

T
697.93
B826

ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA



ESTUDIO Y ANALISIS DE LA CLIMATIZACION
DE UN INVERNADERO DE PLANTAS PARA LA CIUDAD DE RIOBAMBA

TESIS DE GRADO
previa a la obtención del Título de

INGENIERO MECANICO

presentada por

JOSE VICENTE BRAVO MOSQUERA

Guayaquil-Ecuador

1982



AGRADECIMIENTO

Al Ing. EDUARDO DONOSO PEREZ, por toda la información que me proporcionó así como también por su correcta dirección para la realización de este trabajo.

A los profesores del Departamento de Ingeniería Mecánica.

A la Estación Agrometeorológica de la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo, por su valiosa información.

A la compañía DONOSO Y BAQUERIZO CIA. LTDA., por su magnífica colaboración para la realización de este trabajo.

DEDICATORIA

A MI MADRE, quien con su abengado amor y cariño ha sabido estimularme durante toda mi carrera estudiantil hasta convertirse en realidad el anhelo de mi vida.

A MI PADRE, quien desde el cielo ha sabido guiarme espiritualmente durante toda mi vida estudiantil.

A MI HERMANO, ING. BOLIVAR BRAVO MOSQUERA, quien depositó en mí toda su fe y confianza y sin cuyo apoyo me hubiera sido difícil terminar mis estudios.

A MIS HERMANAS, quienes me ayudaron en todo momento para la culminación de mi carrera.

A handwritten signature in black ink, consisting of several loops and flourishes, positioned above a horizontal dotted line.

Ing. Eduardo Donoso Pérez
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).



.....
JOSE VICENTE BRAVO MOSQUERA

RESUMEN

El presente trabajo consiste en climatizar un local destinado a la conservación de plantas para una región de clima frío.

Se ha escogido a la ciudad de Riobamba debido a que en dicha ciudad la Escuela Politécnica del Chimborazo cuenta con un local destinado para estos fines, pero a consideración mía, por una visita realizada, éste no presta las facilidades ambientales deseadas.

Detallando el presente trabajo, diremos que primero se hace un estudio de la radiación solar; se han elaborado Tablas en base a procesamiento de datos en virtud de que para esta región no se tienen tablas o datos de radiación solar, los cuales son importantes para fines de cálculo. Una vez que se obtienen estos datos se hace una estimación de la carga térmica y para ello se analiza cada una de las partes que para nuestro entender representan ganancias o pérdidas de calor. Más adelante se analiza un sistema para coleccionar calor y para ello se presentan diversos sis-

VII

temas y se los explica cada uno, para luego exponer el que sería aconsejable para el presente caso. De este sistema se estudia cada parte de él, ésto es: colectores solares, almacenamiento térmico, sistema de conducción de aire caliente, unidad ventilador, etc. Hay que destacar que este sistema nos servirá como un economizador de energía ya que nos proporcionará el calor que previamente se ha almacenado. Pero hay días en que la radiación solar es pequeña, entonces se utiliza una unidad auxiliar de calentamiento; sobre estas unidades también se hace una descripción de algunos tipos de ellas.

En lo que se refiere a la distribución de aire se analizan sistemas y se determina el método a seguir para dicho efecto. En esta parte he utilizado cierta experiencia de mi persona en climatización y distribución de aire para determinar velocidades en ductos y salidas por difusores, también se selecciona el ventilador y se analiza una manejadora de aire y accesorios.

Por último, se describe en forma breve y con diagramas el control de las partes del sistema utilizado.

INDICE GENERAL

RESUMEN.....	VI
INDICE GENERAL.....	VIII
INDICE DE FIGURAS.....	XII
INDICE DE TABLAS.....	XV
<u>CAP. N^o</u>	
INTRODUCCION.....	19
I DEFINICION DEL PROYECTO.....	29
1.1 Localización Geográfica del Invernadero en la Ciudad.....	30
1.2 Condiciones Internas y Externas del Ambien- te.....	31
1.3 Especificaciones arquitectónicas del local a estudiarse/Forma del Invernadero.....	45
1.3.1 Tipo de Techo, Materiales y propieda- des físicas.....	48
1.3.2 Tipo de Vidrio, Materiales y propie- dades físicas.....	48
1.3.3 Tipo de Paredes, Materiales y propie- dades físicas.....	53
1.3.4 Tipo de Piso, Materiales y propieda- des físicas.....	54

Cap.Nº

1.4	Características Biológicas y Fisiológicas de las plantas a mantenerse en el Invernadero.....	54
II	METODO DE DISEÑO.....	57
2.1	Balace de Energía en el Invernadero.....	58
2.2	Análisis de las Cargas Externas.....	58
2.2.1	Fenestración.....	59
2.2.2	Radiación Solar.....	60
2.2.3	Angulos Solares, Intensidad Normal de Radiación.....	65
2.2.4	Factores de Radiación Directa y Difusa.....	77
2.2.5	Factores de Transmisión, Absorción y Reflexión para Vidrios.....	82
2.2.6	Ganancia de Calor a través del vidrio	86
2.2.7	Ganancia de Calor por Techos.....	89
2.2.8	Ganancia de Calor por Paredes.....	92
2.2.9	Pérdida de Calor por Infiltración y Ventilación.....	93
2.3	Análisis de las Cargas Internas.....	100
2.3.1	Calor Suministrado por Equipos.....	101
2.3.2	Calor Suministrado por Plantas.....	101
2.3.3	Calor utilizado por Fotosíntesis.....	102
2.3.4	Calor generado por personas.....	103

Cap.Nº

2.3.5	Calor generado por iluminación.....	104
III	SELECCION DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO.....	108
3.1	Consideraciones Técnicas para la Selección...	108
3.2	Colectores Solares para Calentamiento de Aire.....	119
3.2.1	Principios Básicos.....	119
3.2.2	Tipos y Características.....	120
3.2.3	Selección del Colector.....	125
3.2.4	Orientación del Colector.....	133
3.3	Almacenamiento Térmico.....	134
3.3.1	Método de Almacenamiento de Calor.....	134
3.3.2	Dimensiones del Almacenamiento.....	136
3.3.3	Pérdidas de Calor del Almacenamiento...	138
3.3.4	Localización del Tanque de Almacena- miento.....	142
3.3.5	Principios de Operación.....	142
3.4	Unidad Auxiliar de Calentamiento.....	147
3.4.1	Selección de la Unidad.....	150
3.5	Sistema de Conducción de Aire Caliente.....	151
3.5.1	Diseño del Sistema de Conducción.....	151
3.5.2	Cálculo de Aislante.....	153
3.5.3	Cálculo del Ventilador.....	155
IV	SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE.....	160
4.1	Tipos de Sistema.....	160

Cap.Nº

4.2 Factores para la selección del Sistema.....	162
4.3 Diseño del Sistema de Distribución.....	164
4.4 Tipos de Ventiladores.....	171
4.5 Consideraciones para la selección.....	172
4.6 Manejadora de Aire.....	176
4.7 Accesorios.....	177
4.8 Procesos Psicrométricos.....	179
V CONTROLES.....	187
5.1 Tipos de Controles.....	187
5.2 Consideraciones técnicas para la selección...	189
5.3 Análisis del Control del Sistema.....	189
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	195
APENDICE.....	199
BIBLIOGRAFIA.....	277

INDICE DE FIGURAS

<u>Nº</u>	<u>DESCRIPCION</u>	<u>Pág.</u>
1.1	Temperatura de Bulbo Seco, 1978.....	33
1.2	Temperatura de bulbo Seco, 1979.....	34
1.3	Temperatura de Bulbo Seco, 1980.....	35
1.4	Temperatura de Bulbo Seco, Promedio.....	36
1.5	Temperatura de Bulbo Húmedo, 1978.....	37
1.6	Temperatura de Bulbo Húmedo, 1979.....	38
1.7	Temperatura de Bulbo Húmedo, 1980.....	39
1.8	Temperatura de Bulbo Húmedo, Promedio.....	40
1.9	Humedad Relativa (%), 1978.....	41
1.10	Humedad Relativa, (%), 1979.....	42
1.11	Humedad Relativa, (%), 1980.....	43
1.12	Humedad Relativa, (%), Promedio.....	44
1.13	% Transmitancia vs longitud de onda.....	50
2.1	Radiación Solar Extraterrestre.....	62
2.2	Angulo de Declinación.....	63
2.3	Variación de la Declinación.....	64
2.4	Angulos Solares.....	66
2.5	Angulo: de Inc- Horario- Latitud.....	68
2.6	Intensidad Normal de Radiación.....	72

XIII

<u>Nº</u>	<u>DESCRIPCION</u>	<u>Pág.</u>
2.7	Superficie con Angulo Tilt = 0°.....	75
2.8	Superficie con Angulo Tilt = 90°.....	76
2.9	Radiación Solar directa en una hoja de vidrio.....	83
2.10	Orientación del Local.....	86
2.11	% Concentración CO ₂ vs horas.....	102
3.1	Sistema de Líquido.....	110
3.2	Sistema de Aire.....	111
3.3	Sistema de Líquido.....	111
3.4	Sistema de Líquido.....	112
3.5	Intercambiador de Calor en Tanque de Almacenamiento	113
3.6	Calentamiento del Local directamente del colector..	116
3.7	Calentamiento del almacenaje directamente del colector.....	116
3.8	Calentamiento del Local desde el tanque de alma- cenamiento.....	117
3.8A	Sistema de calentamiento del proyecto.....	117
3.9	Corte Seccional a colector de placa plana para líquido.....	122
3.10	Colector Solar en Corte.....	123
3.11	Corte Seccional a colector para aire.....	124
3.12	Eficiencia de colectores.....	130
3.13	Orientación del Colector.....	134
3.14	Flujo de calor a través de una pared compuesta.....	140
3.15	Caída de presión vs velocidad del aire.....	145

<u>Nº</u>	<u>DESCRIPCION</u>	<u>Pág.</u>
3.16	Perspectiva de una unidad de almacenamiento de calor de flujo vertical.....	146
3.17	Corte Seccional de unidad de almacenamiento de calor de flujo horizontal.....	146
3.18	Sistema con unidad auxiliar de calentamiento.....	148
3.19	Relaciones de Densidad vs temperatura.....	159
4.1	Distribución de Aire.....	167
4.2	Carta para fricción constante.....	170
5.1	Control de Aire Externo.....	191
5.2	Control de Humedad.....	193
5.3	Control de Resistencia Eléctrica.....	193
5.4	Control del Sistema.....	194

INDICE DE TABLAS

<u>Nº</u>	<u>DESCRIPCION</u>	<u>Pág.</u>
1	Temperatura de Bulbo Seco, 1978.....	200
2	Temperatura de Bulbo Seco, 1979.....	201
3	Temperatura de Bulbo Seco, 1980.....	202
4	Temperatura de Bulbo Seco, Promedio.....	203
5	Temperatura de Bulbo Húmedo, 1978.....	204
6	Temperatura de Bulbo Húmedo, 1979.....	205
7	Temperatura de Bulbo Húmedo, 1980.....	206
8	Temperatura de Bulbo Húmedo, Promedio.....	207
9	Humedad Relativa, 1978.....	208
10	Humedad Relativa, 1979.....	209
11	Humedad Relativa, 1980.....	210
12	Humedad Relativa, Promedio.....	211
13	Materiales y Propiedades.....	212
14	Características del Vidrio y Materiales Plásticos..	213
15	Variación de I_0	214
16	Angulos de Altitud (AL) y Azimuth(AZ) del Sol (Grados) Intensidad de Radiación Normal Directa (IDN) $BTUH/pe^2$	215
17	Factor de Radiación Directo para Superficies Ver- ticales.....	217

<u>Nº</u>	<u>DESCRIPCION</u>	<u>Pág.</u>
18	Factor de Radiación Difusa para Superficies Verticales.....	219
19	Coeficientes de Extinción.....	221
20	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/Pie ²) Angulo Inc = 30°-ángulo azimuth = 0°.....	222
21	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/pie ²) Angulo Inc = 30 grados Angulo Azimuth = 180grados	224
22	Variación de la Presión respecto a la altura.....	226
23	Propiedades Termodinámicas del Agua y del Vapor de Agua Saturados.....	227
24	Velocidades de Ganancia de Calor debido a los ocupantes.....	229
25	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) Angulo Inc = 5 grados. Angulo Azimuth = 0 grados.	230
26	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) Angulo Incl = 10grados. Angulo Azimuth = 0 grados..	232
27	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) Angulo Incl = 15 grados. Angulo Azimuth = 0 grados..	234
28	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) Angulo Incl = 20 grados. Angulo Azimuth = 0 grados.	236
29	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) Angulo Incl = 25 grados. Angulo Azimuth = 0 grados..	238
30	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) Angulo Incl = 35 grados. Angulo Azimuth = 0 grados..	240

<u>Nº</u>	<u>DESCRIPCION</u>	<u>Pág.</u>
31	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) Angulo Incl = 5 grados. Angulo Azimuth = 180 grados.	242
32	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) An- gulo Incl = 10 grados. Angulo Azimuth = 180 grados	244
33	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) An- gulo Incl = 15 grados. Angulo Azimuth = 180 grados	246
34	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) An- gulo Incl = 20 grados. Angulo Azimuth = 180 grados	248
35	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) An- gulo Incl = 25 grados. Angulo Azimuth = 180 grados	250
36	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) An- gulo Incl = 35 grados. Angulo Azimuth = 180 grados	252
37	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) An- gulo Incl = 5 grados. Angulo Azimuth = 5 grados	254
38	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) An- gulo Incl = 5 grados. Angulo Azimuth = 10 grados	256
39	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) An- gulo Incl = 5 grados. Angulo Azimuth = 15 grados..	258
40	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) An- gulo Incl = 10 grados. Angulo Azimuth = 5 grados..	260
41	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) An- gulo Incl = 10 grados. Angulo Azimuth = 10 grados..	262
42	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) An- gulo Incl = 10 grados. Angulo Azimuth = 15 grados..	264

<u>Nº</u>	<u>DESCRIPCION</u>	<u>Pág.</u>
43	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) An- gulo Incl = 15 grados. Angulo Azimuth = 5 grados...	266
44	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) An- gulo Incl = 15 grados. Angulo Azimuth = 10 grados...	268
45	Radiación Solar sobre un Colector (BTUH/PIE2) An- gulo Incl = 15 grados. Angulo Azimuth = 15 grados...	270
46	Descripción de Colectores Solares.....	272
47	Materiales de Almacenamiento de Calor Latente.....	273
48	Capacidades de Calor Sensible en Materiales Co- munes.....	274
49	Resistencias Eléctricas.....	275
50	Características de un Ventilador Centrífugo.....	276

I N T R O D U C C I O N

En los actuales momentos existen personas en muchas partes del mundo que realizan estudios, investigaciones acerca de la energía y sus problemas. Mucho ha sido escrito acerca de la situación de la energía, pero es difícil comprender por qué después de tantos años de ser abundante y barata, ésta parece que experimenta repentinamente un descenso en sus cantidades aprovechables, existiendo solamente a altos precios, lo que significa realmente un problema.

Siendo el Sol una de las fuentes más grandes de energía no convencional y en nuestro medio una de las más desaprovechadas, pretendo con el presente proyecto usar dicha energía para fines de Climatización.

La idea del presente trabajo nace de una observación realizada por mi persona en la Facultad de Agronomía de la Politécnica del Chimborazo. Dicha Facultad cuenta con un local destinado a la conservación de plantas que no son propias del clima de esa región, para fines de estudio de

sus estudiantes. El mencionado local está construido de una forma ordinaria, sin ningún control de temperatura ni humedad del ambiente, lo que hace que en su interior se produzcan condiciones climáticas adversas a las que necesitan las plantas para su conservación. En el presente trabajo voy a realizar un estudio y análisis de la climatización de dicho local utilizando energía solar.

Es necesario aclarar que la energía solar que podamos aprovechar no necesariamente será la que vayamos a utilizar en la climatización, esto es: si esta energía es demasiado grande para nuestros fines, será almacenada; en cambio si la máxima energía que podamos aprovechar es insuficiente, será necesario utilizar una unidad auxiliar que nos proporcione la energía faltante, digo esto último porque existen días y horas en que la intensidad de luz solar es pequeña. En conclusión diremos que el sistema de aprovechamiento de energía solar que utilicemos para nuestros fines de climatización lo consideraremos como un Economizador de Energía.

La energía nos trae muchas comodidades para nuestro bienestar y por lo tanto está sujeta a las leyes de la oferta y la demanda. Si la demanda excede a la oferta, tendremos como consecuencia un déficit. En muchas situaciones, un

déficit dará lugar a un incremento de precios. Los proyectos de altos beneficios promoverán más producción y la oferta se incrementará para encontrar a la demanda. Sin embargo, la situación energética difiere de la situación normal en diversas maneras. Regulaciones sobre el precio de la energía a menudo requieren que sea vendida a bajos costos del valor real del mercado, estas regulaciones de precio tienden a reducir el interés de producir un incremento de la oferta. Finalmente, la demanda de la energía parece ser incrementada rápidamente y sin límite. La combinación de esos factores operando fuera de las leyes de la oferta y demanda hacen de la energía un serio problema.

Hay dos maneras por las cuales una cantidad puede crecer, esto es: lineal o exponencial.

El tipo de ahorro de moneda es un ejemplo de crecimiento lineal en la cual el crecimiento es una cantidad constante cada año.

La inversión de dinero con un interés es un ejemplo del crecimiento exponencial, en el cual la medida de crecimiento depende del tamaño de la cantidad que está creciendo.

Muchos procesos naturales exhiben un crecimiento exponencial y podemos decir que la situación energética es uno de ellos al estar influenciada por la población mundial.

De acuerdo a estudios realizados, la población mundial alcanzará a ser alrededor de seis billones de personas para el año 2000, lo que representa casi el doble de la población actual. Si la demanda de energía se incrementa a la par con la población, como máximo será necesario para el año 2000 el doble de energía que la actual. En la actualidad la demanda de energía está creciendo menos que la población y estamos en la necesidad urgente de triplicar la oferta de energía para poder abastecernos.

Dos períodos pueden ser identificados en el futuro: el primero es el llamado futuro cercano que es un período de aproximadamente 20 años hasta el año 2000 y el segundo período es el llamado futuro lejano que arranca desde el año 2000 hasta un tiempo indeterminado. Las soluciones para el problema de la energía son diferentes para estos dos períodos y cada uno de ellos deberá ser analizado por separado.

Futuro cercano: El futuro cercano debe ser caracterizado por un aumento de la oferta y un decrecimiento de la de-

manda.

Decrecimiento de la demanda: Puesto que el gran factor que está causando el incremento de la demanda es el crecimiento de la población, un plan para el control de la población se hace indispensable. A menos que el incremento de la población pueda ser detenido en su crecimiento exponencial, la oferta de la energía continuará y dejará atrás a la demanda.

Incremento de la oferta: En el futuro cercano la mayor parte de nuestra oferta energética deberá venir del conocimiento y desarrollo de tecnologías.

Futuro lejano: En grandes términos el aprovechamiento de la energía vendrá de tecnologías que están ahora siendo investigadas así como desarrolladas y perfeccionadas. En este campo de estudios caen las fuentes de energías no convencionales, a saber: Solar, Eólica, Geotérmica y Fusión Nuclear.

La necesidad evidente en lo que se refiere a la producción de alimentos es un tema importante para la población mundial y requiere un conocimiento exacto de los factores limitantes de la producción principal. Nosotros debemos

identificar los factores del medio ambiente que limitan la producción agrícola y así obtener algún conocimiento de los factores fisiológicos de las plantas y de los estragos del medio ambiente.

Las fluctuaciones, cambios naturales del medio ambiente hacen casi imposible analizar los efectos de varios factores climáticos en las plantas. La investigación tiende a estimular la búsqueda de conocimientos acerca de la estructura y crecimiento de las plantas con un parcial o completo control del medio ambiente. La industria agrícola en estos últimos años ha tenido una acelerada mecanización, lo que hace que la fabricación y operación con máquinas sea bastante onerosa y por tanto no está al alcance de todos, por lo que la gran mayoría tiene que recurrir a herramientas pequeñas.

El crecimiento comercial de las flores es tal vez el primer producto del control del medio ambiente con una producción práctica. También alimentos como tomates, pepinos, son ahora producidos bajo vidrio con algunos grados de climatación asequible.

Como existe un crecimiento urbanístico de la tierra, tenemos que el transporte y el almacenamiento llegan a costos

crecientes, por lo que podemos predecir un crecimiento en la producción de alimentos en especial el crecimiento de plantas con un control del medio ambiente.

Las facilidades para el crecimiento de plantas pueden agruparse dentro de dos categorías:

- Cuartos o Cabinas: que usan luz artificial.
- Invernaderos: en los que la luz solar es la fuente de energía.

Combinaciones en las facilidades del medio ambiente reciben nombres especiales:

Biotron: Es una acumulación de temperatura controlada de un invernadero y del ambiente de un cuarto para plantas y animales.

Phitotrons: Es una combinación de invernaderos con un cuarto para plantas donde el medio ambiente es controlado.

El Biotron y el Phitotrons son laboratorios primarios usados para la investigación diaria con ambientes fisiológicos.

Cámara de Crecimiento: Reciben este nombre los ambientes controlados donde se desarrollan plantas.

Cuarto de crecimiento de plantas: Son cuartos con temperatura controlada, tienen luz artificial y son bastante amplios, su área es superior a 30 pie² y admiten hasta un operador.

Cabinas de crecimiento de plantas: Es similar a un cuarto de crecimiento pero con un área menor de 30 pie².

Cabinas con luz natural: Son unidades ambientales con paredes transparentes y tumbados y están localizados dentro de un invernadero donde la luz natural es usada para el crecimiento de la planta.

Cabinas de una cama: Son cabinas de crecimiento acopladas, poseen ventiladores, lámparas y algunas veces calentadores, en lo que se refiere a la temperatura interior ésta es fijada de acuerdo a la temperatura exterior.

Germinadores: Son cámaras especialmente diseñadas para ver y estudiar la germinación, lo cual requiere de un control preciso de temperatura y alta humedad relativa.

Cuartos oscuros: Tienen la forma de un cuarto de crecimiento con una alta iluminación afuera pero usualmente son acopladas lámparas suficientes para la baja luz requerida para el control fotoperiódico.

Los invernaderos son ambientes controlados para facilitar el crecimiento de plantas en los cuales la luz solar es la energía para el proceso de fotosíntesis. La estructura de un invernadero es variable incluso con domos geodésicos, las estructuras son a menudo simétricas. La casa es clara y espaciosa.

Un invernadero solar es un local donde el calentamiento y la luz requerida son provistas grandemente por el Sol. Ciertamente todos los invernaderos reciben mucha luz del sol, haciendo referencia a ésto decimos que un invernadero colecta y almacena energía solar para calentamiento y esta energía es mantenida en sitios bien aislados para usarla durante las noches y días nublados. Es tal vez ésta la característica que diferencia un invernadero solar de uno convencional.

Un invernadero solar puede ser diseñado para coleccionar y almacenar energía de muchas maneras y tal vez esas características de diseño sean las que distinguen los diversos

tipos.

El tipo de sistema de colección y almacenamiento de energía solar depende de muchos factores y entre ellos tenemos: Clima, orientación, tamaño del invernadero, factores económicos para la construcción sea que el invernadero exista o sea que se lo esté planeando.

El invernadero solar en una pequeña comunidad o en una casa tiene sus ventajas en lo que se refiere a producción de alimentos, ya que el dueño de casa o la comunidad puede decidir acerca del crecimiento de las plantas y observar la calidad de los alimentos durante las etapas de producción. En lo que se refiere a su construcción, podemos decir que son fáciles de instalar, requieren conocimientos tecnológicos modestos y el costo de materiales es bajo.

El invernadero solar es un ejemplo clásico para el hombre sobre el uso de la energía solar en la nueva era tecnológica, y se lo puede comparar con una versión en cápsula de la vida sobre el planeta y tal vez desde este punto de vista el hombre puede aprender y aceptar que la tierra es un invernadero solar y así sacar conclusiones acerca de su existencia.

CAPITULO I

DEFINICION DEL PROYECTO

La elección del sitio y el tipo de construcción son dos de las más importantes decisiones para comenzar a planear un invernadero. La selección del sitio está en dependencia con la orientación, protección del viento, facilidades de drenaje, acceso al local.

La selección del tipo de construcción depende de lo que vayamos a mantener en el interior, del clima que nosotros intentemos prefabricar así como los requerimientos de las plantas a mantener en el local.

El blanco principal o aspiración primordial en el asentamiento del invernadero es maximizar la luz, ésto puede ser grandemente obtenido por una cobertura de vidrio alrededor de la estructura del local. En nuestro caso trataremos de aprovechar en lo posible la mayor cantidad de energía solar.

1.1 LOCALIZACION GEOGRAFICA DEL INVERNADERO EN LA CIUDAD

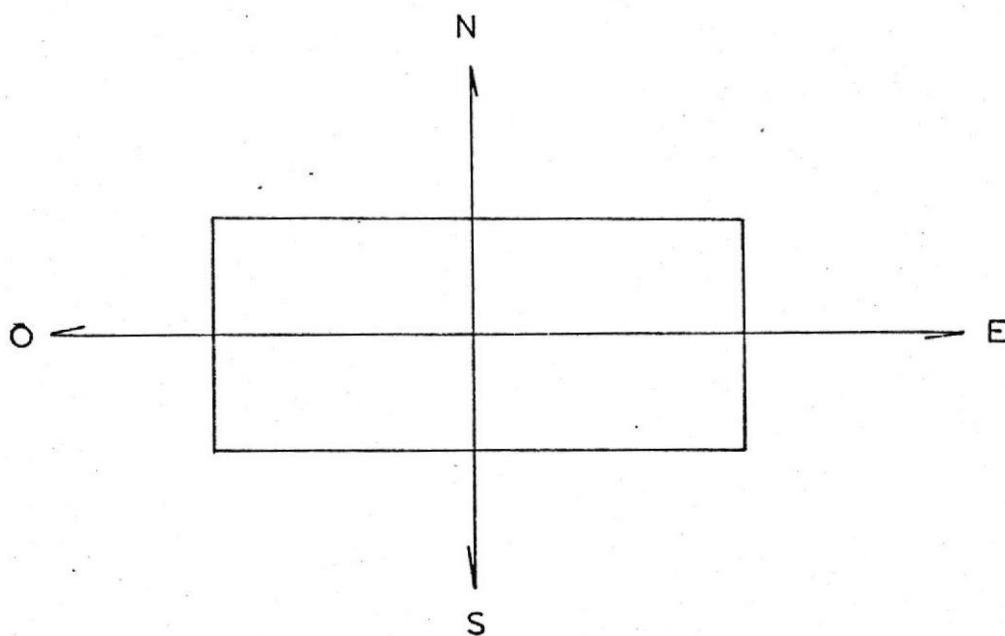
Como se expuso en la introducción , la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo cuenta en su unidad académica, la Facultad de Agronomía, con un local destinado a la conservación y mantenimiento de plantas que no son propias del clima de la región. Este local carece de muchas características técnicas que son importantes para los fines que se persiguen; estas características son: orientación adecuada, tamaño apropiado y encuadrado en las necesidades, sistema de acondicionamiento del ambiente necesario para las plantas, aprovechamiento correcto de la energía solar.

En vista de que este local no cuenta con estas características, en el presente trabajo diseñaremos un local que guarde estos requerimientos para de esta manera poder realizar un estudio y un análisis correcto de las condiciones climáticas más favorables a mantenerse en el interior del local.

Empezaré diciendo que el invernadero se encuentra localizado a una altitud de 2740 m.s.n.m. (metros sobre el nivel del mar) en una latitud de 01°38' SUR y una longitud de 78°40' OESTE; es necesario indicar que es-

tas condiciones corresponden a la ciudad de Riobamba.

La siguiente figura muestra en qué forma está orientado el local dentro de la ciudad.



ORIENTACION

1.2 CONDICIONES INTERNAS Y EXTERNAS DEL AMBIENTE

Para un proceso de climatización como el caso que estamos estudiando se hace necesario poseer datos exactos de los distintos parámetros que caracterizan el clima de la región.

La estación Agrometeorológica de la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo me ha facilitado los datos necesarios que en conjunto forman la complejidad del

clima, estos datos han sido registrados mediante los instrumentos meteorológicos que permiten medir los diversos elementos del tiempo.

Las Tablas N° 1, 2, 3 y 4 del Apéndice nos muestran la temperatura de bulbo seco (temperatura del aire en reposo) durante los últimos tres años (78-79-80) y un promedio de esos años. Así también se encuentran las figuras 1.1; 1.2; 1.3 y 1.4 que muestran gráficamente cómo varían estos valores.

Las Tablas N° 5, 6, 7 y 8 del Apéndice detallan la temperatura de bulbo húmedo (temperatura a la cual el agua por evaporación dentro del aire lo saturará adiabáticamente a la misma temperatura) de los años 78-79-80 y también un promedio de dichos años. Las figuras 1.5; 1.6; 1.7 y 1.8 nos indican las variaciones de estos valores durante el año.

Las tablas N° 9, 10, 11 y 12 nos muestran los valores de humedad relativa (es la relación entre la fracción molar del agua a la fracción molar de saturación del agua) de los años 78-79-80 y también un promedio de estos años. Las figuras 1.9; 1.10; 1.11 y 1.12 nos indican gráficamente cómo varían estos valores.

FIGURA N^o 1.1

TEMPERATURA DE BULBO SECO 1978



FIGURA N^o 1.2

TEMPERATURA DE BULBO SECO 1979

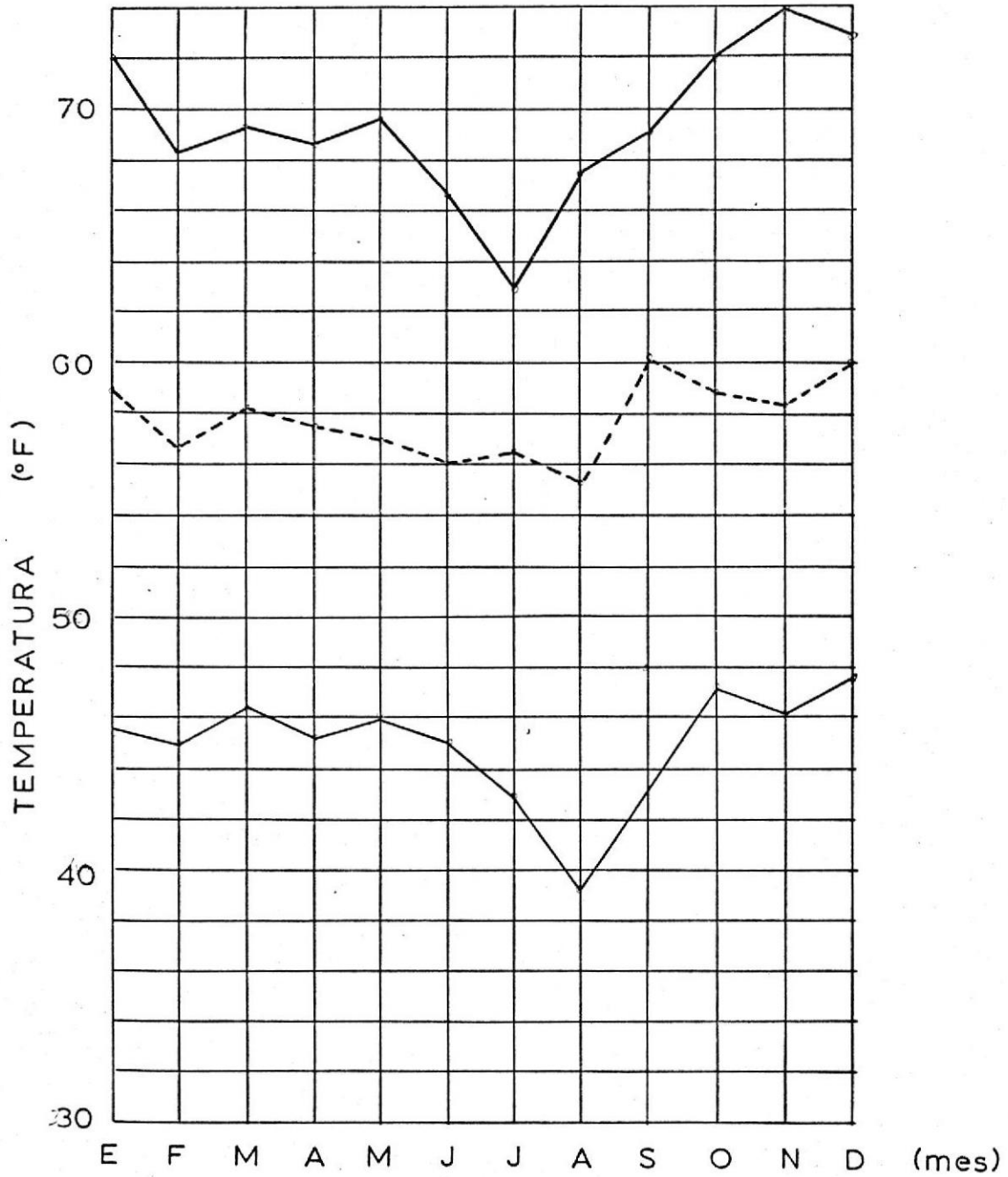


FIGURA N° 1.3

TEMPERATURA DE BULBO SECO 1980

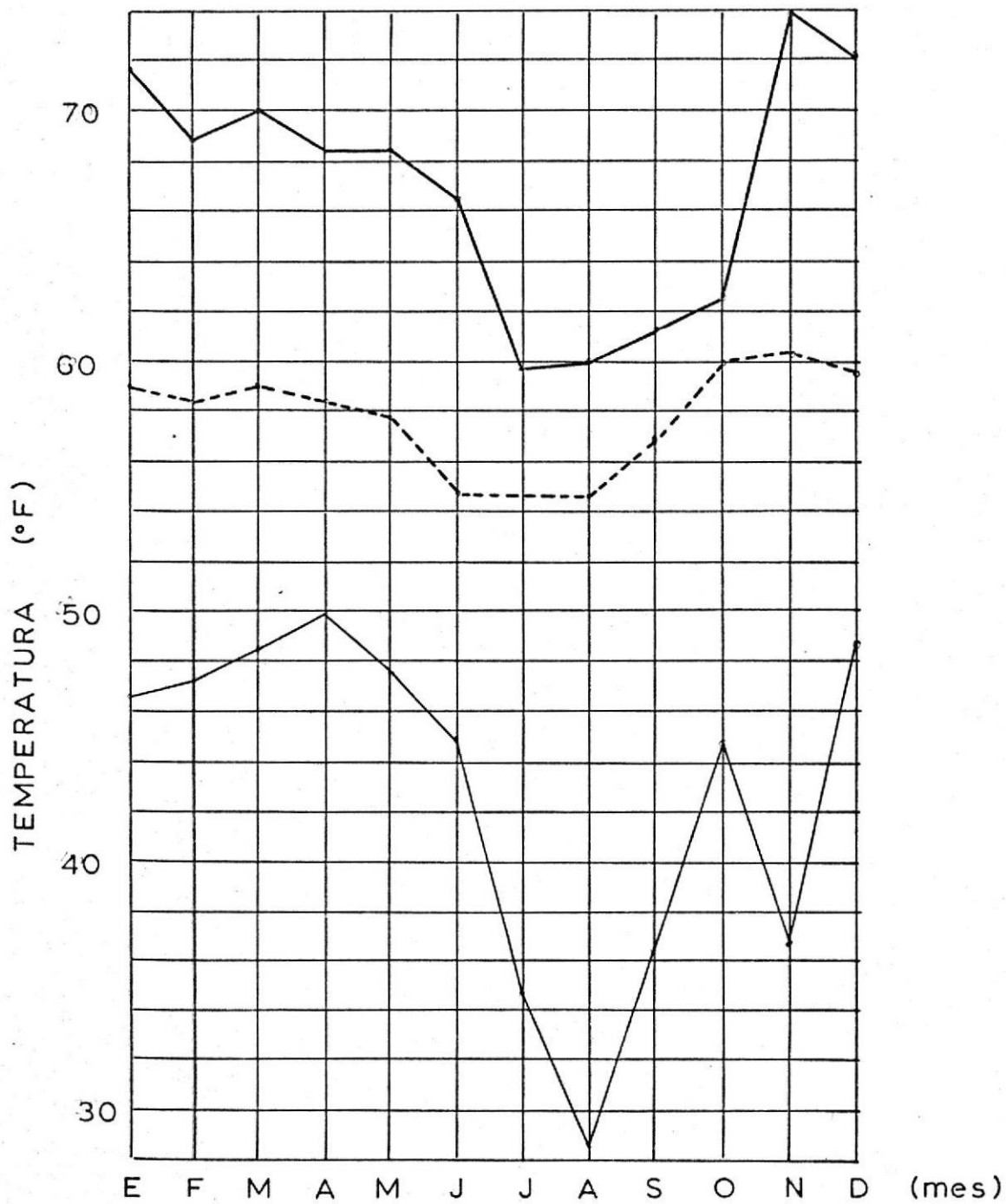


FIGURA N^o 1.4

TEMPERATURA DE BULBO SECO (promd.)

