$

$$V2 = 1 + W1 - V1$$

Estos valores son específicos para carga por equipos.

3.3 conversión de la parte convectiva de la ganancia de

calor a carga de enfriamiento asumiendo como carga instantánea de enfriamiento.-

La cantidad de ganancia de calor que se convierte en carga de enfriamiento, en promedio para un artefacto con campana de extracción sería:

$$q = q_c \times Fr = 0.32 \times q_c$$

Donde:

q_c = Energía requerida para mantener un artefacto típico a una temperatura dada.

Fr = Fracción de energía que el artefacto con campana desaloja = 0.32

La ecuación siguiente puede ser usada para estimar la máxima ganancia de calor diaria:

$$q = q_c \times Fu \times Fr = 0.16 \times q_c$$

Donde:

q_c = Factor de uso = 0.50

Con este estudio podemos calcular la ganancia de calor por equipos de la siguiente manera:

$$q_s = (\text{sensible}) \times FCE \times F_u$$

$$q_l = (\text{latente})$$

El calor sensible y latente de los diferentes artefactos son tomados de la tabla # 18 del libro fundamental de la ASHRAE, donde encontramos la razón de ganancia de calor para artefactos comerciales de cocina que se encuentran en áreas acondicionadas, éstas tablas nos dan el calor sensible, latente y total con un promedio de 34 % de calor asumido latente y el resto (66 %) como calor sensible.

Como analizamos con las personas, se presenta un factor de carga sensible FCE, estos factores influyen el efecto de ambos componentes de la carga sensible (radiante y convectivo), están dados hora por hora desde la 1 a 24 horas de continua operación, y dadas para cuando los artefactos tienen o no campana de extracción. En el caso de los aparatos comerciales que están instalados bajo una efectiva campana de extracción, el calor es considerado principalmente radiante, y el calor convectivo y calor latente son despreciados, estos valores son calculados con la función de transferencia dada en la sección 3.2 de este

capítulo.

La tabla # 18 nos da los valores del FCE para artefactos con campana de extracción, valor que será multiplicado al valor sensible recomendado por el artefacto.

La tabla # 19 nos da los valores del FCE para artefactos sin campana de extracción, igualmente multiplicaran al valor sensible recomendado.

Nos toca analizar los factores de uso, se recomienda un valor de 0.32 para artefactos electricos y de vapor, en el caso de artefactos de encendido a gasolina un factor de 0.20 es el recomendado como factor de uso.

Por último nos toca analizar la ganancia de calor por motores que se encuentran dentro de áreas acondicionadas, estos nos proporcionan solo carga sensible y serán analizados con el FCE para artefactos sin campana de extracción. Los motores electricos por su operación se calientan y constituyen fuente de ganancia de calor por un valor igual a:

$$qm = (HP / eficiencia) \times (factor de uso) \times 2545$$

Donde:

q_m = calor ganado por motores

HP = Caballos de fuerza del motor

factor de uso = Es la fracción aproximada que el motor esta en funcionamiento. Si funciona las 24 horas este factor sera igual a 1.

2545 = factor de conversión

Si el motor se encuentra fuera del espacio acondicionado, la ecuacion valida seria:

$$q_m = HP \times \text{factor de uso} \times 2545$$

Si el motor se encuentra dentro y la maquinaria fuera, la ecuacion apropiada seria:

$$q_m = HP \times \text{factor de uso} \times (100 - \text{efic}) / \text{efic}.$$

Con cualquiera de los tres caso la carga de enfriamiento por moteres vendría dada por:

$$q = q_m \times FCE$$

Donde el FCE lo tomamos de la tabla # 19 del apéndice.
que es para aparatos sin campana de extracción.

CAPITULO # 4

CARGA POR LUCES

4.1 Método de Mitalas.-

Otra de las fuentes de ganancia de calor estudiada es la debido a luces cuando éstas son prendidas en un espacio acondicionado. Algo de la energía que fluye de las luces es en forma de radiación y solo afecta al aire despues de que éste ha sido absorbido por las paredes, techos y otros componentes de la estructura del cuarto en estudio. Esta energía absorbida y almacenada por la estructura contribuye a elevar la temperatura del cuarto despues de un tiempo de retraso y representativo. Mitalas demostró que la relación entre un pequeño cambio de potencia de luces (asumida constante en el estudio), y la correspondiente carga de enfriamiento puede ser descrita por una función transiente de la forma:

$$q(n) = a_1 \times W(n-1) + a_2 \times W(n-2) + b \times q(n-1)$$

Donde:

$q(n)$ = Carga de enfriamiento por luces en el tiempo $t=n$.

$W(n)$ = Potencia de luces en $t=n$.

a_1 , a_2 , y b = Coeficientes de la función de transferencia.

La carga de enfriamiento por luces en un tiempo t depende de la cantidad de energía dada al elemento que nos da la luz (lámpara incandescente), por eso es muy importante saber la cantidad de iluminación requerida para cada espacio a acondicionarse.

Puede haber dos clases de iluminación: la iluminación natural y la artificial provocada por la energía eléctrica.

Iluminación natural desde las ventanas varía desde un día completamente nublado hasta un día con una iluminación directa solar. La iluminación natural depende directamente con la ganancia de calor por ventanas, por esto es que se debe combinar los efectos de iluminación natural con la ganancia de calor por ventanas; esto es, si se pone vidrios especiales o cortinas para disminuir la ganancia de calor por ventanas perdemos la iluminación natural, así hay una

tendencia de darle la única función a la ventana, y ésta es mantener en contacto a los ocupantes del cuarto con el ambiente exterior, y no de proveer al cuarto de luz natural. Así que se asume que en todo espacio acondicionado existe iluminación artificial proveniente de fuentes incandescentes, y que esta cantidad de energía es mantenida constante.

Las luces artificiales son creadas en lámparas incandescentes, consistiendo éstas de un filamento de Tungsteno encerrado por un envase de vidrio hecho al vacío y sellado completamente. La figura # 4.1 nos muestra esta clase de focos. Corriente pasa a través de este filamento de alta resistencia, al pasar la corriente por el filamento éste se calienta y produce incandescencia y ésta luz visible. La operación de estas lámparas dependen exclusivamente del voltaje de la lámpara, así, la vida, la intensidad, y la eficiencia de la lámpara pueden ser alteradas con pequeños cambios en el voltaje de operación. Las lámparas incandescentes convierten aproximadamente el 10 % de la potencia en luz, y el resto lo convierte en calor generado dentro del bulbo y disipado por radiación, convección y conducción. Cerca del 80 % de la potencia es disipada por radiación y solo cerca del

10 % por convección y conducción.

Lámparas fluorescentes son otro de los sistemas de iluminación utilizados comúnmente en áreas acondicionadas. La típica lámpara fluorescente consiste en un tubo cilíndrico de vidrio sellado en ambos extremos, conteniendo dentro un gas inerte, generalmente Argon, y vapor de mercurio a baja presión. Construido en cada extremo un cátodo que da los electrones para dar y mantener el arco de mercurio, o descarga gaseosa. La pequeña onda de luz ultravioleta es emitida por la ballasta, la cual se encuentra fuera del tubo e irradia un rango de luz visible; la figura # 4.2 nos muestra ésta clase de lámparas. Estas lámparas convierten cerca del 25 % de la potencia en luz, y el 25 % es disipado por radiación a las superficies de alrededores; el otro 50 % es disipado por convección y conducción. Aproximadamente otro 25 % de calor es generado en la ballasta de la lámpara fluorescente.

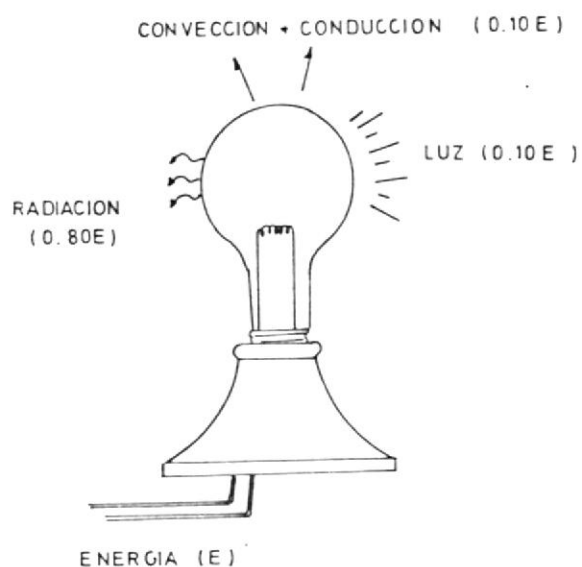


Fig. # 4.1 Lámpara típica incandescente.

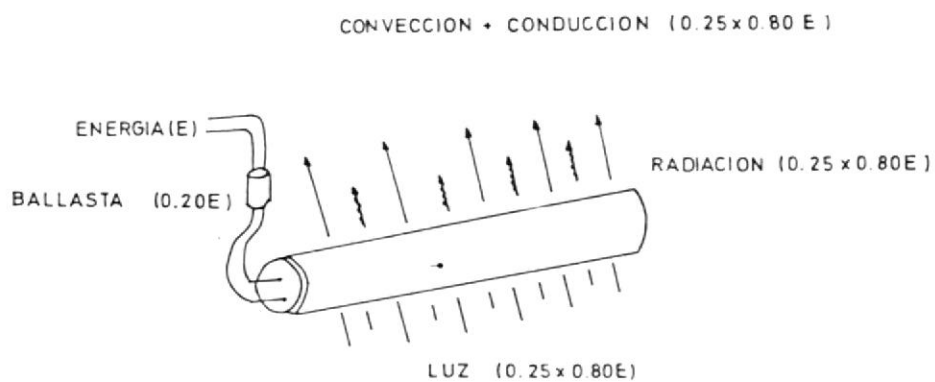


Fig. # 4.2 Lámpara típica fluorescente.

Así, la ganancia de calor por luces vendría dada por:

Fluorescentes:

$$q_1 = \text{Watt} \times 1.25 \times 3.4$$

Incandescentes:

$$q_1 = \text{Watt} \times 3.4$$

Donde:

q_1 = ganancia de calor por luces.

Watt = potencia total de luces en el espacio acondicionado.

1.25 = Factor de ganancia de calor por la ballasta.

3.4 = Factor de conversión.

Infortunadamente por lo general en los diseños de aire acondicionado, se desconoce la cantidad de potencia por luces del local a acondicionarse; la Sociedad de Ingenieros de Iluminación (ISI) de Gran Bretaña, han dado los niveles de iluminación necesaria para un espacio acondicionado de acuerdo a las necesidades y uso del local. La tabla # 20 del apéndice nos muestra esta tabla dada en lúmen/p² y en BTU/p².

4.2 Investigación de las constantes de la ecuación de Mitalas.-

Como vimos en la sección 4.1, la ecuación de Mitalas existen las constantes a_1 , a_2 y b , llamadas coeficientes de la función de transferencia de Mitalas, en esta sección vamos a explicar las constantes y como influyen en el cálculo de carga de enfriamiento.

La constante a_1 describe la constitución del espacio a acondicionarse, la masa térmica y capacidad de éste a la absorción del calor, también el grado de ventilación a que se encuentra la fuente de calor. Los valores típicos que encontro Mitalas para a_1 son: 0.45, 0.55, 0.65, y 0.75.

Un valor de a_1 de 0.45 es para estructuras pesadas, de 130 libras por pie cuadrados, con respecto a la ventilación, niveles muy bajos, el mando y retorno del aire son hechos bajo el tumbado, así las luces no tienen corrientes de aire para poder disipar el calor, la velocidad del aire es menor a 0.5 pies cúbicos por minuto por pie cuadrados de área de piso.

Para un valor de a_1 de 0.55, se trata de una

construcción media. valor más apto para nuestro estudio. la ventilación es entre media y alta; el mando y retorno se los hace tambien bajo el tumbado, el mando con rejillas, y el retorno bajo por el piso.

Para un valor de 0.65 la estructura es de construcción media y niveles altos de ventilación. el mando es por el tumbado por medio de difusores y el retorno es por los niveles del piso.

Para un valor de 0.75, cualquier clase de estructura, y los ductos de mando y retorno estan en el tumbado, el retorno es por tumbado, y hace que las luces tengan un alto grado de ventilación.

Se puede decir que el valor de a_1 es igual a la fracción de potencia requerida por lámparas que es sacado por la ventilación del aire.

Los valores de b especifican la construcción del edificio y razones de circulación del aire del cuarto. Por la razón de circulación de aire se pueden clasificar en cuatro secciones: bajas, medias, altas y muy altas.

Bajas : Razón de ventilación baja es la ventilación

mínima recomendada para los ocupantes de la zona acondicionada. El mando se encuentra arriba del piso, en la pared o difusor en el tumbado. El espacio del tumbado no es ventilado y $h = 0.4$ BTU/hr-p2-F, donde h es el coeficiente convectivo de la superficie interna usado en el cálculo de la clasificación b.

Media : Razón de ventilación media, con las mismas características que la anterior en lo que respecta al mando y retorno y $h = 0.6$ BTU/hr-p2-F.

Alta : Razón de ventilación alta, la velocidad del aire es entre 400 y 500 pies por minuto, el retorno se hace por el tumbado; $h = 0.8$ BTU/hr-p2-F.

Muy alta : Razones altas de ventilación usadas para minimizar el gradiente de temperatura en un cuarto, el retorno se lo hace por el espacio del tumbado; $h = 1.2$ BTU/hr-p2-F.

El coeficiente b, depende también de la estructura del cuarto, y se lo clasifica en A, B, C, y D para:

Clasificación A: Construcción de 10 lb/p2 de área de piso y 2 pulgadas de espesor.

Clasificación B: Construcción de 40 lb/p2 de área de piso y 3 pulgadas de espesor.

Clasificación C: Construcción de 75 lb/p2 de área de piso y 6 pulgadas de espesor.

Clasificación D: Construcción de 120 lb/p2 de área de piso y 8 pulgadas de espesor.

El coeficiente a_2 , es dependiente de los dos estudiados anteriormente, de la siguiente manera:

$$a_2 = 1 - b - a_1$$

Usando la ecuación de Mitalas para el cálculo de los factores de carga de enfriamiento para luces, la ganancia de calor fue considerada como un valor constante (potencia de las luces cuando éstas han sido prendidas) o como cero (cuando las luces están apagadas). Los factores de carga de enfriamiento por luces dados en este trabajo fueron generados por el procedimiento sugerido por Mitalas y explicado en esta

sección. Estos valores son fracciones de potencias iniciales los cuales son convertidos a carga de enfriamiento. Luego la carga de enfriamiento en BTU/hr es igual a la potencia inicial en Watt multiplicada por 3.14 BTU/hr-Watt y por la fracción de carga sensible (FCE).

Para nuestro estudio, la carga de enfriamiento por luces vendria dada por la expresion siguiente:

$$q_1 = A \times F \times FCE$$

Donde:

q_1 = Carga de enfriamiento por luces en BTU/hr.

A = Area de piso en p2.

F = Iluminación recomendada por la ISI, tabla # 20 del apéndice.