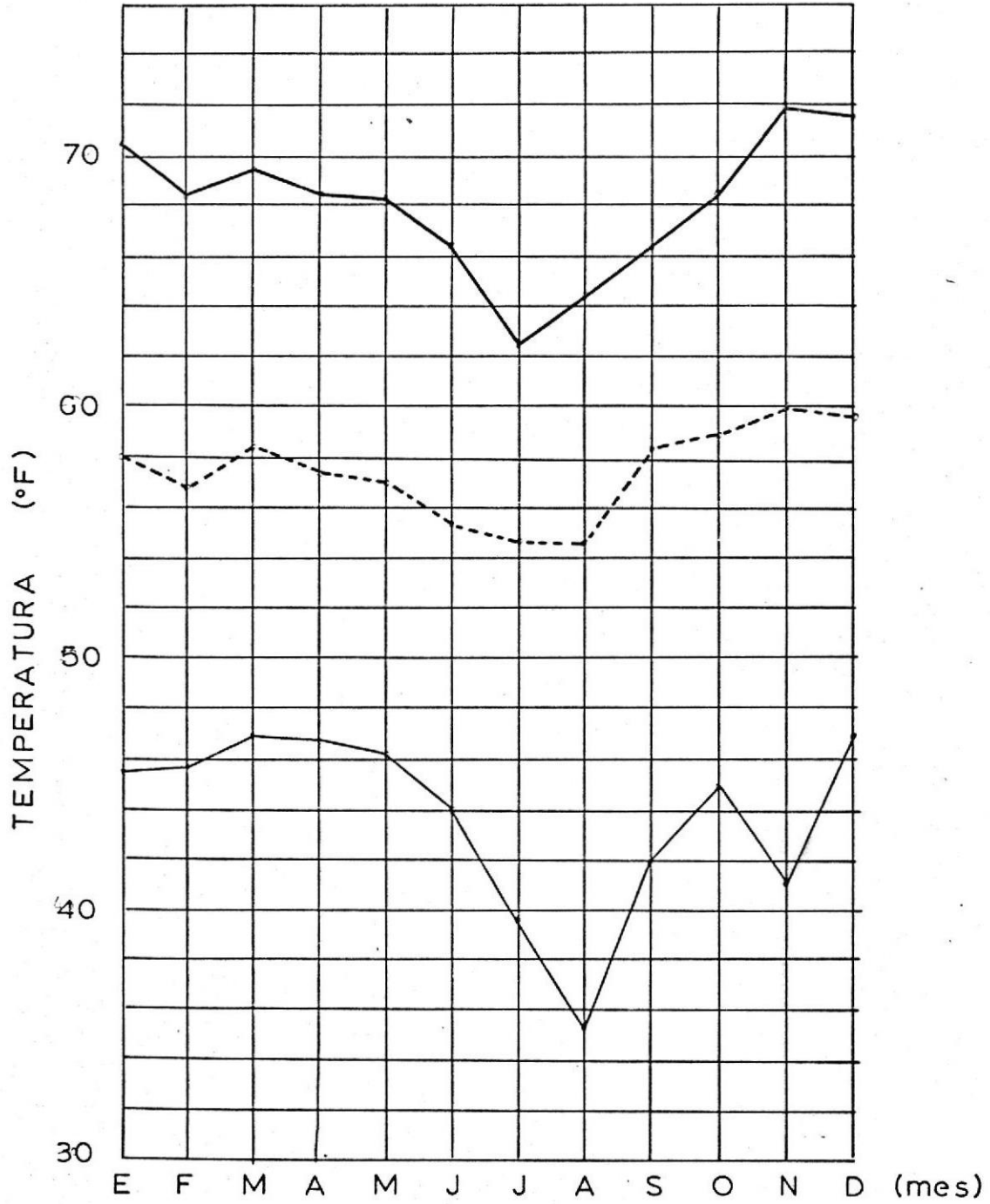


FIGURA N^o 1.5

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO 1978

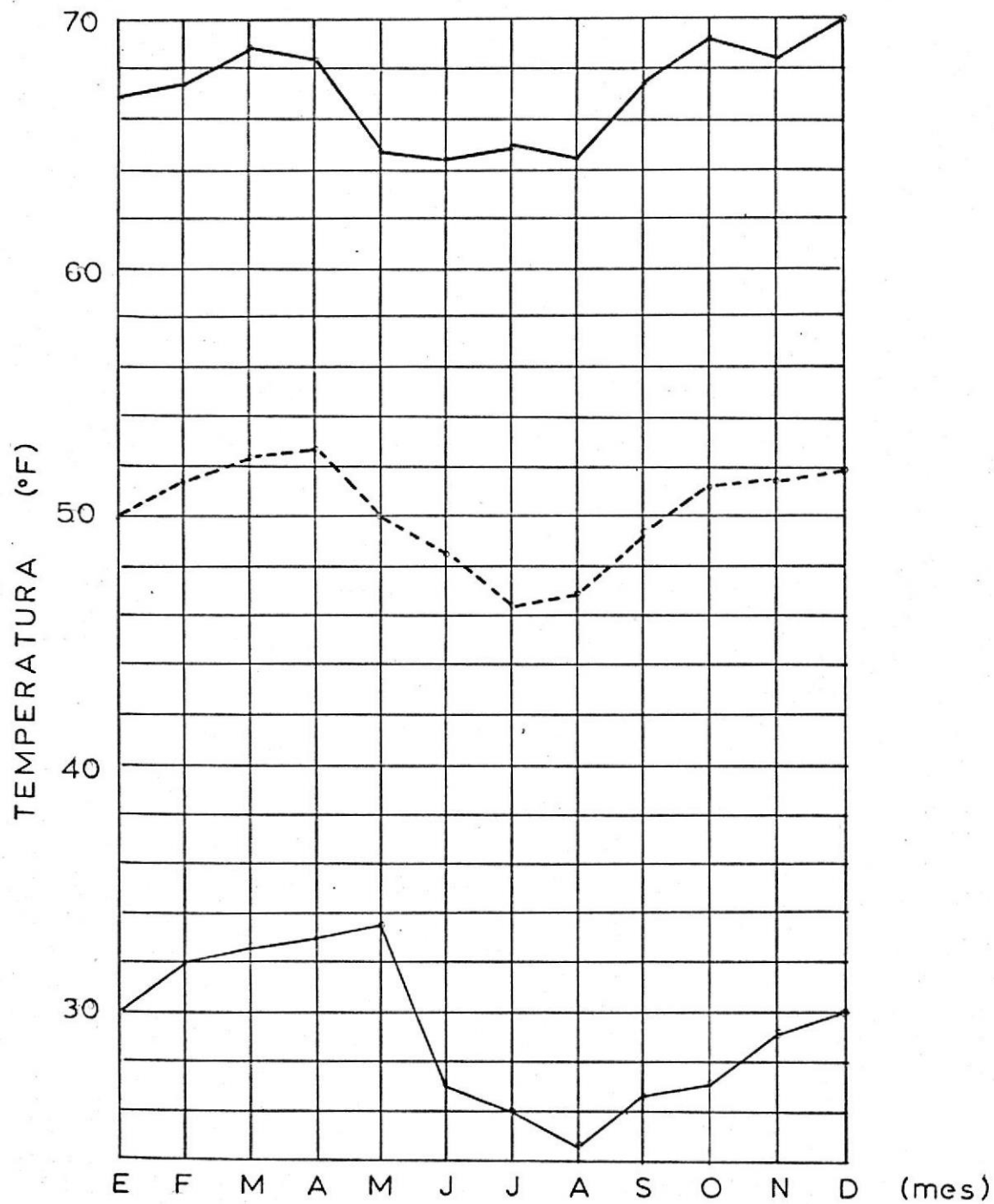


FIGURA N^o 1.6

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO 1979

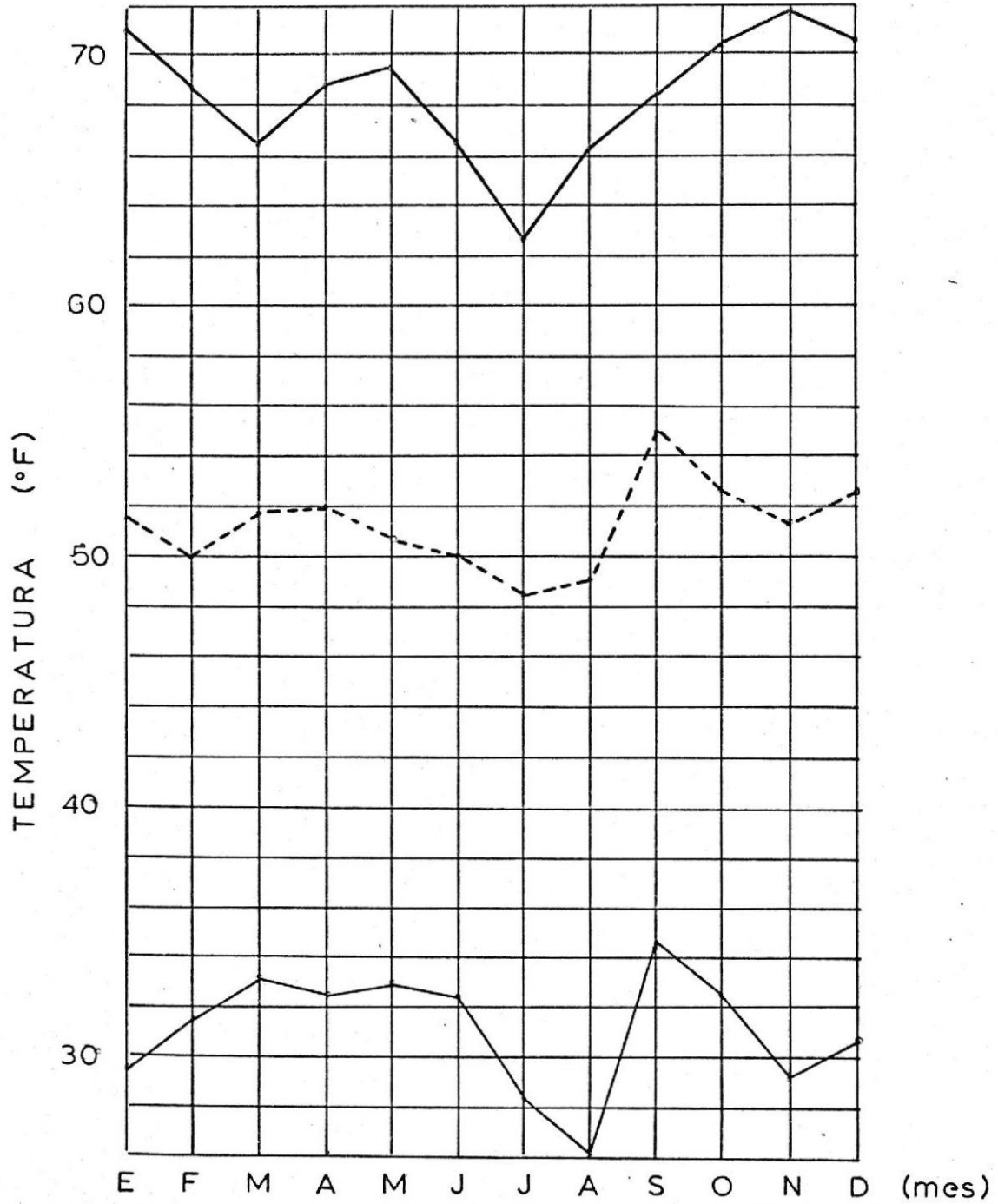


FIGURA N^o 1.7

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO 1980

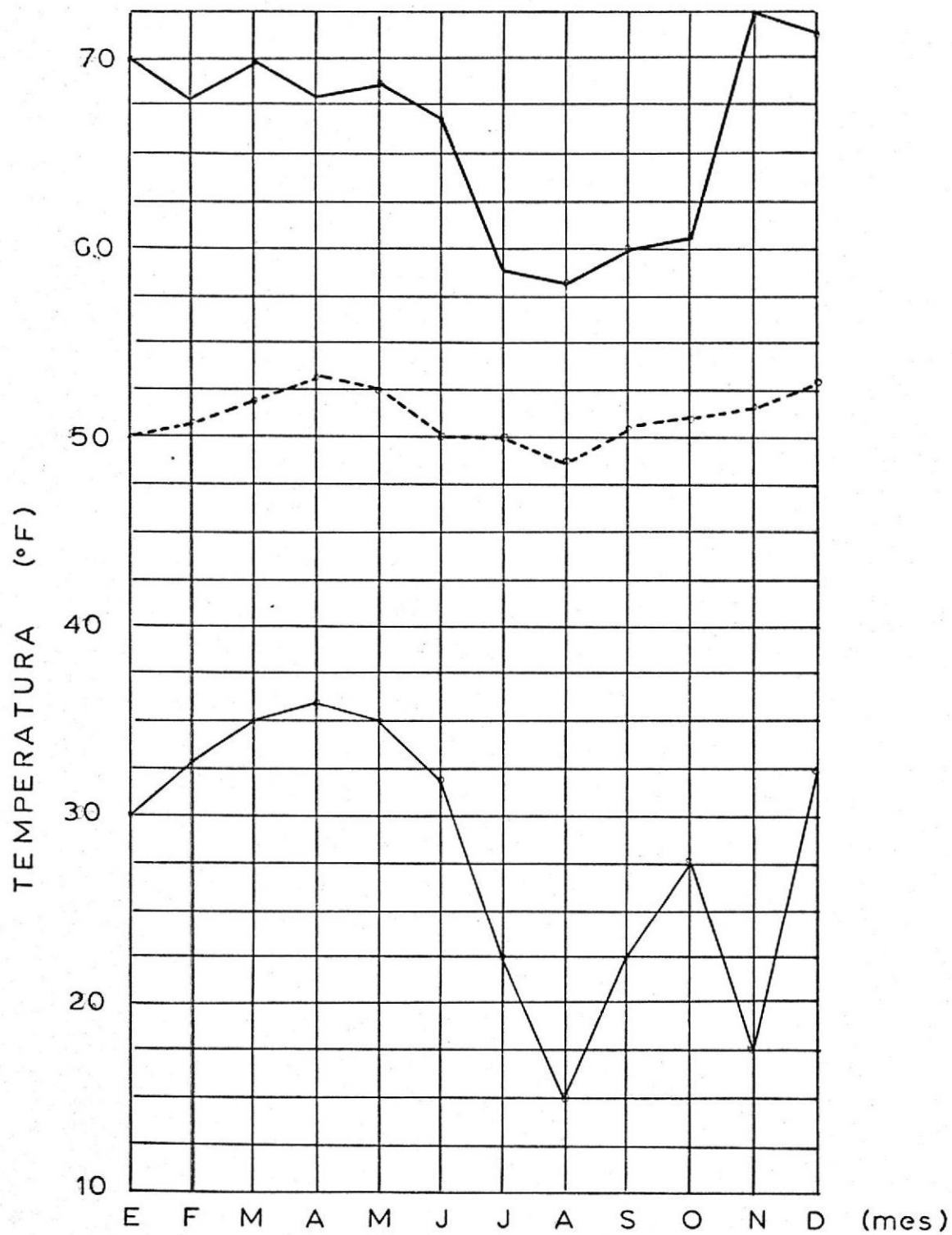


FIGURA N° 1.8

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO (promd.)

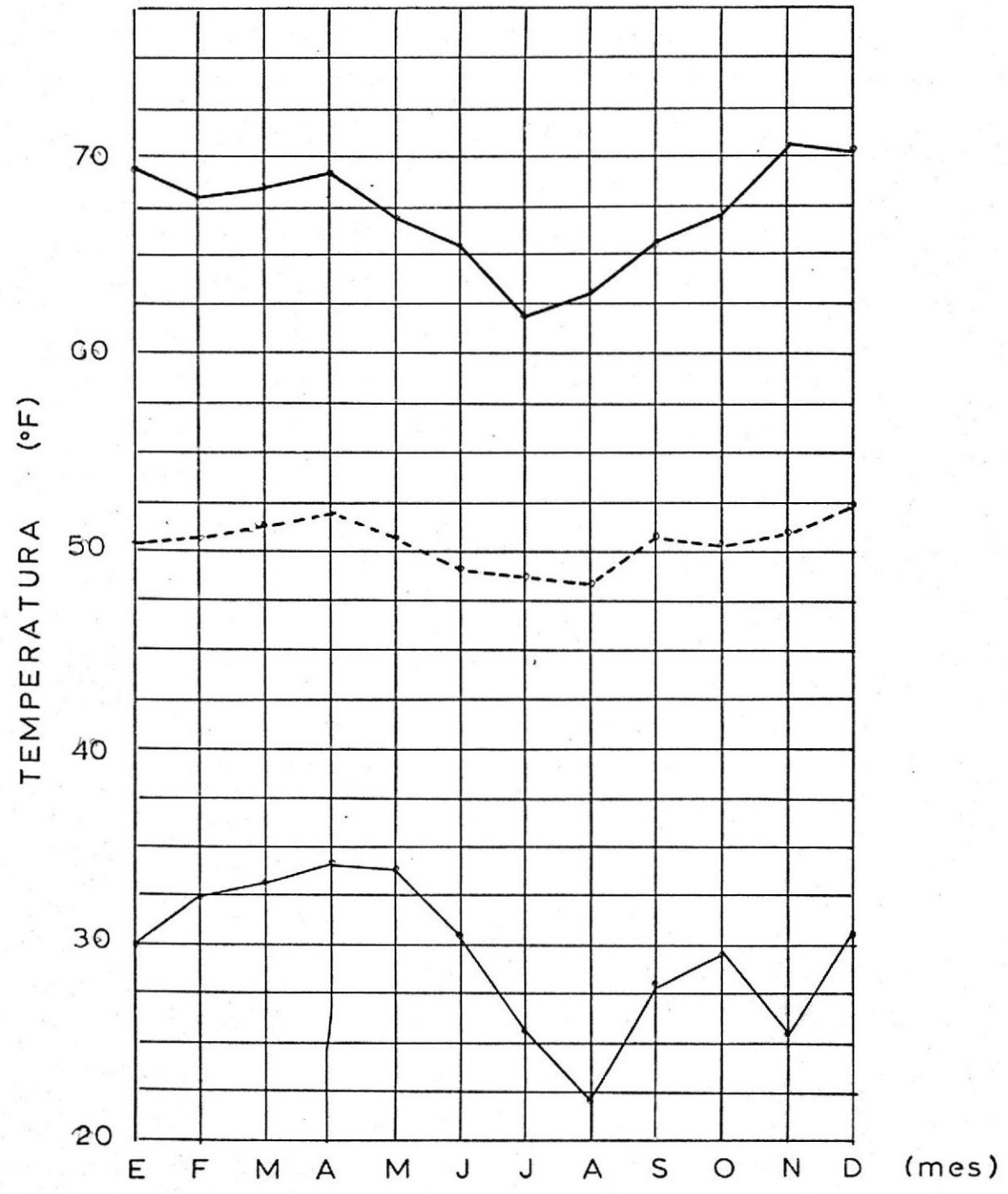


FIGURA N° 1.9

HUMEDAD RELATIVA (%) 1978

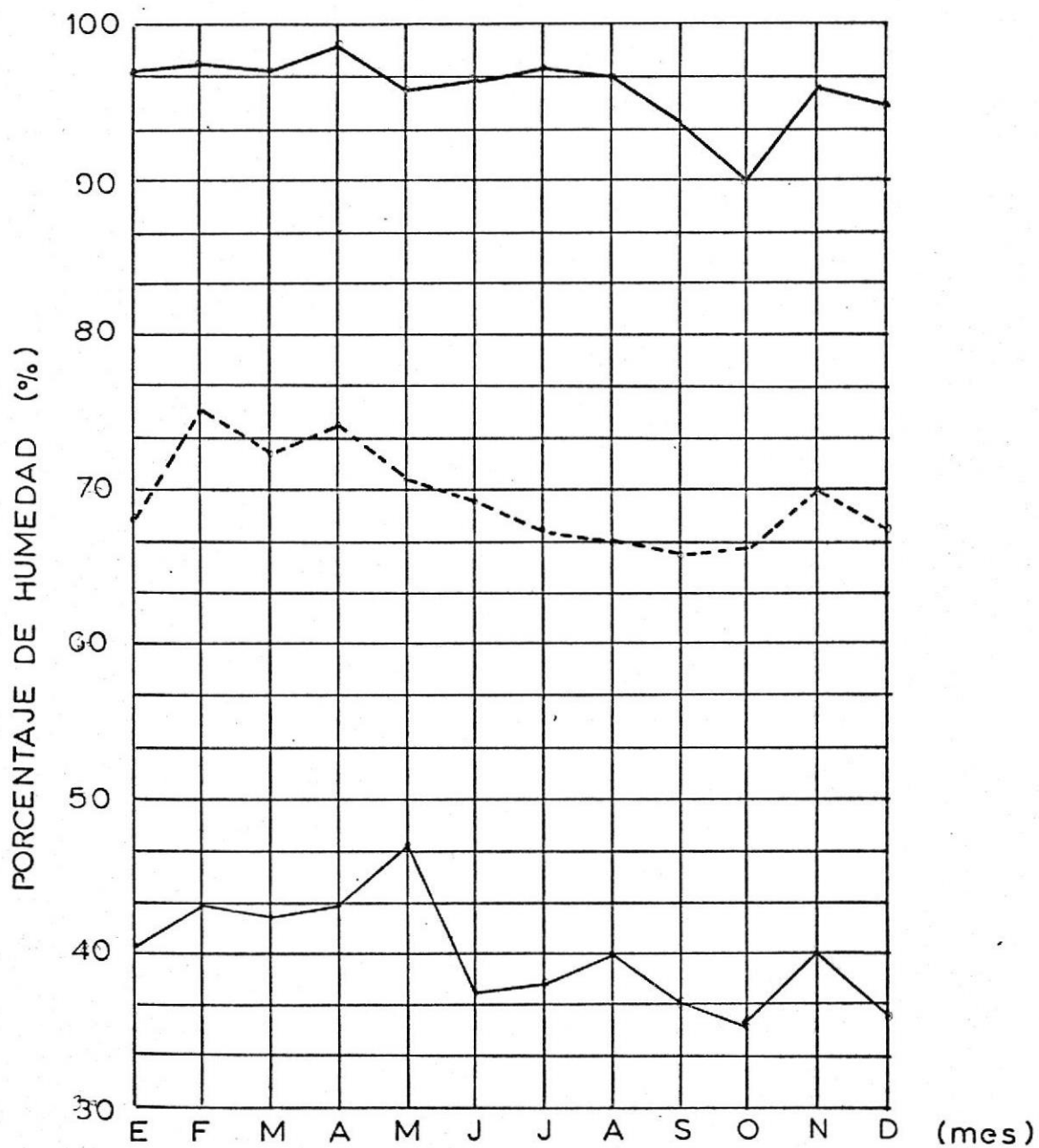


FIGURA N° 1.10

HUMEDAD RELATIVA (%) 1979

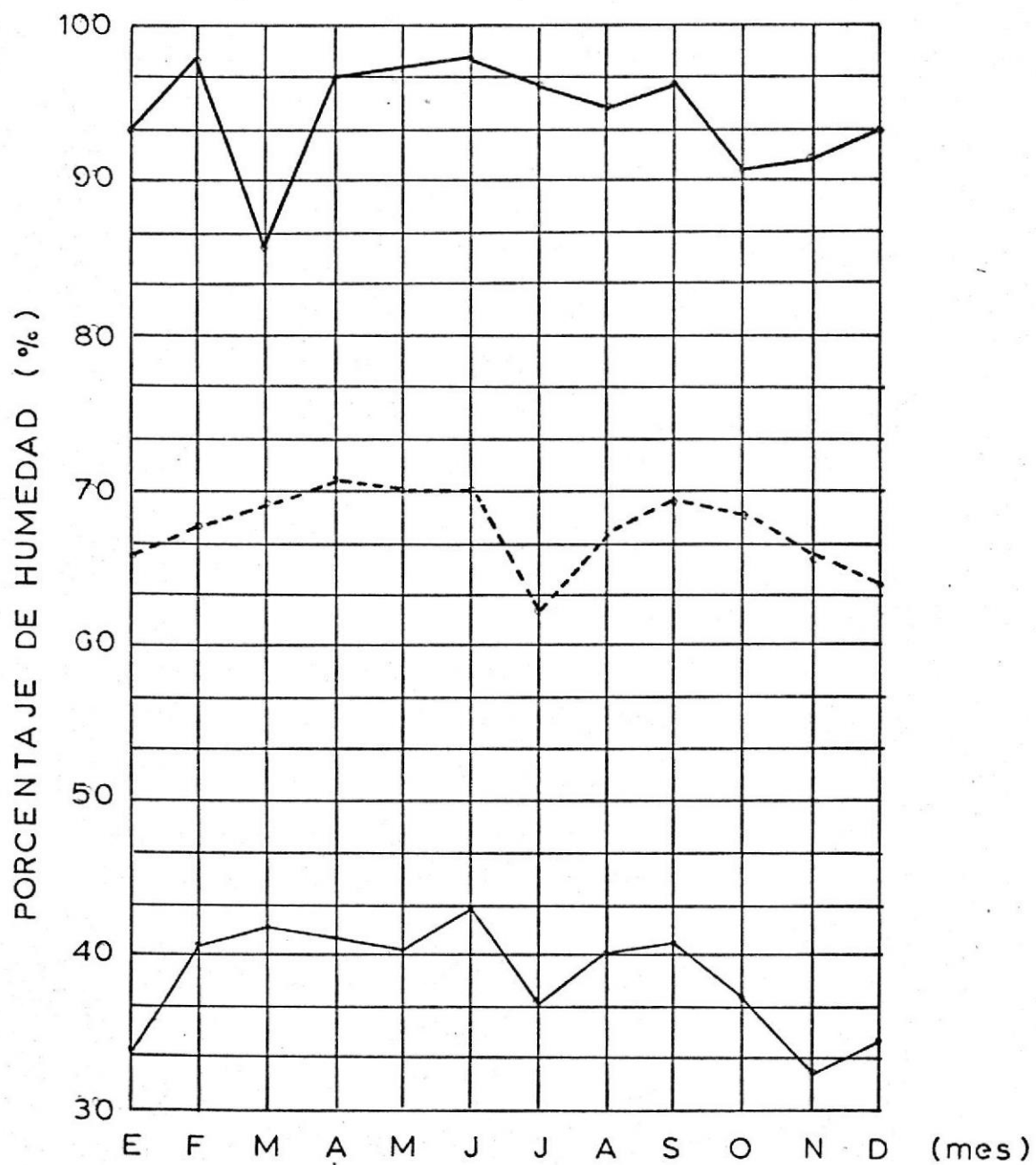


FIGURA N° 1.11

HUMEDAD RELATIVA (%) 1980

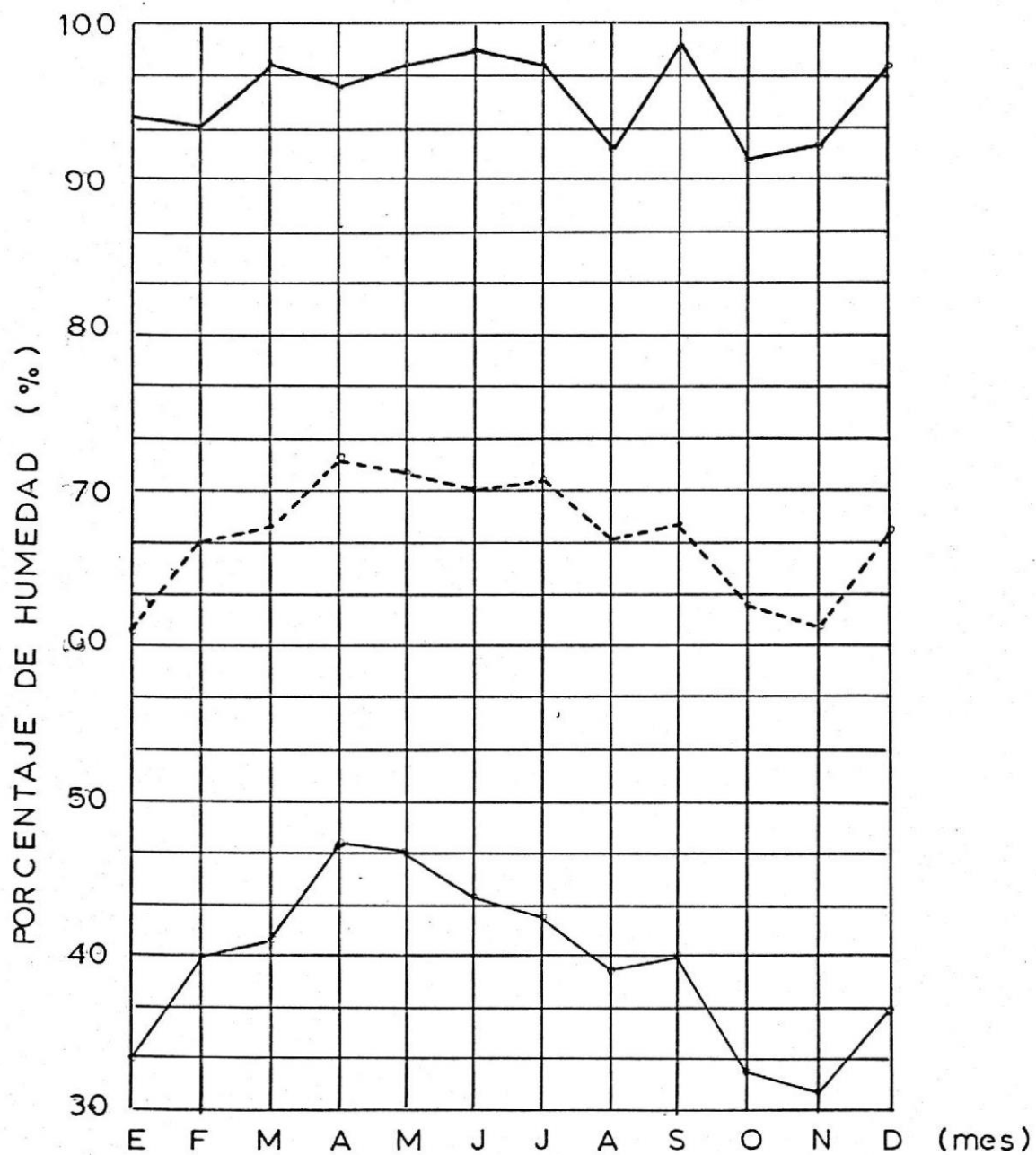
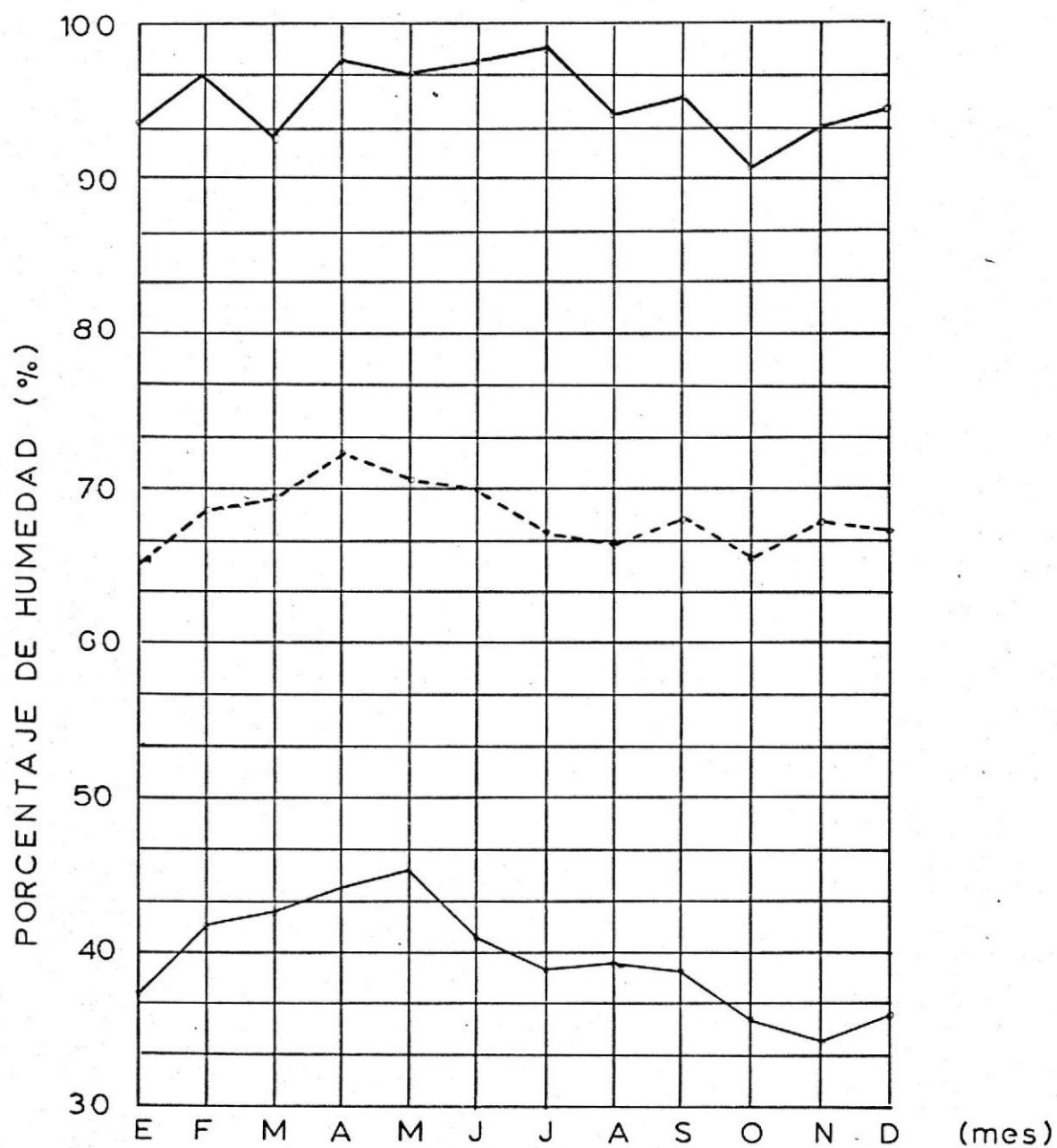


FIGURA N^o 1.12

HUMEDAD RELATIVA (%) (promd.)



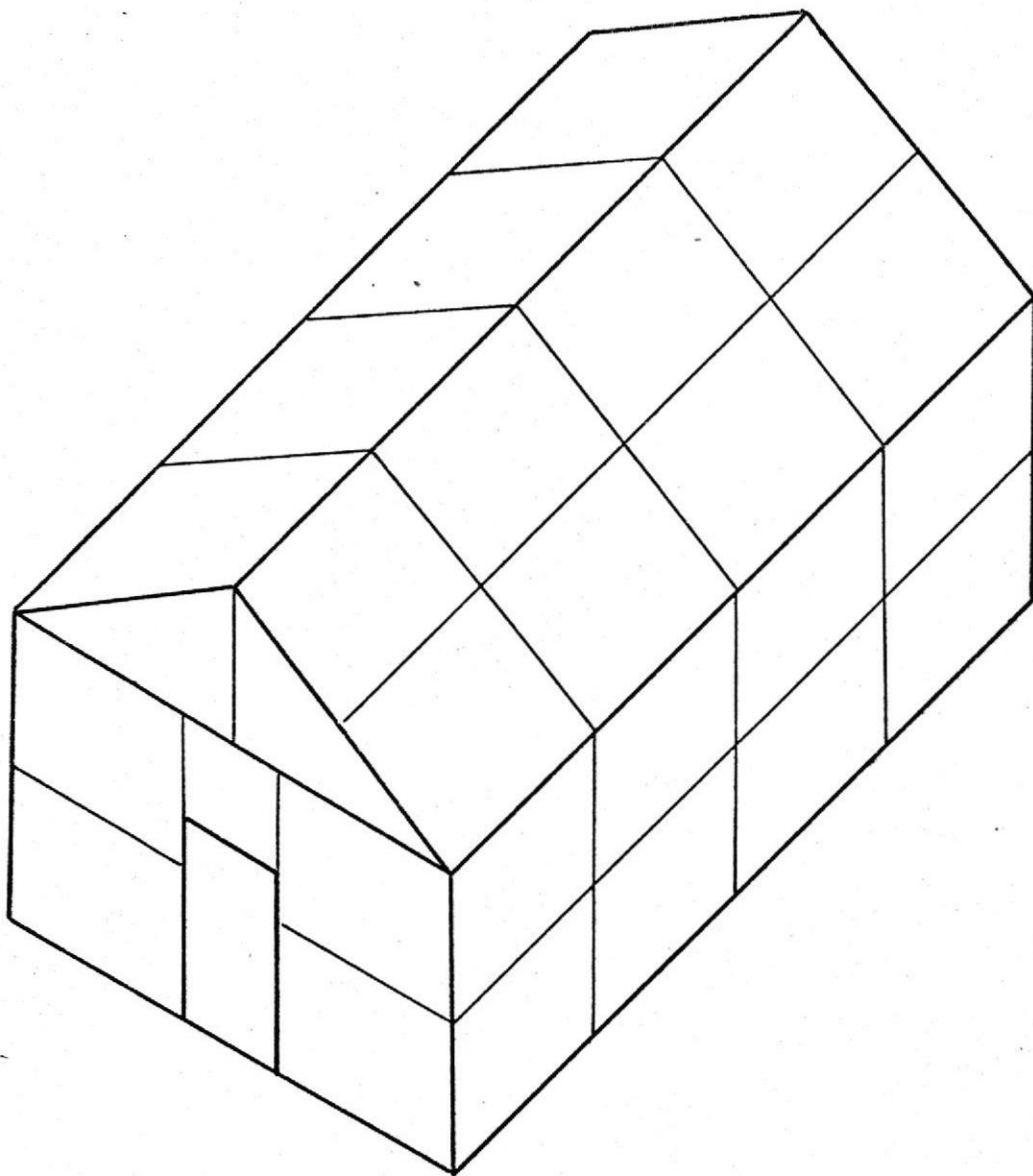
Sobre las condiciones internas diremos que las plantas a mantener en el local son de tipo ornamental, las mismas que tienen una determinada amplitud en lo que se refiere a humedad relativa y temperatura. En lo que tiene que ver a temperatura éstas varían entre 20° y 25°C y en cuanto a humedad relativa, varía entre 65 y 85%.