FCE = Factor de carga de enfriamiento sensible, tomado de tabla # 21 del apéndice.

Esta expresion se usará siempre y cuando se desconozca la cantidad de potencia por luces que se usara en el espacio a acondicionarse, en caso contrario usaremos las ecuaciones dadas en la seccion 4.1 para luces incandescentes o para luces fluorescentes.

CAPITULO # 5

CONDICIONES DE OPERACION

5.1 Factor que afecta a la carga de enfriamiento por operación del sistema (tiempo de operación).-

Este capítulo es válido para sistemas que trabajan mas de las ocho horas habituales de trabajo, tales como oficinas, bancos, cines, etc., los cuales operan más de las ochos horas, y esta condición afecta la carga de enfriamiento por luces, puesto que esta carga es la que hace almacenar energía en la estructura cuando éstas están en funcionamiento. Un ejemplo del tiempo de operación, sería de dos oficinas las cuales tienen 8 horas y 16 horas de operación diaria, de 5 días por semana; el efecto de almacenamiento de calor afecta la carga de enfriamiento, puesto que al siguiente día al prender el equipo, el que trabaja 16 horas tendra una cierta cantidad de calor almacenado mientras no funcionó el equipo, y será mucho menor que el que trabajo durante las 8 horas; por tanto debemos incluir un factor a aquella ganancia de calor debido al tiempo de operación del sistema.

El efecto de almacenamiento de calor depende de la estructura con que está hecha el cuarto, por tanto el factor de carga de enfriamiento depende de la estructura de los edificios, los mismos analizados por Mitalas a encontrar el valor de b (estructuras A, B, C y D).

El factor de carga de enfriamiento por el tiempo de operación, se calculó usando el método recomendado por Mitalas, variando el tiempo de operación de 10 horas, 12 horas, 14 horas, y 16 horas, en donde, durante este tiempo las luces se pueden prender o apagar durante las horas de trabajo, tomando como el valor de la unidad cuando las luces están prendidas y como cero cuando las luces están apagadas.

Las tablas generadas así, pueden escogerse la tabla adecuada de la siguiente manera:

- Saber el tiempo de operación (10 h, 12 h, 14 h, o 16 horas).
- La clasificación A y B de acuerdo a la selección hecha por Mitalas, dependiendo de la estructura del cuarto y el grado de ventilación.
- El número de horas (hora a la cual estamos calculando

la carga) que las luces son prendidas; por ejemplo, si estamos diseñando para las 10 a.m. y el sistema funciona durante 10 horas, y se prende a las 7 a.m., el número de horas después de prendidas las luces será de 3 horas.

Tabla # 22, # 23, # 24, # 25 del apéndice nos da los valores de FCE para cuando el sistema trabaja mas de las ocho horas normales de trabajo, si trabaja las ocho horas o menos, usamos la tabla # 21 discutida en el capítulo # 4; así, este factor irá a multiplicar a la ganancia de calor por luces de la siguiente manera:

$$q_1 = A \times F \times FCE$$

Donde el valor de q_1 es el valor de la carga de enfriamiento cuando opera más de las ocho horas de trabajo, y el FCE tomado de una de las tablas del apéndice (tablas del 22 al 25).

CAPITULO # 6

CARGA POR OTROS COMPONENTES

6.1 Energía transferida debido a Infiltración y Ventilación.-

Se llama infiltración al aire que se introduce por aberturas o endijas en la carcasa de un edificio debido a la natural fluctuación de presiones, y por obvias aberturas de puertas y ventanas, o por ventilación en cocinas y baños, etc.

El problema de infiltración en edificios es muy complejo y su cálculo se lo hace empíricamente. Históricamente, los modelos para el cálculo de infiltraciones se han desarrollado muy lentamente. El más simple, y quizás el mas viejo modelo de cálculo asume que la infiltración es constante en el transcurso del tiempo y es independiente de las variaciones climáticas exteriores. Para calcular la cantidad de energía transferida en este caso, solo se requiere de el conocimiento del valor de la infiltración estable para una estructura cualquiera y las condiciones de diseño

interior - exterior. Para este caso la cantidad de aire que entra al espacio acondicionado por infiltración está gobernado por la siguiente relación:

$$CFM = C \times (\Delta P)^n$$

Donde:

CFM = Caudal de aire que entra al espacio acondicionado por infiltración en pies cúbicos por minuto.

C = Coeficiente de flujo, definido como la razón de volumen de aire por unidad de longitud de endija y por unidad de diferencia de presión.

ΔP = Diferencia de presión entre la parte exterior y la parte interior de la endija.

n = Exponente de flujo, entre 0.5 y 1, usualmente toma el valor de 0.65 para aberturas como endijas.

Infiltraciones pueden ser estimadas por el metodo de la endija (aunque la infiltracion por ventanas y puertas son mejores fuentes de infiltracion de aire); o por el metodo de cambio de aire, que asume que se cambia un cierto numero de cambios de aire por hora en un cuarto.

La presición del método de la endija para cálculo de

carga es restringido por los datos limitados de las características de los componentes a instalarse en el edificio, y por la dificultad de estimar la diferencia de presión bajo las condiciones apropiadas de temperatura y velocidad del viento.

El problema principal en el uso del método de cambio de aire es definir el volumen apropiado a ser usado, particularmente para cuartos con techados altos. Experiencia y buen criterio se requiere para escoger el apropiado. La tabla I nos muestra los cambios por hora necesarios para residencias:

Tabla I: Cambios/hr adecuados para residencias

Clase del cuarto	Cambio/hr
Cuarto sin ventana o puerta exterior	0.5
Cuarto con ventana y puerta en un lado	1.0
Cuarto con ventana y puerta en dos lados	1.5
Cuarto con ventana y puerta en tres lados	2.0
Entrada o halls	2.0

Una ecuación para el cálculo de la cantidad de aire que entra a un espacio por infiltración en la cual no involucra la diferencia de presión es la siguiente:

$$CFM = C \times S \times \{0.52 \times \gamma \times P \times (T_i - t_o) / (T_i \times T_o)\}^n \times (B \times H)^{n+1} / (n+1)$$

Donde:

CFM = Caudal de aire en pies cúbicos por minuto.

C = Coeficiente de flujo.

S = Perímetro del edificio en pies.

γ = Coeficiente de arrastre térmico.

P = Presión atmosférica (psi).

T_o = Temperatura absoluta exterior.

T_i = Temperatura absoluta interior.

n = Exponente de flujo.

H = Altura del edificio.

B = Relación de la localización de la línea neutra del edificio con respecto a la altura del edificio.

Para las condiciones de diseño, esto es a t_o = 92 grados F, t_i = 75 grados F, el ambiente interior se encuentra presurizado, la NAAMM (Asociación Nacional de manufactureros de metal arquitectónicos), encontró que

un máximo de 0.06 CFM/p2 de infiltración se produce a una diferencia de presión de 0,3 pulgadas de agua, que es lo normal encontrar en diseños de aire acondicionado, para ésta máxima infiltración se encontró que el coeficiente de flujo es de 0.13 CFM/p2-pulg. agua para un exponente de flujo de 0.65.

Luego para las siguientes condiciones:

$$C = 0.13 \text{ CFM/p2-pulg agua}$$

$$P = 14.7 \text{ lb/pulg.}^2$$

$$T_i = 535 \text{ grados R}$$

$$T_o = 552 \text{ grados R}$$

$$n = 0.65$$

$$B = 0.5$$

la cantidad de infiltración por endijas sera calculada por la siguiente relación:

$$CFM = 0.000165 \times S \times (H)^{1.65}$$

Donde S y H son parámetros físicos del edificio en cuestión.

En lo que respecta a la ventilación, los cambios de aire en un espacio acondicionado pueden ser requeridos

por cualquiera de las siguientes razones:

- Remoción de calor y humedad desprendida por los ocupantes del espacio.
- Remoción de productos químicos y vapores.
- Remoción de oxígeno desprendido como resultado de la combustión de combustibles u otros materiales.
- Excesivo calor desde todas las fuentes de calor.
- Humedad liberada en procesos de maunufactura u otros procesos.
- Remoción de gases tóxicos.
- Remoción de odor.
- Remoción de bacterias.
- Remoción de humos.
- Remoción de polvos, etc.

En aire acondicionado el objetivo principal son los ocupantes, y para ellos se realiza la ventilación. Los procesos de respiración del hombre reduce el oxígeno e incrementa el anhídrido carbónico y contenido de humedad del aire alrededor de éste y lo contamina con materia orgánica desde la nariz, boca, garganta, y pulmones. Otra de las fuentes de contaminación del aire es la emanaciones de la piel. El odor del aire viene de muchas fuentes y estas hacen que contamine el aire de un espacio encerrado, es por ésto es que se

hace necesario la ventilación en el diseño de aire acondicionado. El aire fresco viene con 3 a 4 partes de anhídrido carbónico por 10.000 partes de aire.

Los siguientes valores de caudal de aire son los recomendados por unidad de persona, para efectos de ventilación, y vienen dados en pies cúbicos por minuto y por hora y por persona para aire estándar (densidad de 0.075 libras por pie cúbico).

- Para Auditorium, Iglesias, y Cines, y personas sin fumar el valor recomendado es de 5 a 7.5 CFM/persona.
- Para Gabinetes de bellezas, Peluquerías, espacios abiertos de bancos, almacenes, el valor recomendado son de 7.5 a 10 CFM/persona.
- Para apartamentos, boticas, cuartos de hospitales, cuarto de hoteles, oficinas, restaurantes, el valor recomendado es de 10 a 15 CFM/persona.
- Para oficinas privadas, clubes nocturnos, sala de reuniones, donde existe un número considerable de fumadores, el valor recomendado es de 20 a 30 CFM/persona.

El valor de caudal de aire es mayor por ventilación que por infiltración, así que es muy común solo evaluar la

ganancia de calor por ventilación solamente; claro esta, que depende del criterio del diseñador de aire acondicionado el escoger cual es más influyente o calcular para ambos: infiltración y ventilación.

Una vez analizado la cantidad de aire externo que entra al sistema, vamos a calcular la energía que transfiere al espacio acondicionado; el aire externo nos proporciona carga sensible y carga latente, calculadas de la siguiente manera:

Carga sensible:

$$q_{sv} = CFM \times \rho \times (c_{ps} + c_{pw} \times W) \times \Delta t$$

Donde:

q_{sv} = Calor sensible por ventilación.

CFM = Caudal de aire externo.

ρ = Densidad del aire estándar.

c_{ps} = Calor específico del aire seco.

c_{pw} = Calor específico del vapor de agua.

W = Razón de humedad.

Para nuestro caso:

$$\rho = 0.075 \text{ lb/p3}$$

$$c_{pa} = 0.24 \text{ BTU/lb-F}$$

$$c_{pw} = 0.45 \text{ BTU/lb-F}$$

El valor de $(60)(0.075)(0.24 + 0.45 \times W)$ varía con W . Donde $W = 0$, el valor es de 1.08; cuando $W = 0.01$ el valor es de 1.10; cuando $W = 0.02$ el valor es de 1.12; y cuando $W = 0.03$ el valor es de 1.14. El valor de $W = 0.01$ es el más aproximado en problemas de aire acondicionado, por eso es que el calor sensible puede calcularse con la siguiente ecuación:

$$q_{sv} = 1.10 \times \text{CFM} \times \Delta t = 18.7 \times \text{CFM}$$

Donde 18.7 es el producto de 1.10 por 17, y 17 es la diferencia de temperatura exterior-interior de diseño $(92 - 75)$; el calor sensible por ventilación vendría expresado en BTU/hr.

Calor latente de ventilación:

$$q_{lv} = \text{CFM} \times \rho \times \Delta E \times \Delta W$$

Donde:

q_{lv} = Calor latente por ventilación.

ΔE = energía aproximada contenida en el aire a 50 % de

humedad relativa y 75 grados F, menos la energía contenida del agua a 50 grados F.

ΔW = Diferencia de relacion de humedad.

Los 50 % de humedad relativa y 75 grados F son condiciones en el diseño de aire acondicionado y 50 grados F es la temperatura normal del condensado desde el serpentín de enfriamiento y humidificación, el valor de ΔE para éste caso es igual a 1076; y el contenido de humedad es igual a 0.0099 libras de agua para libras de aire seco, luego el calor latente por ventilación se lo expresara de la siguiente manera:

$$q_{lv} = 4840 \times CFM \times \Delta W = 48.1 \times CFM$$

6.2 Ganancia de calor debido a divisiones interiores, tumbado y pisos.-

Siempre que el espacio acondicionado este junto a un espacio el cual existe un gradiente de temperatura, existe transferencia de calor a traves de la estructura que los separa, y debe ser tomado en cuenta. La razón de transferencia de calor q en BTU/hr viene dada por la expresión:

$$q = U \times A \times (t_b - t_i)$$

Donde:

U = Coeficiente global de transferencia de calor entre la superficie adyacente y el espacio acondicionado.

A = Area de la sección concerniente.

t_b = Temperatura promedio del aire en la superficie adyacente.

t_i = Temperatura de aire del espacio acondicionado.

Se asume que la diferencia de temperatura es constante durante el día, y la conducción de calor es en estado estable.

La temperatura t_b puede tener algunos valores dentro de un rango considerable, de acuerdo a las condiciones del espacio adyacente al acondicionado. La temperatura de la superficie de un cuarto de cocina o una caldera puede ser de 5 a 50 grados F arriba que la temperatura del aire exterior. Es recomendable medir la temperatura actual de los espacios cuando sea practicable. Cuando nada es conocido, excepto que el espacio adyacente es de construcción convencional y no tiene fuentes de calor, es recomendable que la

diferencia $(t_b - t_i)$ pueda ser tomada como la diferencia entre la temperatura exterior de diseño menos la temperatura interior de diseño y menos 5 grados F; así que:

$$(t_b - t_i) \sim t_o - t_i - 5 = 12 \text{ grados F}$$

En algunos casos, la temperatura del aire de los espacios adyacentes corresponde muy cercanamente a la temperatura del aire exterior en el transcurso del día. Para los pisos que estan en contacto con el nivel del terreno o a aquellos que estan sobre sitios acondicionados, la transferencia de calor es despreciable.

CAPITULO # 7

SUMARIO DE RESULTADOS

Analizados ya todas las fuentes de ganancia de calor y convertidas a carga de enfriamiento por intermedio de las diferentes tablas desarrolladas, daremos un ejemplo de aplicación para el correcto uso de cada una de las tablas:

La figura # 7.1 nos muestra un plano de una oficina de construcción mediana, la oficina es esquinera con dos fachadas que reciben la radiación solar. Los vidrios de cada una de las ventanas son de 1/8" de doble resistencia; tiene volado horizontal de medio metro a lo largo de la ventana. Las paredes exteriores son de coloración oscuras, tres metros de altura; el techo es plano con tumbado suspendido ($U = 0.128 \text{ BTU/hr-p2-F}$). La oficina trabaja ocho horas diarias empezando a las 9.00 Horas y terminando a las 17.00 Horas. Trabajan 20 personas en la oficina haciendo trabajos normales de oficina. Debemos determinar la carga de enfriamiento necesaria para dicha oficina.