1.3 ESPECIFICACIONES ARQUITECTONICAS DEL LOCAL A ESTUDIARSE/FORMA DEL INVERNADERO

En el presente punto enfocaremos la parte arquitectónica, esto es la forma y materiales del invernadero. El invernadero se encuentra detallado en los planos 1.1 y 1.2, los mismos que muestran al local tanto en una vista general como también cortes. Las medidas que aparecen en los planos son las que se ha considerado para el cálculo de climatización. No entramos en detalle de cómo sería la construcción del invernadero en lo que tiene que ver con cálculos de pórticos, vigas, puntales, soportes, etc, ya que esto escapa a nuestro estudio, esto es la climatización. Los principales elementos básicos en la construcción de un invernadero están enumerados así:

- Pisos, Paredes

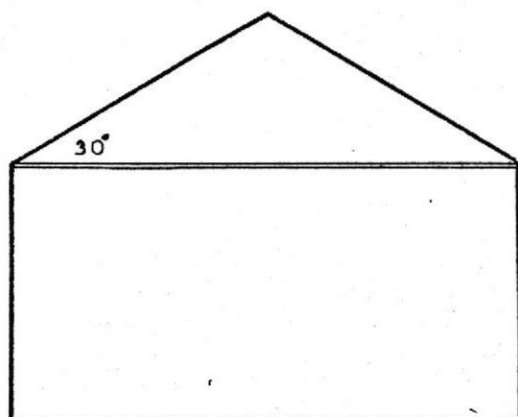
PLANO 1.1



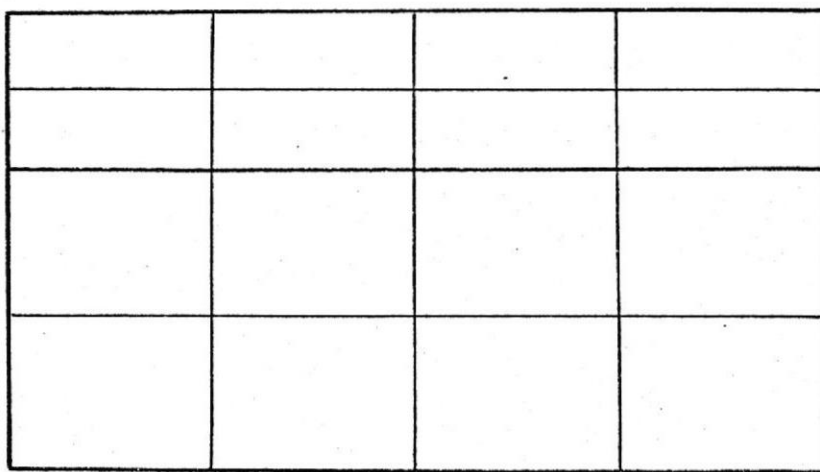
ESC. 1:75

PERSPECTIVA DEL LOCAL

PLANO 1.2



CORTE TRANSVERSAL



VISTA LATERAL

- Estructura
- Cubierta (techo)

1.3.1 Tipo de techo, materiales y propiedades físicas

En lo que se refiere al techo del local, éste puede ser de diversos materiales, entre ellos tenemos: madera (duelas), asbesto-cemento, vidrio, cada uno con diversas propiedades físicas.

La tabla N° 13 detalla una lista de materiales con sus propiedades físicas. El vidrio y las fibras plásticas son materiales especiales que merecen un estudio más detenido de sus características; sobre ellas se hace una evaluación en el punto 1.3.2

1.3.2 Tipo de vidrio, materiales y propiedades físicas

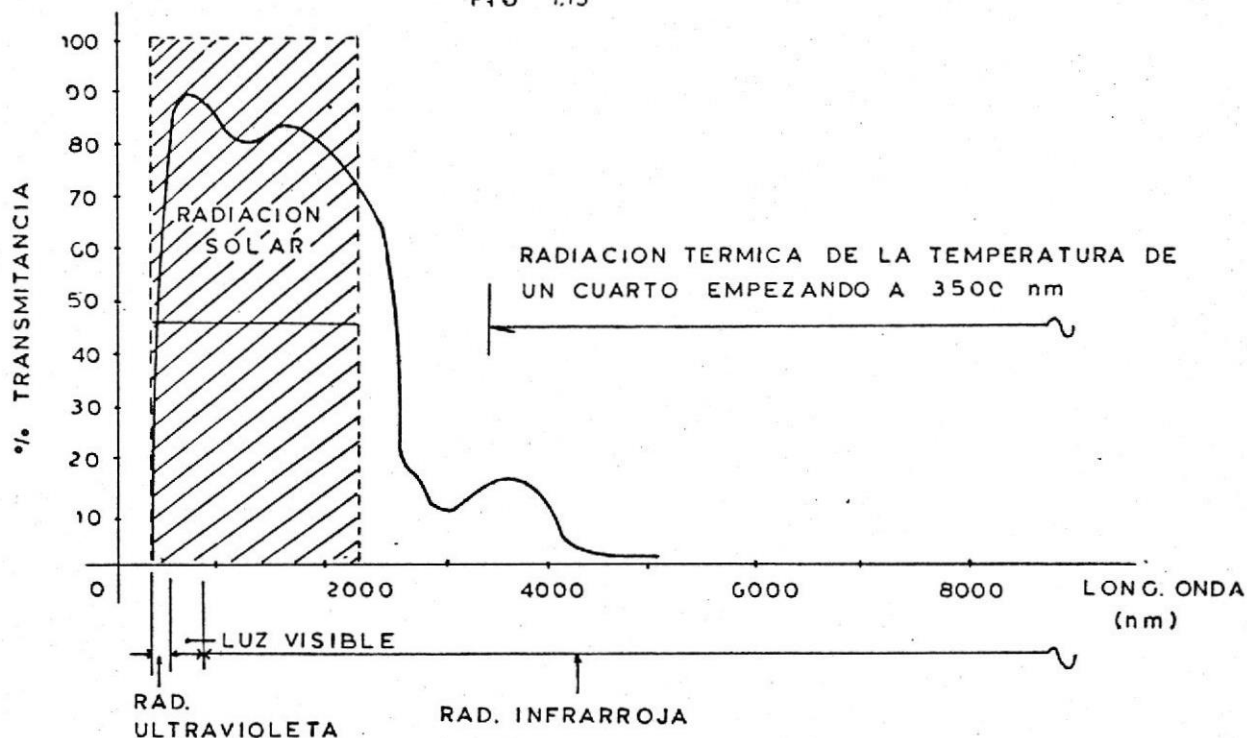
Comúnmente se ha utilizado al vidrio como el material más importante en la construcción de los invernaderos, porque este material permite el paso de la luz sin mucha dificultad así como atrapa la mayor parte de calor. Pero recientemente se ha descubierto un amplio número de materiales

transparentes que también son utilizados para estos fines y se los utiliza de acuerdo a las necesidades técnicas y económicas. La tabla N^o 14 nos muestra una serie de materiales transparentes con diversas características y en base a ellas podemos decidir cuál será el tipo de material que utilizaremos.

Vidrios standard de 1/8" transmiten cerca del 90% de la radiación solar. Es necesario indicar que la radiación solar puede ser dividida en tres diferentes modos de radiación con tres diferentes longitudes de onda tal como se indica en la figura 1.13. La radiación ultravioleta la cual viene a ser como un sol fuerte; la luz visible es otra parte de la radiación solar y es la que nos permite ver y la radiación infrarroja la cual está constituida en su mayor parte por el calor solar y junto con la luz visible son útiles para el crecimiento de las plantas.

El vidrio transmite cerca del 80% de la radiación ultravioleta, el 90% de la luz visible y cerca del 80% de la radiación infrarroja. Esta radiación es absorbida por las plantas en el in-

FIG 1.13



% TRANSMITANCIA VS LONGITUD DE ONDA

vernadero y es utilizada en fracción de minutos para el proceso de fotosíntesis. El resto de la radiación solar es absorbida por las plantas y es utilizada en sus procesos de transpiración (cuando la planta libera humedad a la atmósfera) o liberando calor, cualquiera de los dos lo hace al aire del ambiente o por radiación a superficies frías. El calor radiado por las plantas ocurre a longitudes de ondas mayores que la de la radiación solar. Cabe indicar que la radiación solar tiene longitudes de onda que van desde aproximadamente 350 nm. a 2200 nm mientras que la radiación térmica emitida por las plantas

cuando la temperatura del ambiente es de 95°F es de 3400 a 50000 nm. A más baja temperatura la radiación térmica tiene longitudes de onda mayores. El vidrio no transmite radiación a esas longitudes de onda, ya que tiene una propiedad de atrapar la radiación solar. Este es el efecto que comúnmente se lo conoce como Efecto Invernadero.

Las pérdidas de calor en un invernadero son especialmente en las noches y son por convección y conducción. Las pérdidas por convección tienen lugar con los escapes de aire caliente por las endijas del local. Las pérdidas por conducción tienen lugar a través del vidrio mismo (vidrios con una alta conductividad térmica). En vista de lo que hemos expresado podemos decir que el material necesario para un buen invernadero será aquel que tenga una alta transmitancia de radiación térmica.

Una de las formas de disminuir la conductividad térmica y esta manera reducir las pérdidas de calor en el invernadero, es usando vidrios dobles, pero esta ganancia toma lugar a expensa

de una ligera pérdida de la radiación solar transmitante. Cada capa extra de vidrio reduce la transmitancia solar de 8 a 10% y cada capa adicional de espacio de aire corta las pérdidas de calor del invernadero.

Aproximadamente la conductividad térmica para vidrios simples es de 1.13 BTU/pie²hr°F. En el caso de vidrios dobles con 3/4" de espacio de aire el valor de U es de aproximadamente 0.65 y para vidrios triples este valor disminuye a 0.36. Esto significa que el utilizar vidrios dobles puede reducir las pérdidas de calor en un 46% comparando este valor con el de vidrio simple. Un espacio de aire alrededor de 1 1/2" es considerado óptimo, aunque espacios de aire de 3/4 a 4 pulgadas son considerados efectivos. Uno de los problemas de utilizar vidrios simples en los invernaderos es la condensación en la superficie interior, esta condensación trae desventajas debido a que disminuye la cantidad de luz receptada por el invernadero y otra de las desventajas de la condensación es que las gotas de agua cuando caen pueden hacer daño a las plantas. Sin embargo, en las noches frescas esta condensación

puede ser una ventaja puesto que reduce las pérdidas de calor por radiación térmica (esto es esencialmente una verdad con cobertores o películas plásticas las cuales transmiten una alta proporción de radiación térmica). Cuando se utiliza vidrios dobles se reduce la condensación porque ayuda a mantener la superficie interior del vidrio caliente.

1.3.3 Tipo de paredes, materiales y propiedades físicas

Podemos decir que existen distintos tipos de materiales para utilizar como paredes, los cuales se seleccionan de acuerdo a necesidades tanto técnicas como económicas. La Tabla N° 13 detalla una serie de materiales utilizados para estos menesteres. El vidrio como ya se ha mencionado es el mejor material del cual nosotros podemos disponer para nuestros fines como es de retener energía y de dar paso a la luz; la Tabla N° 14 detalla una serie de materiales de vidrio y plásticos con sus respectivas cualidades.

En nuestro proyecto, estas láminas de vidrio irán sobre estructuras de hierro, las cuales

constituyen el armazón del local. Es necesario indicar que las paredes del local deben ser fuertes, rígidas y ésto es para soportar pesos como lámparas, equipos (extractores), etc., y el hierro le dá esta cualidad.

1.3.4 Tipo de piso, materiales y propiedades físicas

Antes de empezar la construcción del piso es necesario disponer de la medida y localización exacta del local una vez que se tipne ésto, el procesos de asentamiento puede seguir. El material que utilizaremos será concreto. La tabla N° 13 nos muestra una lista de estos materiales.

1.4 PROPIEDADES BIOLÓGICAS Y FISIOLÓGICAS DE LAS PLANTAS

Las plantas al igual que el hombre y los animales necesitan de ciertas condiciones climáticas o ambientales para su mantención y desarrollo. En un local para la conservación de plantas, los elementos esenciales para conseguir un buen clima son: humedad, temperatura, ventilación y luz. Las plantas tienen bien definidos sus requerimientos de temperatura, valores; más allá de éstos traen serios problemas de crecimiento y enfermeda-

des. Existen plantas que crecen satisfactoriamente en climas fríos y climas cálidos, es por ésto que existen invernaderos cálidos e invernaderos frescos. Las plantas ornamentales que estamos considerando para nuestro estudio, se desarrollan en un ambiente cuya temperatura es de aproximadamente 55° a 80° F con humedad relativa fluctuante entre 65% y 85%. La cantidad de humedad está relacionada con la temperatura. Un invernadero debe ser relativamente seco para disuadir enfermedades de las plantas. Cuando el aire fresco es calentado la humedad relativa decrece. Tanto la humedad relativa como la temperatura están afectadas por la ventilación. Un incremento de la ventilación bajará la temperatura y generalmente baja la humedad. Las plantas necesitan de aire fresco para llenar sus abastos de dióxido de carbono y oxígeno. Ellas usan una pequeña cantidad de oxígeno día y noche para su respiración, así como también una gran cantidad de dióxido de carbono para la fotosíntesis durante el día.

En lo que se refiere a luz, la cantidad óptima varía con las diferentes especies que existen así como también con las diferentes etapas durante la vida de la planta. Para suplir la luz natural se utiliza bulbos o lámparas fluorescentes de acuerdo a los niveles ne-

césarios de luz requeridos.

CAPITULO II

METODO DE DISEÑO

2.1 BALANCE DE ENERGIA EN EL INVERNADERO

El método común para determinar las condiciones dentro de un invernadero o salón botánico para condiciones ambientales especificadas es asumir condiciones de estado estable.

Balaceando ecuaciones de calor y humedad que incluyen la influencia del calentamiento solar, pérdidas por conducción, ventilación, infiltración, calor disipado hacia la tierra, pueden ser escritas. Lo dicho anteriormente lo podemos expresar así:

CARGAS EXTERNAS

Ganancia de calor a través de
vidrio, (techo, paredes, ventanas).

Pérdida de calor por ventilación
e infiltración.

CARGAS INTERNAS

- Calor suministrado por la transpiración de las plantas.
- Calor utilizado por la fotosíntesis
- Calor disipado hacia la tierra
- Calor generado por equipos o luces
- Calor generado por personas

2.2 ANÁLISIS DE LAS CARGAS EXTERNAS

Para el caso de nuestro invernadero las cargas externas consideradas como ya lo dijimos anteriormente, son:

- Ganancia de calor por vidrios
- Ganancia de calor por techos
- Ganancia de calor por paredes
- Pérdida de calor por ventilación e infiltración (aire externo).

Antes de empezar a analizar cada una de estas cargas es necesario estudiar y determinar parámetros importantes como ángulos solares, intensidad de radiación normal, factores de radiación directo y difuso y todo aquello que sea indispensable para realizar un estudio más pormenorizado de la radiación solar que incide o cae en nuestro invernadero que para el presente trabajo se lo está proyectando para la ciudad de Riobamba.

2.2.1 Fenestración

La fenestración es el término usado para la transmisión de luz en una abertura de una pared o techo de una construcción, estado incluidos: materiales vidriados o plásticos, celosías, divisiones, mochetas para sombreado interno y externo y sistemas de sombreado integral.

Los ingenieros y diseñadores deben de reconocer la importancia de varios materiales de fenestración y sus efectos en lo que se refiere a la conservación de la energía. Los propósitos de la fenestración son:

- Satisface las necesidades humanas para una comunicación visual con el mundo exterior, un conocimiento a primera vista del tiempo y sus cambios así como una relevación de la monotonía y claustrofobia.
- Admite radiación solar para proveer de luz y calor y en algunos casos de aire externo para deserear sitios donde hay muchas personas.

- Provee entradas o salidas en construcciones bajas en casos de fuego o en casos de emergencia.
- Encarece o acrecienta la apariencia interior o exterior de una edificación.

2.2.2 Radiación Solar

El ambiente térmico externo de un lugar es el resultado de las influencias combinadas de la radiación solar y los efectos meteorológicos. Las influencias físicas pueden tener también gran importancia tales como la topografía y las corrientes oceánicas pueden tener también gran importancia sobre el clima de un lugar determinado. En un análisis final, el Sol es la fuente de mayor energía sobre la tierra y es el factor primario preponderante y determinante del ambiente térmico de un lugar. La intensidad de radiación solar sobre una superficie normal a los rayos del sol más allá de la atmósfera terrestre en la distancia media de la tierra al sol ($92'957.200 \pm 50.000$ millas) es definida como la constante solar I_{sc} . Aunque hay o exis -

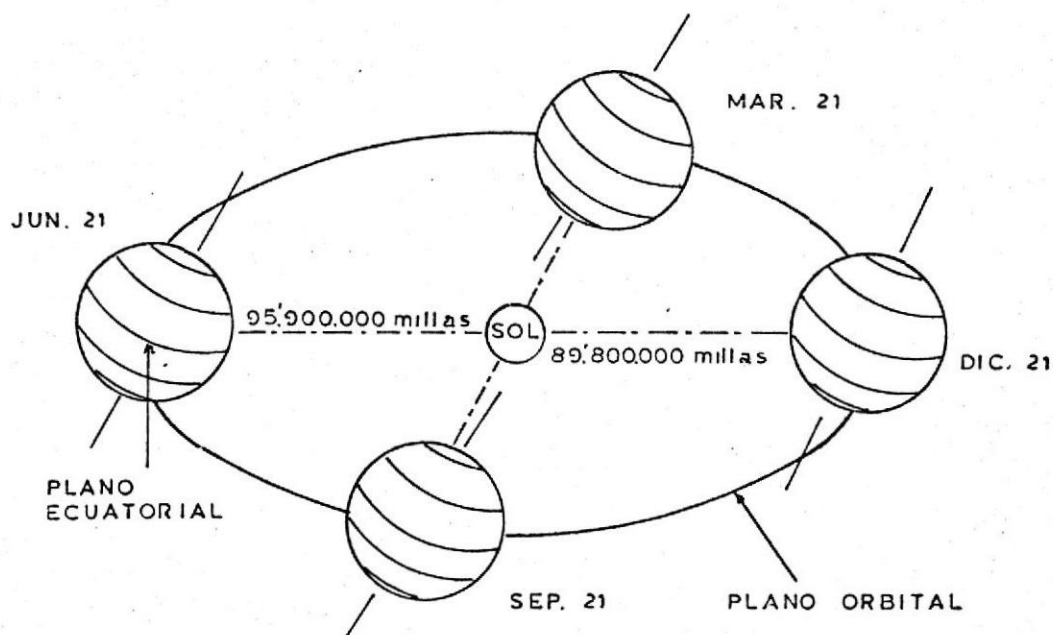
ten corrientemente pequeñas variaciones en la radiación de salida del sol, causada por los cambios en la porción ultravioleta del spectrum solar, es comúnmente aceptado un valor de $I_{sc} = 429.2 \text{ BTUh/pie}^2$, éste es el equivalente a 1353 W/m^2 o $1.94 \text{ cal/cm}^2\text{Min}^3$. Debido a que la órbita terrestre es ligeramente elíptica y la intensidad de radiación extraterrestre I_0 , varía inversamente al cuadrado de la distancia de la tierra al sol, el valor de la radiación solar extraterrestre tiene sus variaciones, tal como se indica en la Tabla N^o 15. La radiación solar extraterrestre I_0 tiene un máximo valor de 443.6 BTU/Pie^2 para el 21 de diciembre y un valor mínimo de 415.5 BTU/pie^2 para el 21 de junio, tal como se ve en el Gráfico 2.1

De donde:

A es la constante solar aparente en BTUh/pie^2 .

B es el coeficiente de extinción y es el inverso de la masa de aire relativa. Siendo ésta la razón de la longitud de la trayectoria de los rayos del sol a través de la atmósfera a la longitud más corta posible o sea cuando el sol está en el Cenith, $(\text{masa de aire})^{-1}$.

GRAFICO N° 2.1

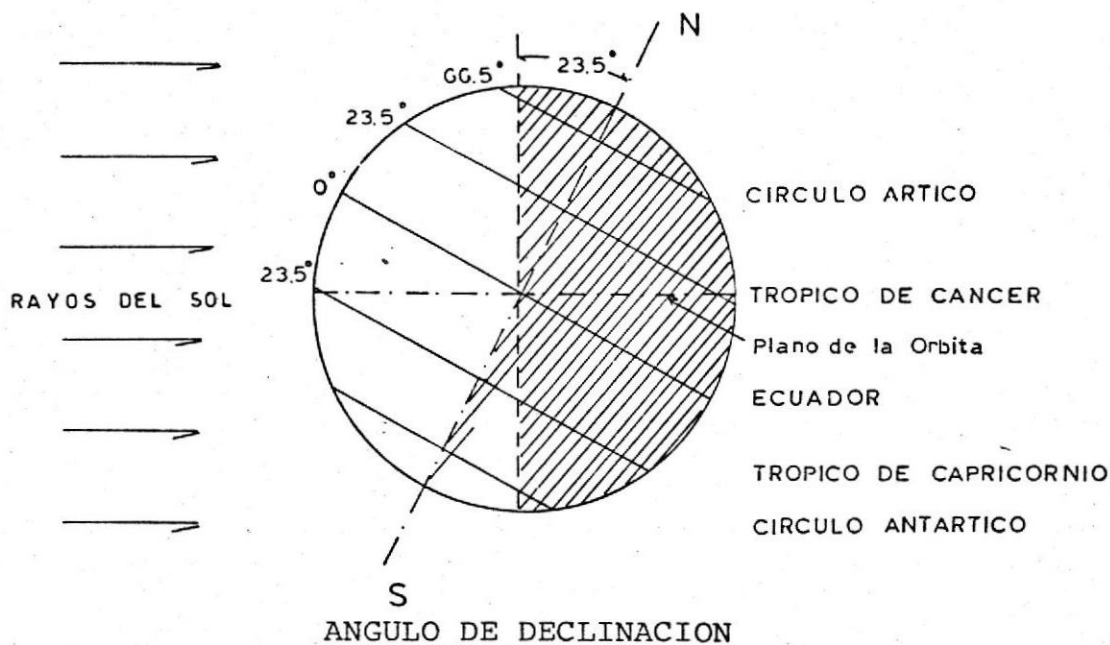
RADIACION SOLAR EXTRATERRESTRE

Cabe indicar que los factores A, B varían durante el año debido a los cambios de estación, así como a partículas de polvo y vapor de agua contenidos en la atmósfera, y también a los cambios de distancia durante el año de la tierra al sol.

C es el factor difuso del cielo y es adimensional.

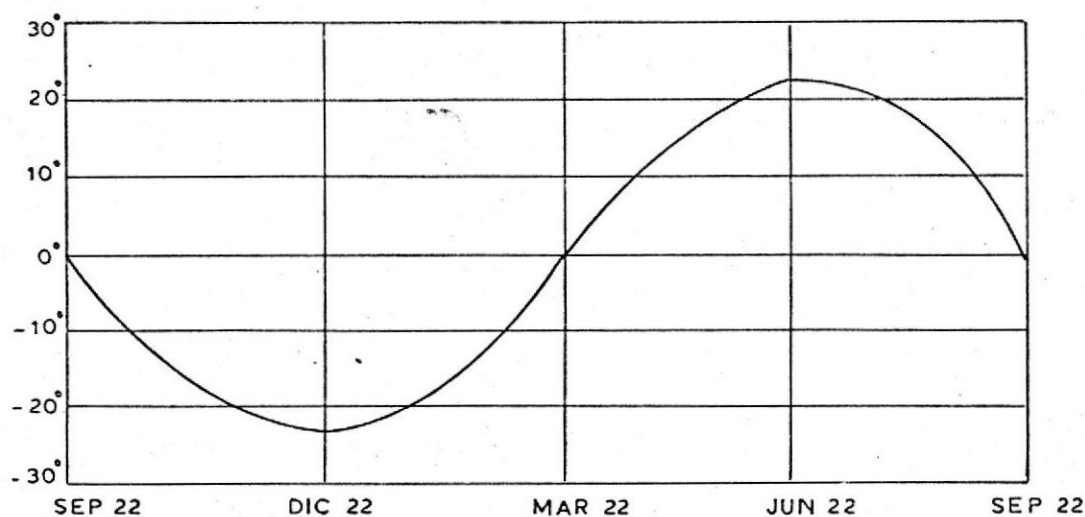
δ es el ángulo de declinación. Debido a que el plano ecuatorial está inclinado un ángulo de 23.5° del plano orbital, la declinación varía a través del año tal como se aprecia en la Fig.

2.2.

FIGURA N^o 2.2

Esta variación causa los cambios de estación, así como los períodos de claridad y oscuridad.

En vista de que el período de una revolución completa de la tierra alrededor del sol no coincide exactamente con un año calendario, la declinación del mismo varía ligeramente de un año a otro. Se pueden obtener valores precisos en tablas astronómicas tales como American Ephemeris and Nautical Almanac. En cálculos ordinarios es suficientemente precisos utilizar los valores de cualquier año. La figura 2.3 muestra aproximadamente la declinación del sol en el año.

FIGURA N^o 2.3

VARIACION DE LA DECLINACION

Otro de los factores es la ecuación de tiempo que viene expresada en minutos.

Es necesario aclarar que en la atmósfera existen diferentes constituyentes como moléculas de agua, moléculas de aire y partículas de polvo las cuales producen dispersión en muchas direcciones de la radiación solar.

Además, el ozono que se encuentra en la parte superior de la atmósfera así como el vapor de agua cerca de la superficie de la tierra hace que parte de la radiación solar sea absorbida, luego el excedente puede llegar a la superficie de la tierra.

Por lo tanto, podemos concluir diciendo que una superficie sobre la tierra recibe energía solar de dos maneras: una es la radiación directa y otra parte radiación difusa proveniente de todo el cielo.

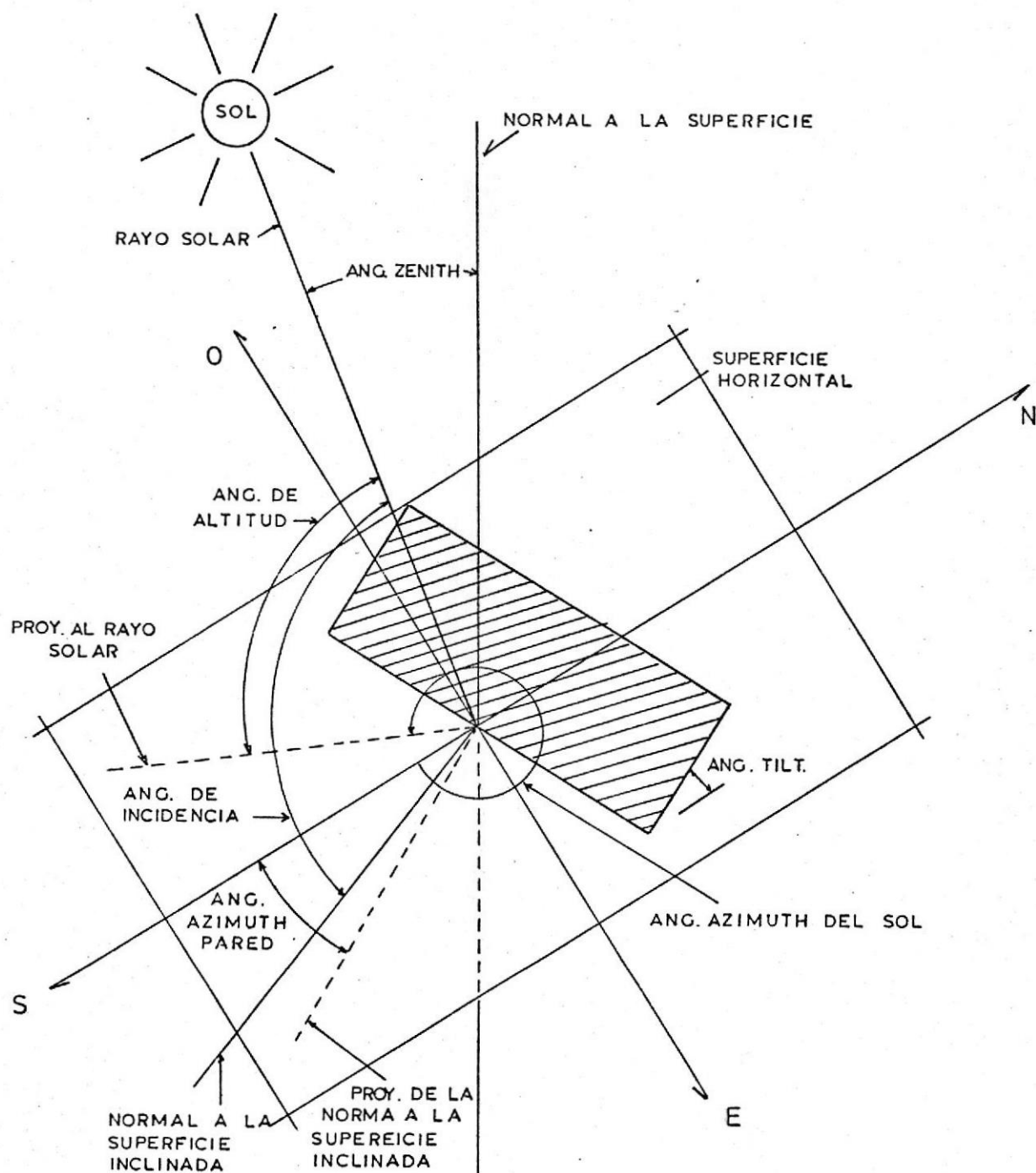
2.2.3 Angulos Solares, Intensidad Normal de Radiación

Para poder seguir adelante en nuestro estudio de la radiación solar, es necesario dejar bien esclarecido y explicado todos los ángulos solares que tenemos que utilizar para nuestros cálculos futuros.

Supongamos que tenemos una superficie horizontal y sobre ella la superficie que vamos a estudiar, tal como se indica en la Fig. 2.4 (ver gráfico en la página siguiente).

Explicando cada ángulo tendremos:

- Angulo Tilt.- Es el ángulo correspondiente a la inclinación de la superficie en estudio con respecto a la superficie horizontal (TI).
- Angulo Zenith.- Es el ángulo correspondiente a la inclinación que existe entre la dirección del

FIGURA N^o 2.4ANGULOS SOLARES

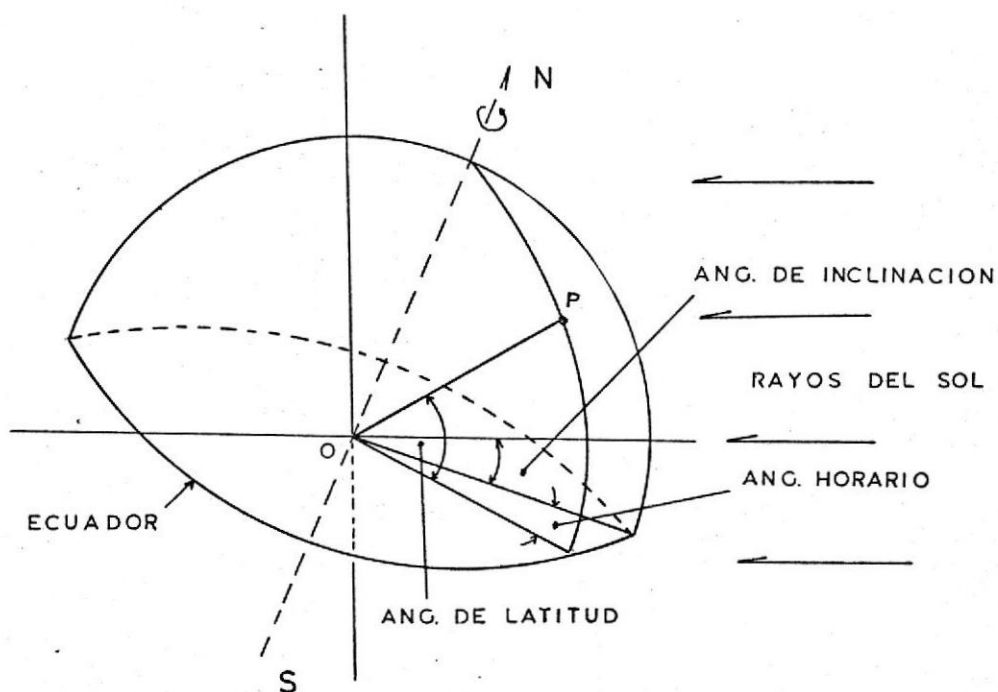
rayo solar y la perpendicular a la superficie horizontal. (Z).

- Angulo de Altitud.- Es el ángulo formado por el rayo solar y su proyección a la superficie horizontal. (AL).
- Angulo Incidente.- Es el ángulo formado entre el rayo solar y la normal superficie considerada. (IN).
- Angulo Azimuth Sol.- Es el ángulo medido en la superficie horizontal. Se lo mide a partir de la dirección sur hasta la proyección del rayo solar en la superficie. Para el hemisferio norte este ángulo se lo mide en sentido de las manecillas del reloj. (AS).
- Angulo Azimuth Pared.- Es el ángulo medido en la superficie horizontal. Se lo mide a partir de la dirección sur hasta la proyección de la perpendicular de la superficie en estudio sobre la superficie considerada horizontal. (AP).
- Angulo Azimuth Sol-Pared.- Es la diferencia absoluta entre los azimuth sol y de pared (AZSP).

Ahondando más sobre el asunto acotamos que un punto P en la superficie de la tierra puede ser determinada su ubicación con respecto a los rayos

del sol si se conoce los ángulos de Latitud, ángulo horario y ángulo de declinación. En la Fig. 2.5 podemos observar los ángulos mencionados.

FIGURA N° 2.5



ANGULO DE INC-HORARIO-LATITUD

Del gráfico anterior notamos lo siguiente:

- Angulo de Latitud.- Es el ángulo formado por la dirección OP y su proyección en el plano ecuatorial. (LA)
- Angulo Horario.- Es el ángulo medido en la superficie ecuatorial entre las proyección del punto P y la proyección de la línea que une el centro de la tierra y el sol. (H).

- Angulo de Declinación.- Es el ángulo formado por los rayos del sol y la superficie ecuatorial, es de anotar que este ángulo como ya lo dijimos anteriormente varía a lo largo del año como lo muestra la Tabla 15 debido a la variación de la posición de la tierra respecto al sol, tal como se vió en las Figs. 2.1 y 2.2.

Sobre la superficie de la tierra se ha determinado la intensidad de radiación normal directa y se la representa así:

$$I_{DN} = \frac{A}{\exp[B/\text{Sen}(AL)]}$$

De donde:

A es la constante solar aparente. (BTUh/pie²)

B es el coeficiente de extinción atmosférico
(masa-aire)⁻¹

AL es el ángulo de altitud del sol. Grados.

Las cantidades A y B de la Tabla 15 nos da el valor promedio de I_{DN} ya que son valores para días poco nublados.

Para atmósferas muy claras el valor de I_{DN} puede ser 15% mayor que el determinado en la ecuación anterior.

Para localidades donde no se tiene siempre una claridad absoluta, es decir que el firmamento es poco nublado y además existen grandes elevaciones, la ecuación anterior hay que modificarla añadiendo un factor llamado "Número de Claridad-CN", luego la ecuación queda así:

$$I_{DN} = \frac{A \times CN}{\exp[B/\text{Sen}(AL)]}$$

Explicando brevemente el número de claridad, podemos decir que nos indica cuán despejado está el cielo.

En localidades donde existe gran cantidad de industrias el número de claridad puede ser un 10% más bajo que la unidad, con lo que obviamente disminuye la intensidad de radiación normal directa por existir mucha dispersión; en lugares o sectores donde se tiene un cielo claro este valor puede ser la unidad o más que la unidad. Un valor de claridad igual a 1 nos diría que esta-

mos a una altitud al nivel del mar, que existe un cielo claro y que la cantidad de polvo es pequeña.

Para nuestro cálculo asumiremos un valor de $CN = 1.02$. Los valores de I_{DN} está tabulados en la Tabla 15 y en ella se tiene valores para cada hora de cada día 21 de cada mes del año.

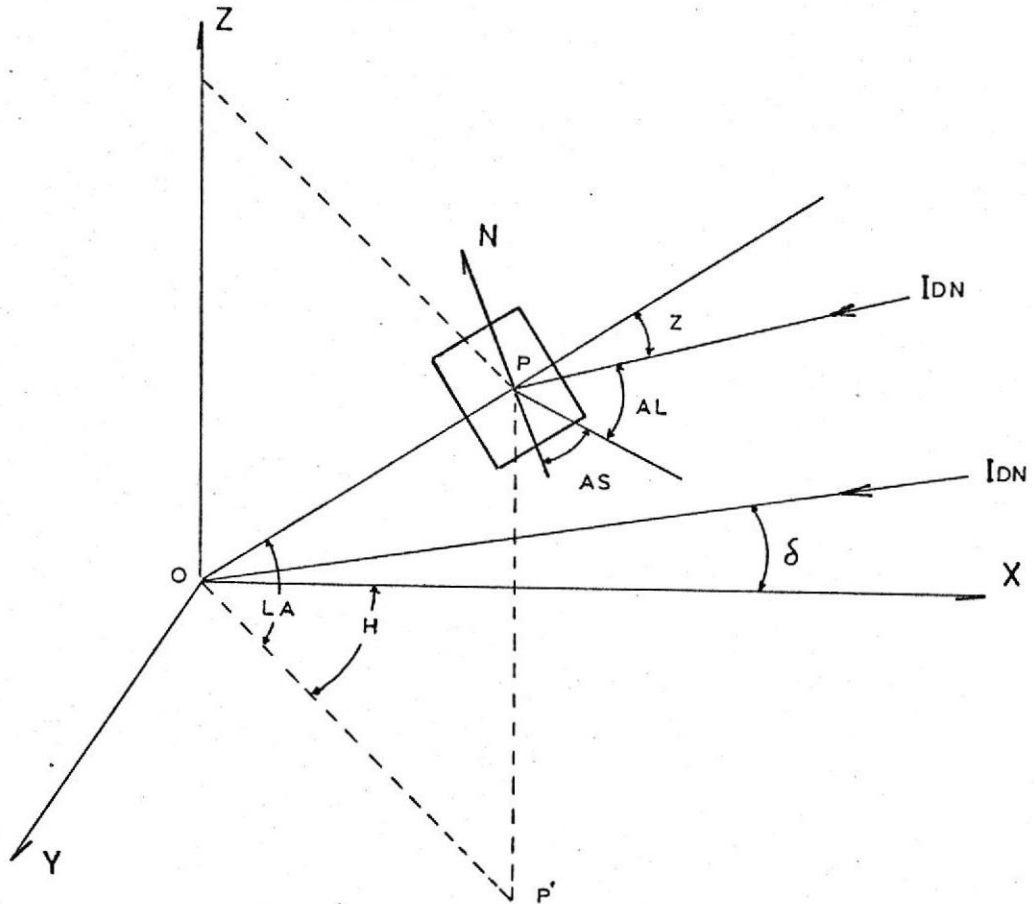
Como paso siguiente determinaremos los ángulos de altitud y azimuth del sol. Haciendo uso del Gráfico 2.6 tendremos:

$$Z = 90^\circ - AL$$

De dicha figura (ver página siguiente) tenemos que el plano X-Y es el plano ecuatorial y el eje Z es el eje de rotación de la tierra.

El vector I_{DN} representa los rayos solares. La línea PN que tiene dirección norte es normal a OP y permanece en el plano que contiene a OP y al eje Z.

Por geometría análitica se determinan los cose-

FIGURA N^o 2.6

INTENSIDAD NORMAL DE RADIACION

nos directores del rayo solar I_{DN} .

Para la recta OP:

$$a_1 = \text{Cos}(LA) \times \text{Cos}(H)$$

$$b_1 = \text{Cos}(LA) \times \text{Sen}(H)$$

$$c_1 = \text{Sen}(LA)$$

Para el rayo solar I_{DN} .

$$a_2 = \text{Cos}(\delta)$$

$$b_2 = 0$$

$$c_2 = \text{Sen}(\delta)$$

Del ángulo Zenith tenemos:

$$\text{Cos}(Z) = \text{ala}^2 + \text{blb}^2 + \text{clc}^2$$

Reemplazando los valores anteriores y sabiendo que $Z = 90^\circ - AL$ tenemos:

$$\text{Sen}(AL) = \text{Cos}(LA)\text{Cos}(H)\text{Cos}(\delta) + \text{Sen}(LA)\text{Sen}(\delta)$$

De igual manera el ángulo azimuth del sol (AS) se lo puede determinar mediante la siguiente relación:

$$\text{Cos}(AS) = \text{Sen}(AL) [\text{Cos}(LA)\text{Sen}(\delta) - \text{Cos}(\delta)\text{Sen}(LA)]$$

Combinando la ecuación anterior con la presente, tenemos:

$$\text{Sen}(AS) = \frac{\text{Cos}(\delta)\text{Sen}(H)}{\text{Cos}(AL)}$$

En la tabla 15 se encuentra tabulado tanto el valor de altitud como el de azimuth del sol para cada hora de cada día 21 de cada mes del año para una latitud sur de 1.63° que corresponde a la ciudad de Riobamba.

Para el caso de superficies no horizontales, esto es que tienen un ángulo de inclinación entre la superficie en estudio y el plano horizontal aparecerá el ángulo de incidencia que ya se lo explicó en la figura 2.4; así como también los

ángulos de azimuth de pared y azimuth sol-pared.

Utilizando geometría analítica se determina que para una superficie inclinada un ángulo tilt (TI) con respecto al plano horizontal, los cosenos directores del azimuth de la pared son:

$$a_3 = \text{Cos}(TI)$$

$$b_3 = \text{Sen}(AP)\text{Sen}(TI)$$

$$c_3 = \text{Cos}(AP)\text{Sen}(TI)$$

Los cosenos directos del rayo solar son:

$$a_4 = \text{Cos}(LA)\text{Cos}(H)\text{Cos}(\delta) + \text{Sen}(LA)\text{Sen}(\delta)$$

Esta relación se la puede reemplazar por:

$$a_4 = \text{Sen}(AL)$$

$$b_4 = \text{Cos}(\delta)\text{Sen}(H)$$

Esta relación se la puede reemplazar por:

$$b_4 = \text{Sen}(AS)\text{Cos}(AL).$$

Para estas dos relaciones hemos tenido que valer- nos de las relaciones descritas para calcular el azimuth y la altitud del sol y de esta manera darlas más sintetizadas.

$$c_4 = \text{Cos}(AS)\text{Cos}(AL)$$

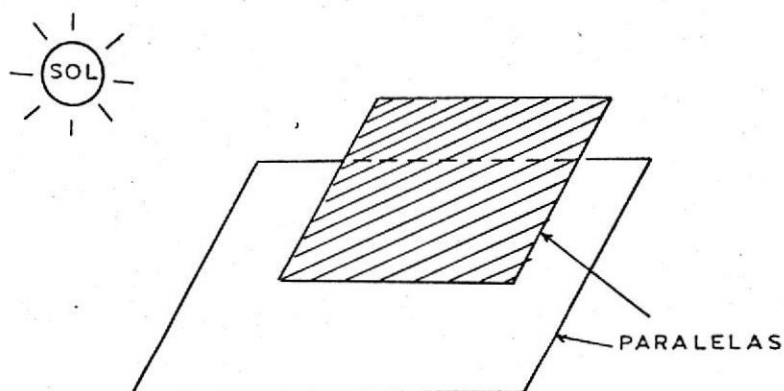
Combinando las ecuaciones anteriores, factorizando y ordenando podemos determinar el ángulo de incidencia y expresarlo así:

$$\text{Cos}(\text{INO}) = \text{Sen}(\text{AL})\text{Cos}(\text{TI}) + \text{Cos}(\text{AZSP})\text{Cos}(\text{AL})\text{Sen}(\text{TI})$$

Una vez que hemos encontrado la ecuación del ángulo de incidencia podemos calcular cualquier ángulo para cualquier superficie que esté inclinada un cierto ángulo tilt.

Para una superficie horizontal, el ángulo tilt $\text{TI} = 0$ tal como se indica en la Fig. 2.7.

FIGURA N° 2.7



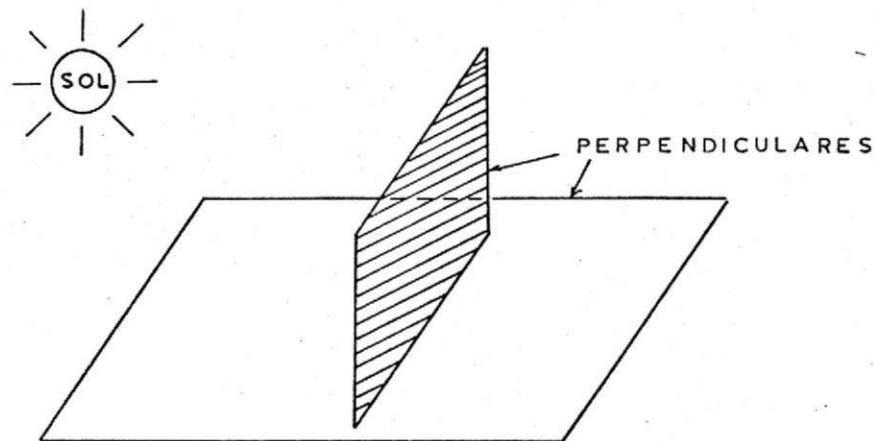
SUPERFICIE CON ANGULO TILT = 0°

Reemplazando en la relación del ángulo de incidencia el valor $TI = 0^\circ$ tenemos:

$$\text{Cos}(IN) = \text{Sen}(AL)$$

Para superficies verticales, ésto es que tengan un ángulo tilt de 90° tenemos: Ver Fig. 2.8

FIGURA N° 2.8



SUPERFICIE CON ANGULO TILT = 90°

Reemplazando en la relación $TI = 90^\circ$ tenemos:

$$\text{Cos}(IN) = \text{Cos}(AZSP)\text{Cos}(AL)$$

Conociendo este ángulo de incidencia podemos determinar la radiación directa (I_D) que recibirá una superficie. $I_D = I_{DN} \text{Cos}(IN)$

2.2.4 Factores de Radiación Directa y Difusa

Antes de entrar a enfocar los factores de radiación tanto directa como difusa hablemos primero de la radiación directa y difusa.

- Radiación difusa en superficies verticales.-
Una superficie vertical recibe radiación difusa de tres maneras, a saber:
 - a.- Radiación difusa desde el cielo a la superficie.
 - b.- Radiación difusa reflejada por la tierra a la superficie.
 - c.- Radiación directa reflejada por la tierra a la superficie.

Veamos sobre cada una de ellas:

- a.- Radiación difusa desde el cielo a la superficie.

Para determinar este tipo de radiación nos valemos de un factor angular tierra-superficie que está definido así:

$$K_{ts} = [1 - \cos(\theta)] \times 0.5$$

El factor angular superficie-cielo se lo define así:

$$K_{sc} = 1 - K_{ts}$$

En el supuesto caso de estar analizando una superficie vertical, el ángulo tilt sería 90° , luego

$$K_{ts} = 0.5$$

$$K_{sc} = 0.5$$

La radiación difusa que llega desde el cielo es:

$$BS = C \times I_{DN} / (CN)^2$$

De donde:

CN es el número de claridad (adimensional)

I_{DN} es la radiación normal directa (BTU_h/ft^2)

C es un factor de difusividad del cielo (adimensional).

Luego, la radiación difusa que llega a la superficie vertical será:

$$I_{sc} = (BS) \times K_{sc}$$

b.-- Radiación difusa reflejada por la tierra a la Superficie.

Se la define así:

$$I_{ts} = (BS) \times K_{ts} \times \rho_g$$

De donde:

ρ_g es la reflectividad de la tierra.

c.- Radiación directa reflejada por la tierra a la superficie.

Esta radiación depende de la altitud del sol, del ángulo azimuth sol-pared. Realizando todas las relaciones posibles se llega a la siguiente fórmula:

$$I_{dts} = I_{DN} \times \rho_g \times \cos(IN)$$

Por tanto, la radiación difusa total que va a recibir la pared vertical será:

$$I_d = I_{sc} + I_{ts} + I_{dts}$$

Reemplazando y arreglando valores tenemos:

$$I_d = \left[\frac{(0.5 + 0.5 \times \rho_g) \times C}{(CN)^2} + \rho_g \times \cos(IN) \right] I_{DN}$$

De donde:

I_d es la radiación difusa total.

Una vez que se ha detallado la radiación difusa y directa, determinaremos los factores de radia-

ción directa y difusa necesarios para nuestro cálculo; por lo tanto, todo lo que hemos venido diciendo acerca de estas radiaciones para superficies verticales las podemos resumir así:

$$HG = F_v [(\tau + 0.6 \times \alpha) \times I_D + I_d] + U (T_e - T_i)$$

De donde: . . .

HG es la ganancia de calor total para una superficie vertical; está en BTUh/pie²

F_v es el factor de sombra para la superficie vertical (adimensional).

τ es el factor de transmisividad del vidrio.

Adimensional.

I_D es la radiación solar directa incidente sobre la superficie. Está en BTUh/pie²

I_d es la radiación solar difusa que incide sobre la superficie. Está en BTUh/pie²

U es el coeficiente global de transmisión de calor para el vidrio. Está en BTUh/°F-pie²

T_e es la temperatura exterior al local en °F

T_i es la temperatura interior a mantenerse en el local, está en °F.

Para la ecuación anterior que nos determina la ganancia de calor a través del vidrio, hemos asumido lo siguiente;

- 1.- El calor que incide sobre el vidrio, el 60% lo transmite al interior del local y el 40% es transmitido al exterior.

- 2.- La radiación difusa que incide sobre el vidrio toda ella es transmitida al interior del local, para de esta manera contrarrestar la radiación de las superficies exteriores. En la fórmula anterior reemplazamos los valores de I_d e I_D y tenemos lo siguiente:

$$HG = Fv [I_{DN} \cos(IN) (\tau + 0.6 \alpha) + (I_{DN} (\rho_g \cos(IN) + \frac{(0.5 + 0.5\rho_g)C}{(CN)^2})] + U(T_e - T_i)$$

Ordenando tenemos:

$$HG = I_{DN} Fv [(\tau + 0.6\alpha) \cos(IN) + (\rho_g \cos(IN) + \frac{(0.5 + 0.5\rho_g) C}{(CN)^2}] + U (T_e - T_i)$$

Luego tenemos:

$$F_D = (\tau + 0.6\alpha) \cos(IN)$$

$$F_d = \frac{0.5 + 0.5\rho_g}{(CN)^2} + \rho_g \cos(IN)$$

A estas dos expresiones las llamamos facto-

res de radiación directa y difusa respectivamente; resumiendo tendremos:

$$HG = I_{DN} F_v (F_D + F_d) + U (T_e - T_i)$$

El factor de radiación directo depende del:

- Espesor del Vidrio
- Índice de Refracción
- Coeficiente de extinción

El factor de radiación directo lo tenemos tabulado en la Tabla 16 y se lo determina en función del ángulo de altitud y del ángulo de azimuth sol-pared.

El factor de radiación difusa depende de lo siguiente:

- Número de claridad
- Factor difuso del cielo para algún mes del año
- Reflectividad de la tierra ρ_g . Ver Tabla 17.

2.2.5 Factores de Transmisión, Absorción y Reflexión para vidrios (Propiedades de los materiales diatérmicos ante la radiación solar).

Del dibujo anterior tenemos:

I_{DN} Intensidad de radiación solar normal directa

IN Angulo de incidencia

$R.E$ Angulo de reflexión especular

R Angulo de refracción

Parte de la radiación incidente es reflejada por la superficie superior, parte es absorbida por el material del vidrio. Debido a las reflexiones internas sucesivas las cantidades de radiación reflejadas, absorbidas y transmitidas están dadas por la suma de series infinitas. Sea " r " la fracción reflejada de cada componente y " a " la fracción de cada componente disponible después de la absorción. La transmisividad total está dada por:

$$\tau = (1 - r)^2 a + r^2 (1 - r)^2 a^3 + r^4 (1 - r)^2 a^5 + \dots$$

Siendo la serie anterior una serie geométrica convergente tenemos:

$$\tau = \frac{(1 - r)^2 a}{1 - r^2 a^2}$$

Igualmente la reflectividad total será:

$$\rho = r + \frac{r(1 - r)^2 a^2}{1 - r^2 a^2}$$

De acuerdo a la relación: $\alpha + \tau + \rho = 1$

Tenemos:

$$\alpha = 1 - r - \frac{(1 - r)^2 a}{1 - r a}$$

Para evaluar la ecuación anterior es necesario conocer "r" y "a". Considerando el coeficiente de absorción "a". Suponemos que la radiación absorbida es proporcional a la intensidad de la radiación incidente y a la longitud de la trayectoria del haz refractado:

$$- dI \propto I dL'$$

$$dI = -K I dL'$$

$$a = -KL'$$

De donde K es llamado coeficiente de extinción.

$$L' = \frac{L}{\sqrt{1 - \frac{\text{Sen}^2(IN)}{n}}} \quad \therefore \quad L' = L/\text{Cos}(R)$$

De la fórmula anterior se tiene:

L espesor del vidrio

IN ángulo de incidencia

n índice de refracción del vidrio

R ángulo de refracción

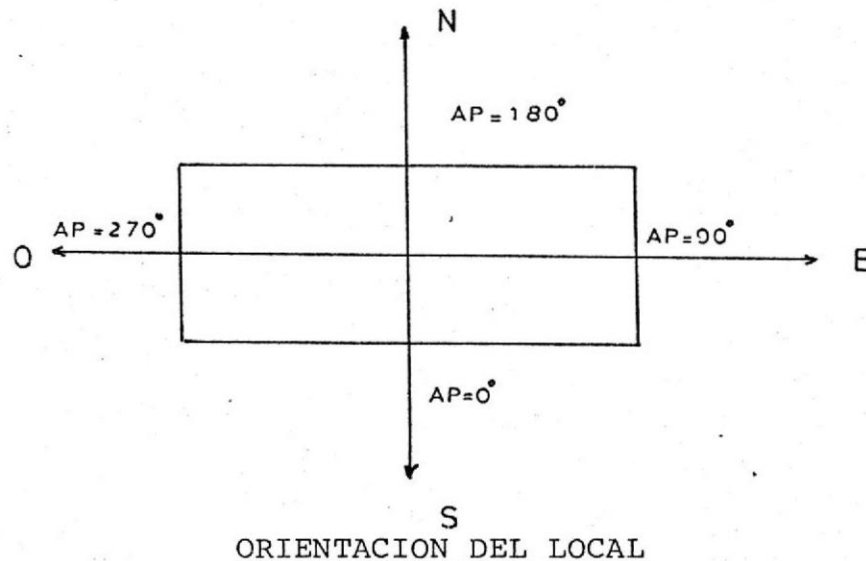
La Tabla N^o ¹⁹18 del apéndice nos muestra valores de K para varios tipos de vidrio.

2.2.6 Ganancia de Calor a través del vidrio

El local que vamos a climatizar tiene la particularidad de ser una casa de vidrio, ésto es con el objeto de aprovechar al máximo la radiación solar.

Como se especificó en el Capítulo N° I, a continuación expongo en el Gráfico 2.10 las orientaciones de las paredes del local ya que son importantes para determinar los factores solares.

FIGURA N° 2.10



Cuando se trata de climatizar un local comercial, un local social o una residencia, uno

de los puntos que se debe tener en cuenta es el número de personas que en dicho local se encuentren, ya que ellas constituyen un gran aporte de carga térmica.

El caso que nos ocupa es un invernadero, es decir un local para mantenimiento de plantas. Como ya hemos dicho, nuestro local es completamente de vidrio, por lo tanto, debemos analizarlo desde el punto de vista de la radiación solar que reciba.

Realicemos tres cálculos estimativos de factores solares para tres fechas distintas en las que suponemos existe mayor ganancia de calor, y tomemos como las 2:00 p.m. como la hora seleccionada para nuestro cálculo.

Los factores solares tanto para techo como para las paredes se las determina siguiendo esta relación:

$$F.S = I_{DN} \times F_v \times (F_D + F_d)$$

Estos valores ya se los explicó anteriormente.

Para calcular los factores solares para las paredes se ha utilizado las Tablas 15, 16 y 17.

Para el caso de factores solares para techos, se utilizó las tablas 19 y 20. Estas últimas tablas nos indican la radiación que recibe una superficie inclinada un determinado ángulo tilt y orientada un cierto ángulo azimuth pared.

El siguiente cuadro expone los valores calculados para las tres fechas:

FECHA	AZIMUTH-PARED	FACHADA TECHO	FACTOR SOLAR BTU/Hr-Pie ²
21 de Junio	0°	S	17.0
	90°	E	8.73
	180°	N	17.0
	270°	O	112.7
	TOTAL		100.2
			131.0
			386.63
21 de Mayo	0°	S	17.0
	90°	E	9.3
	180°	N	17.0
	270°	O	103.3
	TOTAL		91.0
		140.0	
		377.6	
21 de Marzo	0°	S	18.0
	90°	E	14.0
	180°	N	18.0
	270°	O	28.0
	TOTAL		22.4
		140.0	
		240.4	

Sumando los correspondientes valores por cada fe-

cha se obtiene que para el mes de marzo se tiene el factor solar más bajo. Como lo que deseamos calcular es para calentamiento; esto es que la temperatura del interior del local sea mayor que la temperatura del exterior, tenemos que ver cuál es la ganancia de calor solar que experimenta el local para condiciones en que la temperatura exterior sea la más baja (caso contrario de lo que sucede en el enfriamiento). Luego como sabemos que para el 21 de marzo se tienen los factores solares más bajos, para nuestro estudio de climatización determinaremos la ganancia de calor para techos y paredes para tres casos, a saber:

- Cuando tengamos la temperatura más baja en el exterior.
- Cuando la temperatura exterior del ambiente sea media.
- Cuando se tenga la más alta temperatura.

El cuadro que se muestra en la página siguiente resume los factores solares calculados.

2.2.7 Ganancia de Calor por Techos

21 de Marzo (Hora)	Azimuth-Pared	Fachada Techo	Facto Solar BTU/Hr-Pie ²
7:00	0°	S	7.0
	90°	E	1.0
	180°	N	112.5
	270°	O	7.0
			1.0
			7.0
11:00	0°	S	16.4
	90°	E	13.0
	180°	N	103.0
	270°	O	24.0
			20.0
			16.4
14:00	0°	S	16.3
	90°	E	12.7
	180°	N	16.3
	270°	O	25.6
			20.4
			122.7

Como ya se ha determinado la fecha de diseño, ésto es el 21 de marzo, y además ya se han determinado los factores solares, procedemos a calcular la ganancia de calor a través del techo para estas tres horas. Calculando el área del techo y aplicando la siguiente relación obtenemos la ganancia de calor o pérdida de calor a través del techo:

$$H.G = (F.S + U (T_e - T_i)) \times \text{Area}$$

El siguiente cuadro resume los resultados obte -

nidos:

HORA	TECHO	AREA (pie)	GANANCIA CALOR (BTU/Hr)	TOTAL (BTU/hr)
7:00	SUR	215	-6150	-12300
	NOR	215	-6150	
11:00	SUR	215	- 800	- 100
	NOR	215	+ 700	
14:00	SUR	215	1960	5570
	NOR	215	3610	

Analizando el cuadro podemos decir lo siguiente:

Para las 7:00 horas, a través de los techos se experimenta una pérdida de calor a razón de -12300 BTU/Hr, ésto es debido a la baja temperatura que se tiene.

Para las 11:00 horas en que la temperatura exterior ha aumentado, tenemos que a través del techo se sigue perdiendo calor pero ahora a razón de 100 BTU/Hr que es una cantidad muy pequeña.

Para las 14:00 horas en que se tiene la más alta temperatura; se observa un cambio en cuanto a calor a través de techos, ésto es que existe ganancia a razón de 5570 BTU/Hr.

2.2.8 Ganancia de Calor por Paredes

De la misma manera que en el caso anterior procedemos a calcular la ganancia de calor a través de paredes. El cuadro siguiente resume los resultados obtenidos:

HORA (21-marzo)	PARED	AREA (pie ²)	GANANCIA CALOR (BTU/Hr)	TOTAL BTU/Hr
7:00	S	260	- 5876	- 898
	E	180	+ 14922	
	N		- 5876	
	O		- 4068	
11:00	S	260	- 80	+ 17274
	E	180	+ 15534	
	N	260	+ 1900	
	O	180	- 80	
14:00	S	260	+ 3300	- 32748
	E	180	+ 2290	
	N	260	+ 5720	
	O	180	+ 21438	

Analizando el cuadro anterior podemos sacar la siguiente conclusión: Para las 7:00 horas, la

temperatura exterior está bien baja, las paredes experimentan una pérdida de calor a razón de 900 BTU/Hr, así mismo, si observamos detenidamente, notaremos que ciertas paredes experimentan una ganancia de calor así como otras tienen una pérdida de calor.

Para las 11:00 horas que ya ha empezado la temperatura a aumentar, tenemos una ganancia de calor a través de paredes de una razón de 17274 BTU/Hr, al igual que en el caso anterior existen paredes que experimentan ganancia y otras que experimentan pérdidas de calor, estas últimas bien mínimas.

Para las 14:00 horas, la temperatura es alta, la ganancia de calor que se tiene por paredes es de 32748 BTU/Hr, en este caso todas las paredes tienen ganancia de calor.

2.2.9 Pérdida de calor por infiltración y ventilación

La infiltración de aire exterior dentro de un local se realiza a través de grietas y rendijas causadas por la diferencia de presión a través

de la superficie de contorno. La infiltración siempre viene acompañada de exfiltración. El intercambio neto de aire puede conducir a ganancias o pérdidas tanto de calor como de humedad en el espacio. Estas transferencias están dadas por las siguientes relaciones:

$$Q_t = M_a (h_o - h_i)$$

$$M_w = M_a (w_o - w_i)$$

De donde:

Q_t es la velocidad de transferencia de energía en BTU/Hr.

M_a es la velocidad de intercambio de aire seco en lba/Hr.

h_i, h_o son las entalpías del aire interior y exterior respectivamente expresadas en BTU/lba

M_w es la velocidad de transferencia de humedad lbw/hr

w_o, w_i son las respectivas relaciones de humedad lbw/lba (aire exterior e interior).

La estimación de la velocidad de infiltración en una estructura es frecuentemente el cálculo más INCIERTO al estimar la carga térmica. La velocidad de flujo de aire hacia el interior o el exterior de un local depende de las diferen-

cias de presión que existan a través de las superficies de contorno y de la resistencia al flujo de aire interpuestas por las grietas y rendijas. Estas diferencias de presión son el resultado de la presión del viento o de las diferencias de densidad entre el aire interior y exterior.

Para locales de poca altura las diferencias de presión son causadas principalmente por las fuerzas del viento. Es práctica común estimar las infiltraciones de aire en locales, por el método de las renovaciones de aire. Generalmente para este tipo de trabajo este valor fluctúa entre 1.0 y 2.5 cambios de aire por hora cuando tenemos coberturas de vidrio simple que es el que estamos utilizando en nuestro invernadero para fines de cálculo.

El invernadero tiene un volumen de 5930 pie^3 , luego haciendo las pertinentes operaciones, determinamos los CFM. Como valor estimativo de cambios de hora he escogido 1.75 cambios/hora.

$$\text{INFILTRACION} = 5930 \times 1.75/60 = 170 \text{ CFM}$$

La carga térmica que origina esta infiltración se la calcula así:

$$Q = \text{CFM} (h_o - h_i) / v_o$$

De donde:

CFM es el volúmen por minuto de aire que está infiltrándose.

h_i, h_o son las entalpías del aire interior y exterior.

v_o es el volumen específico de aire para las condiciones externas.

Para calcular la carga térmica es necesario determinar los valores de entalpía y volumen específico para las condiciones externas y de entalpía para las condiciones internas. Para calcular dichos valores, recurrimos a las siguientes relaciones:

$$\phi = \frac{P_w}{P_w s} \qquad W = 0.622 \frac{P_w}{P - P_w}$$

$$h = (0.24 + 0.45W) + 1061 W$$

$$v = \frac{RT}{P - P_w}$$

Como estamos analizando la carga térmica para tres distintas temperaturas tendremos entonces

lo siguiente:

Primeramente es necesario recordar que la ciudad de Riobamba se encuentra 2740 mts sobre el nivel del mar, lo que hace que la presión para esta altura de acuerdo a la Tabla 21 interpolando sea aproximadamente de 21.44 pulg. de Hg.

Para nuestro caso tendremos:

$$21.44 \text{ pulg.Hg} \times 0.49 \frac{\text{lb/pulg}^2}{\text{pulg.Hg}} = 10.5 \text{ lb/pulg}^2$$

Sabiendo que las condiciones internas a mantenerse en el local son:

$$T = 73^\circ \quad T^* = 60.6^\circ\text{F} \quad \text{Hr} = 78\%$$

y además conociendo la presión así como las relaciones, determinamos que la entalpía del aire interior será:

$$h_2 = 38.4 \text{ BTU/lb}$$

Ahora determinaremos la entalpía y el volumen específico para las condiciones ambientales externas:

Cuando tenemos la siguiente temperatura:

$$T = 46.8^\circ\text{F} \quad T^* = 33.45^\circ\text{F} \quad \text{HR} = 42.3\%$$

La entalpía y el volumen específico será:

$$h_1 = 15.6 \text{ BTU/lb} \quad v_1 = 18 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

Para las condiciones externas de:

$$T = 58.2^{\circ}\text{F} \quad T = 52.12^{\circ}\text{F} \quad \text{HR} = 70\%$$

La entalpía y el volumen específico será:

$$h_1 = 24.88 \text{ BTU/lb} \quad v_1 = 18.6 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

Para las condiciones externas de:

$$T = 69.8^{\circ}\text{F} \quad T = 68.47^{\circ}\text{F} \quad \text{HR} = 92.6\%$$

La entalpía y el volumen específico será:

$$h_1 = 39.2 \text{ BTU/lb} \quad v = 19.32 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

Una vez que se han determinado todos estos valores procedemos a evaluar la carga térmica que ocasiona esta infiltración.

Para condiciones de temperatura baja se tiene:

$$Q = \frac{170 \times 60 (15.6 - 38.4)}{18} = -12920 \text{ BTU/hr}$$

Para condiciones de temperatura media:

$$Q = \frac{170 \times 60 (24.88 - 38.4)}{18.6} = -7414 \text{ BTU/Hr}$$

Para condiciones de alta temperatura:

$$Q = 170 \times 60 (39.2 - 38.4)/19.32 = 423 \text{ BTU/hr}$$

Analizando los resultados obtenidos concluimos diciendo que para las condiciones ambientales de

baja y media temperaturas se tiene una pérdida de calor por infiltración, experimentándose una leve ganancia de calor cuando se tenga la mayor temperatura.

De las fórmulas anteriores se tiene que:

$P_{w.s}$ = Presión de saturación del agua pura (función solo de la temperatura) ver tabla 22.

P = Presión barométrica

O = Humedad relativa

t = Temperatura de bulbo seco °F

W = relación de humedad

R = 53.35 pie-lb/lb-°R

T = Temperatura de bulbo seco °R

Es necesario anotar o recordar que el calor sensible se debe a diferencia de temperatura y el calor latente se debe a diferencia de humedad.

La infiltración no debe ser confundida con la ventilación o "requerimiento de aire exterior". Un local cuyo ambiente se lo está acondicionando, requiere introducción positiva de aire externo (fresco) y se lo hace con la finalidad de

diluir los malos olores, humo, etc. Para el presente caso ésto es el invernadero, se estima conveniente 0.25 cfm/pie² de área de piso, este es un valor aceptable si se considera que dentro del invernadero se producirán olores que tienen que ser desalojados o diluidos para confort de las plantas y de las personas que en su interior se encuentran.

El requerimiento por ventilación será:

$$\text{Ventilación} = 430.4 \text{ pie}^2 \times 0.25 \text{ CFM/pie}^2 = 100\text{CFM}$$

Esta cantidad de aire exterior que se introduce positivamente dentro de un sistema se debe procesar antes de que entre al espacio o local a climatizar, por tanto, no constituye carga térmica para el local.

2.3 ANALISIS DE LAS CARGAS INTERNAS

Para nuestro local que es un invernadero pequeño, las cargas internas son pequeñas en comparación con las cargas externas.

2.3.1 Calor Suministrado por Equipos

Si un equipo estuviera ubicado dentro de un espacio acondicionado su calor desprendido deberá ser considerado. El calor que desprende el motor de un equipo depende del caballaje que tenga éste. A manera de información vale mencionar que los motores eléctricos son fuentes de ganancia de calor sensible por el hecho de transformar una parte más o menos grande de la energía absorbida en calor. En la carcasa, el calor que se disipa es:

$$Q = \text{Pot. Absor.} (1 - n)$$

De donde:

n es el rendimiento del motor.

2.3.2 Calor suministrado por plantas

Como ya se dijo en el Capítulo I , en la sección características biológicas y fisiológicas de las plantas, las plantas necesitan de aire fresco para llenar sus abastos de oxígeno y dióxido de carbono y de éste utilizan una cantidad muy pequeña de oxígeno durante el día y la noche para su respiración. Considerando las

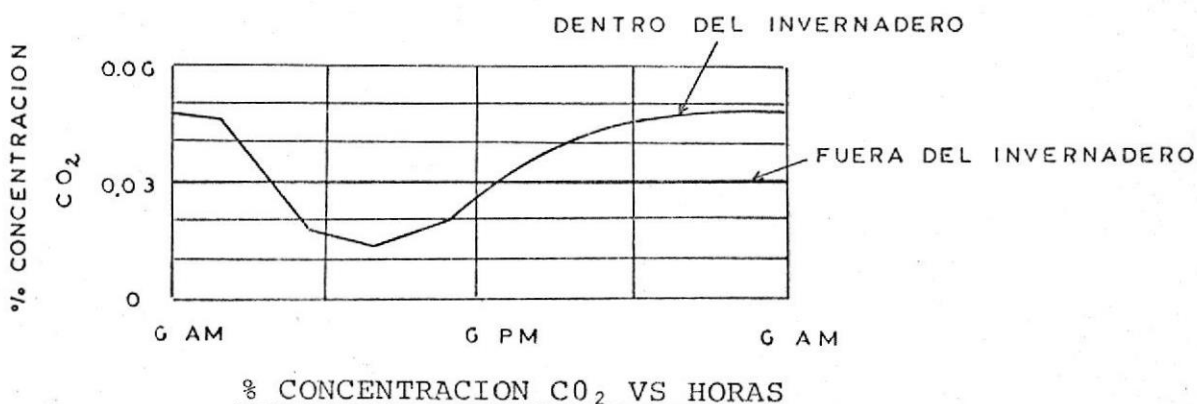
cargas térmicas analizadas anteriormente, podemos decir que el calor suministrado por las plantas será pequeño con respecto a las cargas térmicas restantes.

2.3.3 Calor Utilizado por Fotosíntesis

Al igual que lo dicho en el numeral anterior, hemos manifestado que las plantas necesitan tanto de luz como de aire fresco. Las plantas requieren para su proceso de fotosíntesis una gran cantidad de dióxido de carbono. El calor utilizado por la planta para este proceso también es pequeño como para considerarlo.

A manera de ilustración expongo en la Fig. 2.11 la variación de porcentaje de dióxido de carbono durante un día de invierno.

FIGURA N^o 2.11



2.3.4 Calor Generado por Personas

Entre el cuerpo y el medio ambiente existen intercambios de calor y éstos pueden ser expresados por:

$$Q_M = Q_C \pm Q_R \pm Q_E \pm Q_S$$

De donde:

Q_M es la velocidad de intercambio de calor del cuerpo BTU/hr

Q_C es la velocidad de intercambio de calor por convección con el aire circundante BTU/hr.

Q_R es la velocidad de intercambio de calor por radiación con las superficies circundantes BTU/Hr.

Q_E es la velocidad de pérdida de calor por evaporación BTU/hr

Q_S es la velocidad de cambio de calor almacenado en el cuerpo BTU/hr.