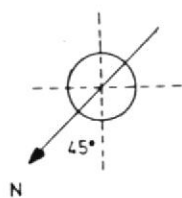
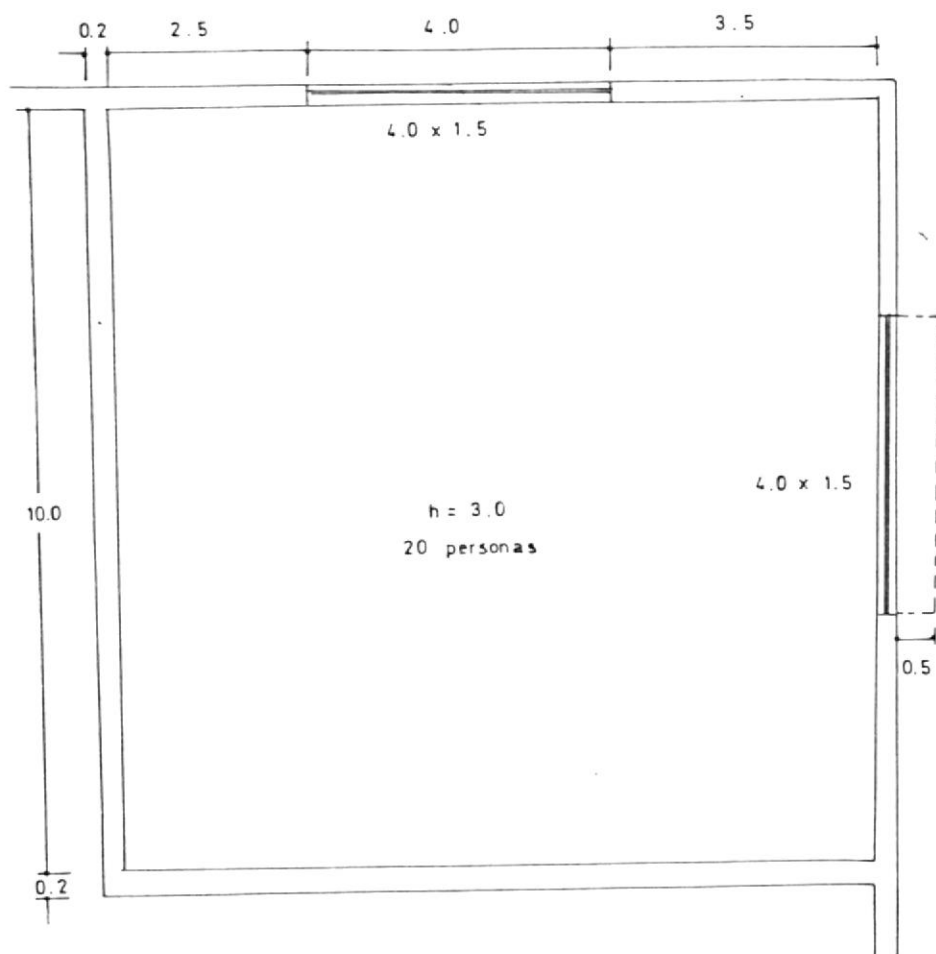


Fig. # 7.1 Plano Arquitectónico de ejemplo de aplicación.

Analizaremos primero la radiación solar incidente en nuestra oficina, puesto que de ella depende la fecha de diseño. La figura # 7.2 nos muestra la orientación geográfica de nuestra oficina, de la orientación geográfica determinamos el azimuth de las dos fachadas que nos da el sol:

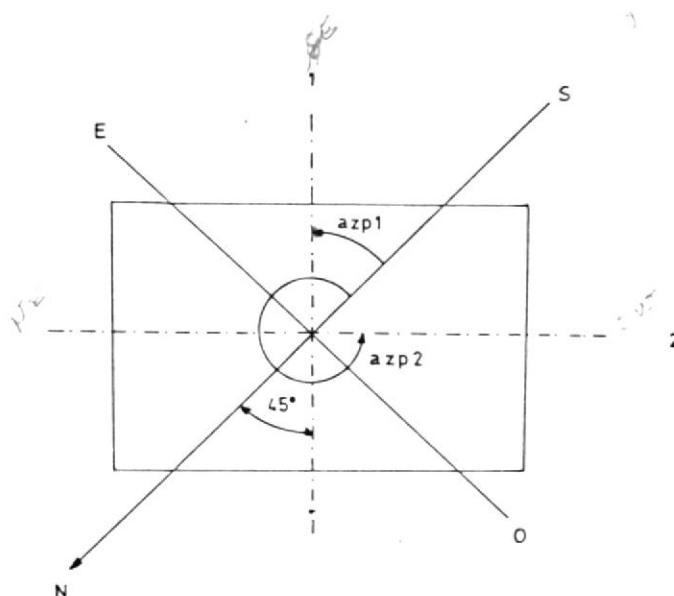


Fig. # 7.2 Orientación geográfica de oficina en estudio.

De la tabla # 12 seleccionamos el mes en que la diferencia azimuth sol menos azimuth pared se cero grados, o cercanos a cero, esto nos da la certeza de que el sol se encuentra frente a la ventana en estudio. Para la fachada 1 el mes

que nos da este valor es el mes de Diciembre; para la fachada 2 nos vuelve a coincidir en Diciembre, para éste caso es coincidencia, pero pueden presentarse meses distintos que nos dan estas condiciones; luego el mes de diseño para nuestro caso sera de Diciembre 21, la hora que nos coincide la diferencia entre el azimuth sol y azimuth pared es para las 7.00 Horas y para las 15.00 Horas, pero como la oficina no labora a las 7.00 Horas, seleccionamos la fecha de diseño a las 15.00 Horas del día 21 de Diciembre.

Analicemos ahora cada una de las fuentes de calor:

Carga por techo:

La carga por techo la evaluamos con la siguiente expresion:

$$q_t = U \times A \times DDTE$$

Para nuestro caso, los valores que toman cada variable son:

$$U = 0.128 \text{ BTU/p2-hr-F}$$

$$A = 1076 \text{ p2}$$

$$DDTE = 26 \text{ F.}$$

Donde el valor de A es el valor de área de piso en pies cuadrados; el valor de DDTE tomado de tabla # 3 del apéndice para $U = 0.128$ a las 15.00 Horas, que es la hora de diseño; luego la carga de enfriamiento es:

$$q_{\text{techo}} = 3.58 \text{ MBH}$$

Carga por paredes exteriores:

En nuestro caso tenemos dos paredes exteriores de la misma area pero con distinta orientación, la primera orientada al sureste (SE) y la segunda orientada al suroeste (SO), las paredes son de construcción mediana, luego un buen valor de peso seria el de 90 lb. Para calcular la carga de enfriamiento usamos la siguiente relacion:

$$q_p = U \times A \times DDTE$$

Para nuestro caso los valores serian:

$$U = 0.415 \text{ BTU/hr-p2-F}$$

$$A = 258.24 \text{ p2}$$

$$DDTE1 = 55 \text{ F}$$

$$DDTE2 = 76 \text{ F}$$

Donde el valor de U lo tomamos de tabla # 10 del apéndice, el área de las paredes es el área total de la pared menos el área de la ventana, existen dos valores de DDTE uno para cada orientación; luego la carga de enfriamiento por paredes exteriores sera:

$$q_{\text{pared 1}} = 5.89 \text{ MBH}$$

$$q_{\text{pared 2}} = 8.14 \text{ MBH}$$

Carga por fenestración.-

La carga por fenestración la tomamos de tabla # 14, y aplicamos la siguiente relacion:

$$q_f = A \times (FDGS + U \times (t_o - t_i))$$

Para nuestro caso:

$$A = 64.56 \text{ p2}$$

$$FDGS1 = 198 \text{ BTU/hr-p2}$$

$$FDGS2 = 14 \text{ BTU/hr-p2}$$

$$U = 1.13 \text{ BTU/hr-p2-F}$$

$$t_o = 92 \text{ F}$$

$$t_i = 75 \text{ F}$$

Donde el área es el área de la ventana, los valores de FDGS1 y FDGS2 lo tomamos de la tabla # 14 del apéndice para las 15 Horas y para las dos orientaciones respectivas; el valor de 1.13 es el valor de coeficiente global de transferencia de calor típico para vidrios, luego la carga de enfriamiento por fenestración sería:

$$q \text{ fenestración 1} = 14.02 \text{ MEH}$$

$$q \text{ fenestración 2} = 2.14 \text{ MEH}$$

De acuerdo con el enunciado del problema, la ventana tiene medio metro de volado horizontal, luego analizaremos si existe sombra en la ventana:

$$\text{Sombra } v = 0.5 \times \tan(38.1) / \cos(0)$$

$$\text{sombra } v = 0.39 \text{ metros}$$

$$\% \text{ sombra} = (0.39/1.5) \times 100$$

$$\% \text{ sombra} = 26.14 \%$$

Luego nos dice que solo el 73.86 % de la carga por

fenestración entra a la ventana como carga solar, luego:

$$q \text{ fenestration 1} = 10.36 \text{ MBH}$$

$$q \text{ fenestration 2} = 1.58 \text{ MBH}$$

Carga por personas.-

De acuerdo al problema, en la oficina trabajan 20 personas, realizando actividades típicas de oficina, para calcular la carga de enfriamiento por personas nos valemos de las siguientes relaciones:

$$q_s = \text{No.} \times q_s \times \text{FCE}$$

$$q_l = \text{No.} \times q_l$$

La tabla # 16 nos da los valores de calor sensible y latente de personas, para la actividad desarrollada en una oficina tenemos:

$$\text{No} = 20 \text{ personas}$$

$$q_s = 341.45 \text{ BTU/persona}$$

$$q_l = 144.04 \text{ BTU/persona}$$

$$\text{FCE} = 0.80$$

El valor del FCE lo tomamos de tabla # 17, analizando el tiempo en que la persona va a estar en el local y el tiempo que tiene la persona en el local a la hora de diseño; así la persona va a estar 8 horas en el local y tiene 6 horas en el local a la hora de diseño (15.00 Horas hora de diseño menos 9.00 Horas que entra al local); luego la carga de enfriamiento por personas sería:

$$q_{\text{serisible}} = 5.46 \text{ MEH}$$

$$q_{\text{latente}} = 2.88 \text{ MEH}$$

Carga por luces.-

Así como se ha planteado el problema, se desconoce si en la oficina se va a instalar luces incandescentes o luces fluorescentes, y además la cantidad de Watios a utilizarse en el local, nos valemos de la tabla # 20 del apéndice, donde nos da los niveles de iluminación recomendados, luego la carga de enfriamiento por luces la calculamos con la relación:

$$q_{\text{luces}} = A \times F \times \text{FCE}$$

Para nuestro caso:

$$A = 1076 \text{ p}^2$$

$$F = 30.6 \text{ BTU/p}^2$$

$$\text{FCE} = 0.82$$

Donde el valor de A es el área de piso de la oficina, el valor de F lo tomamos de tabla # 20 donde nos da los niveles de iluminación recomendados, y el valor del FCE lo tomamos de tabla # 21 con un valor de a1 de 0.45 para construcciones medianas y un valor de b correspondiente a la clasificación E, el número de horas que las luces son prendidas es de 6 horas, puesto que estamos diseñando para las 15.00 Horas y las luces se prenden a las 9.00 Horas. Luego la carga de enfriamiento por luces será:

$$q_{\text{luces}} = 27.00 \text{ MBH}$$

Carga por ventilación.-

Con respecto a la ventilación, nos valemos de la tabla que aparece en el capítulo 6, valores recomendados de caudal de aire por personas, de acuerdo a esta tabla el valor recomendado para oficinas es de 10 CFM/persona, luego la carga de enfriamiento la calculamos con la siguiente

relación:

$$q_s = 18.7 \times \text{CFM}$$

$$q_l = 48.35 \times \text{CFM}$$

Donde la cantidad de aire que entra al cuarto por ventilación sera de 200 CFM, luego la carga de enfriamiento será:

$$q \text{ sensible por vent.} = 3.74 \text{ MBH}$$

$$q \text{ latente por vent.} = 9.67 \text{ MBH}$$

Carga por paredes interiores.-

la carga por paredes interiores la evaluamos con la siguiente relación:

$$q \text{ pared interior} = U \times A \times (t_b - t_i)$$

Para nuestro caso:

$$U = 0.415 \text{ BTU/hr-p2-F}$$

$$A = 645.6 \text{ p2}$$

$$t_b - t_i = 12 \text{ F}$$

Donde el valor de U lo escogemos el mismo valor que el de la pared exterior, luego la carga de enfriamiento será:

$$q_{\text{pared interior}} = 3.21 \text{ MBH}$$

Resumen.-

Las cargas calculadas y divididas en sensible y latente serian:

	qs	ql
Techo	3.58	---
Pared SE	5.89	---
Pared SO	8.14	---
Ventana SE	10.36	---
Ventana SO	1.58	---
Personas	5.46	2.88
Luces	27.00	---
Ventilación	3.74	9.67
Pared inter.	3.21	---
	-----	-----
Subtotal	68.96	12.55

$$\text{Calor total} = 81.51 \text{ MBH}$$

Definiremos la razón de calor sensible (RCS) como:

$$RCS = q_s / q_t$$

Luego, para nuestro caso tendremos los siguientes datos para seleccionar nuestro equipo de enfriamiento para la oficina en estudio:

$$q \text{ sensible} = 68.96 \text{ MBH}$$

$$q \text{ total} = 81.51 \text{ MBH}$$

$$RCS = 0.84$$

$$CFM \text{ aire ext} = 200 \text{ CFM}$$

CAPITULO # 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Terminado nuestro estudio, analizemos las ventajas que tiene con respecto al cálculo de carga de enfriamiento propuesto por la ASHRAE. Para ésto el mismo ejemplo de aplicación le calcularemos la carga por el método ASHRAE, y balancearemos el sistema calculando con un promedio de cinco horas atrás a la hora de diseño.

No se presentará la forma de obtener los datos, sino simplemente los cálculos hechos:

$$\text{Carga por techo} = (36+29+22+16+11)/5 = 22.8$$

$$\text{Carga pared SE} = (31+29+26+22+17)/5 = 25.0$$

$$\text{Carga pared SO} = (16+12+10+8+8)/5 = 10.8$$

$$\text{Carga vent. SE} = (196+183+159+127+159)/5 = 164.8$$

$$\text{Carga vent. SO} = (25+31+46+95+46)/5 = 48.6$$

Seccion	Area	U	3 p.m		prom. 5 horas	
			Teq.	Q	Teq.	Q
Techo	1076	.128	36	4.95	22.8	3.14
P. SE	258.24	.415	31	3.32	25	2.67
P. SO	258.24	.415	16	1.71	10.8	1.15
V. SE	64.56		196	12.65	164.8	10.63
V. SO	64.56		25	1.61	48.6	3.13
			-----		-----	
TOTAL				24.24		17.72

La carga de enfriamiento la sacamos tomando 60 % del promedio de 5 horas y el 40 % a la hora de diseño.