La velocidad de producción de calor Q_M depende en gran medida de la actividad muscular y puede variar desde aproximadamente 250 BTU/Hr para un adulto en reposo a más de 2500 BTU/hr para trabajo pesado. La tabla 24 muestra las velocidades de ganancia de calor debido a los ocupantes

de un local cuyo ambiente se está acondicionando.

Para nuestro caso tomaremos los valores correspondientes a un grado de actividad de trabajo ligero de banco, ésto es 275 BTU/hr como ganancia de calor sensible, 475 BTU/hr ganancia de calor latente y 750 BTU/hr ganancia de calor total.

El área de piso de nuestro invernadero es de 40m^2 de los cuales asumo que el 60% va a estar ocupado por bancos de plantas, macetas, apliques, quedando un espacio libre de 40% para las personas que vayan a estar en el interior del local ya sea para trabajar o escuchar clases prácticas. He estimado que unas 6 personas pueden hacer las prácticas al mismo tiempo, por tanto la carga por persona será:

$$Q_s = 6 \times 275 = 1650 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_l = 6 \times 475 = 2850 \quad "$$

$$Q_t = 6 \times 750 = 4500 \quad "$$

2.3.5 Calor Generado por Iluminación

La iluminación de un invernadero debe tener una cantidad adecuada de intensidad y su calidad deberá sustituir la luz solar, ésto es cuando se tenga días nublados.

Las lámparas fluorescentes tienen una alta salida luminosa y es el método más usual de iluminación. Pero esta fuente debe estar bien arreglada y dispuesta dentro del local de tal manera que provea de una gran uniformidad de iluminación a nivel de la planta.

A manera de información complementaria, según datos del fabricante de lámparas, el LUMEN de salida en 1000 horas de uso está cerca del 90% del rango inicial; en 3000 horas es aproximadamente 80% y en 6000 horas es de aproximadamente 75% del valor inicial.

El sistema de iluminación se lo tomará en cuenta sólo cuando se tenga días nublados o en la noche ya que no se justificaría su uso en días de gran cantidad de luz, como sabemos, el local es completamente de vidrio. Un valor aceptado de nivel de iluminación es de 1.5watt/pie^2 . En

el caso de estar utilizando toda la iluminación de las lámparas la carga térmica que originaría la fuente sería:

$$Q = (KW) (3412) (1.25)$$

De donde:

1.25 Factor de aumento de capacidad para lámparas fluorescentes (ésto es para contrarrestar la potencia consumida por el balastro).

3412 son BTU/hr-KW

Reemplazando los valores determinamos esta carga térmica:

Carga por iluminación: 2218 BTU/Hr.

Una vez que se ha calculado la carga térmica del local, resumiremos para las tres diferentes temperaturas. Vale aclarar que la carga por iluminación se la ha tomado en consideración para la carga térmica cuando se tenga la temperatura baja, ésto es a las 7:00 a.m., ya que a esta hora no existe suficiente claridad. En cambio para las cargas térmicas para las temperaturas medias y alta el valor de la carga por iluminación no se la toma en cuenta por razones obvias.

Resumiendo tendremos:

Para baja temperatura

$$Q_T = -19400 \text{ BTU/Hr}$$

$$\text{CFM}_{\text{Oa}} = 100$$

Para temperatura media

$$Q_T = 14260 \text{ BTU/Hr}$$

$$\text{CFM}_{\text{Oa}} = 100$$

Para temperatura alta

$$Q_T = 43241 \text{ BTU/Hr}$$

$$\text{CFM}_{\text{Oa}} = 100$$

C A P I T U L O I I I

SELECCION DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO

3.1 CONSIDERACIONES TECNICAS PARA LA SELECCION

La demanda de calefacción y calor solar proveniente de colectores no están usualmente en equilibrio, consecuentemente la mecánica del equipo es requerida para proporcionar un control del confort.

El componente central del sistema de calentamiento es la unidad de almacenamiento de calor. La unidad de almacenaje de calor recibe calor del colector cuando el colector solar excede de la carga de calefacción y entrega calor a los compartimientos cuando la carga de calefacción excede de la carga solar. Cuando el calor solar ha sido agotado del almacenamiento, una unidad auxiliar de calentamiento suministra el calor para satisfacer la carga de calefacción.

La calefacción de locales es la primera aplicación significativa de la energía solar en el siglo veinte en su

última parte. La energía está bien desarrollada, los sistemas son conocidos por ser viables y los costos de calefacción solar son competitivos con algunos combustibles convencionales.

Para determinar los requerimientos de calefacción de un local es necesario calcular la razón de pérdida de calor del local. Asumiendo que el local se encuentra en un estado térmico cuasiestático. Un sistema de calefacción consta de las siguientes partes:

- Colector
- Unidad de almacenamiento
- Unidad auxiliar de calentamiento
- Sistema de distribución
- Aparatos y controles de flujo

Los arreglos básicos para acondicionar con calefacción un espacio son:

- Sistemas de líquidos
- Sistemas de aire

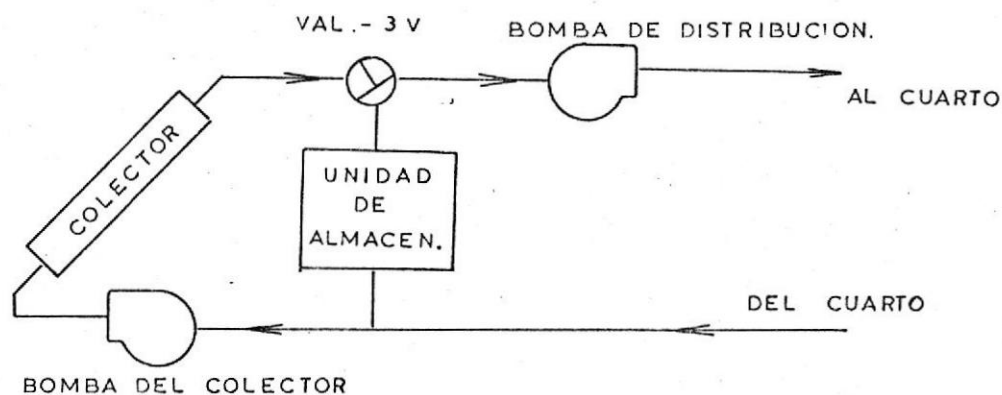
Por la posición de la válvulas de tres vías o dampers de tres vías, así como por el tipo de control de ven-

tiladores o bombas, existen tres modos de operación posible.

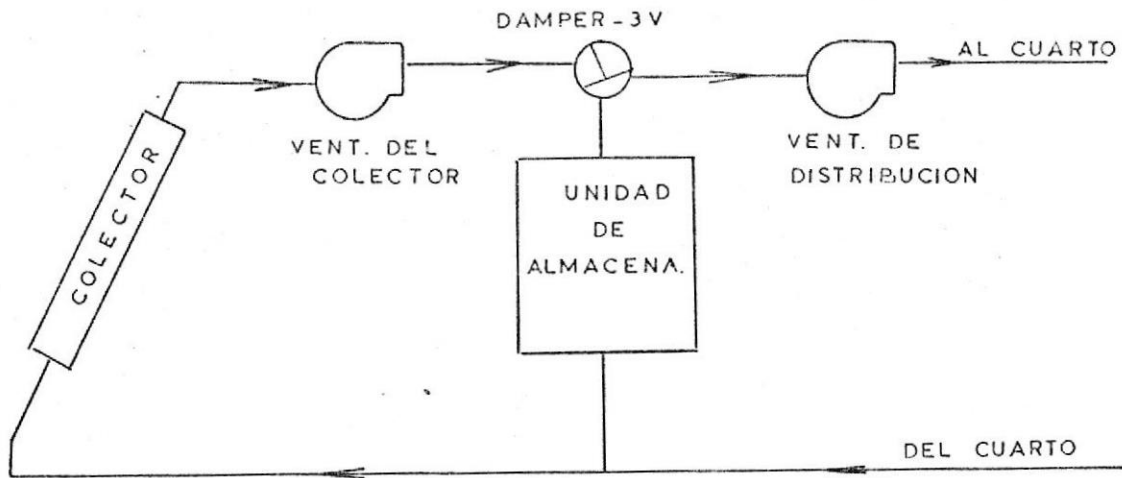
- Calentamiento del local directamente de los colectores.
- Calentamiento de la unidad de almacenaje desde colectores.
- Calentamiento del local desde la unidad de almacenaje.

Los tres puntos anotados recientemente se los puede apreciar en los gráficos 3.1 y 3.2 que no son otra cosa que arreglos básicos para sistemas de calefacción de locales.

FIGURA N° 3.1

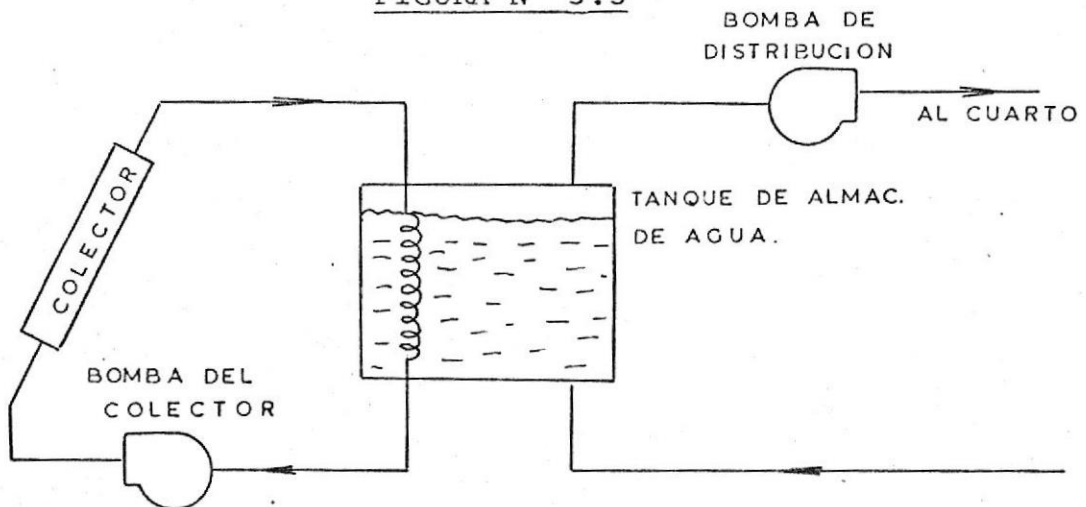


SISTEMA DE LIQUIDO

FIGURA N^o 3.2

SISTEMA DE AIRE

En un sistema de agua, los circuitos de colección y distribución pueden ser conectados cada uno al tanque de almacenamiento de agua y de esta manera puede ser eliminada la válvula de tres vías. El gráfico 3.3 indica lo explicado.

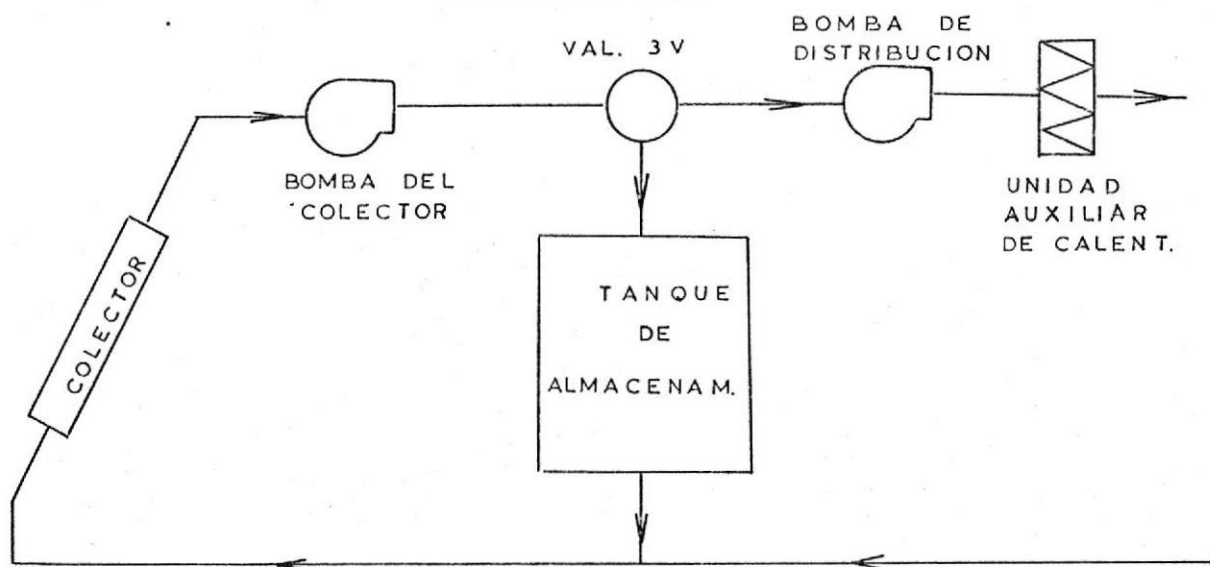
FIGURA N^o 3.3

SISTEMA DE LIQUIDO

Puesto que existen períodos cuando ni los colectores ni las unidades de almacenaje pueden satisfacer la demanda de calor del local (en días nublados), un calentador auxiliar (de combustible o eléctrico) tiene la capacidad de transportar la máxima carga de calor requerida.

El calor solar y auxiliar puede ser suministrado al local por el mismo sistema de distribución de calor. El gráfico 3.4 nos muestra lo explicado.

FIGURA N° 3.4



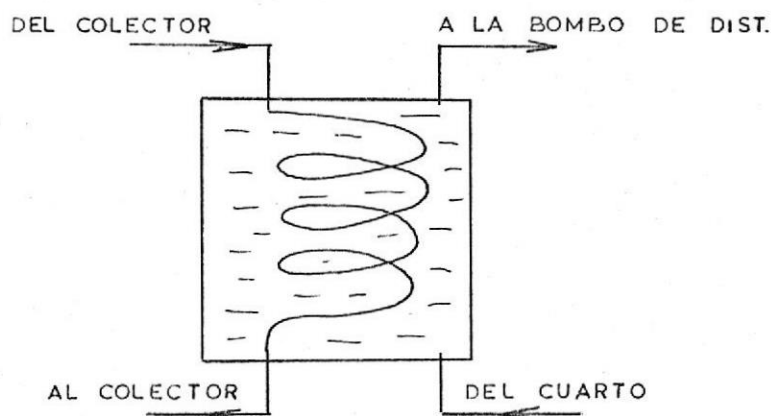
SISTEMA DE LIQUIDO

NOTA: La unidad auxiliar entra en funcionamiento cuan-

do el calor solar es insuficiente para mantener la temperatura deseada en el cuarto.

Como ya hemos visto, el calentamiento solar de un espacio puede ser realizado utilizando un sistema de líquido o un sistema de aire. Para nuestro proyecto utilizaremos un sistema de aire. Una de las principales razones por las que me decido por este sistema es porque el calor se lo puede almacenar más fácilmente en una cama de piedra. En un sistema de líquido es necesario utilizar intercambiadores de calor en el tanque de almacenamiento, como se lo muestra en la Figura 3.5.

FIGURA N° 3.5



INTERCAMBIADOR DE CALOR EN TANQUE DE ALMACENAMIENTO

Luego, debido a este intercambiador el agua caliente que vendría del colector no está en contacto directo

con el agua que va a la bomba de distribución. En cambio en un sistema de aire, el aire caliente que viene del colector se lo hace pasar por un recipiente o tanque de almacenamiento que contiene piedras pequeñas las cuales absorben calor por contacto directo con el aire caliente, es más, las piedras tienen una característica especial que es la de mantener el calor por un buen tiempo.

El diseño esquemático de un típico sistema de calentamiento solar utilizando dos sopladores comprende cuatro partes principales:

- Colector Solar
- Unidad de almacenamiento de calor
- Manejadora de aire
- Calentador de aire auxiliar

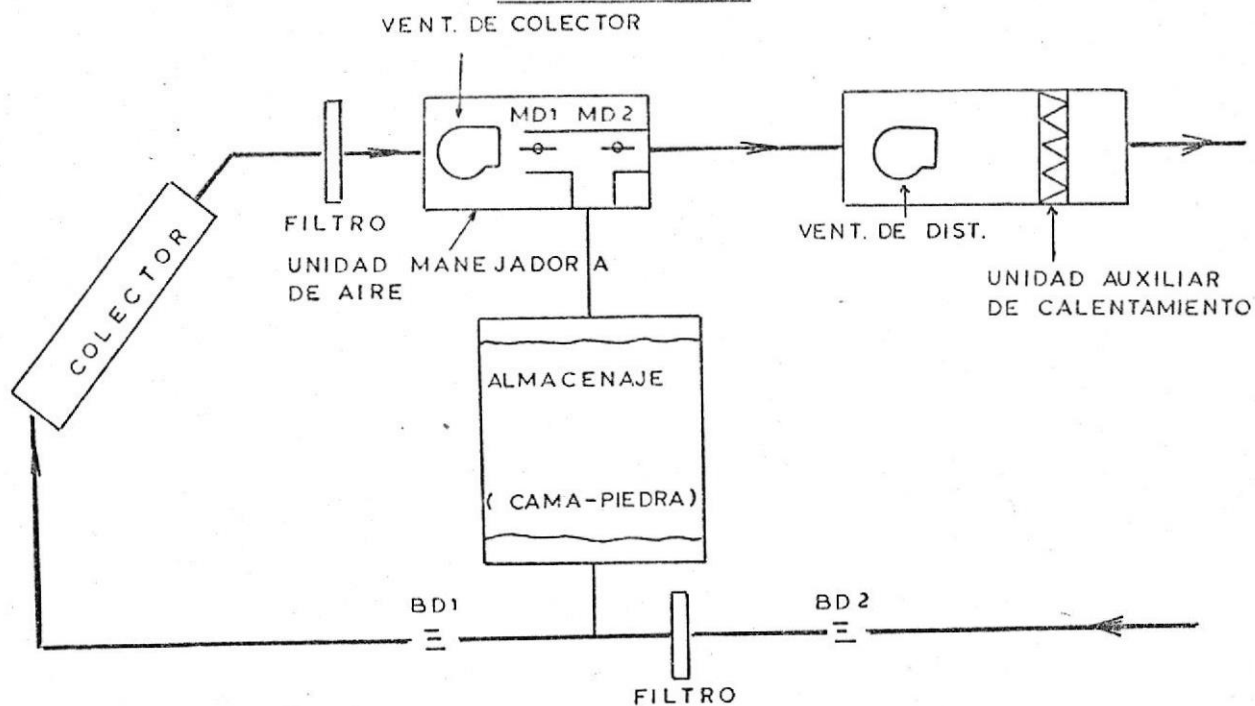
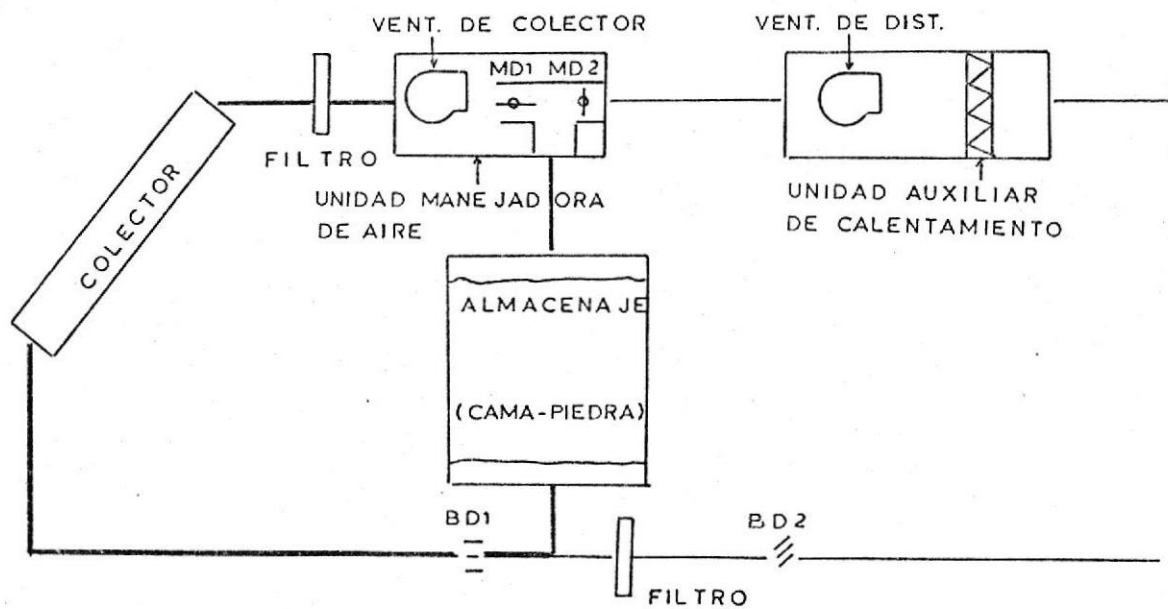
Combinando el ventilador y los dampers en una manejadora de aire, la instalación y operación del sistema puede ser simplificado.

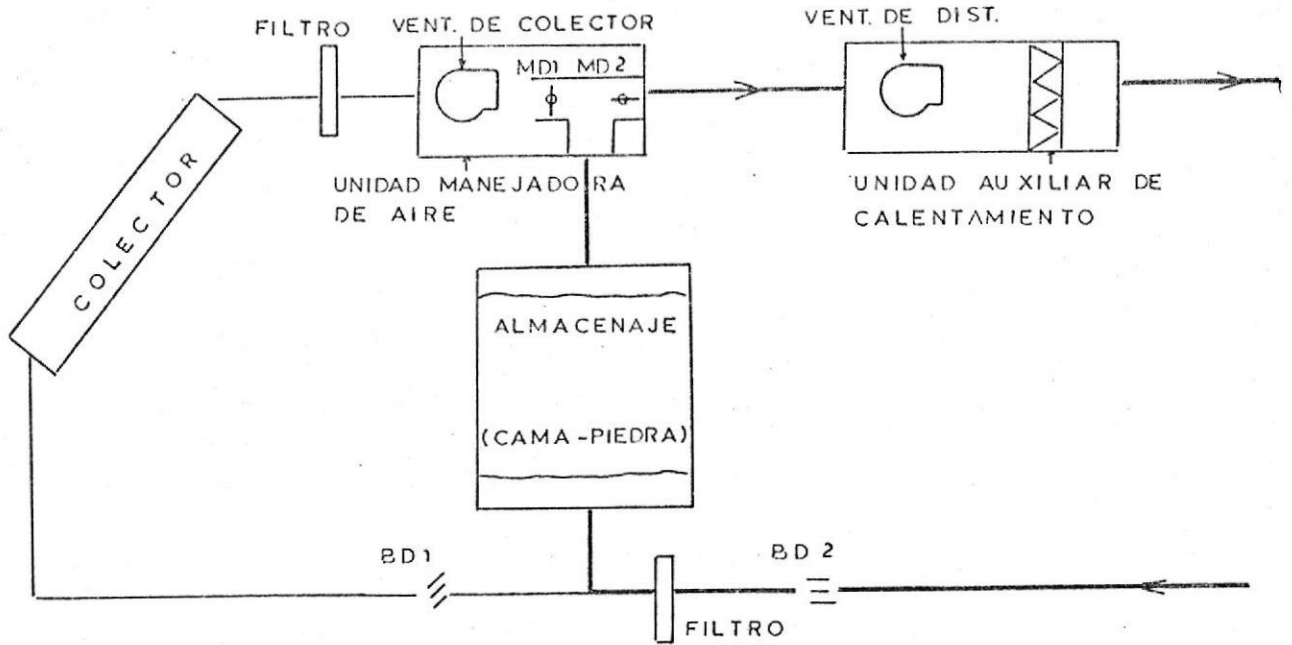
La operación de este sistema para diversos modos de operación está descrito en el siguiente cuadro. Los diferentes modos de operación están expuestos en los

OPERACION	MD 1	MD 2	BD 1	BD 2	Vent. Colect.	Vent. Distrib.
Calentamiento del local desde colectores	A	A	A	A	ON	ON
Calentamiento de Almacenaje	A	C	A	C	ON	OFF
Calentamiento del local de Almacenaje	C	A	C	A	OFF	ON
Calentamiento de unidad Auxiliar	C	A	C	A	OFF	ON
			(Aux.ON)			

A continuación expongo los diferentes sistemas de calentamiento, y una vez efectuado ésto, presento el sistema a utilizar para nuestro estudio, el mismo que está esquematizado en la Fig. 3.8A.

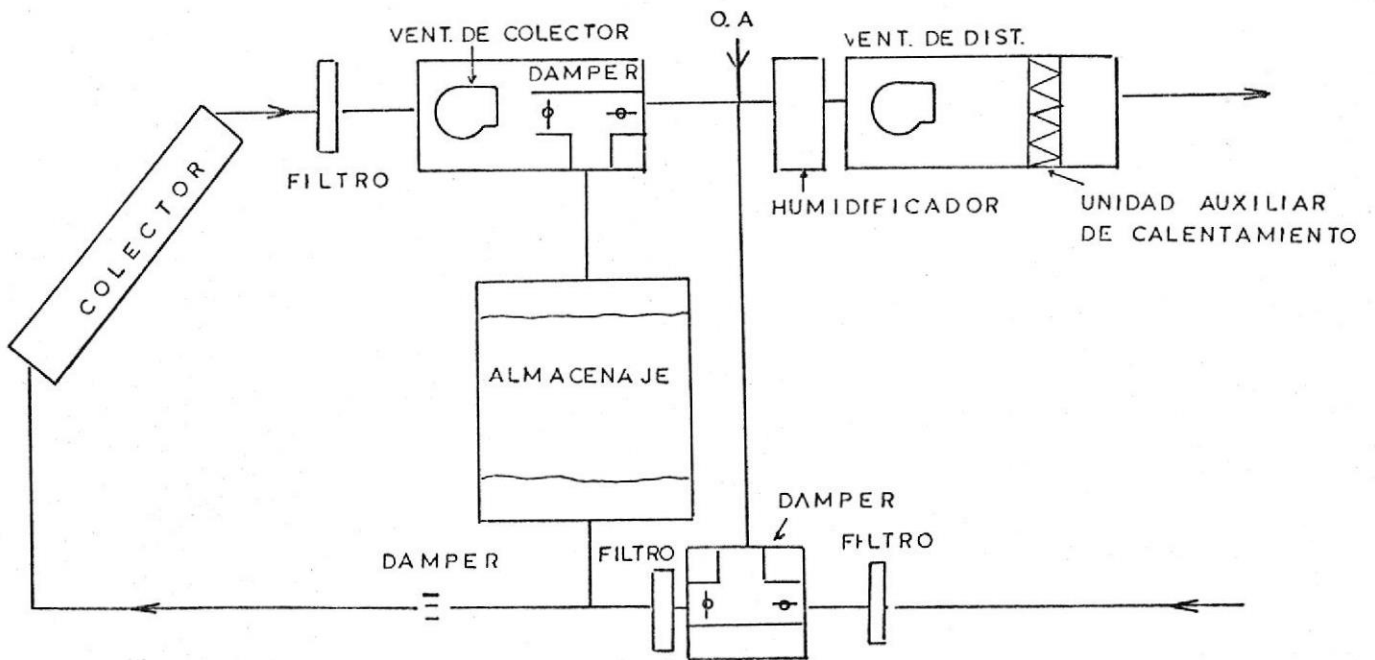
Este último esquema enunciado está diseñado para que funcione para las siguientes condiciones:

FIGURA N^o 3.6Calentamiento del local directamente del ColectorFIGURA N^o 3.7Calentamiento del Almacenaje directamente de Colectores



Calentamiento del local desde el tanque de almacenamiento
(También desde la unidad auxiliar de calentamiento)

FIGURA N° 3.8A



Sistema de Calentamiento del Proyecto

Para condiciones en que la temperatura del ambiente exterior es alta y cuando nuestro local experimenta la mayor ganancia de calor; los sistemas de colección de calor y de distribución de aire al local funcionarán independientemente. Esto lo manifestamos ya que la cantidad de calor que está ganando el local así como la cantidad de aire exterior que se está introduciendo serán suficientes para mantener las condiciones aceptables en su interior.

En lo que respecta al sistema de colección de calor debemos aclarar que el aire que circulará a través de la unidad de almacenaje, la misma que mantendrá la cantidad de calor que podamos conseguir, luego el sistema de colección dejará de funcionar cuando entre la temperatura de entrada y salida de aire de la unidad de almacenaje exista una pequeña diferencia, ésto es 10° a 5° , entonces el ventilador se apagará ya que la unidad de almacenaje estaría en una posición de no aceptar calor y además ahorraríamos energía del ventilador ya que la cantidad de calor que lograríamos almacenar después no justificaría el uso del ventilador. Normalmente se tiene temperaturas de aire a la salida del colector de aproximadamente 45° a 50°C -- (113° a 122°F). Así mismo, cuando la diferencia de

temperaturas anotadas anteriormente se incrementa, el ventilador del colector empezará a funcionar.

Esta es la forma como operará nuestro sistema. En el Capítulo V de Controles se analizarán los puntos más importantes del sistema.

3.2 COLECTORES SOLARES PARA CALENTAMIENTO DE AIRE

El colector solar es el principal medio de intercepción de radiación solar incidente; esta radiación solar es convertida en calor y es entregada en energía útil a un local a acondicionar o a una unidad de almacenamiento de calor.

3.2.1 Principios Básicos

Un colector solar consiste de una plancha absorbadora (comúnmente una superficie metálica negra) la cual absorbe la radiación solar incidente convirtiendo esta energía solar en calor.

En los procesos de recepción de energía y transferencia de calor las planchas absorbadoras pierden calor a través del medio ambiente, es

por ésto que muchos colectores hoy en día están provistos de aditamentos especiales para evitar al máximo esta pérdida.

Las pérdidas de calor que se producen en un colector son por radiación, convección y conducción.

El aislamiento debajo de la plancha absorbadora reduce las pérdidas de calor a través de la parte posterior del colector, y cobertores transparentes reducen las pérdidas de calor de la parte frontal del colector. Un cobertor de vidrio el cual es opaco para la emisión de radiación térmica emitida por la plancha reducirá las pérdidas por convección con el aire exterior.

La energía útil de un colector solar es transferida para un fluido y entregado directamente a un local o un almacenamiento para que pueda ser usada.

3.2.2 Tipos y Características

Los dos tipos para calentamiento de un fluido

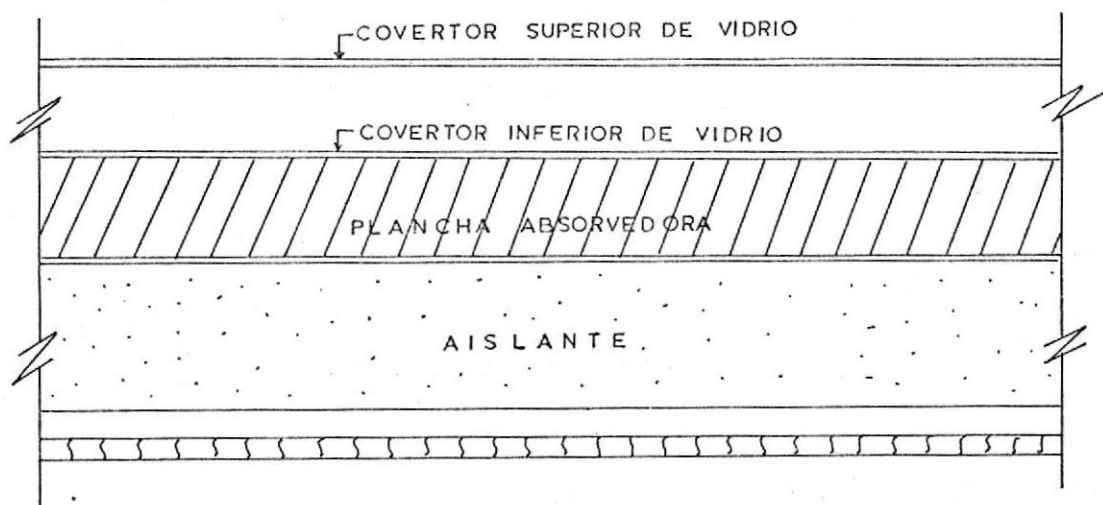
son: colectores solares para calentamiento de líquido y colectores solares para calentamiento de aire.

Los colectores solares para calentamiento de líquido utilizan normalmente agua o una solución de agua y ethilene glycol (antifreeze); existe una gran cantidad de líquidos que pueden ser usados. Estos colectores mencionados son del tipo de placa plana y absorben tanto la radiación directa como la difusa. Esta es una característica muy importante de los colectores, especialmente en áreas donde la gran proporción de radiación solar es de la forma de radiación difusa o reflejada.

La fig. 3.9 nos presenta un corte seccional practicado a un colector solar de placa plana para calentamiento de líquido.

El espacio entre el cobertor de vidrio y el absorbedor es cerca de 1" con otra 1" entre el cobertor de vidrio más bajo y la tapa cobertora de vidrio. 2" - 4" de aislante son apropiados. Este aislante consiste de: 1" de fibra de vidrio

FIGURA N° 3.9



CORTE SECCIONAL A COLECTOR DE PLACA PLANA PARA LIQUIDO

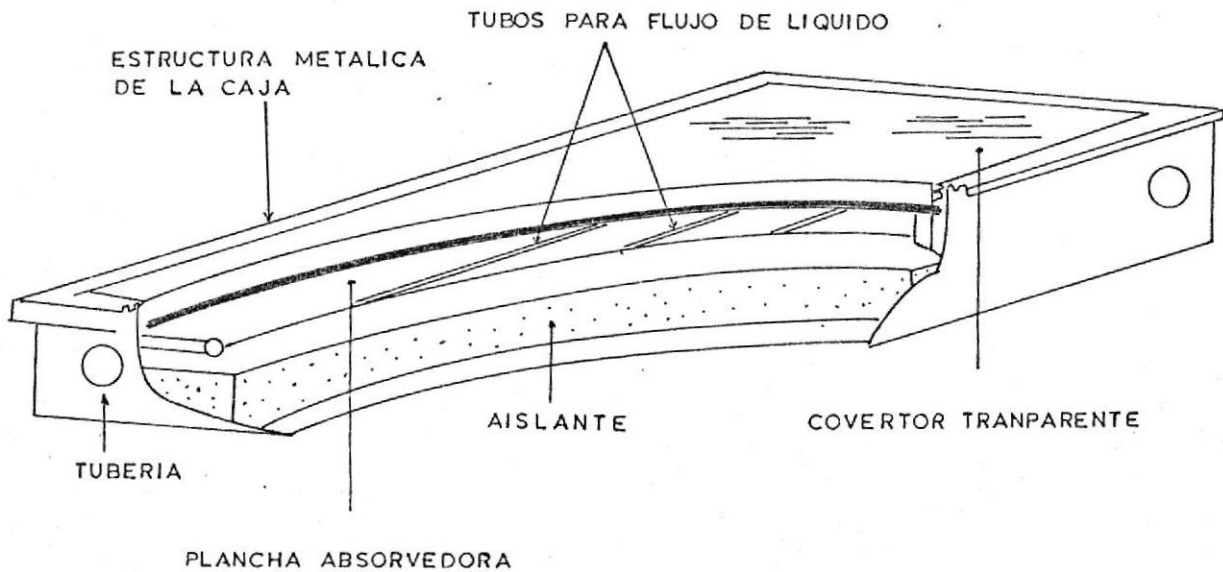
sobre 1.5" - 2" de Fesco Foam (compuesto a base de espuma). Estos dos elementos se los acopla para que la plancha absorbedora resista altas temperaturas posibles.

Un colector puede ser fabricado en una factoría donde al acoplarlos con otros tenemos los arreglos de colectores de acuerdo a nuestras necesidades. La Fig. 3.10 nos muestra un colector seleccionado, (Ver gráfico en página siguiente).

Los colectores típicos de factorías son del ta-

maño de 3 x 6 pies aunque existen variaciones considerables de medidas. El espesor aproximado de un colector es de 7 pulgadas.