Seccion	60 % prom.	40 % a 3 p.m	carga de enfriamiento
Techo	1.88	1.98	3.86
Pared SE	1.60	1.32	2.92
Pared SO	0.69	0.68	1.37
Vidrio SE	6.37	5.06	11.43
Vidrio SO	1.87	0.64	2.51

Total			22.09

Por nuestro método obtuvimos los siguientes resultados:

Sección	carga
Techo	3.58
Pared SE	5.89
Pared SO	8.14
Vidrio SE	10.36
Vidrio SO	1.58

Total	29.55

Para hacer comparación entre los dos métodos, es necesario decir que el nuevo método realizado es mas rápido y además no necesita hacer un balanceo, puesto que las relaciones usadas para hallar los factores dependen de una sumatoria que incluyen variables de tiempo, esto es, que para una cierta hora t , depende de lo ocurrido al tiempo $t=t-1$ y $t=t-2$. La diferencia entre los valores encontrados es de un 25 % y esto se debe a que en el método anterior estábamos usando valores que no correspondían a la realidad, puesto que se usaba los valores a cero grados de latitud, que era la que mas se acercaba a la latitud de Guayaquil, por eso nuestros valores son más altos y mas adecuados.

El método propuesto se basa en el método de diferencia de temperatura equivalente o método de los factores, esto es, se calcula la cantidad de calor ganado al cuarto hallando factores que van a multiplicar a condiciones físicas del edificio, ya sea área de piso, área de paredes interiores, áreas de paredes exteriores, área de ventanas, etc. Estos factores, como han sido explicados a lo largo de la tesis, son calculados para las condiciones de diseño interior - exterior y para la ubicación geográfica de Guayaquil. Esto es, para mantener una temperatura interior de 75 grados F y una temperatura máxima exterior de 92 grados F con un rango diario de 21 grados F; esto hace que tenga una temperatura promedio diaria exterior de 85 grados F; si la temperatura exterior es diferente de 75 grados F y/o la temperatura promedio diaria exterior es diferente que 85 grados F, las siguientes reglas se aplicarán:

- a.- Para una temperatura del cuarto menor que 75 grados F, añada la diferencia entre 75 grados F y la temperatura del aire del cuarto; y si es mas grande que 75 grados F, reste la diferencia.
- b.- Para una temperatura promedio exterior menor que 85 grados F, reste la diferencia entre 85 grados F y la temperatura promedio actual; y si es mas grande que 85

grados F, sume la diferencia.

Tambien deberemos aplicar un factor de corrección a las tablas, si los tumbados son aislados, o si un ventilador es usado para dar ventilación en el espacio entre el tumbado y el techo. La temperatura equivalente para el calculo de carga por techo debera disminuirse en un 25 %. Lo mismo ocurre si existe ductos de retorno entre el tumbado y techo o si existe plenum, la cantidad de calor generada por techos debera disminuirse en un 35 %.

Las tablas para techos y paredes, se las ha calculado para coloración oscuras debido a que todas las fachadas tienden a la coloración oscuras con el tiempo, pero si no se considera asi, se aplicara un factor de 0.5 para techos y de 0.65 para paredes a la temperatura equivalente dada en las tablas para obtener la temperatura equivalente para coloraciones claras.

Si se desea calcular a otra latitud u otra fecha que las indicadas, se debera cambiar el programa para el mes o latitud requerida. Se escogió el mes de Diciembre para los

cálculos de las tablas de temperatura equivalente ya que para ellas necesitan el valor de intensidad de radiación solar, y por experiencia se conoce que los valores de radiación solar son mas altos para este mes. —

En lo que respecta a las tablas de los factores de carga de enfriamiento FCE, son en si factores de correccion para la conversión de ganancia de calor a carga de enfriamiento, y asi, se usara el valor de 1 para personas, cuando existan altas densidades de personas. Tambien se usará el valor de la unidad cuando las condiciones interiores no son mantenidas constantes, esto es, que existen variaciones intermitentes de cargas, ya sea por el ingreso de personas a ciertas horas, o que las luces se prendan con mayor intensidad a determinadas horas, etc., condiciones que pueden ocurrir en el diseño de aire acondicionado y el diseñador deberá con su criterio seleccionar el valor de FCE adecuado de acuerdo a las tablas dadas.

En fin es un metodo rápido para calcular la carga de enfriamiento para aire acondicionado, todas estas tablas pueden ser puestas en un solo programa y calcular la carga de enfriamiento por el uso de un computador, pero sin ella

las tablas son una buena herramienta para el cálculo y con precisión ya que son hechas exclusivamente para la ciudad de Guayaquil.

APENDICES

TABLA # 1

PORCENTAJE DE RANGO DIARIO *

<u>HORA</u>	<u>PORCENTAJE (X)</u>
1	87
2	92
3	96
4	99
5	100
6	98
7	93
8	84
9	71
10	56
11	39
12	23
13	11
14	3
15	0
16	3
17	10
18	21
19	34
20	47
21	58
22	68
23	76
24	82

* TOMADAS DEL LIBRO FUNDAMENTAL DE
LA ASHRAE DE 1972

TABLA # 2

TEMPERATURA SOL-AIRE PARA TECHOS PLANOS

VALIDAS PARA DICIEMBRE 21

<u>HORA</u>	<u>T</u>
1	74.6
2	73.6
3	72.8
4	72.2
5	72
6	72.4
7	77.44
8	92.69
9	111.14
10	128.1
11	139.24
12	142.65
13	145.49
14	143.92
15	133.34
16	117.42
17	100.63
18	88.31
19	85.2
20	82.6
21	80.4
22	78.4
23	76.8
24	75.6

TABLA # 3

DIFERENCIA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA TECHOS PLANOS

VALIDAS PARA :

- | | |
|--|--|
| - TECHOS DE COLOR OSCURO | - TEMPERATURA EXTERIOR DE DISEÑO DE 92 F |
| - TEMPERATURA INTERIOR DE DISEÑO DE 75 F | - 20 GRADOS DE RANGO DIARIO |
| - 21 DE DICIEMBRE | - 2,19 GRADOS LATITUD SUR |

HO U	TIEMPO SOLAR, HR																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
SIN TUMBAO SUSPENDIDO																								
.213 22	22	22	21	21	21	21	24	33	43	52	57	59	60	58	52	42	33	26	25	24	24	23	23	22
.17 18	17	17	17	17	17	17	19	26	34	41	46	47	48	46	41	34	26	21	20	20	19	19	18	18
.213 22	22	22	21	21	21	21	24	33	43	52	57	59	60	58	52	42	33	26	25	24	24	23	23	22
.206 21	21	21	21	21	21	21	23	32	41	50	56	57	58	56	50	41	32	25	24	24	23	22	22	22
.109 11	11	11	11	11	11	11	12	17	22	27	29	30	30	30	26	22	17	13	13	13	12	12	12	11
.158 16	16	16	16	16	16	16	18	24	32	38	43	43	44	43	38	31	24	19	19	18	18	17	17	17
.13 13	13	13	13	13	13	13	15	20	26	32	35	36	36	35	32	26	20	16	15	15	15	14	14	14
.126 13	13	13	13	13	13	13	14	19	25	31	34	35	35	34	31	25	19	16	15	14	14	14	13	13
.2 21	20	20	20	20	20	20	23	31	40	49	54	55	56	55	49	40	31	25	24	23	22	22	21	21
.093 10	10	9	9	9	9	9	11	14	19	23	25	26	26	25	23	19	14	11	11	11	10	10	10	10
.106 11	11	11	11	11	11	11	12	16	21	26	29	29	30	29	26	21	16	13	13	12	12	12	11	11
.192 20	20	19	19	19	19	19	22	29	39	47	52	53	54	52	47	38	30	24	23	22	21	21	20	20
.106 11	11	11	11	11	11	11	12	16	21	26	29	29	30	29	26	21	16	13	13	12	12	12	11	11
CON TUMBAO SUSPENDIDO																								
.134 14	14	14	13	13	13	15	21	27	33	36	37	37	37	33	27	21	17	16	15	15	15	15	14	14
.115 12	12	12	12	12	12	13	18	23	28	31	32	32	31	28	23	18	14	14	13	13	13	12	12	12
.134 14	14	14	13	13	13	15	21	27	33	36	37	37	37	33	27	21	17	16	15	15	15	14	14	14
.131 14	13	13	13	13	13	15	20	26	32	35	36	37	36	32	26	20	16	16	15	15	14	14	14	14
.083 9	8	8	8	8	8	9	13	17	20	22	23	23	23	20	17	13	10	10	10	9	9	9	9	9
.109 11	11	11	11	11	11	12	17	22	27	29	30	30	30	26	22	17	13	13	13	12	12	12	12	11
.096 10	10	10	10	10	10	11	15	19	23	26	26	27	26	23	19	15	12	11	11	11	10	10	10	10
.093 10	10	9	9	9	9	11	14	19	23	25	26	26	25	23	19	14	11	11	11	10	10	10	10	10
.128 13	13	13	13	13	13	14	20	26	31	35	35	36	35	31	26	20	16	15	15	14	14	14	13	13
.072 7	7	7	7	7	7	8	11	14	18	19	20	20	20	17	14	11	9	9	8	8	8	8	8	8
.082 8	8	8	8	8	8	9	13	16	20	22	23	23	22	20	16	13	10	10	9	9	9	9	9	9
.125 13	13	13	13	13	13	14	19	25	30	34	34	35	34	30	25	19	15	15	14	14	14	13	13	13
.082 8	8	8	8	8	8	9	13	16	20	22	23	23	22	20	16	13	10	10	9	9	9	9	9	9

TABLA # 4

EFFECTO DE LA SELECCION DE ESTRUCTURA DE LOS TECHOS

HORA	CONSTRUCCION LIVIANA			CONSTRUCCION MEDIANA			CONSTRUCCION PESADA		
		(NO. 5)			(NO. 3)		(NO.12)		
	LIVIANO	MEDIO	PESADO	LIVIANO	MEDIO	PESADO	LIVIANO	MEDIO	PESADO
1	-.73	-.81	-.88	-1.5	-1.58	-1.65	-1.35	-1.42	-1.49
2	-.83	-.92	-1	-1.71	-1.79	-1.87	-1.53	-1.61	-1.7
3	-.91	-1	-1.09	-1.87	-1.96	-2.05	-1.67	-1.77	-1.86
4	-.97	-1.07	-1.17	-1.99	-2.09	-2.19	-1.78	-1.88	-1.98
5	-.99	-1.09	-1.19	-2.03	-2.13	-2.23	-1.82	-1.92	-2.02
6	-.95	-1.05	-1.14	-1.95	-2.04	-2.14	-1.75	-1.84	-1.94
7	-.05	-.06	-.06	-.11	-.11	-.12	-.1	-.1	-.11
8	2.79	3.07	3.35	5.71	6	6.28	5.12	5.4	5.69
9	6.18	6.81	7.43	12.68	13.3	13.93	11.37	11.99	12.62
10	9.24	10.18	11.11	18.95	19.89	20.82	16.99	17.93	18.86
11	11.11	12.24	13.36	22.79	23.91	25.03	20.43	21.55	22.68
12	11.47	12.63	13.79	23.53	24.69	25.85	21.09	22.25	23.41
13	11.8	12.99	14.18	24.19	25.38	26.57	21.69	22.88	24.07
14	11.33	12.47	13.62	23.23	24.37	25.52	20.82	21.97	23.11
15	9.17	10.1	11.03	18.81	19.74	20.66	16.86	17.79	18.72
16	6.08	6.7	7.31	12.47	13.08	13.7	11.18	11.79	12.41
17	2.9	3.19	3.48	5.94	6.23	6.53	5.33	5.62	5.91
18	.68	.74	.81	1.39	1.45	1.52	1.24	1.31	1.38
19	.32	.35	.38	.65	.68	.71	.58	.61	.65
20	.06	.07	.07	.12	.13	.13	.11	.12	.12
21	-.16	-.17	-.19	-.32	-.34	-.36	-.29	-.31	-.32
22	-.36	-.39	-.43	-.73	-.77	-.8	-.66	-.69	-.73
23	-.51	-.57	-.62	-1.06	-1.11	-1.16	-.95	-1	-1.05
24	-.63	-.7	-.76	-1.3	-1.36	-1.43	-1.16	-1.23	-1.29

TABLA # 5

EFFECTO DEL COLOR DE LA SUPERFICIE EXTERIOR DE LOS TECHOS

HORA	<u>CONSTRUCCION LIVIANA</u>			<u>CONSTRUCCION MEDIANA</u>			<u>CONSTRUCCION PESADA</u>		
		(NO. 10)			(NO. 4)		(NO. 9)		
	OSCURO	CLARO	RELACION	OSCURO	CLARO	RELACION	OSCURO	CLARO	RELACION
1	-.69	-.69	1	-.9	-.9	1	-.89	-.89	1
2	-.78	-.78	1	-1.02	-1.02	1	-1.01	-1.01	1
3	-.86	-.86	1	-1.12	-1.12	1	-1.1	-1.1	1
4	-.91	-.91	1	-1.2	-1.2	1	-1.18	-1.18	1
5	-.93	-.93	1	-1.22	-1.22	1	-1.2	-1.2	1
6	-.89	-.89	1	-1.17	-1.17	1	-1.15	-1.15	1
7	-.05	-.42	.12	-.06	-.56	.12	-.06	-.55	.12
8	2.62	.99	2.64	3.43	1.3	2.64	3.38	1.28	2.64
9	5.81	2.71	2.14	7.62	3.55	2.14	7.49	3.5	2.14
10	8.68	4.29	2.03	11.39	5.62	2.03	11.2	5.53	2.03
11	10.44	5.32	1.96	13.7	6.98	1.96	13.47	6.87	1.96
12	10.78	5.64	1.91	14.14	7.4	1.91	13.91	7.28	1.91
13	11.08	5.9	1.88	14.54	7.74	1.88	14.3	7.62	1.88
14	10.64	5.76	1.85	13.96	7.55	1.85	13.73	7.43	1.85
15	8.62	4.77	1.81	11.3	6.26	1.81	11.12	6.16	1.81
16	5.71	3.29	1.73	7.49	4.32	1.73	7.37	4.25	1.73
17	2.72	1.73	1.57	3.57	2.27	1.57	3.51	2.24	1.57
18	.63	.59	1.08	.83	.77	1.08	.82	.76	1.08
19	.3	.3	1	.39	.39	1	.38	.38	1
20	.06	.06	1	.07	.07	1	.07	.07	1
21	-.15	-.15	1	-.2	-.2	1	-.19	-.19	1
22	-.33	-.33	1	-.44	-.44	1	-.43	-.43	1
23	-.48	-.48	1	-.63	-.63	1	-.62	-.62	1
24	-.6	-.6	1	-.78	-.78	1	-.77	-.77	1

TABLA # 6

EFFECTO DE LA SELECCION DE LA ESTRUCTURA DE LAS PAREDES

CONSTRUCCION NO. 78

A	NORTE			ESTE			SUR			OESTE		
	L	M	P	L	M	P	L	M	P	L	M	P
1	-.1	-.1	-.1	-.1	-.1	-.1	-.1	-.1	-.1	-.1	-.1	-.1
2	-.3	-.4	-.4	-.3	-.4	-.4	-.3	-.4	-.4	-.3	-.4	-.4
3	-.5	-.7	-.7	-.5	-.7	-.7	-.5	-.7	-.7	-.5	-.7	-.7
4	-.6	-.8	-.9	-.6	-.8	-.9	-.6	-.8	-.9	-.6	-.8	-.9
5	-.6	-.9	-.9	-.6	-.9	-.9	-.6	-.9	-.9	-.6	-.9	-.9
6	-.5	-.8	-.8	-.5	-.8	-.8	-.5	-.8	-.8	-.5	-.8	-.8
7	0	0	0	4.5	6.7	6.9	1.5	2.2	2.3	0	0	0
8	.6	.9	.9	8.3	12.2	12.6	3.3	4.8	4.9	.6	.9	.9
9	1.2	1.8	1.8	8.5	12.5	12.8	4.3	6.3	6.5	1.2	1.8	1.8
10	1.9	2.8	2.8	7	10.3	10.6	5.1	7.4	7.7	1.9	2.8	2.8
11	2.6	3.8	3.9	5	7.4	7.6	5.8	8.6	8.8	2.6	3.8	3.9
12	6.6	9.7	10	3.3	4.8	4.9	3.3	4.8	4.9	3.3	4.8	4.9
13	3.8	5.5	5.7	3.8	5.5	5.7	3.8	5.5	5.7	4.8	7.1	7.3
14	4.1	6	6.2	4.1	6	6.2	4.1	6	6.2	7.8	11.4	11.7
15	4.2	6.1	6.3	4.2	6.1	6.3	4.2	6.1	6.3	10.4	15.3	15.7
16	4	5.8	6	4	5.8	6	4	5.8	6	11.7	17.3	17.8
17	3.5	5.2	5.4	3.5	5.2	5.4	3.5	5.2	5.4	10.4	15.3	15.8
18	2.7	4	4.1	2.7	4	4.1	2.7	4	4.1	3.7	5.5	5.7
19	2.1	3.1	3.2	2.1	3.1	3.2	2.1	3.1	3.2	2.1	3.1	3.2
20	1.6	2.3	2.4	1.6	2.3	2.4	1.6	2.3	2.4	1.6	2.3	2.4
21	1.1	1.6	1.7	1.1	1.6	1.7	1.1	1.6	1.7	1.1	1.6	1.7
22	.7	1	1.1	.7	1	1.1	.7	1	1.1	.7	1	1.1
23	.4	.5	.6	.4	.5	.6	.4	.5	.6	.4	.5	.6
24	.1	.2	.2	.1	.2	.2	.1	.2	.2	.1	.2	.2

[illegible]

TABELA # 8

TEMPERATURA SOL-AIRE PARA PAREDES OSCURAS

PARA 2.19 GRADOS LATITUD SUR

[illegible]

TABLA # 9

EFFECTO DEL COLOR DE LA SUPERFICIE EXTERIOR DE LAS PAREDES

CONSTRUCCION NO. 20

CASA	NORTE			ESTE			SUR			OESTE		
	O	C	R	O	C	R	O	C	R	O	C	R
1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	1
2	-5	-5	1	-5	-5	1	-5	-5	1	-5	-5	1
3	-8	-8	1	-8	-8	1	-8	-8	1	-8	-8	1
4	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	1
5	-1.1	-1.1	1	-1.1	-1.1	1	-1.1	-1.1	1	-1.1	-1.1	1
6	-9	-9	1	-9	-9	1	-9	-9	1	-9	-9	1
7	.5	0	-14.5	16.4	7.9	2.1	5.9	2.6	2.2	.5	0	-14.5
8	2	1	1.9	29	14.5	2	11.3	5.7	2	2	1	1.9
9	3.3	2.1	1.5	28.6	14.8	1.9	13.9	7.5	1.9	3.3	2.1	1.5
10	4.5	3.3	1.4	22.4	12.3	1.8	15.6	8.8	1.8	4.5	3.3	1.4
11	5.8	4.5	1.3	14.2	8.8	1.6	17.1	10.2	1.7	5.8	4.5	1.3
12	18.6	11.5	1.6	7	5.7	1.2	7	5.7	1.2	7	5.7	1.2
13	7.8	6.6	1.2	7.8	6.6	1.2	7.8	6.6	1.2	11.6	8.4	1.4
14	8.3	7.1	1.2	8.3	7.1	1.2	8.3	7.1	1.2	21.2	13.5	1.6
15	8.5	7.3	1.2	8.5	7.3	1.2	8.5	7.3	1.2	30.3	18.2	1.7
16	8	6.9	1.2	8	6.9	1.2	8	6.9	1.2	35.2	20.5	1.7
17	7	6.2	1.1	7	6.2	1.1	7	6.2	1.1	31.1	18.2	1.7
18	4.8	4.7	1	4.8	4.7	1	4.8	4.7	1	8.5	6.5	1.3
19	3.7	3.7	1	3.7	3.7	1	3.7	3.7	1	3.7	3.7	1
20	2.7	2.7	1	2.7	2.7	1	2.7	2.7	1	2.7	2.7	1
21	1.9	1.9	1	1.9	1.9	1	1.9	1.9	1	1.9	1.9	1
22	1.2	1.2	1	1.2	1.2	1	1.2	1.2	1	1.2	1.2	1
23	.6	.6	1	.6	.6	1	.6	.6	1	.6	.6	1
24	.2	.2	1	.2	.2	1	.2	.2	1	.2	.2	1

TABLA # 1.0

DIFERENCIA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA PAREDES

VALIDAS PARA :

- PAREDES DE COLOR OSCURO

- TEMPERATURA INTERIOR DE DISEÑO DE 75 F

- 21 DE DICIEMBRE

- TEMPERATURA EXTERIOR DE DISEÑO DE 92 F

- 20 GRADOS DE RANGO DIARIO

- 2.19 GRADOS LATITUD SUR

POSICION SOLAR	TIEMPO SOLAR, HR																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
PARED # 1 PESO = 130 LB U = .154 BTU/HR-F2-F																								
N	16	16	16	15	15	15	16	17	17	18	19	23	20	20	20	20	20	19	18	18	17	17	16	16
NE	16	16	16	15	15	15	17	19	19	19	19	22	20	20	20	20	20	19	18	18	17	17	16	16
E	16	16	16	15	15	15	21	25	25	23	21	19	20	20	20	20	20	19	18	18	17	17	16	16
SE	16	16	16	15	15	15	21	25	26	25	24	19	20	20	20	20	20	19	18	18	17	17	16	16
S	16	16	16	15	15	15	18	19	20	21	22	19	20	20	20	20	20	19	18	18	17	17	16	16
SO	16	16	16	15	15	15	16	17	17	18	19	19	24	26	28	29	27	20	18	18	17	17	16	16
O	16	16	16	15	15	15	16	17	17	18	19	19	21	24	27	28	27	20	18	18	17	17	16	16
NO	16	16	16	15	15	15	16	17	17	18	19	22	20	20	21	22	22	19	18	18	17	17	16	16
PARED # 2 PESO = 83 LB U = .111 BTU/HR-F2-F																								
N	12	11	11	11	11	11	12	12	12	13	14	17	14	15	15	15	14	14	13	13	12	12	12	12
NE	12	11	11	11	11	11	13	14	14	13	14	16	14	15	15	15	14	14	13	13	12	12	12	12
E	12	11	11	11	11	11	15	18	18	17	15	14	14	15	15	15	14	14	13	13	12	12	12	12
SE	12	11	11	11	11	11	15	18	19	18	17	14	14	15	15	15	14	14	13	13	12	12	12	12
S	12	11	11	11	11	11	13	14	15	15	16	14	14	15	15	15	14	14	13	13	12	12	12	12
SO	12	11	11	11	11	11	12	12	12	13	14	14	17	19	20	21	19	14	13	13	12	12	12	12
O	12	11	11	11	11	11	12	12	12	13	14	14	15	17	19	20	19	14	13	13	12	12	12	12
NO	12	11	11	11	11	11	12	12	12	13	14	16	14	15	15	16	16	14	13	13	12	12	12	12
PARED # 3 PESO = 83 LB U = .358 BTU/HR-F2-F																								
N	37	37	36	36	36	36	37	39	40	42	44	53	46	47	47	47	46	44	42	41	40	39	38	38
NE	37	37	36	36	36	36	41	44	44	43	44	50	46	47	47	47	46	44	42	41	40	39	38	38
E	37	37	36	36	36	36	48	57	58	54	49	45	46	47	47	47	46	44	42	41	40	39	38	38
SE	37	37	36	36	36	36	48	58	60	53	55	45	46	47	47	47	46	44	42	41	40	39	38	38
S	37	37	36	36	36	36	41	45	48	50	51	45	46	47	47	47	46	44	42	41	40	39	38	38
SO	37	37	36	36	36	36	37	39	40	42	44	45	55	61	66	67	63	46	42	41	40	39	38	38
O	37	37	36	36	36	36	37	39	40	42	44	45	49	56	63	66	63	46	42	41	40	39	38	38
NO	37	37	36	36	36	36	37	39	40	42	44	50	46	47	50	51	51	45	42	41	40	39	38	38
PARED # 4 PESO = 90 LB U = .415 BTU/HR-F2-F																								
N	43	42	42	42	42	42	43	45	47	49	51	62	54	55	55	54	53	51	49	48	46	45	44	44
NE	43	42	42	42	42	42	47	51	51	50	51	58	54	55	55	54	53	51	49	48	46	45	44	44
E	43	42	42	42	42	42	56	67	67	63	57	52	54	55	55	54	53	51	49	48	46	45	44	44
SE	43	42	42	42	42	42	56	67	70	67	64	52	54	55	55	54	53	51	49	48	46	45	44	44
S	43	42	42	42	42	42	47	52	55	57	60	52	54	55	55	54	53	51	49	48	46	45	44	44
SO	43	42	42	42	42	42	43	45	47	49	51	52	64	71	76	78	73	54	49	48	46	45	44	44
O	43	42	42	42	42	42	43	45	47	49	51	52	57	65	73	76	73	54	49	48	46	45	44	44
NO	43	42	42	42	42	42	43	45	47	49	51	58	54	55	58	59	59	52	49	48	46	45	44	44

TABLA # 10

DIFERENCIA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA PAREDES

VALIDAS PARA :

- PAREDES DE COLOR OSCURO

- TEMPERATURA INTERIOR DE DISEÑO DE 75 F

- 21 DE DICIEMBRE

- TEMPERATURA EXTERIOR DE DISEÑO DE 92 F

- 20 GRADOS DE RANGO DIARIO

- 2.19 GRADOS LATITUD SUR

DIRECCION SOLAR	TIEMPO SOLAR, HR																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
PARED # 5 PESO = 62 LB U = .319 BTU/HR-F2-F																								
N	33	33	32	32	32	32	33	35	36	37	39	47	41	42	42	42	41	39	38	37	36	35	34	34
NE	33	33	32	32	32	32	36	39	39	38	39	45	41	42	42	42	41	39	38	37	36	35	34	34
E	33	33	32	32	32	32	43	51	52	48	44	40	41	42	42	42	41	39	38	37	36	35	34	34
SE	33	33	32	32	32	32	43	52	53	52	49	40	41	42	42	42	41	39	38	37	36	35	34	34
S	33	33	32	32	32	32	37	40	42	44	46	40	41	42	42	42	41	39	38	37	36	35	34	34
SO	33	33	32	32	32	32	33	35	36	37	39	40	49	54	58	60	56	41	38	37	36	35	34	34
O	33	33	32	32	32	32	33	35	36	37	39	40	44	50	56	59	56	41	38	37	36	35	34	34
NO	33	33	32	32	32	32	33	35	36	37	39	45	41	42	44	46	45	40	38	37	36	35	34	34
PARED # 6 PESO = 29 LB U = .161 BTU/HR-F2-F																								
N	17	16	16	16	16	16	17	17	18	19	20	24	21	21	21	21	21	20	19	18	18	18	17	17
NE	17	16	16	16	16	16	18	20	20	19	20	23	21	21	21	21	21	20	19	18	18	18	17	17
E	17	16	16	16	16	16	22	26	26	24	22	20	21	21	21	21	21	20	19	18	18	18	17	17
SE	17	16	16	16	16	16	22	26	27	26	25	20	21	21	21	21	21	20	19	18	18	18	17	17
S	17	16	16	16	16	16	18	20	21	22	23	20	21	21	21	21	21	20	19	18	18	18	17	17
SO	17	16	16	16	16	16	17	17	18	19	20	20	25	27	30	30	28	21	19	18	18	18	17	17
O	17	16	16	16	16	16	17	17	18	19	20	20	22	25	28	30	28	21	19	18	18	18	17	17
NO	17	16	16	16	16	16	17	17	18	19	20	23	21	21	22	23	23	20	19	18	18	18	17	17
PARED # 7 PESO = 5 LB U = .091 BTU/HR-F2-F																								
N	9	9	9	9	9	9	9	10	10	11	11	14	12	12	12	12	12	11	11	10	10	10	10	10
NE	9	9	9	9	9	9	10	11	11	11	11	13	12	12	12	12	12	11	11	10	10	10	10	10
E	9	9	9	9	9	9	12	15	15	14	13	11	12	12	12	12	12	11	11	10	10	10	10	10
SE	9	9	9	9	9	9	12	15	15	15	14	11	12	12	12	12	12	11	11	10	10	10	10	10
S	9	9	9	9	9	9	10	11	12	13	13	11	12	12	12	12	12	11	11	10	10	10	10	10
SO	9	9	9	9	9	9	9	10	10	11	11	11	14	15	17	17	16	12	11	10	10	10	10	10
O	9	9	9	9	9	9	9	10	10	11	11	11	12	14	16	17	16	12	11	10	10	10	10	10
NO	9	9	9	9	9	9	9	10	10	11	11	13	12	12	13	13	13	11	11	10	10	10	10	10

TABLA # 11

TEMPERATURA EXTERIOR DE DISEÑO *

PARA LA CIUDAD DE GUAYAQUIL

<u>HORA</u>	<u>TEMP. (BS) (F)</u>
1	71
2	73.2
3	73.5
4	73
5	74
6	74.4
7	75
8	76
9	78
10	80.5
11	84
12	87
13	90
14	91.5
15	92
16	91.5
17	90
18	88.3
19	86.3
20	84.5
21	83
22	80
23	78.5
24	78