FIGURA N° 3.10



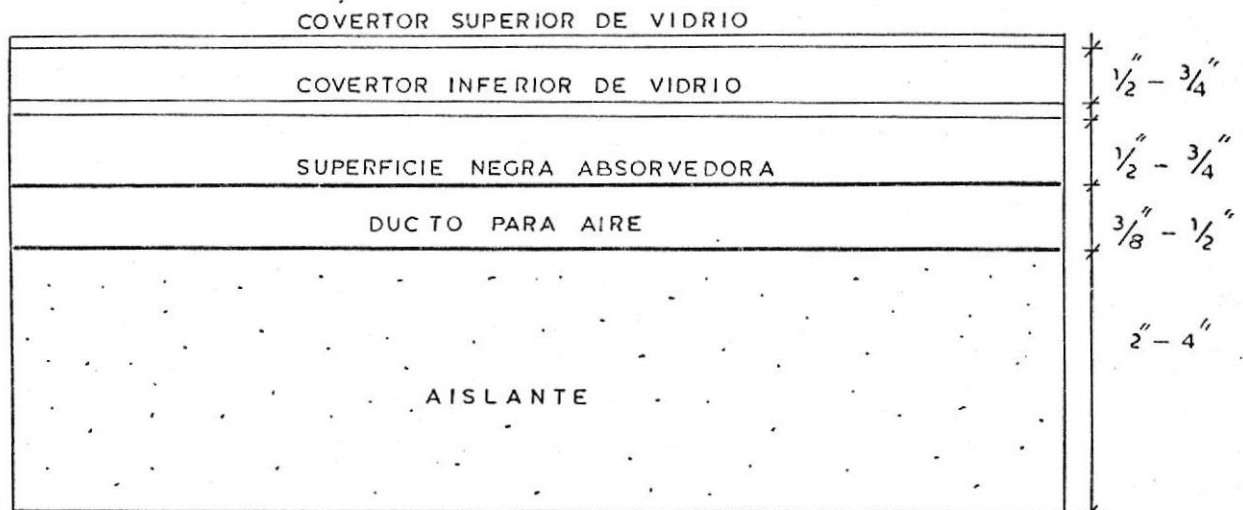
COLECTOR SOLAR EN CORTE

La conversión de la radiación térmica en calor en un colector solar de placa plana para calentamiento de aire es exactamente igual que en un colector para calentamiento de líquido. Debido a que el aire es usado como medio de transferencia de calor, es circulado por un ducto y la superficie del ducto consiste en la superficie ne-

gra absorbedora.

La Fig. 3.11 nos presenta un corte seccional de este colector.

FIGURA N° 3.11



CORTE SECCIONAL A COLECTOR PARA AIRE

Es necesario acotar que los colectores solares para calentamiento de aire son menos eficientes que los colectores solares para calentamiento de líquido; sin embargo, la eficiencia del sistema solar total de aire es comparable con la de un sistema de líquido.

Los colectores solares de calentamiento de aire tienen sus ventajas con los colectores para calentamiento de líquido. No hay problemas de aislamiento en el colector pero el aislamiento es indispensable. No hay problemas de sobrecalentamiento de aire, los problemas de corrosión también son minimizados ya que los ductos galvanizados no requieren de protección. Una de las desventajas, si así se puede llamar, es que estos sistemas de calentamiento de aire requieren una unidad de almacenamiento de calor de tamaño grande comparada con la de un sistema de calentamiento de agua, pero una de las ventajas es que la estratificación de temperaturas en el almacenamiento permite a los colectores solares operar a mejores eficiencias durante el día.

La durabilidad de los colectores solares es aún desconocida. Un colector solar puede no estar colocado horizontalmente sino un cierto ángulo de inclinación de acuerdo a las necesidades de colección de radiación solar, en este caso dichos colectores se llaman Colectores Tilt.

3.2.3 Selección del Colector

Sabiendo la cantidad de calor necesario para nuestro local, la selección de la superficie colectora es nuestro próximo paso.

Las Tablas 25 hasta 45 nos muestran una serie de valores de radiación solar sobre una superficie colectora para diferentes ángulos de inclinación (tilt) así como para diferentes azimuth de pared.

Si revisamos cuidadosamente estas tablas nos daremos cuenta que para cada hora a medida que aumenta el ángulo tilt para un mismo azimuth pared, la radiación solar incidente sobre la superficie también aumenta.

En las Tablas 25 hasta 30 notamos que la radiación aumenta hasta cuando el ángulo tilt es de 20° y a partir de este valor empieza a decrecer.

Para un ángulo tilt = 20° y un azimuth pared = 0° la radiación solar que incide sobre la superficie en estudio será la seleccionada para nuestros cálculos de la superficie colectora.

De lo expuesto anteriormente decimos que si observamos la tabla 28 la radiación solar diaria sobre el colector para todos los meses del año nos daremos cuenta que para el mes de Noviembre tenemos la mayor ganancia de calor solar diaria; luego sacamos un valor promedio para unas 5 horas (10:00 a 2:00 p.m.), este valor es aproximadamente de:

$$\text{Radiación Solar} = 300.00 \text{ BTU/hr-pie}^2$$

Antes de seguir adelante vale indicar qué es la eficiencia de un colector solar:

La eficiencia de un colector solar es la fracción de energía solar interceptada por el colector que es convertida en calor y es entregada ya sea al local o al tanque de almacenamiento.

Los factores que influyen en la eficiencia de un colector solar son: capa de pintura de la superficie absorbedora, número y tipo de cobertores transparentes, distribución del flujo a través del colector, temperatura del fluido, temperatura del aire exterior e intensidad de radiación

solar sobre el colector.

La Tabla 46 nos muestra una serie de colectores solares y la Fig. 3.12 nos presenta las eficiencias de dichos colectores.

Para nuestro trabajo si queremos seleccionar un colector procederemos así:

Del Gráfico 4.12 tenemos que determinar:

$$\frac{T_i - T_a}{R.S}$$

De donde:

T_i es la temperatura que tiene el fluido a la entrada del colector.

T_a es la temperatura de aire exterior.

$R.S$ es la radiación solar sobre el colector en $BTU/hr-pie^2$.

En experimentos y trabajos realizados en colectores solares, se tiene que la temperatura del aire a la salida del colector es de aproximadamente $45^{\circ}C$ a $50^{\circ}C$ ($113^{\circ}F$ a $122^{\circ}F$). Vamos a suponer que este aire una vez que entrega calor a

la unidad de almacenaje, entra al colector a una temperatura aproximada de 100°F, en base a esta asunción determinaremos:

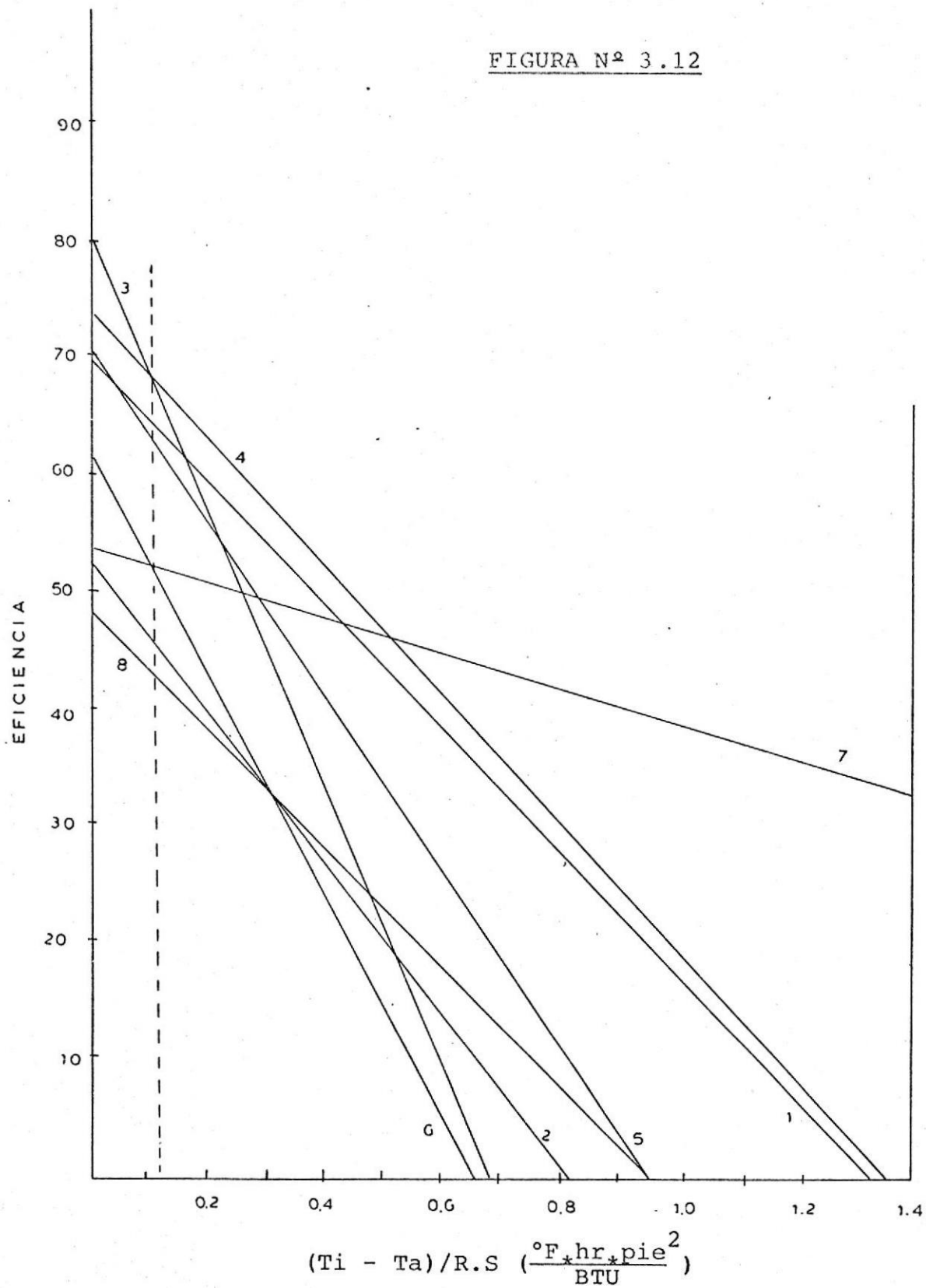
° Con excepción de los colectores solares # 7 y 8, las planchas absorbedoras son tubos en planchas.

Las eficiencias de colectores solares son por lo general expresadas en función de la temperatura del fluido a la entrada y la temperatura ambiente.

La eficiencia de un colector de calentamiento de aire se incrementa con la razón de flujo, pero para grandes razones de flujo de aire se requiere grandes ventiladores y gran consumo de energía eléctrica en comparación con la energía solar recolectada.

El FLUJO DE AIRE recomendado para colectores de calentamiento de aire es de aprox. 2 CFM por pie² de área de colección.

Para colectores solares de calentamiento de lí-

FIGURA N^o 3.12

EFICIENCIA DE COLECTORES

quido la razón de flujo de líquido (mezcla de glycol ethylene y agua) está entre 0.6 y 1.2 gal/hr por pie² de área de colección.

Una vez explicados ciertos puntos importantes acerca de colectores procedemos a calcular el área de colección.

$$\frac{T_i - T_a}{R.S} = \frac{100 - 58.2}{300} = 0.139$$

Con este valor vamos a la Fig. 3.12 y determinamos para un colector # 8 (Ver Tabla 46) una eficiencia de 43%.

Hay que hacer hincapié en que el calor que consigamos en el colector no lo pasaremos directamente al local sino a la unidad de almacenamiento, por lo tanto, no podríamos determinar una área de colección ajustada a las necesidades del local. En el caso de tener un colector y que este aire caliente proveniente de él lo pasemos al local, y después se lo retorne al colector, sólo en ese caso podríamos seleccionar el área de colección en base a las necesidades de calor del cuarto, otro caso de estos

sería cuando estamos secando granos, en que los granos para que sean secados necesiten una determinada cantidad de calor, entonces en base a esa carga seleccionaríamos el colector. Pero el trabajo nuestro no es ése, sino guardar la mayor cantidad de calor posible en una unidad de almacenaje, por lo tanto, no tenemos que satisfacer una determinada cantidad de calor sino guardar la mayor cantidad de calor posible.

A continuación voy a exponer cómo se determina el área de colección:

$$\text{AREA} = \frac{\text{CALOR REQUERIDO}}{\text{RAD. SOLAR} \times \text{EFIC.}}$$

Supongamos que se necesitan 14000 BTU/hr y que tenemos un colector de una eficiencia de 67%.

$$\text{AREA} = \frac{14000 \text{ BTU/hr}}{300 \text{ BTU/hr-pie}^2 \times 0.43}$$

$$\text{AREA} = 108.0 \text{ pie}^2$$

Esta sería el área de colección para satisfacer las necesidades requeridas. Si sabemos que los colectores traen medidas de 3 pies x 6 pies, en-

tonces el número de colectores sería:

$$N = 108.0 \text{ pie}^2 / 18 \text{ pie}^2$$

$$N = 6.0$$

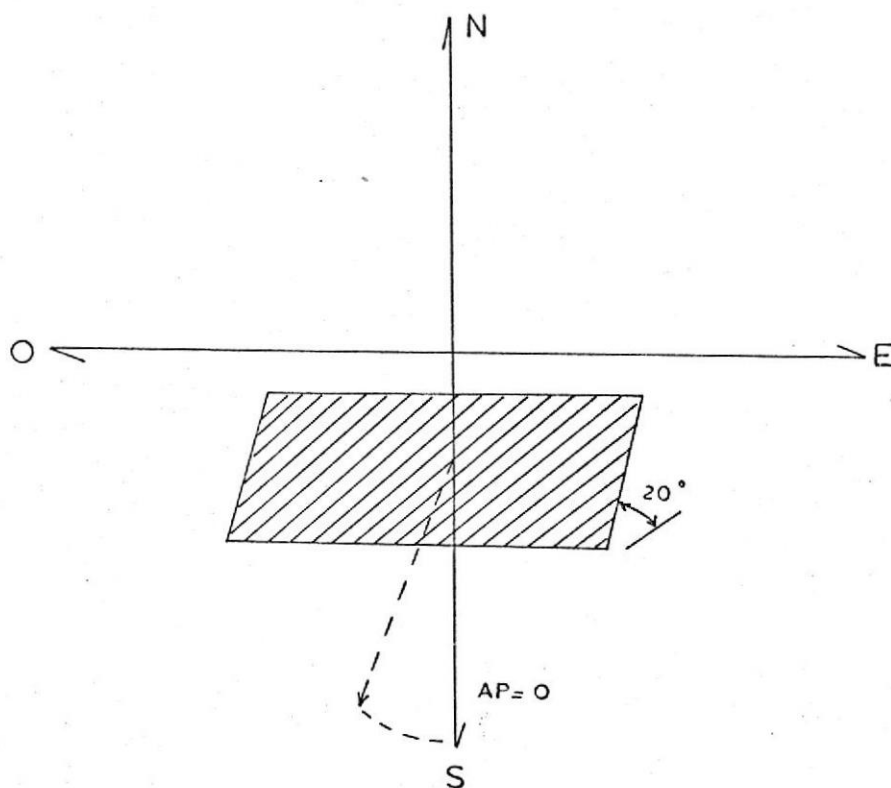
Lo que equivale a decir 6 colectores, los cuales se los colocará en un arreglo determinado.

3.2.4 Orientación del Colector

La orientación de un colector está dada tanto por su ángulo de inclinación como por un ángulo azimuth de pared.

Luego, la mejor orientación será aquella en la cual dicha superficie recepte mayor radiación solar. Como dijimos anteriormente en las Tablas 25 hasta la 45 tenemos la radiación solar sobre una superficie inclinada un cierto ángulo tilt y un determinado ángulo azimuth de pared. Revisando las tablas se ha determinado la orientación que debe tener el colector para que reciba la mayor radiación solar.

La Fig. # 3.13 nos muestra cómo está orientado el colector para nuestro caso de estudio.

FIGURA N^o 3.13ORIENTACION DEL COLECTOR

3.3 ALMACENAMIENTO TERMICO

El almacenamiento de calor es necesario para calentamiento solar y servicios como el de agua caliente.

3.3.1 Método de Almacenamiento de Calor

El calor solar puede ser almacenado para ser usa-

do en calefacción de locales como residencias, edificios, invernaderos, etc, en tres formas, a saber:

- Como calor latente.
- Como calor sensible.
- Como combinación de calor latente y sensible.

El calor latente puede ser almacenado por fusión o derretimiento de un sólido, tal como cera o dentro de un líquido.

Existen dos ventajas al almacenar calor latente. Porque para cantidades muy grandes de calor, puede ser almacenado y liberado por lb de material y tener un pequeño volúmen de almacenaje de calor requerido por el sistema. Una segunda ventaja es que los remanentes de temperatura son constantes durante los cambios de fase.

Hay sin embargo, varias desventajas con las unidades de almacenamiento de calor latente. Existen varios materiales para almacenar calor latente pero deben ser sustituidos o reemplazados en poco tiempo porque se enmohecen. La Tabla

47 nos presenta una serie de materiales para almacenar calor latente.

El calor sensible es almacenado cuando la temperatura del almacenamiento se incrementa. Agua y piedras son los materiales más comunes usados para almacenar calor sensible debido a que son económicos y fácilmente disponibles. La cantidad de calor requerida para elevar la temperatura de una libra de materia un grado, es la capacidad de calor del material. La tabla 48 nos presenta las capacidades de calor para materiales comunes y están dados para libras y para volumen (pie^3). Si observamos la Tabla 48 notaremos que el agua tiene una capacidad de calor tres veces mayor comparado con las piedras en lo que respecta a volumen, luego una unidad de almacenaje a base de piedras será tres veces más grande que un tanque de agua para una misma cantidad de calor.

3.3.2 Dimensiones del Almacenamiento

Precisar el tamaño de una unidad de almacenamiento de calor no es factible para sistemas solares

en una forma exacta, pero existen tamaños económicos para instalaciones dadas. Un sistema solar que está para suministrar la mayor fracción de carga de calentamiento anual para un determinado local entregará calor de noche, de la energía solar recolectada durante un día normal de sol. Si el día anterior o ese día ha sido completamente nublado y no se ha receptado mayor cantidad de calor, entonces el sistema dependerá de una unidad auxiliar de calentamiento la cual suplirá dicho calor.

El costo de un sistema se incrementa con una gran área de colección y un gran volumen de almacenaje.

El tamaño recomendado de un almacenamiento de calor es de 1 a 2 galones de agua (1 gal. = 0.1337 pie³) por cada pie² de área de colección ó 1/2 a 1 pie³ de piedras por cada pie² de área de colección para sistemas solares de agua y aire respectivamente.

De acuerdo a experiencias realizadas por personas estudiosas de este tipo de sistemas, se tie-

ne que para un edificio residencial con 500 pies² de área de colección se tendría una unidad de almacenaje de cerca de 700 galones de agua ó 300 pies³ de piedras. El costo de instalación de tal unidad de almacenaje está entre 500 a 1.000 dólares.

Para nuestro caso de ejemplo analizado en el punto 3.2.3 en donde para la mencionada cantidad de calor determinamos 108 pies de área de colección se tendría una unidad de almacenaje de:

$$108 \text{pies}^3 \text{ Colector} \times \frac{0.8 \text{ pie}^3 \text{ piedras}}{1.0 \text{ pie}^2 \text{ colector}}$$

$$= 87 \text{ pies}^3 \text{ de piedras.}$$

3.3.3 Pérdidas de Calor del Almacenamiento

Si la unidad de almacenaje se encuentra dentro del local a climatizar, las pérdidas de calor que experimenta dicha unidad serán ganadas por el local; ésto nos representaría una disminución del espacio aprovechable. Si la unidad de almacenaje se encuentra fuera del local a climatizar, entonces si existirá pérdidas a través de sus paredes pero estas pérdidas pueden ser efectiva-

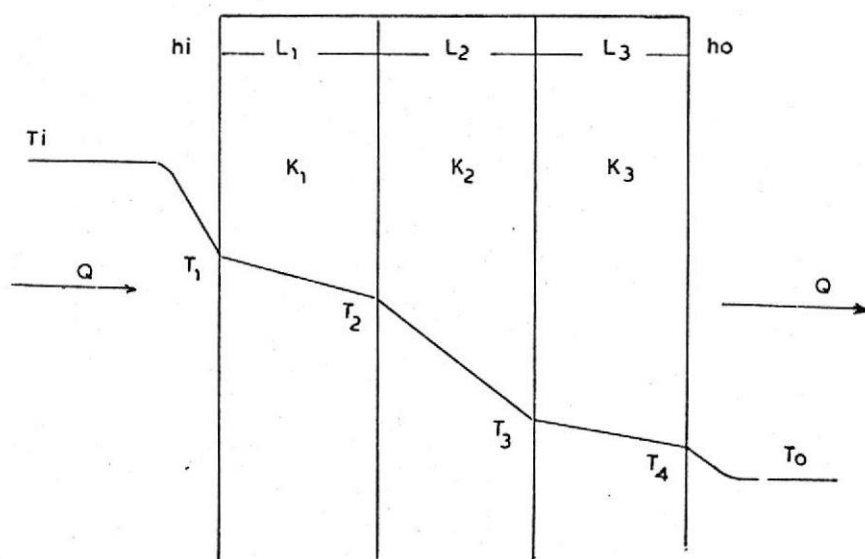
mente controladas. Las pérdidas que se tendrían serían por convección y conducción.

Como el almacenaje de calor se lo realiza a partir del calor que puede aprovechar el colector de la radiación solar incidente y esta última depende de las condiciones ambientales y las condiciones ambientales son variables cada día y a cada hora, se torna un poco difícil hacer un cálculo para un estado transiente. El método general para analizar problemas de flujo de calor en estado estable a través de paredes compuestas y hacer que el tratamiento resulte aplicable a casos prácticos cuya temperatura de superficie por lo general se desconoce, se incluirá en el tratamiento el flujo de calor a través de las resistencias térmicas en las fronteras.

Nuestra unidad de almacenamiento de calor está expuesta en su interior a una temperatura mayor (es decir, una fuente de calor) que la temperatura ambiental y para nuestro fin la consideraremos constante y conocida así como el lado exterior será una temperatura baja y también constante y conocida (es decir, un sumidero).

La Fig. 3.14 representa la pared de nuestra su-
 puesta unidad de almacenamiento de calor, en la
 cual está especificada la distribución de tempe-
 ratura.

FIGURA N^o 3.14



FLUJO DE CALOR A TRAVES DE UNA PARED COMPUESTA

El revestimiento interior que está expuesto a la alta temperatura está hecho de tabique refractario. La capa intermedia está hecha de tabique aislante y la capa interior de tabique ordinario. La temperatura de aire caliente que circulará a través de los intersticios formados entre las piedras es T_i y la conductancia por unidad de superficie de la superficie interior es h_o .

La temperatura ambiental que rodea la unidad de almacenaje es T_o y la conductancia por unidad de superficie de la superficie exterior será h_o . Bajo estas condiciones habrá un flujo de calor continuo desde el aire caliente hasta los alrededores a través de la pared. Como el flujo de calor a través de un área A dado es el mismo para cualquier sección, se obtiene:

$$\begin{aligned}
 Q &= h_i.A (T_i - T_1) = (T_i - T_1)/R_1 & R_1 &= 1/h_i.A \\
 Q &= K_1.A (T_1 - T_2)/L_1 = (T_1 - T_2)/R_2 & R_2 &= L_1/K_1.A \\
 Q &= K_2.A (T_2 - T_3)/L_2 = (T_2 - T_3)/R_3 & R_3 &= L_2/K_2.A \\
 Q &= K_3.A (T_3 - T_4)/L_3 = (T_3 - T_4)/R_4 & R_4 &= L_3/K_3.A \\
 Q &= h_o.A (T_4 - T_o) = (T_4 - T_o)/R_5 & R_5 &= 1/h_o.A
 \end{aligned}$$

Arreglando tendremos:

$$\begin{aligned}
 Q.R_1 &= T_i - T_1 \\
 Q.R_2 &= T_1 - T_2 \\
 Q.R_3 &= T_2 - T_3 \\
 Q.R_4 &= T_3 - T_4 \\
 Q.R_5 &= T_4 - T_o \\
 \hline
 Q (R_1 + \dots + R_5) &= T_i - T_o
 \end{aligned}$$

De donde:

$$Q = (T_i - T_o) \sum_{n=1}^5 R_n$$

3.3.4 Localización del Tanque de Almacenamiento

Las unidades de almacenamiento de calor pueden ser localizadas sobre o debajo de la tierra, así como dentro o fuera del local a acondicionar. Es recomendado que la unidad de almacenaje esté fijada junto al local a acondicionarse siempre que sea posible. Una unidad de almacenaje que se encuentra dentro del local tendría la ventaja de estar protegida de la humedad y del frío y las pérdidas de calor de la unidad de almacenaje se verían disminuidas.

Cuando la unidad de almacenaje se encuentra debajo de la tierra, el aislante debe ser cuidadosamente escogido a fin de que una de sus características sea la de no absorber humedad. Materiales como espuma de Neopreno (espuma de caucho artificial) o styrofoam son apropiados.

3.3.5 Principios de Operación

El aire calentado por el sol es pasado directamente desde el colector hacia la unidad de almacenaje a través de la cama de piedras (inters-

ticios), el calor es transferido del aire caliente a las piedras de tal manera que éstas elevan su temperatura, luego el aire que sale es fresco y es retornado por la parte baja de la unidad de almacenaje hacia el colector y es calentado nuevamente.

La parte superior de la cama de piedra es más calurosa que la parte inferior debido al suministro de aire caliente proveniente del colector. Después de la caída del sol y de una discontinuación de la circulación de aire, la cama de piedra mantendrá la temperatura de estancamiento debido a la pequeña conducción de calor que existe de una piedra a otra.

El calor almacenado en la unidad es entregado o liberado por circulación de aire a través de las piedras en dirección opuesta, ésto es de abajo hacia arriba. Como el aire fresco fluye entre las piedras en los espacios libres entre ellas, este aire es calentado y recirculado en el cuarto entregando de esta manera calor al local. La parte inferior de la cama de piedra está siempre a una temperatura menor, usualmente

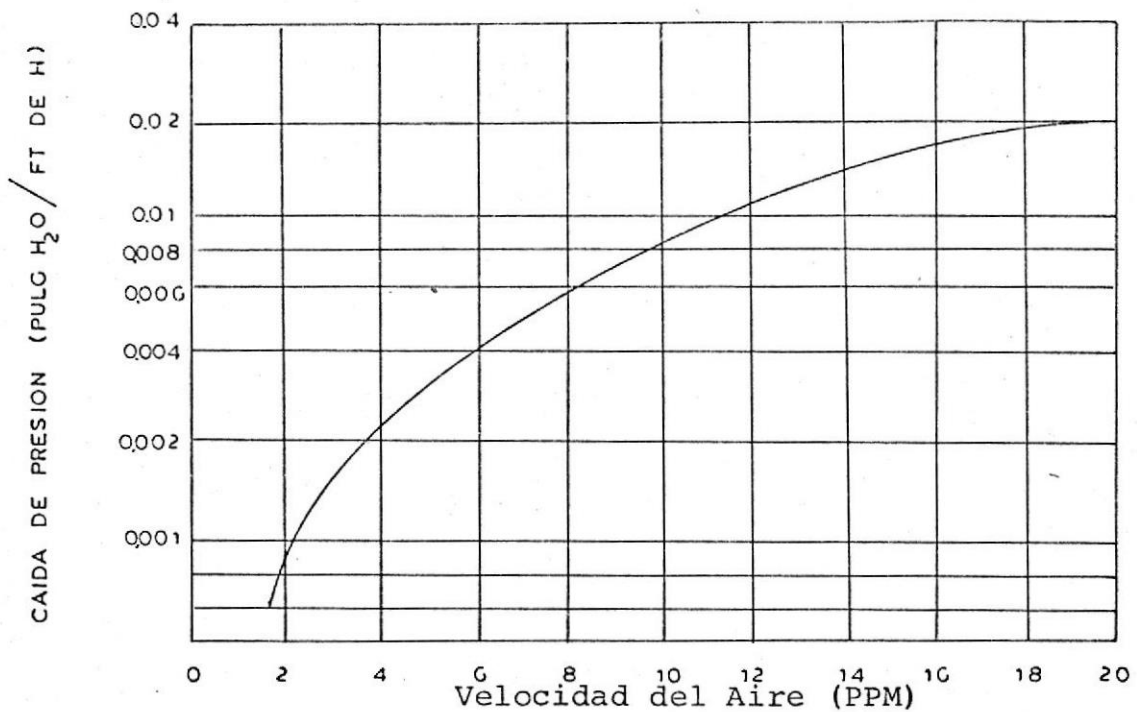
la del local y debido a que el aire fresco es entregado al colector, éstos operan a un máximo de eficiencia.

La caída de presión del aire depende tanto del tamaño y uniformidad de las piedras como de la profundidad de las piedras en la unidad de almacenaje.

El Gráfico # 3.15 muestra la caída de presión por la profundidad de las piedras con respecto a la velocidad del aire através de las piedras, para un tamaño de piedras de 0.75" hasta 1.5" (2cm. hasta 4 cm.). Como ya dijimos en la Tabla 4.23, las piedras tienen una capacidad de calor de 0.2 BTU/lb-°F ó 20BTU/pie³-°F y una densidad de 100 lb/pie³.

Una típica velocidad del aire a través de las piedras es de 20 PPM, lo que representa para una profundidad de 5 pies una caída de presión de 0.1 pulg. de agua, para piedras de 0.75" a 1.5".

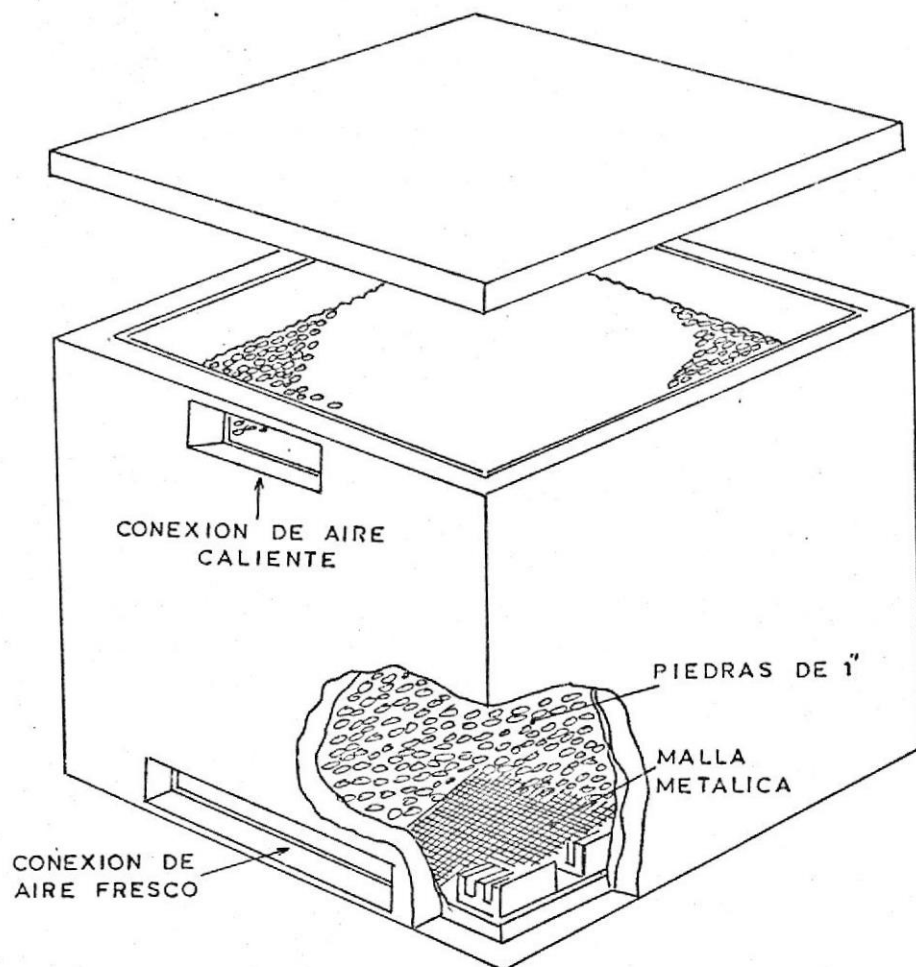
La Fig. 3.16 nos muestra una unidad de almacenaje de calor, en la cual notamos que las piedras

FIGURA N^o 3.15

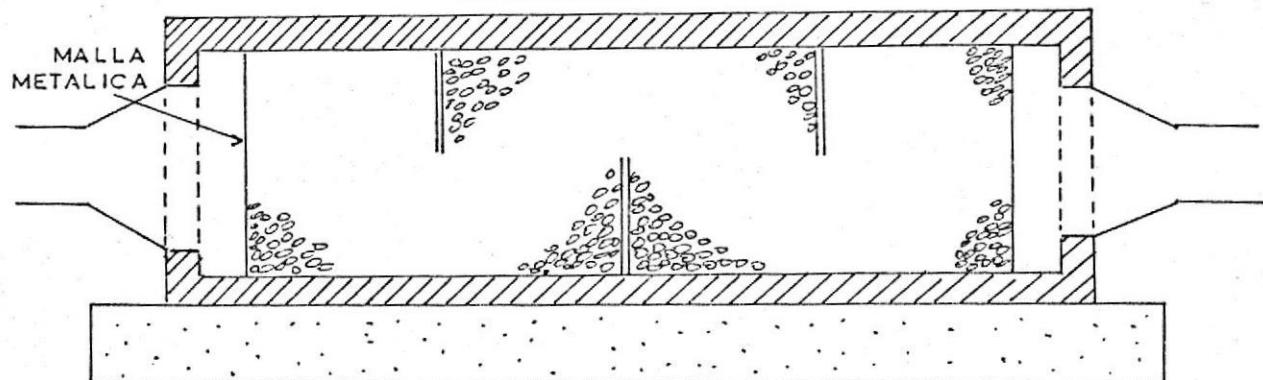
CAIDA DE PRESION VS VELOCIDAD DEL AIRE

están soportadas por una maya metálica desplegada, la cual es soportada por unas vigas o bloques para maximizar el área libre para el flujo de aire en el plenum inferior.

Se pueden utilizar unidades de almacenaje de calor en las que el flujo del aire caliente es horizontal, pero de acuerdo a experiencias realizadas por científicos de este campo se tiene que el intercambio de calor es menor que en una cantidad donde el aire fluye vertical. Una unidad de almacenaje donde se desarrollaría flujo de aire horizontal está esquematizado en la Fig.3.17.

FIGURA N^o 3.16

PERSPECTIVA DE UNIDAD DE ALMACENAMIENTO
DE CALOR DE FLUJO VERTICAL

FIGURA N^o 3.17

CORTE SECCIONAL DE UNA UNIDAD DE ALMACENAMIENTO
DE CALOR DE FLUJO HORIZONTAL

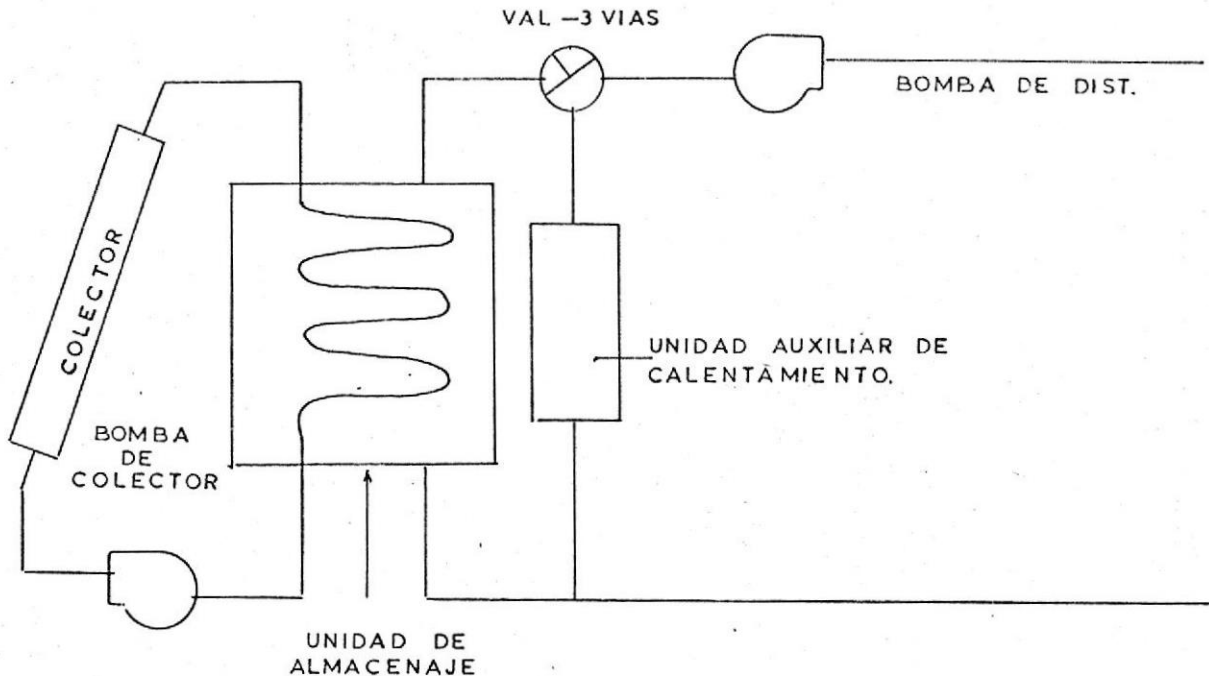
Las camas de piedra pueden ser contenidas dentro de cajas de armazón de madera, bloques de paredes de concreto o depósitos cilíndricos de acero.

3.4 UNIDAD AUXILIAR DE CALENTAMIENTO

La unidad auxiliar de calentamiento puede ser una caldera de agua caliente, aire forzado de un horno o resistencias eléctricas.