TABLA # 12

ANGULO ALTITUD Y ANGULO AZIMUTH SOL

PARA 2.19 GRADOS LATITUD SUR

FECHA	TIEMPO SOLAR (HORAS)											
	7		8		9		10		11		12	
	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ
ENE.21	7.95	70.15	22.02	69.33	35.94	66.78	49.44	61.26	61.85	49.25	70.83	0
FEB.21	7.35	79.43	22.08	79.28	36.78	78.19	51.38	75.42	65.67	68.33	78.35	0
MAR.21	8.66	89.61	23.65	88.98	38.63	88.17	53.61	86.91	68.55	84.19	83.27	180
ABR.21	10.14	167.85	24.75	166.21	39.21	163.14	53.33	157.21	66.47	143.81	75.63	180
MAY.21	9.95	159.3	23.87	157.02	37.46	152.64	50.29	144.5	61.3	128.64	67.57	180
JUN.21	8.41	155.95	21.98	153.63	35.16	149.12	47.49	140.94	57.91	125.97	63.96	180
JUL.21	7.61	158.93	21.51	156.87	35.09	152.85	48	145.41	59.29	131.19	66.49	180
AGO.21	9.05	167.22	23.62	165.61	38.04	162.56	52.11	156.72	65.22	143.84	74.63	180
SEP.21	12.2	89.47	27.18	88.81	42.17	87.93	57.14	86.47	72.07	82.95	86.4	180
OCT.21	14.5	79.76	29.24	79.23	43.92	77.55	58.45	73.43	72.38	61.3	81.71	0
NOV.21	13.95	70.18	27.99	68.73	41.8	65.18	55.01	57.62	66.49	40.5	72.41	0
DIC.21	10.97	66.58	24.66	65.17	38.08	61.63	50.84	54.36	61.91	39.4	68.43	0

FECHA	TIEMPO SOLAR (HORAS)											
	13		14		15		16		17		18	
	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ
ENE.21	70.74	337.84	61.67	310.47	49.23	298.61	35.72	293.16	21.8	290.64	7.73	289.84
FEB.21	78.97	321.31	66.56	292.45	52.31	284.85	37.72	281.93	23.02	280.76	8.29	280.55
MAR.21	81.12	284.73	66.32	275.2	51.36	272.85	36.39	271.69	21.4	270.92	6.41	270.3
ABR.21	72.59	307.62	60.95	331.18	47.24	340.32	32.93	344.71	18.39	347.06	3.74	348.27
MAY.21	65.21	296.18	55.96	318.17	43.8	329.34	30.51	335.23	16.72	338.4	2.7	339.9
JUN.21	62.59	290.42	54.63	312.2	43.37	324.34	30.67	331	17.32	334.64	3.66	336.37
JUL.21	65.63	290.58	57.35	314.67	45.63	327.2	32.55	333.81	18.88	337.39	4.95	339.15
AGO.21	72.64	303.43	61.55	328.88	48.03	338.88	33.82	343.66	19.34	346.2	4.75	347.51
SEP.21	77.67	280.47	62.79	274.43	47.83	272.52	32.85	271.49	17.86	270.77	2.87	270.16
OCT.21	73.6	300.94	59.8	287.21	45.3	282.7	30.62	280.86	15.88	280.25	1.14	280.42
NOV.21	67.75	323.13	56.69	303.92	43.62	295.53	29.86	291.6	15.84	289.92	1.73	289.71
DIC.21	66.28	334.33	57.12	312.32	45.07	301.65	31.93	296.4	18.36	293.96	4.61	293.31

TABLA # 13

TABLA DE RADIACION SOLAR EXTRATERRESTRE

PARA HEMISFERIO SUR

FECHA	ECUACION DEL TIEMPO	DECLI- NACION	A ETU/P2	B	C
ENE.21	-20	-.19	390	.207	.136
FEB.21	-10.8	-.23	385	.201	.122
MAR.21	.1	-.123	376	.177	.092
ABR.21	11.6	.02	360	.16	.073
MAY.21	20	.06	350	.149	.063
JUN.21	23.45	-.025	345	.142	.057
JUL.21	20.6	-.103	344	.142	.058
AGO.21	12.3	-.051	351	.144	.06
SEP.21	.1	.113	365	.156	.071
OCT.21	-10.5	.255	378	.18	.097
NOV.21	-19.8	.235	387	.196	.121
DIC.21	-23.45	.033	391	.205	.134

TABLA # 14

POSISION SOLAR, INTENSIDAD, Y FACTOR DE GANANCIA SOLAR
PARA 2.19 GRADOS LATITUD SUR

FECHA	TIEMPO SOLAR A.M	POSICION SOLAR		IDN BTU HR-F2	N	FACTOR DE GANANCIA SOLAR (BTU/HR-F2)								TIEMPO SOLAR P.M
		ALTITUD	AZIMUTH			HORIZON.	NO	O	SE	E	NE	N		
		GRADOS	GRADOS											
ENE.21	7	8	70.2	89	4.5	30.	71.	72.	22.	4.5	4.5	4.5	9.4	5
	8	22	69.3	229	11.	68.	183	179	57.	11.	11.	11.	67.	4
	9	35.9	66.8	279.5	14.	63.	191	193	67.	14.	14.	14.	142	3
	10	49.4	61.3	302.9	15.	40.	149	166	71.	15.	15.	15.	212	2
	11	61.9	49.3	314.5	16.	19.	87.	121	73.	16.	16.	16.	254	1
	12	70.8	0	319.5	16.	16.	16.	54.	80.	16.	16.	16.	249	12
FEB.21	7	7.3	79.4	81.5	4.1	38.	53.	61.	10.	4.1	4.1	4.1	7.6	5
	8	22.1	79.3	230	11.	99.	185	161	27.	11.	11.	11.	66.	4
	9	36.8	78.2	280.7	14.	98.	202	167	32.	14.	14.	14.	144	3
	10	51.4	75.4	303.6	15.	71.	158	137	33.	15.	15.	15.	217	2
	11	65.7	68.3	314.9	16.	36.	93.	91.	34.	16.	16.	16.	253	1
	12	78.3	0	319.8	16.	16.	16.	32.	45.	16.	16.	16.	201	12
MAR.21	7	8.7	89.6	118.3	6.0	72.	60.	73.	4.6	6.0	6.0	6.0	11.	5
	8	23.6	89	246.6	12.	134	195	140	10.	12.	12.	12.	73.	4
	9	38.6	88.2	288.8	14.	125	203	136	12.	14.	14.	14.	153	3
	10	53.6	86.9	307.8	15.	91.	153	104	13.	15.	15.	15.	224	2
	11	68.6	84.2	317.1	16.	47.	84.	61.	14.	16.	16.	16.	248	1
	12	83.3	180	320.9	24.	19.	16.	16.	16.	16.	16.	19.	16.	12
ABR.21	7	10.1	167.9	147.9	104	109	18.	7.5	7.5	7.5	7.5	63.	7.5	5
	8	24.7	166.2	250.5	195	173	33.	12.	12.	12.	12.	90.	12.	4
	9	39.2	163.1	285.1	186	168	39.	14.	14.	14.	14.	73.	14.	3
	10	53.3	157.2	300.8	133	134	43.	15.	15.	15.	15.	41.	15.	2
	11	66.5	143.8	308.4	67.	88.	45.	15.	15.	15.	15.	13.	15.	1
	12	75.6	180	311.3	48.	32.	15.	15.	15.	15.	15.	32.	15.	12
MAY.21	7	10	159.3	150.7	117	117	35.	7.7	7.7	7.7	7.7	43.	7.7	5
	8	23.9	157	247	185	186	60.	12.	12.	12.	12.	57.	12.	4
	9	37.5	152.6	279.4	170	186	70.	14.	14.	14.	14.	40.	14.	3
	10	50.3	144.5	294.1	120	154	76.	15.	15.	15.	15.	17.	15.	2
	11	61.3	128.6	301.2	58.	109	79.	11.	15.	15.	15.	15.	15.	1
	12	67.6	180	303.8	81.	51.	15.	15.	15.	15.	15.	51.	15.	12
JUN.21	7	8.4	156	133.2	103	102	38.	6.8	6.8	6.8	6.8	32.	6.8	5
	8	22	153.6	240.8	178	186	71.	12.	12.	12.	12.	45.	12.	4
	9	35.2	149.1	275	166	193	83.	14.	14.	14.	14.	30.	14.	3
	10	47.5	140.9	290.2	119	165	89.	14.	14.	14.	14.	11.	14.	2
	11	57.9	126	297.6	60.	122	93.	13.	15.	15.	15.	15.	15.	1
	12	64	180	300.4	96.	60.	15.	15.	15.	15.	15.	60.	15.	12
					N	NO	O	SO	S	SE	E	NE	HORIZON.	P.M

TABLA # 14

POSISION SOLAR, INTENSIDAD, Y FACTOR DE GANANCIA SOLAR
PARA 2.19 GRADOS LATITUD SUR

FECHA	TIEMPO SOLAR A.M	POSICION SOLAR		IDN BTU HR-F2	FACTOR DE GANANCIA SOLAR (BTU/HR-F2)									HORIZON.	TIEMPO SOLAR P.M
		ALTITUD	AZIMUTH		N	NE	E	SE	O	SO	O	NO			
		GRADOS	GRADOS												
JUL.21	7	7.6	158.9	120	92.	93.	29.	6.1	6.1	6.1	6.1	34.	6.1	5	
	8	21.5	156.9	238.2	181	182	59.	12.	12.	12.	12.	55.	12.	4	
	9	35.1	152.8	274.1	173	188	71.	14.	14.	14.	14.	41.	14.	3	
	10	48	145.4	289.8	127	161	77.	14.	14.	14.	14.	18.	14.	2	
	11	59.3	131.2	297.4	67.	117	80.	8.8	15.	15.	15.	15.	15.	1	
	12	66.5	180	300.5	85.	53.	15.	15.	15.	15.	15.	53.	15.	12	
AGO.21	7	9	167.2	143.2	99.	106	18.	7.3	7.3	7.3	7.3	59.	7.3	5	
	8	23.6	165.6	249.9	194	174	33.	12.	12.	12.	12.	87.	12.	4	
	9	38	162.6	283.4	187	170	40.	14.	14.	14.	14.	71.	14.	3	
	10	52.1	156.7	298.3	135	137	43.	15.	15.	15.	15.	40.	15.	2	
	11	65.2	143.8	305.5	69.	91.	45.	15.	15.	15.	15.	12.	15.	1	
	12	74.6	180	308.3	50.	32.	15.	15.	15.	15.	15.	32.	15.	12	
SEP.21	7	12.2	89.5	177.9	9.1	105	110	107	5.4	9.1	9.1	9.1	22.	5	
	8	27.2	88.8	264.6	13.	135	207	143	8.5	13.	13.	13.	91.	4	
	9	42.2	87.9	295.1	15.	116	192	128	9.9	15.	15.	15.	169	3	
	10	57.1	86.5	309.2	15.	77.	134	91.	10.	15.	15.	15.	232	2	
	11	72.1	82.9	316	16.	35.	64.	47.	11.	16.	16.	16.	233	1	
	12	86.4	180	318.4	13.	12.	16.	16.	16.	16.	16.	12.	16.	12	
OCT.21	7	14.5	79.8	187.8	9.6	85.	140	135	20.	9.6	9.6	9.6	31.	5	
	8	29.2	79.2	266.7	13.	104	207	171	27.	13.	13.	13.	103	4	
	9	43.9	77.6	297.4	15.	86.	185	153	29.	15.	15.	15.	181	3	
	10	58.4	73.4	312.1	16.	52.	125	112	30.	16.	16.	16.	241	2	
	11	72.4	61.3	319.2	16.	20.	57.	64.	30.	16.	16.	16.	238	1	
	12	81.7	0	321.4	16.	16.	16.	22.	30.	16.	16.	16.	162	12	
NOV.21	7	13.9	70.2	175	8.9	56.	140	140	42.	8.9	8.9	8.9	29.	5	
	8	28	68.7	259.9	13.	69.	197	193	61.	13.	13.	13.	98.	4	
	9	41.8	65.2	294.1	15.	54.	177	184	67.	15.	15.	15.	173	3	
	10	55	57.6	310.7	15.	28.	122	147	70.	15.	15.	15.	234	2	
	11	66.5	40.5	318.8	16.	16.	59.	78.	70.	16.	16.	16.	256	1	
	12	72.4	0	321.4	16.	16.	16.	48.	71.	16.	16.	16.	242	12	
DIC.21	7	11	66.6	135.7	6.9	37.	110	110	41.	6.9	6.9	6.9	18.	5	
	8	24.7	65.2	244	12.	57.	187	192	72.	12.	12.	12.	81.	4	
	9	38.1	61.6	286	14.	46.	179	198	83.	14.	14.	14.	154	3	
	10	50.8	54.4	306.1	15.	26.	131	168	87.	15.	15.	15.	219	2	
	11	61.9	39.4	316.1	16.	16.	70.	121	89.	16.	16.	16.	255	1	
	12	68.4	0	319.9	16.	16.	16.	61.	91.	16.	16.	16.	256	12	
					N	NO	O	SO	S	SE	E	NE	HORIZON.	P.M	

TABLA # 15

METABOLISMO A DIFERENTES ACTIVIDADES TIPICAS

ACTIVIDAD	WATT/M2	KCAL/HR-M2	BTU/HR-P2
DESCANZANDO			
DURMIENDO	40.74	35	12.88
RECLINADO	46.56	40	14.72
SENTADO-QUIETO	58.2	50	18.4
PARADO-RELAJADO	69.84	60	22.08
CAMINANDO			
A 2 MPH	116.4	100	36.8
A 3 MPH	151.32	130	47.84
A 4 MPH	221.16	190	69.92
DIFERENTES OCUPACIONES			
PAÑADERIA	116.4	100	36.8
EMBOTELLADORA	139.68	120	44.16
SERRUCHANDO CON MAQUINA	128.04	110	40.48
SERRUCHANDO A MANO	279.36	240	88.32
ARMANDO	372.48	320	117.76
USANDO MARTILLO NEUMATICO	197.88	170	62.56
HORNOS	407.4	350	128.8
GARAJES	174.6	150	55.2
TRABAJO DE LABORATORIO	104.76	90	33.12
TRABAJO MECANICO LIVIANO	139.68	120	44.16
TRABAJO MECANICO PESADO	261.9	225	82.8
VENTAS	116.4	100	36.8
PROFESOR	93.12	80	29.44
RELOJERO	64.02	55	20.24
CONDUCIENDO CARRO	87.3	75	27.6
CONDUCIENDO VEHICULO PESADO	186.24	160	58.88
CONDUCIENDO AVION	81.48	70	25.76
CONDUCIENDO INSTRUMENTO DE PLANEO	104.76	90	33.12
CONDUCIENDO AVION DE COMBATE	139.68	120	44.16
TRABAJO DOMESTICO			
ASEANDO CASA	197.88	170	62.56
COCINANDO	116.4	100	36.8
LAVANDO O PLANCHANDO	209.52	180	66.24
COMPRANDO	104.76	90	33.12
TRABAJO DE OFICINA			
ESCRIBIENDO A MAQUINA	81.48	70	25.76
DIFERENTES TRABAJOS	75.66	65	23.92
DIBUJANDO	75.66	65	23.92
ACTIVIDADES DE OCIO			
BAILANDO	256.08	220	80.96
TENNIS	267.72	230	84.64
SQUASH	419.04	360	132.48
BASQUETBALL	442.32	380	139.84