La unidad de almacenaje de calor cuando no puede suplir las necesidades de calentamiento ya sea porque su capacidad es pequeña comparada con la que se necesite o porque no se ha almacenado nada por haber existido días nublados, entonces entra en funcionamiento lo que llamamos unidad auxiliar de calentamiento.

Si el agua caliente proveniente de la caldera utilizada, el agua puede ser distribuida para unidades individuales de calentamiento para cada cuarto si es que se trata de una residencia, para nuestro caso un sólo local, sería una unidad. La Fig. 3.18 nos presenta la utilización de agua caliente proveniente de un horno en un sistema de líquido para calentamiento de un local.

FIGURA N^o 3.18

SISTEMA CON UNIDAD AUXILIAR DE CALENTAMIENTO

Otra forma de utilizar el agua caliente proveniente de una caldera sería por serpentines de agua caliente en el sistema de distribución de aire principal, unidades FanCoils en diferentes zonas del local o por unidades de calentamiento radiante. La temperatura del agua caliente utilizada en cada tipo de unidades de calentamiento es muy importante. Los sistemas de calentamiento radiante requieren altas temperaturas, si se sabe que las temperaturas que se obtienen en tanques de almacenamiento cuando se utilizan colectores solares de plancha plana en el calentamiento de

agua es de 100°F hasta 160°F, luego, los equipos de calentamiento radiante están normalmente diseñados para que operen con temperaturas de agua a 180°F hasta 220°F, por tanto, concluimos que estos sistemas no son recomendados para ser usados en calentamiento en sistemas que usan colectores de plancha plana.

Serpentines de agua caliente pueden ser usados para calentamiento auxiliar, estas unidades se las coloca en el ducto de distribución de aire principal donde está un sistema de aire forzado. Estas unidades son comercialmente disponibles y consisten de múltiples filas de finos tubos. La velocidad del aire a través de dichas unidades es de aproximadamente 500 PPM.

Los fabricantes de serpentines de calentamiento proporcionan una serie de medidas para temperaturas dadas del agua y razones de calor requerido.

Otro de los elementos utilizados para el calentamiento de aire son las resistencias eléctricas, las cuales van colocadas en la sección del ducto ya sea en la línea principal o en las salidas, esto último cuando se está climatizando varias zonas. La velocidad del

aire que circule a través de dichas unidades es de 500 a 650 PPM, ésto es con el objeto de que el aire esté en más tiempo en contacto con la resistencia, esta velocidad es pequeña, se sabe que las velocidades del aire utilizadas en distribución de aire en residencias es de 1300 PPM. Estas resistencias poseen su termostato el cual las hace actuar hasta llegar a la temperatura solicitada y las apaga cuando las condiciones son satisfechas.

3.4 SELECCION DE LA UNIDAD

Una vez que he expuesto una serie de elementos y la forma como estos operan, nos inclinamos por las resistencias eléctricas.

En la actualidad los fabricantes de estos aparatos proporcionan la mejor de las comodidades de operación e instalación de dichas unidades, tal es así, que en el comercio existen los Electric Duct Heaters, que son producidos por la Warren Manufacturing Company, Inc.

De acuerdo a la capacidad de calor que nosotros necesitamos, se seleccionan las unidades, las cuales existen para diversos voltajes así como monofásicos y tri-

fásicos. La Tabla 49 expone los varios tipos de unidades

3.5 SISTEMA DE CONDUCCIÓN DE AIRE CALIENTE

El sistema de conducción de aire caliente es otra de las partes importantes dentro del sistema de calentamiento de aire, en otras palabras, es el medio por el cual va a ser transportado el aire que es calentado en el colector hasta la unidad de almacenamiento de calor.

3.5.1 Diseño del Sistema de Conducción

La cantidad de aire a ser transportada por el conducto la determinamos de acuerdo a lo sostenido en el punto 3.2.3; ésto es 2 CFM/pie^2 de área de colección.

Si el área de colección es de 108 pie^2 el caudal de aire a ser conducido será de 216 CFM, redondeando tenemos 220 CFM.

De acuerdo a mi experiencia en trabajos de conducción de aire, voy a estimar como 300 PPM como

la velocidad que va a tener el aire dentro del ducto, luego, utilizando la relación siguiente determinaremos la dimensión del ducto, así como las pérdidas.

$$Q = V \times A \qquad A = \frac{Q}{V}$$

$$A = \frac{220 \times 144}{300} = 103.68 \text{ pulg}^2$$

$$A = \pi \times R^2$$

Despejando el radio se tiene:

$$R = 5.7 \text{ pulg. lo que equivale a decir}$$

$$D = 11.5 \text{ pulg. aprox.}$$

La caída de presión la determinaremos así:

$$p = (0.03) (f) \left(\frac{L}{D^{1.2}}\right) \left(\frac{V}{1000}\right)^{1.82}$$

De donde:

f es la rugosidad de la superficie interior (0.9 para ductos galvanizados.

Como es obvio, la longitud del ducto es un parámetro muy importante para evaluar la caída de presión, luego para efectos de cálculo asumire-

mos una longitud de 15 mts. lo que equivale a 50 pies. Luego, la caída de presión será:

$$p = (0.03) (0.9) \left(\frac{50}{11.5} \right)^{1.22} \left(\frac{300}{1000} \right)^{1.82}$$

La caída de presión será 0.008 pulg. de agua.

3.5.2 Cálculo de Aislante

El aislante es un elemento que tiende a evitar en lo posible pérdidas de calor, en este caso del aire caliente que es conducido por los ductos. En la práctica es común utilizar Plumavit o poliestireno expandido y se usan planchas que varían entre 1 a 2 pulg. de espesor.

Un cálculo ilustrativo para evaluar las pérdidas será así: utilizando la relación enunciada en el punto 3.3.3, tendremos:

$$Q = \frac{T_i - T_o}{1/\bar{h}_i + L_1/k_1 + L_2/k_2 + 1/\bar{h}_o}$$

De donde:

\bar{h}_i es la conductancia por unidad de superficie para la superficie interior, aprox. 2.5 BTU/hr-pie²-°F

ho es la conductancia por unidad de superficie para la superficie exterior, aprox. $2 \text{ BTU/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$.

Ti es la temperatura que tendrá el aire en su interior, de lo dicho en el punto 3.2.3, tomaremos como 115°F .

To es la temperatura del aire exterior y se lo estima en 60°F .

L₁ es el espesor del aislante 1.5 pulg.

L₂ es el espesor de la plancha de ducto galvanizado de $1/25$ pulg., ésto es un gauge 20.

k₁ es la conductividad térmica del aislante aprox. $0.031 \text{ BTU/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$.

k₂ es la conductividad térmica del ductor aprox. $56 \text{ BTU/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$.

Reemplazando todos estos valores determinamos una pérdida de

$$Q = 11 \text{ BTU/hr-pie}^2$$

Si hemos asumido que la longitud del ducto es de 49 pies y se ha determinado un diámetro de 11.5 pulg., calculando el área y multiplicando dicho factor por el encontrado recientemente, tendremos:

$$Q = 135 \text{ BTU/hr}$$

Concluyendo diremos que se utilizaría planchas de plumavit de un espesor de 1 1/2 pulg., ya que la pérdida que obtenemos es pequeña.

3.5.3 Cálculo del Ventilador

Para que nuestro sistema funcione es necesario la utilización de un ventilador el cual nos va a producir una corriente o flujo de aire, así también él deberá vencer todas las resistencias que se opongan al flujo de aire, esto es: la fricción en las paredes del ducto, en el colector, en la unidad de almacenaje, fricción de accesorios, etc.

La potencia al freno del ventilador será:

$$\text{BHP} = \frac{\text{CFM} \times \text{P}}{6530 \times n}$$

Dp donde:

CFM es el caudal de aire a ser manejado

P es la caída de presión total en pulg. de agua

n es la eficiencia mecánica del aparato aprox.

65%.

Las características de los ventiladores siempre están referidas al nivel del mar, para aire con un peso específico de 0.7488 lb/pie^3 correspondiente a un temperatura de 70°F y humedad relativa de 50%, en otras palabras para aire standard.

Como nuestro trabajo lo estamos proyectando para una altitud de 9000 pies sobre el nivel del mar, será necesario hacer las correcciones correspondientes.

Primero, determinemos la caída de presión total a ser vencida por el aparato.

$$p = P_{\text{ducto}} + P_{\text{filtro}} + P_{\text{u.almacenaje}} + P_{\text{colector}}$$

$$P_{\text{ducto}} = 0.008 \text{ pulg de agua}$$

P_{filtro} , de acuerdo a mi experiencia, una caída de presión para un filtro de 0.05 pulg de agua es suficiente.

$P_{\text{u.almacenaje}}$; de acuerdo al gráfico 4.16 decimos que utilizando 20 PPM de velocidad del aire caliente atravesando las endijas que dejan las piedras entre sí, para piedras de 0.75" hasta 1.5" de diámetro, tenemos una caída de presión de:

$$0.02 \frac{\text{pulg. de agua}}{\text{pies de altura de piedras}}$$

Nuestro volúmen de piedras calculado es de 87 pies³, luego, asumiendo un 25% más de su volúmen ya que las piedras no están en forma compacta sino que entre ellas existen intersticios tendremos un volumen de 109 pie³. Luego, si este volumen lo arreglamos de tal manera que pueda ser 4 pies de ancho por 4 pies de largo y 7 pies de profundidad o altura, tendremos:

$$0.02 \frac{\text{pulg de agua}}{\text{pies de altura}} \times 7 \text{ pies de alt.} = 0.14 \text{ pulg. agua}$$

Como se trata de colectores de aire, y los colectores de aire constan de un ducto por donde debe fluir el aire, asumiremos que el aire experimenta una caída de presión de 0.005 pulg. de agua. Luego, como son seis colectores los cuales obedecerán a una regla en paralelo, la caída de presión será 0.005 pulg. de agua.

Sumando todas estas pérdidas explicadas tendremos:

$$P = 0.203 \text{ pulg. de agua, lo que redondeando da } 0.2 \text{ pulg. de agua.}$$

Como estamos tratando con aire que está a una altura de 9000 pies de altitud tendremos que hacer correcciones y para ello nos valemos de la Fig. 3.19 y determinamos una relación de densidad del aire de 0.68, luego tenemos que la presión estática equivalente será:

$$P = \frac{0.2}{0.68} \text{ pulg de agua} = 0.298 \text{ pulg. de agua}$$

Redondeando tenemos: $P = 0.3$ pulg. de agua

Luego decimos que:

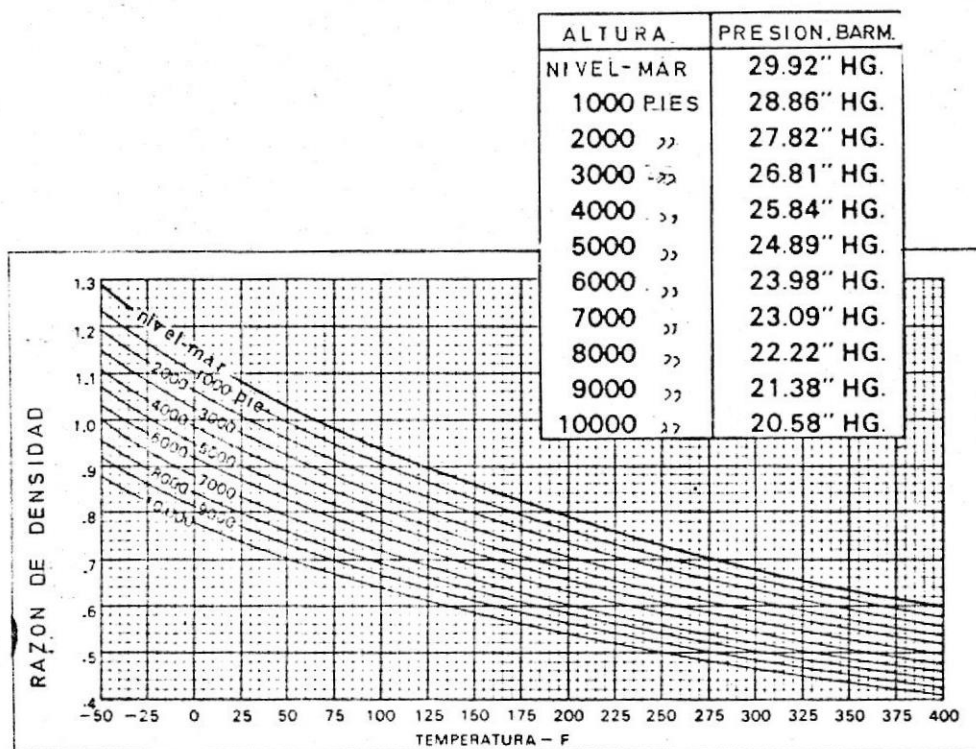
$$\text{BHP} = \frac{\text{CFM} \times P}{6530 \times \eta} = \frac{220 \times 0.3}{6530 \times 0.65} = 0.0155$$

La potencia al freno será de 0.02 BHP

Pero la potencia del ventilador para mover aire menos denso será:

$$\text{Pot} = 0.02 \times 0.68 = 0.014 \text{ HP}$$

Luego, nuestro ventilador tendrá: 0.02 HP y manejará 220 CFM.

FIGURA N^o 3.19

$$\text{RAZON DE DENSIDAD} = \frac{\text{DENSIDAD DE NUEVA CONDICION}}{\text{DENSIDAD DE AIRE STANDARD.}}$$

RELACIONES DE DENSIDAD VS TEMPERATURA

C A P I T U L O I V

SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE

La misión de un sistema de distribución de aire es conducir el aire desde el aparato hasta el espacio a acondicionar. Para cumplir este sistema de forma práctica el sistema debe proyectarse dentro de ciertas limitaciones establecidas relativas al espacio disponible, pérdidas por rozamiento, velocidad, nivel de ruido, etc.

4.1 TIPOS DE SISTEMA

Los sistemas de distribución de aire se clasifican atendiendo a la velocidad y presión de aire dentro del ducto.

De acuerdo a la velocidad tendremos:

Existen dos tipos de sistemas de distribución de aire empleados en el acondicionamiento de locales, a saber: Los de baja velocidad o sistemas convencionales y los de gran velocidad; es de hacer notar que la línea que

divide estos dos tipos es imprecisa. Estos dos tipos de sistemas los acomodamos así:

- Para locales comerciales y residenciales:

a) Baja velocidad hasta 2400 PPM. Normalmente desde 1000 PPM hasta 2200 PPM.

b) Alta velocidad sobre los 2400 PPM.

- Para locales industriales:

a) Baja velocidad hasta 2500 PPM. Normalmente desde 2200 PPM hasta 2500 PPM.

b) Alta velocidad sobre los 2500 PPM hasta 5000 PPM.

Normalmente los sistemas de retorno de aire, tanto para baja como alta velocidad de impulsión se proyectan como sistemas de pequeña velocidad por lo que podemos sostener lo siguiente:

Para locales comerciales, hasta 2000 PPM. Normalmente varían desde 800 PPM hasta 1800 PPM.

Para locales industriales hasta 2500 PPM. Normalmente varían desde 1800 PPM hasta 2200 PPM.

En cuanto a la presión del aire en el conducto, los sistemas se dividen en: Baja, Media y Alta presión.

- Baja presión hasta 3.75 pulg. de agua. Para esta presión corresponden los ventiladores de primera clase o CLASE I.

- Media presión desde 3.75 pulg. de agua hasta 6.75 pulg. de agua. Para esta presión o rango se encuentran los ventiladores de CLASE II.

- Alta presión desde 6.75 pulg. de agua. A esta presión corresponde los ventiladores de CLASE III.

Hay que anotar que las presiones indicadas son presiones totales, incluyendo la pérdida de carga dentro del equipo, conductos y bocas de impulsión.

4.2 FACTORES PARA LA SELECCION DEL SISTEMA

El local que vamos a acondicionar o que estamos proyectando, no es un local industrial, diríamos que cae den-

tro de la clasificación de locales residenciales; por lo tanto seleccionaremos un sistema de baja presión. De acuerdo a mi experiencia en distribución de aire, escogeré una velocidad inicial de 1000 PPM y en base a ella haré los cálculos.

Con ductos de baja velocidad se obtiene caídas de presión pequeñas comparadas con las que se obtiene con alta velocidad. Por ejemplo para manejar 1000 CFM, al usar velocidades grandes, por decir, 2500 PPM el aire experimenta una caída de presión aproximada de 1.0 pulg. de agua/100 pies de ducto y un diámetro de aproximadamente 9 pulg. lo que implica un gran nivel de ruido debido a las estrecheces del ducto para la cantidad de aire. En cambio para los mismos 100 CFM pero con una velocidad de 1100 PPM el aire experimenta una caída de presión aproximada de 0.1 pulg. de agua/100 pies de ducto y un diámetro aprox. de 13 pulg. lo que implica un menor nivel de ruido por lo holgado de la media.

Cuando se trata de fábricas, industrias de gran tamaño o bodegas, no importa el ruido que pueda causar el aire dentro del ducto ya que éste sería pequeño comparado con el que producirían las máquinas, por tanto

para este tipo de locales sí se puede utilizar altas velocidades del aire a través del ducto.

4.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION

Por regla general en el proyecto de cualquier sistema de ductos, se procura que el tendido de conductos sea lo más sencillo posible y también simétrico. Los elementos terminales o bocas se sitúan en puntos adecuados para proporcionar una correcta distribución de aire. El cálculo de un sistema de baja velocidad que es el que emplearemos en nuestro proyecto, puede hacerse por uno de estos tres métodos, a saber:

- Reducción de velocidad
- Fricción constante
- Reganancia estática

Estos tres métodos tienen distintos grados de precisión, economía y empleo.

El método de fricción constante es el método más utilizado y recomendado en conductor de aire para mando y retorno.

El método de reducción de velocidad a grandes rasgos consiste en seleccionar una velocidad de salida en la descarga del ventilador y establecer arbitrariamente una serie de reducciones a lo largo del conducto. Normalmente no se utiliza este método porque para resolver el problema, con una precisión razonable se necesita una gran experiencia y conocer perfectamente el cálculo de conductos, sólo debe usárselo en casos de colocar compuertas divisoras para compensar el sistema.

El método de fricción constante se lo utiliza en los ductos de mando, retorno y extracción de aire y consiste en calcular los conductos de manera que tengan la misma pérdida de carga por unidad de longitud a lo largo de todo el sistema. Es mejor que el de reducción de velocidad porque en los trazados simétricos no requiere ulterior compensación. El procedimiento más corriente consiste en elegir una velocidad inicial en el conducto principal próximo al ventilador, lo cual tiene que guardar relación con el nivel de ruido.

Partiendo de la velocidad y el caudal de aire se determina la pérdida de carga por unidad de longitud,

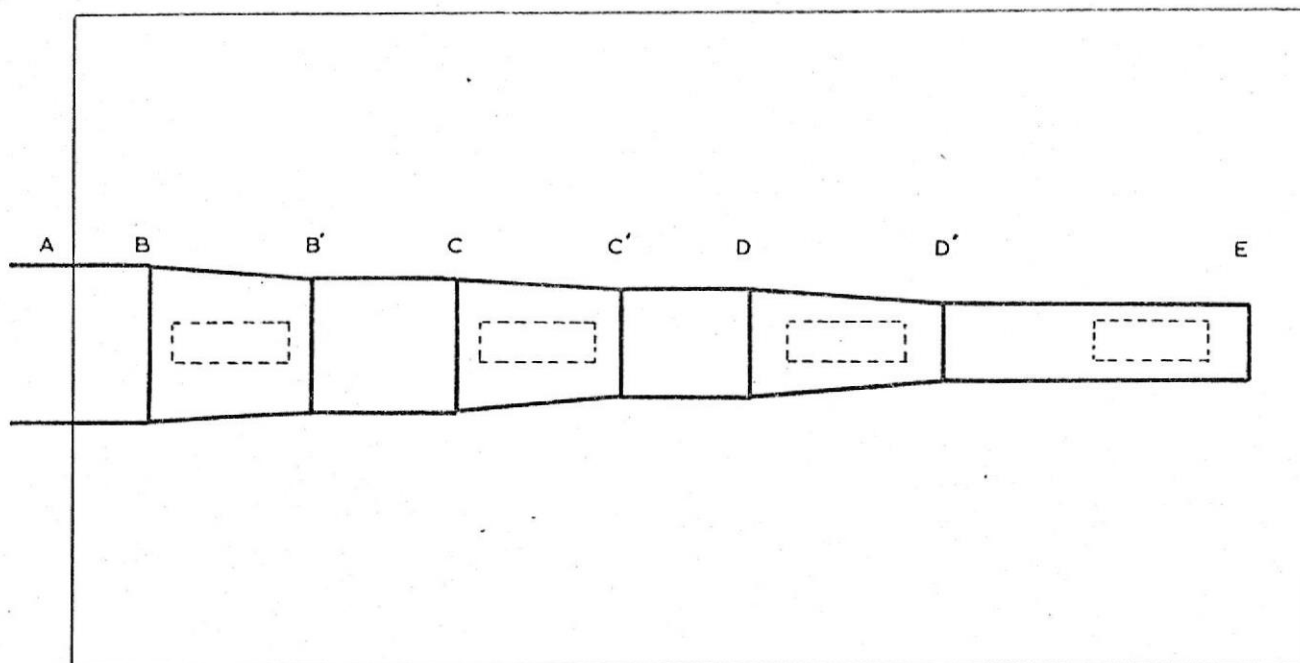
la misma que debe mantenerse constante a lo largo del sistema.

El método de regancia estática consiste en dimensionar el conducto de manera que el aumento de la presión estática (ganancia debida a la reducción de velocidad) en cada ramal o boca de impulsión compense las pérdidas por rozamiento en la siguiente sección del conducto. De esta forma, la presión estática será la misma en cada boca y al comienzo de cada ramal. Una vez que se ha expuesto los métodos de cálculo que se pueden utilizar para el diseño del sistema de distribución de aire, emplearemos el método de la fricción constante.

El Gráfico # 4.1 muestra la distribución a utilizarse.

El área de nuestro local que estamos proyectando es de 430.3 pie^2 , luego para sacar el caudal de aire a ser removido utilizaremos un factor de 2.3 CFM pie^2 , este es un valor suficiente para este cálculo. El caudal de aire que tenemos que remover será 1000 CFM aproximadamente.

Para determinar las dimensiones del sistema de distribución esquematizado en la Fig. 4.1 utilizaremos las

FIGURA N^o 4.1DISTRIBUCION DE AIRE

siguientes relaciones:

$$Q = V \times A ; \quad V = Q/A = 144 \text{ CFM/A}$$

$$V = 144 \text{ CFM}/\pi D^{2.05} = 183.44 \text{ CFM}/ D^2$$

$$V = 183.44 \text{ CFM}/D^2$$

$$P = 0.03 (f) (100/D^{1.22}) (V/1000)^{1.82}$$

Como estamos tratando con ductos galvanizados, el factor de rugosidad $f = 0.9$, luego reemplazando tenemos:

$$P = 0.027 (100/D^{1.22}) (V/1000)^{1.82}$$

Con esta relación determinamos la caída de presión por unidad de longitud (pulg. de agua/100 pies de ducto).

Como debemos mantener este valor constante, reemplazamos la velocidad en la relación anterior y por tanteo determinamos los diámetros de los siguientes tramos: La relación quedaría así:

$$P = 0.027 (100/D^{1.22}) (0.18344 \text{ CFM}/D^2)^{1.82}$$

Tomando como velocidad inicial 1000 PPM y con el caudal que se está manejando 1000 CFM, podemos determinar la caída de presión por unidad de longitud y el tamaño del primer tramo A-B.

Luego manteniendo esta caída de presión y sabiendo el caudal del tramo siguiente podemos determinar el siguiente diámetro y así sucesivamente.

El cuadro siguiente resume las medidas de los tramos del sistema de distribución.

Nota.- Las medidas de los diámetros están redondeadas. A más de esta relación, existen cartas que simplifican el trabajo para dimensionar el sistema. La Fig. # 4.2 muestra una de estas cartas.

Muchas casas distribuidoras de equipos de acondicionamiento de aire poseen reglas prácticas para dimensionar

SECCION DEL DUCTO	CFM	LONGITUD DEL TRAMO (pie)	DIAMETRO (Pulg.)
A - B	1000	3.3	13
B' - C	750	6.6	11 1/2
C' - D	500	6.6	10
D' - E	250	7.0	8

ductos por fricción constante, estas reglas son las llamadas DUCTULADORES. Entre estas casas tenemos la TRANE, la LENNOX.

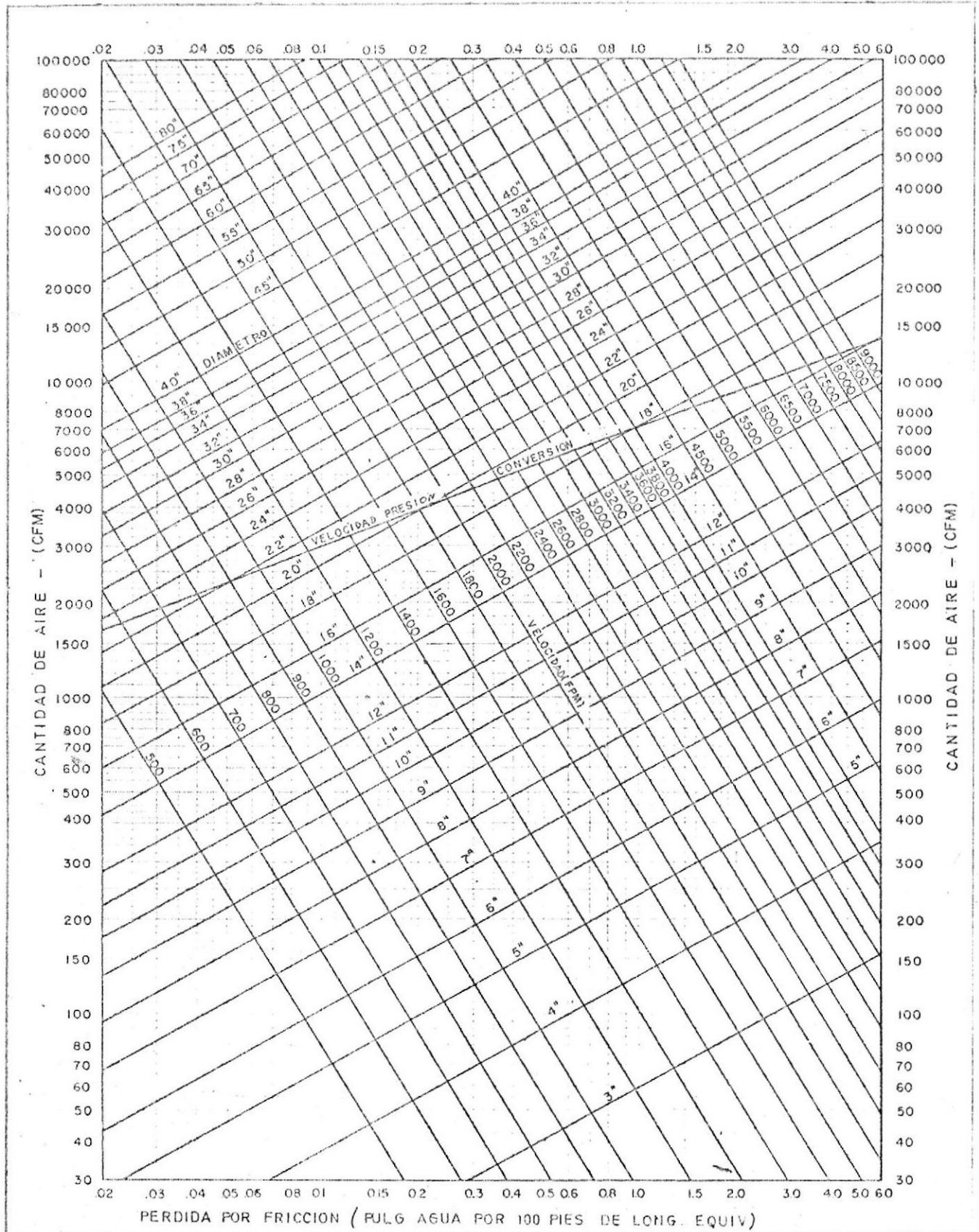
Tomando una velocidad de 800 PPM determinaremos el tamaño del ducto de retorno, éste tiene un tamaño de aproximadamente 14 1/2 pulg.

Para distribuir el aire a partir del ducto principal se utilizarán difusores de techo de tipo lineal; una velocidad aceptable para difusores de acuerdo a mi experiencia es de 350 PPM pudiendo variar esta velocidad desde 350 hasta 400 PPM.

De catálogos se determina un difusor de 18 pulg. a 6 pulg.

FIGURA N^o 4.2

CARTA PARA FRICCION CONSTANTE



FUENTE: CARRIER, "Handbook of Air Conditioning Systems Design."

4.4 TIPOS DE VENTILADORES

Los ventiladores son equipos que suministran el aire necesario a la presión requerida para vencer las diferentes resistencias tales como: fricción en paredes de ductos, fricción en accesorios, etc.

Los ventiladores se clasifican en dos grandes grupos, a saber:

Ventiladores Axiales y Centrífugos o Radiales.

Los Ventiladores AXIALES son aquellos en que la corriente de aire se establece axialmente a través del rodete, en otras palabras produce el flujo de aire a paralelo a la fecha. Estos ventiladores axiales a su vez se clasifican en: ventiladores de hélice, tubo axiales y con aletas directrices.

Los ventiladores CENTRIFUGOS son aquellos en que la corriente de aire se establece radialmente a través del rodete o también se puede decir que producen flujo de aire paralelo al radio de rotación. Estos ventiladores, a su vez, se clasifican en:

- De paletas rectas

- De paletas curvadas hacia adelante.
- De paletas curvadas hacia atras.

El diseño de la paleta determina en general las características de la velocidad.

Las paletas curvadas hacia adelante son apropiadas para baja velocidad. En cambio las paletas curvadas hacia atras son para altas velocidades, un ventilador centrífugo es capaz de manejar cualquier cantidad de aire para distintas presiones estáticas.

4.5 CONSIDERACIONES PARA LA SELECCION

Los factores que intervienen en la selección de un ventilador son: el caudal de aire, la presión estática, la densidad del aire cuando es diferente a la normal, el espacio disponible, etc. Una vez que se conocen estos factores la elección del ventilador para el acondicionamiento del local depende ya de factores económicos como el tamaño, clase, construcción con un nivel de ruido y un rendimiento aceptable.

La velocidad de salida no se puede emplear como criterio de selección en lo que respecta a la generación de

ruido. La mejor característica de ruido se obtiene con el máximo rendimiento del ventilador. Los ventiladores que funcionan a presiones estáticas altas tienen mayores velocidades de salida admisibles, puesto que el máximo rendimiento se produce con mayores caudales de aire.

Las tablas y curvas de ventiladores están basadas para condiciones ambientales normales del aire, ésto es 70°F y 29.92 pulg de mercurio. Como nuestro ventilador debe funcionar a una altitud de 9000 pies, se debe realizar las correspondientes correcciones atmosféricas.

Primero debemos determinar la caída de presión que sufre el aire al circular a través del ducto al vencer todas las resistencias que interceptan su camino.

De acuerdo a lo calculado en el punto 4.3, la caída de presión estimada fue de 0.1418 pulg. de agua/100 pies de ducto. Para evaluar la caída de presión en el ducto se toma en consideración el ducto más largo; como en nuestro proyecto tenemos un solo tramo y su longitud es de aprox. 30 pies, la caída experimentada será:

Pérdida = 0.1418 pulg. de agua/100 Pies de ducto x
30 pies de ducto.

Pérdida = 0.043 pulg. de agua.

Tomando un factor de seguridad del 10% tendremos 0.06 pulg de agua.

Si la velocidad de descarga es mayor que la velocidad del ducto debemos utilizar la siguiente relación para determinar la ganancia en la presión debido a una diferencia de velocidad. La relación es:

$$\text{Ganancia} = 0.75 \left[\left(\frac{V_{\text{sal}}}{4000} \right)^2 - \left(\frac{V_{\text{duct}}}{4000} \right)^2 \right]$$

Pero como en nuestro caso las dos velocidades son iguales, ésto es 1000 PPM, no existe esta ganancia.

Como veremos más adelante nuestro sistema va a utilizar un Humidificador, resistencia eléctrica, filtros, las pérdidas se seguirán incrementado. Según datos del fabricante los siguientes elementos tienen pérdida de:

Humidificador	0.25 pulg. de agua
Filtros	0.20 pulg. de agua
Resistencia eléctrica	0.20 pulg. de agua

una unidad que responda a las características deseadas.

Esta unidad es un ventilador que tiene:

1517 RPM y 0.38 BHP 1000 PPM (veloc. salida)

La velocidad de proyecto a 9000 pies de altitud es de 1517 RPM. La potencia necesaria para mover el aire menos denso será:

$$\text{Pot.} = 0.38 \text{ BHP} \times 0.68 = 0.26 \text{ BHP}$$

De acuerdo a las RPM y a la caída de presión, nuestro ventilador será de CLASE I.

4.6 MANEJADORA DE AIRE

El nombre de manejadora de aire se lo doy al conjunto siguiente:

- Unidad ventilador
- Humidificador
- Filtros

Todos estos componentes son montados en el interior de una caja fabricada en una factoría. Pueden estar aco-

plados en la forma más conveniente para un mejor uso o empleo.

Además suelen tener el motor que mueve el ventilador mediante una conexión directa o por medio de bandas, siendo esta última la más utilizada para efectos de mantenimiento y reparación.

Generalmente estas unidades se las coloca en un cuarto especialmente diseñado para ellas, y de esta manera se evita cualquier perturbación en su funcionamiento. Así también los ductos de retorno se los hace llegar al cuarto y no necesitan de un acople especial a la máquina. Para la toma de aire externo necesario para los locales, se colocan en las paredes de estos cuartos louvers o rejillas reguladoras de flujo de aire.

4.7 ACCESORIOS

Existen accesorios tanto para el ventilador como para el sistema que son necesarios para que el aparato y el sistema funcionen para las condiciones que uno desea.

Entre estos componente tenemos:

- Puertas de acceso
- Drenajes
- Aisladores
- Cojinetes
- Filtros
- Louvers

Si hay acumulación de polvo o suciedad dentro del ventilador, deben de estar previstas puertas de acceso tanto a la carcasa envolvente del ventilador como al cuarto del ventilador o de la manejadora.

Si se produce condensación o arrastre de agua, el ventilador deberá poseer un dispositivo de desagüe.

Con el fin de disminuir las vibraciones en las instalaciones de un ventilador se emplea dispositivos con muelles de acero o aisladores dobles o sencillos de caucho. El tipo de cojinete más utilizado es el de bola. Se puede adoptar un cojinete de desplazamiento provisto de un manguito engrasador, con el consiguiente aumento de costo, si se desea un cojinete más silencioso.

Normalmente se pueden obtener del fabricante filtros

para alta o baja velocidad, todos estos parámetros se los indica en los catálogos, los cuales exponen una serie bien pormenorizada de estos dispositivos de limpieza de aire.

Estos dispositivos se los usa por las impurezas que tiene el aire tales como: tierra, materias orgánicas, humos, polvos, vapores. Entre menos partículas dejen pasar así como en lo que respecta a su tamaño, más eficiente son. Para nuestro proyecto utilizaremos 4 filtros de 12" x 12". Para determinar el tamaño de los filtros se utiliza una velocidad del aire que fluctúa desde 250 hasta 350 PPM. Los cuatro filtros se los acomoda en una pantalla y se los coloca en la pared del cuarto de máquina. Los louver son persianas que permiten el paso del aire exterior, es conveniente que junto al louver se coloque un filtro para que de esta manera el aire que ingresa lo haga en una forma más limpia.

4.8 PROCESOS PSICROMETRICOS

Es esta parte trataremos el proceso termodinámico del aire húmedo y el efecto de la humedad atmosférica para el confort del local.

El ciclo de evolución del aire húmedo se lo representa en un diagrama o carta psicrométrica.

Como para la altura de 9000 pies y una presión barométrica de 21.4 pulg. de mercurio no se cuenta con una carta psicrométrica, voy a utilizar para fines explicativos y de cálculo del proceso, la carta psicrométrica de la ciudad de Quito, ciudad que se encuentra a una altura cercana a la de nuestro proyecto y además posee una presión barométrica de 24 pulg. de mercurio.

Los datos con los que contamos son:

Condiciones internas	$T_1 = 73^\circ\text{F}$ y 78%
Condiciones externas	$T_2 = 46.8^\circ\text{F}$ y 42.3%
Aire exterior	100 CFM
Aire de suministro	1000 CFM
Pérdidas del local	19400 BTU/hr
Rendimiento del humidificador	85%

Por experiencia propia en climatización ambiental, indico que cuando se hace normalmente humidificación no se calcula cargas latentes porque se admite que la razón de calor sensible es igual a 1.

La carta psicrométrica adjunta contiene todos los datos que voy a mencionar.