TABLA # 1.6

GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS

VALIDAS PARA :

- CONDICIONES DEL AMBIENTE ACONDICIONADO : 75 F BULBO SECO Y 50% DE HUMEDAD RELATIVA.
- ESTATURA DE PERSONAS : 1.40 - 1.70 METROS.
- PESO PROMEDIO DE PERSONAS : 70 KILOS

ACTIVIDAD	SENSIBLE	LATENTE	TOTAL
DESCANZANDO			
DURMIENDO	339.11	121.79	460.9
RECLINADO	339.11	124.64	463.74
SENTADO-QUIETO	341.45	135.51	476.96
PARADO-RELAJADO	368.96	199.98	568.95
CAMINANDO			
A 2 MPH	368.96	222.75	591.71
A 3 MPH	368.96	239.82	608.78
A 4 MPH	383.07	302.81	685.88
DIFERENTES OCUPACIONES			
PANADERIA	341.45	163.96	505.41
EMBOTELLADORA	341.45	175.34	516.79
SERRUCHANDO CON MAQUINA	341.45	169.65	511.1
SERRUCHANDO A MANO	383.07	331.26	714.33
ARMANDO	383.07	376.79	759.85
USANDO MARTILLO NEUMATICO	383.07	291.43	674.5
HORNOS	383.07	393.86	776.92
GARAJES	368.96	251.2	620.16
TRABAJO DE LABORATORIO	341.45	158.27	499.72
TRABAJO MECANICO LIVIANO	368.96	234.13	603.09
TRABAJO MECANICO PESADO	383.07	322.73	705.79
VENTAS	368.96	222.75	591.71
PROFESOR	341.45	152.58	494.03
RELOJERO	341.45	138.35	479.8
CONDUCIENDO CARRO	341.45	149.73	491.18
CONDUCIENDO VEHICULO PESADO	383.07	285.74	668.81
CONDUCIENDO AVION	341.45	146.89	488.34
CONDUCIENDO INSTRUMENTO DE PLANE0	341.45	158.27	499.72
CONDUCIENDO AVION DE COMBATE	368.96	234.13	603.09
TRABAJO DOMESTICO			
ASEANDO CASA	368.96	262.58	631.54
COCINANDO	341.45	163.96	505.41
LAVANDO O PLANCHANDO	368.96	268.27	637.23
COMPRANDO	341.45	158.27	499.72
TRABAJO DE OFICINA			
ESCRIBIENDO A MAQUINA	341.45	146.89	488.34
DIFERENTES TRABAJOS	341.45	144.04	485.49
DIBUJANDO	341.45	144.04	485.49
ACTIVIDADES DE OCIO			
BAILANDO	368.96	291.03	659.99
TENNIS	383.07	325.57	708.64
SQUASH	383.07	399.55	782.61
BASQUETBALL	383.07	410.93	794

TABLA # 17

FACTOR DE CARGA SENSIBLE POR PERSONAS

HORAS TOTALES DENTRO ESPACIO	HORAS DESPUES DE CADA ENTRADA AL ESPACIO ACONDICIONADO																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	.49	.58	.17	.13	.10	.08	.07	.06	.05	.04	.04	.03	.03	.02	.02	.02	.02	.01	.01	.01	.01	.01	.01	.01
4	.49	.59	.66	.71	.27	.21	.16	.14	.11	.10	.08	.07	.06	.06	.05	.04	.04	.03	.03	.03	.02	.02	.02	.01
6	.50	.60	.67	.72	.76	.79	.34	.26	.21	.18	.15	.13	.11	.10	.08	.07	.06	.06	.05	.04	.04	.03	.03	.03
8	.51	.61	.67	.72	.76	.80	.82	.84	.38	.30	.25	.21	.18	.15	.13	.12	.10	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04
10	.53	.62	.69	.74	.77	.80	.83	.85	.87	.89	.42	.34	.28	.23	.20	.17	.15	.13	.11	.10	.09	.08	.07	.06
12	.55	.64	.70	.75	.79	.81	.84	.86	.88	.89	.91	.92	.45	.36	.30	.25	.21	.19	.16	.14	.12	.11	.09	.08
14	.58	.66	.72	.77	.80	.83	.85	.87	.89	.90	.91	.92	.93	.94	.47	.38	.31	.26	.23	.20	.17	.15	.13	.11
16	.62	.70	.75	.79	.82	.85	.87	.88	.90	.91	.92	.93	.94	.95	.95	.96	.49	.39	.33	.28	.24	.20	.18	.16
18	.66	.74	.79	.82	.85	.87	.89	.90	.92	.93	.94	.94	.95	.96	.96	.97	.97	.97	.59	.40	.33	.28	.24	.21

TABLA # 18

FACTOR DE CARGA SENSIBLE PARA ARTEFACTOS CON CAMPANA

HORAS TOTALES DENTRO ESPACIO	HORAS DESPUES DE QUE LOS ARTEFACTOS SON PRENDIDOS																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	.27	.40	.25	.18	.14	.11	.09	.08	.07	.06	.05	.04	.04	.03	.03	.03	.02	.02	.02	.02	.01	.01	.01	.01
4	.28	.41	.51	.59	.39	.30	.24	.19	.16	.14	.12	.10	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.03	.03	.02	.02
6	.29	.42	.52	.59	.65	.70	.48	.37	.30	.25	.21	.18	.16	.14	.12	.11	.09	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04
8	.31	.44	.54	.61	.66	.71	.75	.78	.55	.43	.35	.30	.25	.22	.19	.16	.14	.13	.11	.10	.08	.07	.06	.06
10	.33	.46	.55	.62	.68	.72	.76	.79	.81	.84	.60	.48	.39	.33	.28	.24	.21	.18	.16	.14	.12	.11	.09	.08
12	.36	.49	.58	.64	.69	.74	.77	.80	.82	.85	.87	.88	.64	.51	.42	.36	.31	.26	.23	.20	.18	.15	.13	.12
14	.40	.52	.61	.67	.72	.76	.79	.82	.84	.86	.88	.89	.91	.92	.67	.54	.45	.38	.32	.28	.24	.21	.19	.16
16	.45	.57	.65	.70	.75	.78	.81	.84	.86	.87	.89	.90	.92	.93	.94	.94	.69	.56	.46	.39	.34	.29	.25	.22
18	.52	.63	.70	.75	.79	.82	.84	.86	.88	.89	.91	.92	.93	.94	.95	.95	.96	.96	.71	.58	.48	.41	.35	.30

TABLA # 19

FACTOR DE CARGA SENSIBLE PARA ARTEFACTOS SIN CAMPANA

HORAS TOTALES DENTRO ESPACIO	HORAS DESPUES DE QUE LOS ARTEFACTOS SON PRENDIDOS																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	.56	.64	.15	.11	.08	.07	.06	.05	.04	.04	.03	.03	.02	.02	.02	.02	.01	.01	.01	.01	.01	.01	.01	.01
4	.57	.65	.71	.75	.23	.18	.14	.12	.12	.10	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.03	.03	.02	.02	.02	.01	.01
6	.57	.65	.71	.76	.79	.82	.29	.22	.18	.15	.13	.11	.10	.08	.07	.06	.06	.05	.04	.04	.03	.03	.03	.02
8	.58	.66	.72	.76	.80	.82	.85	.87	.33	.26	.21	.18	.15	.13	.11	.10	.09	.08	.07	.06	.05	.04	.04	.03
10	.60	.68	.73	.77	.81	.83	.85	.87	.89	.90	.36	.29	.24	.20	.17	.15	.13	.11	.10	.08	.07	.07	.06	.05
12	.62	.69	.75	.79	.82	.84	.86	.88	.89	.91	.92	.93	.38	.31	.25	.21	.18	.16	.14	.12	.11	.09	.08	.07
14	.64	.71	.76	.80	.83	.85	.87	.89	.90	.92	.93	.93	.94	.95	.40	.32	.27	.23	.19	.17	.15	.13	.11	.10
16	.67	.74	.79	.82	.85	.87	.89	.90	.91	.92	.93	.94	.95	.96	.96	.97	.42	.34	.28	.24	.20	.18	.15	.13
18	.71	.78	.82	.85	.87	.89	.90	.92	.93	.94	.94	.95	.96	.96	.97	.97	.97	.98	.43	.35	.29	.24	.21	.18

TABLA # 20

TABLA DE ILUMINACION RECOMENDADA

LUGAR	LM/P2	BTU/HR-P2
ENSAMBLAJES		
FUERTE Y FACIL DE VER	30	6.12
MEDIANO	100	20.4
FINO O DELICADO	500	102
PANADERIAS		
AMASANDO	50	10.2
HORNANDO	30	6.12
MANUFACTURA EQUIPOS ELECTRICOS		
AISLANDO	100	20.4
PRUEBAS	100	20.4
TRABAJOS MECANICOS		
TRABAJO LIGERO	50	10.2
TRABAJO MEDIANO	50	10.2
TRABAJO PESADO	50	10.2
AREAS DE SERVICIO		
CORREDORES-ESCALERAS	20	4.08
BODEGAS		
INACTIVO	5	1.02
ACTIVO	10	2.04
CARPINTERIA		
SERRUCHANDO	30	6.12
PLANEANDO-MIDIENDO	50	10.2
TERMINADO	100	20.4
GARAGES		
REPARACIONES	100	20.4
ENTRADA	50	10.2
LINEAS DE TRAFICO	10	2.04
ALMACENAMIENTO	5	1.02
INSPECCION		
ORDINARIA	50	10.2
DIFICIL	100	20.4
MUY DIFICIL	200	40.8
DEMASIADO DIFICIL	1000	204
LAVANDERIAS		
LAVANDO	30	6.12
PLANCHANDO	50	10.2
ACABADO	70	14.28
GALERIAS DE ARTE		
GENERAL	30	6.12
PIRACOTECA	30	6.12
ESTATUAS	100	20.4
AUDITORIUM		
SOLO ASAMBLEA	15	3.06
GENERAL	10	2.04
CORREDOR	20	4.08
ENTRADA	30	6.12

TABLA # 20

TABLA DE ILUMINACION RECOMENDADA

LUGAR	LM/P2	BTU/HR-P2
LIBRERIAS		
LUGAR DE LECTURA	70	14.28
REPISAS	30	6.12
REPARACION DE LIBROS	70	14.28
CHEQUEO DE CATALOGOS	70	14.28
KARDEX	100	20.4
IGLESIAS		
ALTAR	100	20.4
PUBLICO	15	3.06
PULPITO	50	10.2
CORTE DE JUSTICIA		
AREA DE PUBLICO	30	6.12
AREA DE JURADOS	70	14.28
HOSPITALES		
AUTOPSIAS	100	20.4
CUARTO DE EMERGENCIAS	100	20.4
CUARTO DE EXAMENES	50	10.2
LABORATORIO	50	10.2
CUARTO DE PACIENTES	20	4.08
CUARTO DE RECUPERACION	30	6.12
QUIROFANOS	200	40.8
QUIROFANOS SUPLEMENTARIOS	2500	510
CUARTO DE ESPERA	20	4.08
HOTELES		
DORMITORIOS	10	2.04
LOBBY	10	2.04
LUGAR DE LECTURA	30	6.12
OFICINAS		
DISEÑOS-DIBUJOS	200	40.8
ADMINISTRACION	150	30.6
TRABAJO REGULAR	7	1.43
LEYENDO-ESCRIBIENDO	100	20.4
RESTAURANTES		
AREA DE COMIDA	50	10.2
CAJERA	50	10.2
AMBIENTE INTIMO	3	.61
COCINA	70	14.28
TEATRO		
EN INTERMEDIO	5	1.02
EN PRESENTACION	.1	.02
LOBBY	20	4.08

TABLA # 20

TABLA DE ILUMINACION RECOMENDADA

LUGAR	LM/P2	BTU/HR-P2
COLEGIOS		
LEYENDO IMPRESOS	30	6.12
LEYENDO ESCRITOS A LAPIZ	70	14.28
LEYENDO DUPLICADOS	100	20.4
CUARTO DE CLASE	150	30.6
CUARTO DE DISEÑO	100	20.4
HALL DE ESTUDIO	70	14.28
ALMACENES		
AREAS DE CIRCULACION	30	6.12
AREAS DE MERCADERIA	30	6.12
AREAS SELF-SERVICE	200	40.8
CUARTO DE ALMACENAMIENTO	30	6.12

TABLA # 21

FACTOR DE CARGA DE ENFRIAMIENTO FCE

CUANDO LAS LUCES ESTAN PRENDIDAS DURANTE 8 HORAS

A	B	NUMERO DE HORAS DESPUES DE QUE LAS LUCES SON PRENDIDAS																							
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
.45	A	.02	.46	.57	.65	.72	.77	.82	.85	.88	.46	.37	.30	.24	.19	.15	.12	.10	.08	.06	.05	.04	.03	.03	.02
	B	.07	.51	.56	.61	.65	.68	.71	.74	.77	.34	.31	.28	.25	.22	.20	.18	.16	.15	.13	.12	.11	.10	.09	.08
	C	.11	.55	.58	.60	.63	.65	.67	.69	.71	.28	.26	.25	.23	.22	.20	.19	.18	.17	.16	.15	.14	.13	.12	.12
	D	.14	.58	.60	.61	.62	.63	.64	.65	.66	.22	.22	.21	.20	.20	.19	.19	.18	.18	.17	.16	.16	.16	.15	.15
.55	A	.01	.56	.65	.72	.77	.82	.85	.88	.90	.37	.30	.24	.19	.16	.13	.10	.08	.07	.05	.04	.03	.03	.02	.02
	B	.06	.60	.64	.68	.71	.74	.76	.79	.81	.28	.25	.23	.20	.18	.16	.15	.13	.12	.11	.10	.09	.08	.07	.06
	C	.09	.63	.66	.68	.70	.71	.73	.75	.76	.23	.21	.20	.19	.18	.17	.16	.15	.14	.13	.12	.11	.11	.10	.10
	D	.11	.66	.67	.68	.69	.70	.71	.72	.72	.18	.18	.17	.17	.16	.16	.15	.15	.14	.14	.13	.13	.13	.12	.12
.65	A	.01	.66	.73	.78	.82	.86	.88	.91	.93	.29	.23	.19	.15	.12	.10	.08	.06	.05	.04	.03	.03	.02	.02	.01
	B	.04	.69	.72	.75	.77	.80	.82	.84	.85	.22	.19	.18	.16	.14	.13	.12	.10	.09	.08	.08	.07	.06	.06	.05
	C	.07	.72	.73	.75	.76	.78	.79	.80	.82	.18	.17	.16	.15	.14	.13	.12	.11	.10	.10	.10	.09	.08	.08	.07
	D	.09	.73	.74	.75	.76	.77	.77	.78	.79	.14	.14	.13	.13	.13	.12	.12	.11	.11	.11	.10	.10	.10	.10	.09
.75	A	.01	.76	.80	.84	.87	.90	.92	.93	.95	.21	.17	.13	.11	.09	.07	.06	.05	.04	.03	.02	.02	.02	.01	.01
	B	.03	.78	.80	.82	.84	.85	.87	.88	.89	.15	.14	.13	.11	.10	.09	.08	.07	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.04
	C	.05	.80	.81	.82	.83	.84	.85	.86	.87	.13	.12	.11	.10	.10	.09	.09	.08	.08	.07	.07	.06	.06	.06	.05
	D	.06	.81	.82	.82	.83	.83	.84	.84	.85	.10	.10	.10	.09	.09	.09	.08	.08	.08	.08	.07	.07	.07	.07	.07

TABLA # 22

FACTOR DE CARGA DE ENFRIAMIENTO FCE

CUANDO LAS LUCES ESTAN PRENDIDAS DURANTE 10 HORAS

A	B	NUMERO DE HORAS DESPUES DE QUE LAS LUCES SON PRENDIDAS																							
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
.45	A	.03	.47	.58	.66	.73	.78	.82	.86	.88	.91	.93	.49	.39	.32	.26	.21	.17	.13	.11	.09	.07	.06	.05	.04
	B	.10	.54	.59	.63	.66	.70	.73	.76	.78	.80	.82	.39	.35	.32	.28	.26	.23	.21	.19	.17	.15	.14	.12	.11
	C	.15	.59	.61	.64	.66	.68	.70	.72	.73	.75	.76	.33	.31	.29	.27	.26	.24	.23	.21	.20	.19	.18	.17	.16
	D	.18	.62	.63	.64	.66	.67	.68	.69	.69	.70	.71	.27	.26	.26	.25	.24	.23	.23	.22	.21	.21	.20	.19	.19
.55	A	.02	.57	.65	.72	.78	.82	.85	.88	.91	.92	.94	.40	.32	.26	.21	.17	.14	.11	.09	.07	.06	.05	.04	.03
	B	.08	.62	.66	.69	.73	.75	.78	.80	.82	.84	.85	.32	.29	.26	.23	.21	.19	.17	.15	.14	.12	.11	.10	.09
	C	.12	.66	.68	.70	.72	.74	.75	.77	.78	.79	.81	.27	.25	.24	.22	.21	.20	.19	.17	.16	.15	.14	.14	.13
	D	.15	.69	.70	.71	.72	.73	.73	.74	.75	.76	.76	.22	.22	.21	.20	.20	.19	.18	.18	.17	.16	.16	.16	.15
.65	A	.02	.66	.73	.78	.83	.86	.89	.91	.93	.94	.95	.31	.25	.20	.16	.13	.11	.08	.07	.05	.04	.04	.03	.02
	B	.06	.71	.74	.76	.79	.81	.83	.84	.86	.87	.89	.25	.22	.20	.18	.16	.15	.13	.12	.11	.10	.09	.08	.07
	C	.09	.74	.75	.77	.78	.80	.81	.82	.83	.84	.85	.21	.20	.18	.17	.16	.15	.14	.14	.13	.12	.11	.11	.10
	D	.11	.76	.77	.77	.78	.79	.79	.80	.81	.81	.82	.17	.17	.16	.16	.15	.15	.14	.14	.14	.13	.13	.12	.12
.75	A	.01	.76	.81	.84	.88	.90	.92	.93	.95	.96	.97	.22	.18	.14	.12	.09	.08	.06	.05	.04	.03	.03	.02	.02
	B	.04	.79	.81	.83	.85	.86	.88	.89	.90	.91	.92	.18	.16	.14	.13	.12	.10	.09	.08	.08	.07	.06	.06	.05
	C	.07	.81	.82	.83	.84	.85	.86	.87	.88	.89	.89	.15	.14	.13	.12	.12	.11	.10	.10	.09	.09	.08	.08	.07
	D	.08	.83	.83	.84	.84	.85	.85	.86	.86	.87	.87	.12	.12	.12	.11	.11	.11	.10	.10	.10	.09	.09	.09	.09

TABLA # 23

FACTOR DE CARGA DE ENFRIAMIENTO FCE

CUANDO LAS LUCES ESTAN PRENDIDAS DURANTE 12 HORAS

A	B	NUMERO DE HORAS DESPUES DE QUE LAS LUCES SON PRENDIDAS																							
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
.45	A	.05	.49	.59	.67	.73	.78	.83	.86	.89	.91	.93	.94	.95	.51	.41	.33	.27	.22	.17	.14	.11	.09	.07	.06
	B	.13	.57	.61	.65	.69	.72	.75	.77	.79	.82	.83	.85	.87	.43	.39	.35	.31	.28	.25	.23	.21	.18	.17	.15
	C	.19	.63	.65	.67	.69	.71	.73	.74	.76	.77	.79	.80	.81	.37	.35	.33	.31	.29	.27	.26	.24	.23	.21	.20
	D	.22	.66	.67	.68	.69	.70	.71	.72	.73	.74	.74	.75	.76	.32	.31	.30	.29	.28	.27	.26	.26	.25	.24	.23
.55	A	.04	.58	.66	.73	.78	.82	.86	.89	.91	.93	.94	.95	.96	.42	.34	.27	.22	.18	.14	.11	.09	.07	.06	.05
	B	.11	.65	.68	.72	.74	.77	.79	.81	.83	.85	.86	.88	.89	.35	.32	.28	.26	.23	.21	.19	.17	.15	.14	.12
	C	.15	.69	.71	.73	.75	.76	.78	.79	.80	.81	.83	.84	.85	.30	.29	.27	.25	.24	.22	.21	.20	.19	.17	.16
	D	.18	.72	.73	.74	.75	.76	.76	.77	.78	.78	.79	.80	.80	.26	.25	.24	.24	.23	.22	.22	.21	.20	.20	.19
.65	A	.03	.67	.74	.79	.83	.86	.89	.91	.93	.94	.95	.96	.97	.33	.26	.21	.17	.14	.11	.09	.07	.06	.05	.04
	B	.09	.73	.75	.78	.80	.82	.84	.85	.87	.88	.89	.90	.91	.27	.25	.22	.20	.18	.16	.15	.13	.12	.11	.10
	C	.12	.76	.78	.79	.80	.81	.83	.84	.85	.86	.86	.87	.88	.24	.22	.21	.20	.19	.17	.15	.14	.14	.14	.13
	D	.14	.79	.80	.80	.81	.82	.82	.83	.83	.84	.84	.85	.20	.20	.19	.18	.18	.17	.17	.16	.16	.15	.15	.15
.75	A	.02	.77	.81	.85	.88	.90	.92	.94	.95	.96	.97	.97	.98	.23	.19	.15	.12	.10	.08	.06	.05	.04	.03	.03
	B	.06	.81	.82	.84	.86	.87	.88	.90	.91	.92	.92	.93	.94	.19	.18	.16	.14	.13	.12	.10	.09	.08	.08	.07
	C	.09	.83	.84	.85	.86	.87	.88	.88	.89	.90	.90	.91	.91	.17	.16	.15	.14	.13	.12	.12	.11	.10	.10	.09
	D	.10	.85	.85	.86	.86	.86	.87	.87	.88	.88	.88	.89	.89	.14	.14	.14	.14	.13	.13	.12	.12	.12	.11	.11

TABLA # 24

FACTOR DE CARGA DE ENFRIAMIENTO FCE

CUANDO LAS LUCES ESTAN PRENDIDAS DURANTE 14 HORAS

A	B	NUMERO DE HORAS DESPUES DE QUE LAS LUCES SON PRENDIDAS																							
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
.45	A	.07	.51	.61	.68	.74	.79	.83	.87	.89	.91	.93	.94	.95	.96	.97	.53	.42	.34	.27	.22	.18	.14	.12	.09
	B	.18	.61	.65	.68	.72	.74	.77	.79	.81	.83	.85	.86	.88	.89	.90	.46	.41	.37	.34	.30	.27	.24	.22	.20
	C	.24	.67	.69	.71	.73	.74	.76	.77	.79	.80	.81	.82	.83	.84	.85	.41	.39	.36	.34	.32	.30	.28	.27	.25
	D	.26	.71	.72	.72	.73	.74	.75	.76	.77	.78	.78	.79	.80	.80	.80	.36	.35	.34	.33	.32	.31	.30	.29	.28
.55	A	.06	.69	.68	.74	.79	.83	.86	.89	.91	.93	.94	.95	.96	.97	.98	.43	.35	.28	.22	.18	.15	.12	.09	.08
	B	.15	.68	.71	.74	.77	.79	.81	.83	.85	.86	.88	.89	.90	.91	.92	.38	.34	.31	.27	.25	.22	.20	.18	.16
	C	.19	.73	.75	.76	.78	.79	.80	.81	.83	.84	.85	.86	.86	.87	.88	.34	.32	.30	.28	.26	.25	.23	.22	.21
	D	.22	.76	.77	.77	.78	.79	.79	.80	.81	.81	.82	.82	.83	.83	.84	.29	.28	.28	.27	.26	.25	.24	.24	.23
.65	A	.05	.69	.75	.80	.84	.87	.89	.92	.93	.95	.96	.96	.97	.98	.98	.34	.27	.22	.17	.14	.11	.09	.07	.06
	B	.11	.75	.78	.80	.82	.84	.85	.87	.88	.89	.90	.91	.92	.93	.94	.29	.26	.24	.21	.19	.17	.16	.14	.13
	C	.15	.79	.80	.82	.83	.84	.85	.86	.86	.87	.88	.89	.89	.90	.91	.26	.25	.23	.22	.20	.19	.18	.17	.16
	D	.17	.81	.82	.82	.83	.83	.84	.84	.85	.85	.86	.86	.87	.87	.87	.23	.22	.21	.21	.20	.20	.19	.18	.18
.75	A	.03	.78	.82	.86	.88	.91	.92	.94	.95	.96	.97	.97	.98	.98	.99	.24	.19	.16	.12	.10	.08	.07	.05	.04
	B	.08	.82	.84	.86	.87	.88	.90	.91	.92	.92	.93	.94	.94	.95	.96	.21	.19	.17	.15	.14	.12	.11	.10	.10
	C	.11	.85	.86	.87	.88	.88	.89	.90	.90	.91	.92	.92	.93	.93	.93	.19	.18	.17	.16	.15	.14	.13	.12	.11
	D	.12	.87	.87	.87	.88	.88	.89	.89	.89	.90	.90	.90	.90	.91	.91	.16	.16	.15	.15	.14	.14	.14	.13	.13

TABLA # 25

FACTOR DE CARGA DE ENFRIAMIENTO CLF

CUANDO LAS LUCES ESTAN PRENDIDAS DURANTE 16 HORAS

A	B	NUMERO DE HORAS DESPUES DE QUE LAS LUCES SON PRENDIDAS																							
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
.45	A	.12	.54	.63	.70	.76	.81	.85	.88	.90	.92	.94	.95	.96	.97	.97	.98	.98	.54	.43	.35	.28	.23	.18	.15
	B	.23	.66	.69	.72	.75	.78	.80	.82	.84	.85	.87	.88	.89	.90	.91	.92	.93	.49	.44	.39	.35	.32	.29	.26
	C	.29	.72	.74	.75	.77	.78	.80	.81	.82	.83	.84	.85	.86	.87	.88	.88	.89	.45	.42	.39	.37	.35	.33	.31
	D	.31	.75	.76	.77	.77	.78	.79	.79	.80	.81	.81	.82	.82	.83	.83	.84	.84	.40	.39	.37	.36	.35	.34	.33
.55	A	.10	.63	.70	.76	.81	.84	.87	.90	.92	.93	.95	.96	.97	.97	.98	.98	.99	.44	.35	.28	.23	.18	.15	.12
	B	.19	.72	.75	.77	.80	.82	.84	.85	.87	.88	.89	.90	.91	.92	.93	.94	.94	.40	.36	.32	.29	.26	.24	.21
	C	.24	.77	.79	.80	.81	.82	.83	.84	.85	.86	.87	.88	.88	.89	.90	.90	.91	.37	.34	.32	.30	.29	.27	.25
	D	.26	.80	.81	.82	.82	.83	.83	.84	.84	.85	.85	.86	.86	.86	.87	.87	.87	.33	.32	.31	.30	.29	.28	.27
.65	A	.07	.71	.77	.81	.85	.88	.90	.92	.94	.95	.96	.97	.97	.98	.98	.99	.99	.34	.27	.22	.18	.14	.12	.09
	B	.15	.78	.81	.82	.84	.86	.87	.88	.90	.91	.92	.92	.93	.94	.94	.95	.96	.31	.28	.25	.23	.20	.18	.16
	C	.18	.82	.83	.84	.85	.86	.87	.88	.89	.89	.90	.90	.91	.92	.92	.93	.93	.28	.27	.25	.24	.22	.21	.20
	D	.20	.84	.85	.85	.86	.86	.87	.87	.87	.88	.88	.88	.89	.89	.89	.90	.90	.25	.25	.24	.23	.22	.22	.21
.75	A	.05	.79	.83	.87	.89	.91	.93	.94	.95	.96	.97	.98	.98	.98	.99	.99	.99	.24	.20	.16	.13	.10	.08	.07
	B	.11	.85	.86	.87	.89	.90	.91	.92	.93	.93	.94	.95	.95	.96	.96	.96	.97	.22	.20	.18	.16	.15	.13	.12
	C	.13	.87	.88	.89	.89	.90	.91	.91	.92	.92	.93	.93	.94	.94	.94	.95	.95	.20	.19	.18	.17	.16	.15	.14
	D	.14	.89	.89	.89	.90	.90	.90	.91	.91	.91	.91	.92	.92	.92	.92	.93	.93	.18	.18	.17	.17	.16	.16	.15

1. ASHRAE, "Fundamentals of Heating and Cooling Loads", 1975.
2. F. L. McQUINN, "Psychrometric Analysis of Air Conditioning Systems", Oxford, 1961.
3. R. T. KASHA, "Psychrometric Analysis of Air Conditioning Systems", 2nd ed., ASHRAE Trans., 1977, Vol. 84, Part 2, pp. 1-10.
4. STEIN, S. S., "Psychrometric Analysis of Air Conditioning Systems", 2nd ed., ASHRAE Trans., 1977, Vol. 84, Part 2, pp. 11-15.
5. SUTCLIFFE, "Psychrometric Analysis of Air Conditioning Systems", 2nd ed., ASHRAE Trans., 1977, Vol. 84, Part 2, pp. 16-18.
6. ROUDY, DURAN, "Psychrometric Analysis of Air Conditioning Systems", 2nd ed., ASHRAE Trans., 1977, Vol. 84, Part 2, pp. 19-21.
7. McQUINN, S. S., "Psychrometric Analysis of Air Conditioning Systems", 2nd ed., ASHRAE Trans., 1977, Vol. 84, Part 2, pp. 22-24.
8. ASHRAE, "Thermal Performance of Building Envelopes", 1975.
9. ASHRAE, "Psychrometric Analysis of Air Conditioning Systems", 2nd ed., ASHRAE Trans., 1977, Vol. 84, Part 2, pp. 25-27.
10. T. KASHA, "Psychrometric Analysis of Air Conditioning Systems", 2nd ed., ASHRAE Trans., 1977, Vol. 84, Part 2, pp. 28-30.