Ubicamos los puntos correspondientes a la temperatura de diseño del local así como también las condiciones exteriores. Toda carta posee un punto llamado Pivote (50% y 78°F), luego por este punto pasamos una recta hasta el valor de 1 que se encuentra en el lado derecho de la carta en la fila de los valores de razón sensible de calor.

A continuación trazamos una línea paralela a la anterior y que pase por el punto correspondiente a las condiciones (temp. interior y exterior) con una línea lo que nos indica que los dos flujos de aire se mezclan.

Como primer paso determinamos la temperatura del aire en la impulsión:

$$Q_s = 1.0825 \text{ CFM } (T_{ai} - T_l)$$

De donde:

T_{ai} es la temperatura del aire en la impulsión

$$T_{ai} = \frac{19400}{10825 \times 1000} + 73 = 90.9^{\circ}\text{F}$$

De la carta determinamos la temperatura de bulbo húmedo, entalpía y humedad específica, estos valores son:

$$T_3 = 90.9^{\circ}\text{F} \quad T_3^* = 71.8^{\circ}\text{F} \quad h_3 = 40\text{BTU/lb} \quad W_3 = 116\text{g/lb}$$

Esta es la temperatura que debe tener el aire para que con las pérdidas del local ésta disminuye a la correspondiente de diseño.

Para determinar las temperaturas de entrada y salida del agua de pulverización, se calculará las características del aire a la entrada y salida del humidificador.

Primeramente determinamos la temperatura de mezcla de las dos corrientes de aire, esto es la del cuarto y la del aire exterior, para ello utilizamos la regla de la palanca y decimos que:

$$T_m = 73 + \frac{CFM_{oa}}{CFM_t} (T_2 - T_1)$$

reemplazando valores tenemos: T_m , y de la carta dedu-

mos lo siguiente:

$$T_m = 70.4^\circ\text{F} \quad T_m^* = 64.6^\circ\text{F} \quad W_m = 106 \text{ g/lb}$$

Estas son las condiciones del aire a la entrada del aparato.

El aire que sale del humidificador deberá tener la misma humedad específica que la del aire ambiente, o sea que:

$$W_3 = W_4 = 166 \text{ g/lb}$$

La recta m-4 representa la evolución del aire en el humidificador, por lo tanto de la intercepción de esta línea con la línea del cuarto podemos determinar el estado del aire a la salida del humidificador, luego de la carta psicrométrica tenemos:

$$T_4 = 70^\circ\text{F} \quad T_4^* = 66.4^\circ\text{F} \quad W_4 = W_3 \quad h_4 = 34.8 \text{ BTU/lb}$$

Es de anotar que el proceso de humidificación que se está dando para nuestro proyecto es sólo un aumento de humedad a temperatura constante, digo ésto porque en un proceso de humidificación se puede realizar en-

friamiento, calefacción o se puede mantener la temperatura como en nuestro caso, por tanto el aire se encuentra a la misma temperatura del agua. La temperatura del agua a la salida del humidificador es sensiblemente igual a la temperatura del bulbo húmedo del aire a la salida del humidificador, ésto es:

$$T_{a.sal} = 66.4^{\circ}\text{F}$$

Como el aire no aumenta su temperatura sino que aumenta su humedad, el agua tendrá la misma temperatura.

La cantidad de agua que se añade se la calcula utilizando la siguiente relación:

$$M_w = M_a (W_4 - W_m)$$

o lo que es lo mismo:

$$M = \frac{\text{CFM} (W - W)}{7000 \times 17.1 \times 8.34}$$

De donde:

W_4, W_m son los contenidos de humedad del aire a la entrada y salida del humidificador.

7000 gramos de humedad por libra de aire seco
 17.1 es el volúmen específico obtenido de la carta
 8.34 son las libras de agua por galón

Reemplazando los valores ya determinados se obtiene:

$$M = 0.01 \text{ gpm o lo que es lo mismo } 0.6 \text{ GPH}$$

A partir del punto 4 debemos de recalentar hasta el punto 3; para que de esta manera con las pérdidas de calor que se producen en el local se llegue a obtener las condiciones de diseño. Como del punto 4 al punto 3 se tiene calor sensible, entonces tendremos:

$$Q_S = 1.0825 \times \text{CFM} \times (T_3 - T_4)$$

Reemplazando los valores correspondiente tenemos:

$$Q_S = 22732.5 \text{ BTU/hr}$$

Expresando en Kilovatios se tiene que

$$Q_S = \frac{22.7}{3.41} = 6.65 \text{ Kw}$$

Nuestra resistencia eléctrica debe ser de 7 Kw.

CARTA PSICROMETRICA

ENTALPIA (BTU/LB)

Presión de Vapor (Pulg Hg)

ENTALPIA (BTU/Lb)

Punto de Rocío (°F)

Ratio de Humedad (granos de humedad por lb de aire)

Locales especiales (H.M., S.H.R., etc.)



Presión BAROMET. 24 PULG.-HG



CAPITULO V

CONTROLES

Un solo control ajustable para un sistema de calentamiento o enfriamiento de un local es el termostato. Sin embargo, existen algunos controles importantes para un sistema de calentamiento solar como el control de ventiladores, válvulas, dampers y unidades de calentamiento auxiliar.

5.1 TIPOS DE CONTROLES

Los sistemas de control están reunidos en cuatro grupos de acuerdo a la fuente principal de energía implicada, a saber:

- Sistemas neumáticos
- Sistemas eléctricos/electrónicos
- Sistemas mecánicos
- Sistemas híbridos

La fuente de energía de un sistema neumático es el ai-

re comprimido el mismo que es utilizado a una presión que varía desde 15 hasta 35 psig. El aire es suministrado a un controlador el cual regular la presión del aparato controlado.

Los sistemas eléctricos como su nombre lo indica, utilizan electricidad (línea de bajo voltaje) como fuente de energía. La energía eléctrica suministrada al aparato controlado es regulada por el controlador directamente o a través de relays, o transductores neumáticos.

Sistemas que incluyen sensores electrónicos y aparatos de amplificación están generalmente clasificados como electrónicos.

Los aparatos controladores para estos sistemas incluyen relays, contactores, actuadores electromecánicos o hidráulicos y aparatos reguladores de estado sólido.

Los sistemas que están operados mecánicamente son como su nombre lo indica sistemas de control mecánico, aquí los cambios de las propiedades del ambiente son realizadas para iniciar una acción correctiva necesaria.

Los sistemas de medición derivan de la energía del pro-

ceso bajo control o de una fuente auxiliar de energía.

Los sistemas híbridos son una combinación de los sistemas anteriores, los cuales utilizan diversas fuentes de energía como electricidad, aire comprimido, etc.

5.2 CONSIDERACIONES TECNICAS PARA LA SELECCION

Si hablamos desde el punto de vista técnico diremos que un control neumático es más preciso que el control eléctrico, debido a que en un control eléctrico la fuente de energía que es la corriente, es variable en distintos puntos de la ciudad, a menos que exista un regulador de electricidad que nos permita operar con una corriente estable. En cambio para un control neumático es necesario poseer aire comprimido y en muchos casos en las instalaciones no se cuenta con este tipo de fuente de energía. Ante tales circunstancias voy a proponer que se utilice control eléctrico en el presente proyecto, y para obtener los bajos voltajes con los que opera este control será necesario la utilización de un transformador.

5.3 ANALISIS DEL CONTROL DEL SISTEMA

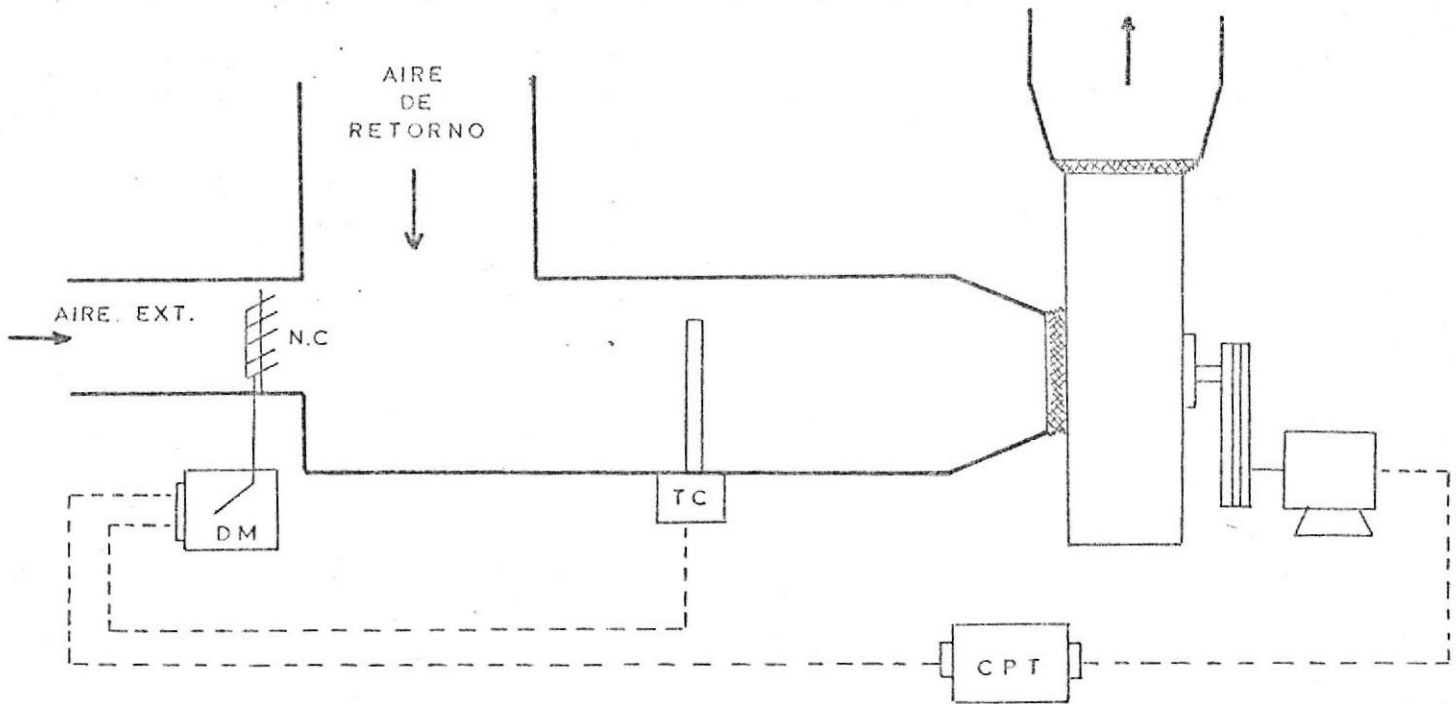
El análisis del control del sistema consistirá en explicar el funcionamiento por separado de las diversas partes que constituyen el control total del sistema de distribución, para luego presentar en forma global como sería el sistema de control.

A continuación voy a explicar con el gráfico # 5.1 el control de aire externo.

Cuando se prende el switch del ventilador, los controles son activados a través de la unidad CPT y llega la señal eléctrica hasta el damper motorizado DM el cual es controlado por el controlador T.C. Este controlador de temperatura T.C. opera para diversos valores de temperatura, existiendo en el mercado este accesorio para diversos rangos de temperatura.

Con este control logramos que entre las dos corrientes de aire, ésto es la de aire externo y la de aire de retorno tengamos la temperatura de mezcla establecida. Conforme nos acerquemos o nos alejemos de la temperatura deseada, el damper se abrirá o se cerrará o viceversa, regulando así la cantidad de aire externo.

Para el control de humedad se requiere de un humidis-



CONTROL DE AIRE EXTERNO

tato de cuarto y una válvula de dos posiciones V_1 en la línea de agua.

Cuando se enciende el switch del ventilador, los controles son activados a través de la unidad C.P.T., llegando la señal eléctrica hasta la válvula de dos posiciones. Cuando la humedad relativa decrece, el humidistato del cuarto H.R abre la válvula V_1 permitiendo que el agua pase y sea descargada como espray a través de las boquillas. Cuando se alcanza la humedad deseada, el humidistato H.R cierra la válvula de dos posiciones.

El gráfico # 5.2 nos muestra cómo sería el control eléctrico de esta parte. (Ver página siguiente).

Para el control de calentamiento, se necesita de un termostato de cuarto y una válvula de dos posiciones que permita el paso de corriente.

Cuando se enciende el switch del ventilador, los controles son activados a través de la unidad C.P.T.

Cuando la temperatura del cuarto decrece del valor señalado, el termómetro T.C. da una señal a la válvula de dos posiciones y ésta abre el paso a la corriente, y una vez que se alcanza el nivel de temperatura, se cierra el paso de corriente, Fig. # 5.3

El control completo del sistema de distribución, será reuniendo lo dicho anteriormente. FIG # 5.4

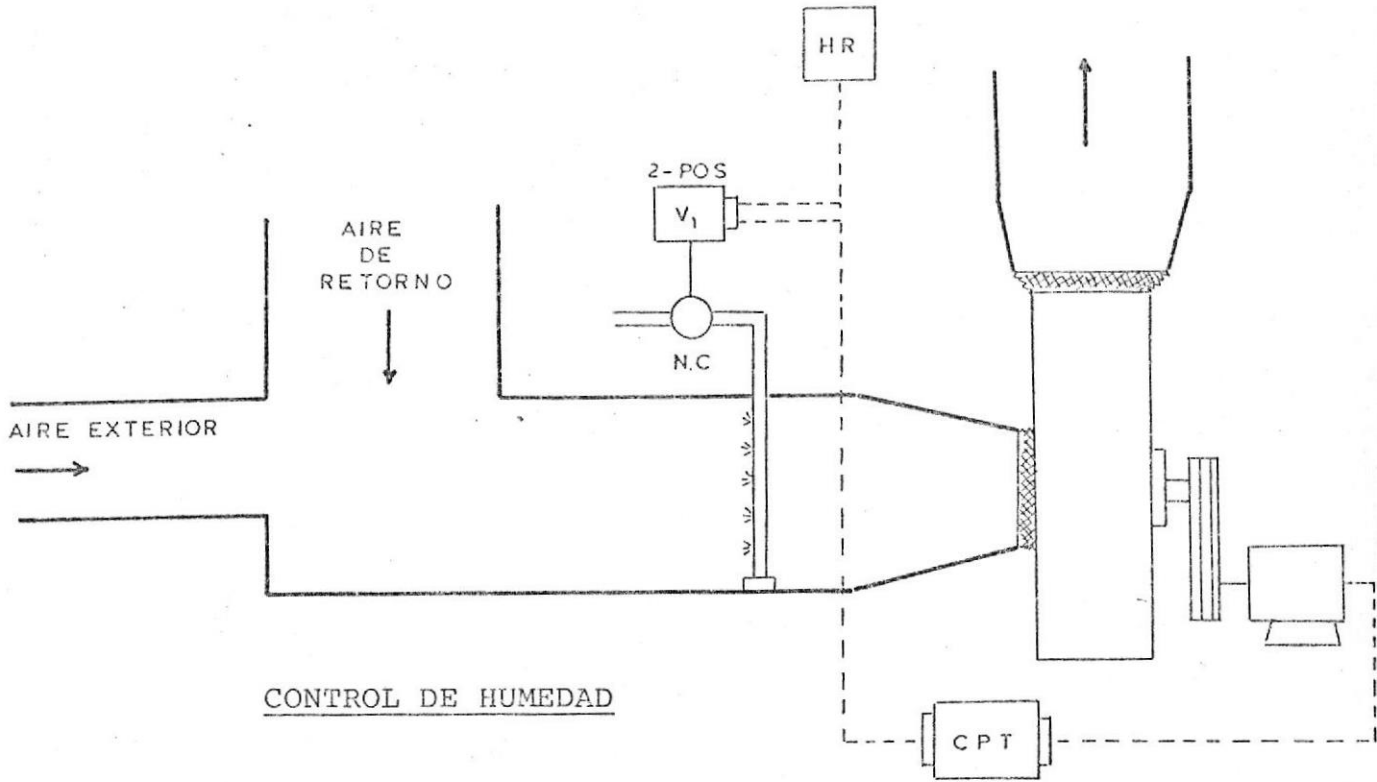


FIGURA N° 5.3

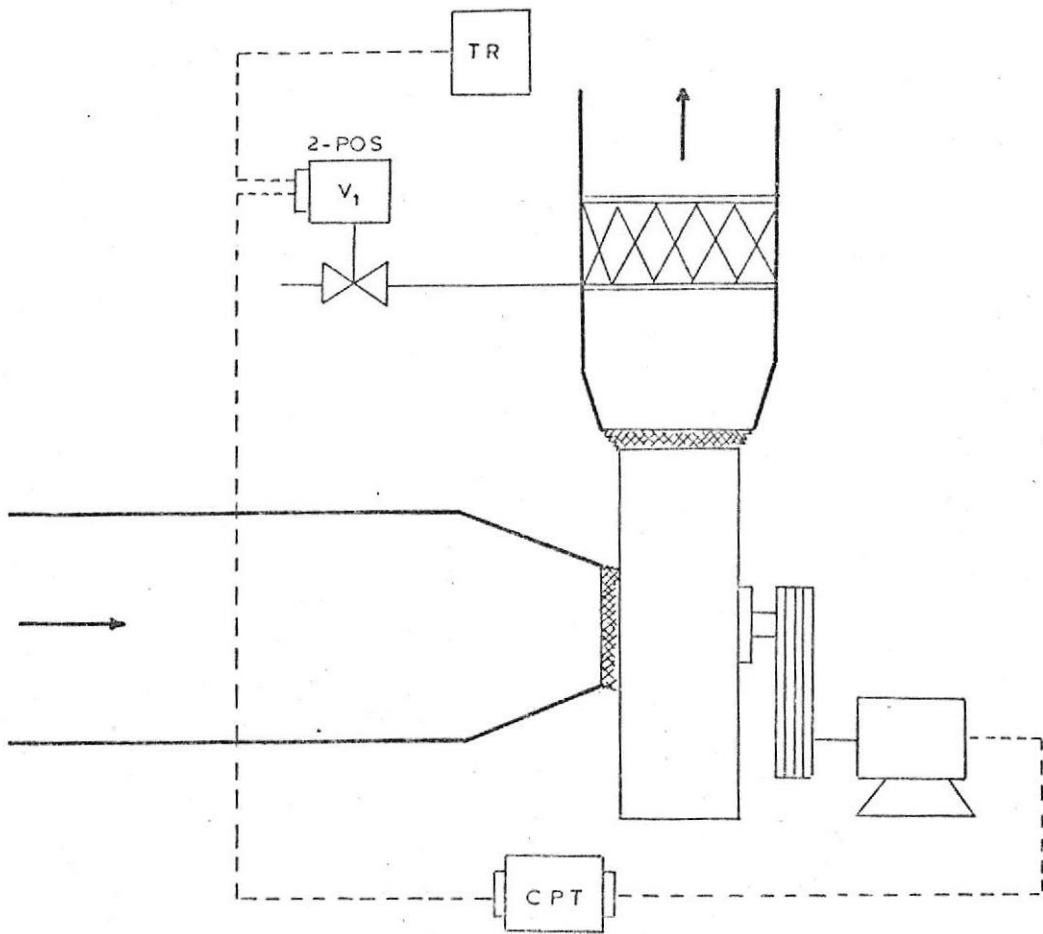
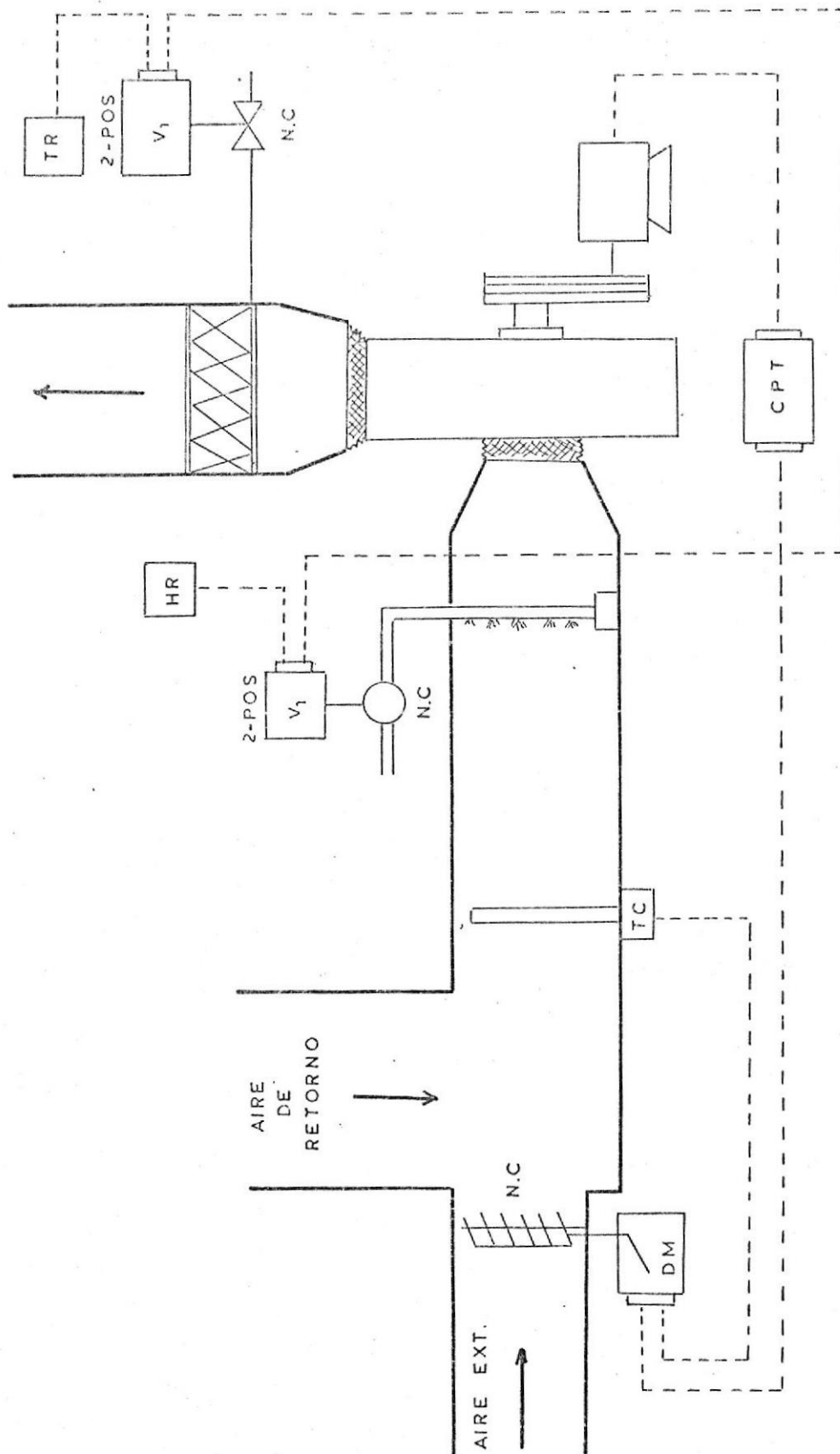


FIGURA N° 5.4



CONTROL DEL SISTEMA

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El motivo principal para la elaboración de este trabajo, es aplicar las técnicas de acondicionamiento de aire para controlar el ambiente de un invernadero.

Como lo he sostenido en el desarrollo de este proyecto, la ciudad de Riobamba en su Escuela Politécnica cuenta con un local para mantenimiento de plantas, pero sin ningún control ambiental, es por ésto que me he propuesto realizar un estudio de la climatización de un invernadero de plantas, utilizando los elementos más apropiados para el control del clima.

Este trabajo detalla desde el inicio lo que se persigue; primero enfocando en forma general, y luego particularizando para un supuesto invernadero. Así tenemos desde la ubicación del local en la ciudad con sus respectivas orientaciones, luego se hace un enfoque breve de la forma arquitectónica del mismo analizando someramente sus partes, para luego detallar en forma general las propiedades de las plantas.

En lo que se refiere al cálculo de la carga térmica, ha sido necesario evaluar los factores de radiación solar ya que para la ciudad de Riobamba no se contaba con dichos valores; para ésto hemos recurrido a la ayuda de un microcomputador Apple II y del Lenguaje Basic. Además, la estación Agrometeorológica de la Ciudad de Riobamba nos proporcionó datos sobre las condiciones ambientales en los últimos años, los cuales son de mucha importancia para nuestro proyecto.

Sabiendo que el Sol es una de las mayores fuentes de energía, he considerado analizar un estudio de un sistema de calentamiento solar. Se ha enfocado todos los elementos que entrarían en el sistema, ésto es desde colectores solares, almacenamiento térmico, unidad auxiliar de calentamiento y sistema de conducción de aire. Cada punto se lo ha tratado exponiendo los conceptos básicos así como valores y factores utilizados en la práctica, los mismos que han sido tomados de trabajos realizados en Universidades americanas. He de acotar que el sistema de calentamiento solar será para nosotros un economizador de energía, ya que nuestro estudio cubre otras partes también importantes sobre la climatización.

En lo que tiene que ver a la distribución de aire, se ha

tratado desde los diferentes tipos de sistemas, hasta la realización de un diseño de un sistema de distribución por medio de ductos, pasando para ello por puntos como métodos de cálculo de ductos, selección de ventiladores, hasta hacer en una carta psicrométrica la evolución termodinámica del aire húmedo.

La parte que se refiere a controles como lo he dicho en su contexto, realizo primero un análisis de las partes por separado del sistema y lo hago de una manera sencilla para luego con gráficos exponer cómo sería el control del sistema global.

Es necesario acotar que en la mayoría de los puntos enfocados he vertido ciertos valores o recomendado ciertas cantidades partiendo de mi modesta experiencia en este campo de la Ingeniería Mecánica.

Como recomendación de este trabajo, una de las más importantes son las Tablas de radiación solar, esto es valores de intensidad de radiación directa, ángulos solares, radiación sobre superficies inclinadas. Estas Tablas pueden ser utilizadas para realizar trabajos de energía solar, así también para realizar trabajos de ventilación o calefacción para dicha localidad.

Otra recomendación sería que algún estudiante interesado en este campo, trate de comprobar en la práctica los valores expuestos en las Tablas, ya que éstos son obtenidos por procesamiento de datos.

A P E N D I C E

TABLA N^o 1TEMPERATURA DE BULBO SECO (°F)Año 1978

M E S	MEDIA	MAXIMA	MINIMA
Enero	56.5	67.6	43.9
Febrero	56.3	67.8	44.6
Marzo	57.6	69.6	45.5
Abril	57.2	68.9	45.3
Mayo	56.0	65.7	44.9
Junio	54.7	65.3	41.7
Julio	53.0	65.3	40.6
Agosto	54.0	65.3	39.0
Septiembre	56.5	69.0	41.2
Octubre	58.1	71.2	42.3
Noviembre	57.2	69.1	43.9
Diciembre	58.5	71.2	45.5
PROMEDIO	56.1	70.1	43.2

TABLA N^o 2TEMPERATURA DE BULBO SECO (°F)Año 1979

M E S	MEDIA	MAXIMA	MINIMA
Enero	59.0	72.3	45.7
Febrero	56.6	68.5	45.5
Marzo	58.1	69.4	46.2
Abril	57.7	68.9	45.5
Mayo	57.0	69.8	46.0
Junio	56.0	67.0	45.0
Julio	56.5	63.4	43.3
Agosto	55.7	67.8	39.2
Septiembre	61.9	69.0	48.1
Octubre	59.2	72.2	47.5
Noviembre	59.2	73.4	46.0
Diciembre	59.9	72.5	47.6
PROMEDIO	58.1	69.8	45.5

TABLA N° 3

TEMPERATURA DE BULBO SECO (°F)Año 1980

M E S	MEDIA	MAXIMA	MINIMA
Enero	58.8	71.8	46.6
Febrero	58.1	68.7	47.1
Marzo	58.8	70.5	48.7
Abril	58.3	68.7	49.8
Mayo	57.9	68.7	47.7
Junio	55.6	66.6	44.8
Julio	55.6	59.4	34.7
Agosto	55.0	60.1	28.4
Septiembre	57.0	61.4	36.5
Octubre	59.1	62.6	45.0
Noviembre	60.4	74.1	34.5
Diciembre	59.5	72.1	48.7
PROMEDIO	57.7	66.9	42.6

TABLA N^o 4TEMPERATURA DE BULBO SECO (°F) - PROMEDIO

MES	MEDIA	MAXIMA	MINIMA
Enero	58.1	70.6	45.4
Febrero	57.0	68.3	45.7
Marzo	58.2	69.8	46.8
Abril	57.7	68.3	46.9
Mayo	57.0	68.1	46.2
Junio	55.4	66.3	43.8
Julio	55.0	62.7	39.5
Agosto	54.9	64.5	35.5
Septiembre	58.5	66.5	42.0
Octubre	58.8	68.6	45.0
Noviembre	60.0	72.2	41.4
Diciembre	59.6	72.0	47.2
PROMEDIO	57.3	69.0	43.7

TABLA N^o 5TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO (°F)Año 1978

MES	MEDIA	MAXIMA	MINIMA
Enero	50.11	66.98	30.65
Febrero	51.48	67.45	32.27
Marzo	52.19	69.00	32.49
Abril	52.21	68.62	32.61
Mayo	50.33	64.95	33.44
Junio	48.72	64.63	27.32
Julio	46.36	64.77	26.64
Agosto	47.16	64.74	25.57
Septiembre	49.35	67.85	26.24
Octubre	51.12	69.34	26.96
Noviembre	51.38	68.33	29.75
Diciembre	51.76	70.14	30.20
PROMEDIO	50.18	67.23	29.51

TABLA N^o 6TEMPERATURA DE BUBLO HUMEDO (°F)Año 1979

MES	MEDIA	MAXIMA	MINIMA
Enero	51.72	71.12	29.83
Febrero	50.02	68.61	31.95
Marzo	51.90	66.52	33.17
Abril	51.99	69.18	32.49
Mayo	51.07	69.26	32.58
Junio	50.08	66.48	32.23
Julio	48.51	62.74	28.13
Agosto	48.93	66.74	25.85
Septiembre	55.65	68.35	34.14
Octubre	52.41	70.62	32.28
Noviembre	51.71	72.06	29.21
Diciembre	52.36	71.24	30.94
PROMEDIO	51.36	68.57	31.06

TABLA N° 7

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO (°F)Año 1980

MES	MEDIA	MAXIMA	MINIMA
Enero	50.64	70.66	30.00
Febrero	51.12	67.47	33.14
Marzo	52.29	69.90	35.00
Abril	52.90	67.91	37.88
Mayo	52.30	68.14	35.83
Junio	49.83	66.19	32.18
Julio	49.78	59.01	22.48
Agosto	48.00	58.74	15.95
Septiembre	50.5	60.98	23.50
Octubre	51.22	1.15	28.18
Noviembre	52.26	72.68	18.29
Diciembre	52.83	71.47	32.99
PROMEDIO	51.13	66.19	30.65

TABLA N^o 8TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO (°F) PROMEDIO

MES	MEDIA	MAXIMA	MINIMA
Enero	50.82	69.58	30.16
Febrero	50.87	67.84	32.45
Marzo	52.12	68.47	33.55
Abril	52.36	68.57	34.32
Mayo	51.23	67.45	34.00
Junio	49.54	65.76	30.57
Julio	48.21	62.17	25.75
Agosto	48.03	63.40	22.45
Septiembre	51.83	65.72	27.96
Octubre	51.58	67.03	29.14
Noviembre	51.78	71.02	25.75
Diciembre	52.30	71.00	31.37
PROMEDIO	50.89	67.33	30.40

TABLA N° 9HUMEDAD RELATIVA (%)Año 1978

MES	MEDIA	MAXIMA	MINIMA
Enero	68.3	96.3	41.6
Febrero	75.1	97.7	43.7
Marzo	72.6	96.4	42.7
Abril	74.4	98.1	43.6
Mayo	71.3	95.6	47.4
Junio	69.8	96.0	37.8
Julio	66.8	96.8	38.7
Agosto	66.1	96.6	39.8
Septiembre	65.3	93.5	36.1
Octubre	66.1	90.0	35.4
Noviembre	70.8	95.5	39.0
Diciembre	67.1	94.0	36.3
PROMEDIO	69.4	95.5	36.9

TABLA N^o 10HUMEDAD RELATIVA (%)Año 1979

M E S	MEDIA	MAXIMA	MINIMA
Enero	65.0	93.4	34.9
Febrero	67.1	97.5	41.1
Marzo	69.3	85.0	42.8
Abril	71.3	96.3	42.7
Mayo	70.3	96.7	41.6
Junio	70.2	96.8	43.3
Julio	61.9	96.1	36.1
Agosto	66.6	95.0	40.1
Septiembre	69.5	96.1	40.8
Octubre	67.0	91.4	37.0
Noviembre	64.2	92.6	32.7
Diciembre	64.1	93.0	33.4
PROMEDIO	67.2	94.2	38.9

TABLA N^o 11HUMEDAD RELATIVA (%)Año 1980

MES	MEDIA	MAXIMA	MINIMA
Enero	61.6	93.6	33.3
Febrero	66.1	93.1	40.3
Marzo	68.1	96.4	41.4
Abril	72.7	95.4	47.0
Mayo	71.8	96.6	46.7
Junio	70.8	97.4	43.7
Julio	70.6	97.6	42.3
Agosto	65.6	92.3	39.6
Septiembre	67.9	97.4	40.4
Octubre	62.7	91.9	32.4
Noviembre	61.9	92.2	31.0
Diciembre	67.5	96.2	36.0
PROMEDIO	67.2	95.0	39.5

TABLA N° 12

HUMEDAD RELATIVA (%) PROMEDIO

M E S	MEDIA	MAXIMA	MINIMA
Enero	65.0	94.4	36.6
Febrero	69.4	96.1	41.7
Marzo	70.0	92.6	42.3
Abril	72.8	96.6	44.4
Mayo	71.1	96.3	45.2
Junio	70.7	96.7	41.6
Julio	66.4	96.8	39.0
Agosto	66.1	94.6	39.8
Septiembre	67.6	95.7	39.1
Octubre	65.2	91.1	35.0
Noviembre	66.6	93.0	34.2
Diciembre	66.2	94.4	35.2
PROMEDIO	67.9	95.0	38.4

TABLA N^o 13MATERIALES Y PROPIEDADES

MATERIAL	DESCRIPCION	DENSIDAD	RESISTENCIA TERMICA
Madera Pino	3/4"	32 lb/pie ³	0.94
	1 1/2"	32 lb/pie ³	1.89
	2 1/2"	32 lb/pie ³	3.12
	3 1/2"	32 lb/pie ³	4.35
Asbesto Cemento	1/8"	120 lb/pie ³	0.03
	1/4"	120 lb/pie ³	0.06
Ladrillo común	-	120 lb/pie ³	0.20
Bloque de concreto	4"	-	0.71
	8"	-	1.11
	10"	-	1.20
	12"	-	1.28

Fuente: ASHRAE, "Handbook Fundamentals"

TABLA N^o 14

CARACTERISTICAS DEL VIDRIO Y MATERIALES PLASTICOS

MATERIAL	VIDRIO	FIBRA DE VIDRIO (plana)	FIBRA DE VIDRIO (Corrugada)	POLIETILENO		ACRILICO
TIPO	Simple Doble	Filon, Lascolite Resolite, Kalwall	Filon, Lascolite Resolite Kalwall	Visqueen Milrol Monsanto	LoreTex Tu-Tuf	Plexiglass
ESPESOR	1/16" 1/8"	4-8 onz./pie ² 20-40 mm.	4-8 onz/pie ² 20-40 mm.	2-8 mm.	3,4 y 8 mm.	1/10", 1/8" y 1/4"
TAMAÑOS DISPONIBLES	Vienen en Cjs. de 50 y 100 pie	Rollos de 25" o 50" por 120' de largo	26" y 52" de ancho por 6' a 30' de largo (rollos)	2' a 40' de ancho por 1000' de long. (rollos)		18" x 24" 36" x 48 y otras medid.
VALOR U BTUH/Pie ² -°F	1.13	0.7 - 0.95	0.7 - 0.95	1.60		1.09

FUENTE: Clegg & Watkins, "The Complete Greenhouse Book"

TABLA N° 15

VARIACION DE I_o

I_o BTUh/pie	Ecuación de tiempo, min.	Declinación Grados	A BTUh/pie ²	B (masa aire) ⁻¹	C
Enero 442.7	- 11.2	- 20.0	390	0.142	0.058
Feb. 439.1	- 13.9	- 10.8	385	0.144	0.060
Marzo 432.5	- 7.5	0.0	376	0.156	0.071
Abril 425.3	+ 1.1	+ 11.6	360	0.180	0.097
Mayo 418.9	+ 3.3	+ 20.0	350	0.196	0.121
Jun. 415.5	- 1.4	+ 23.45	345	0.205	0.134
Jul. 415.9	- 6.2	+ 20.6	344	0.207	0.136
Ag. 420.0	- 2.4	+ 12.3	351	0.201	0.122
Sep. 426.5	+ 7.5	0.0	365	0.177	0.092
Oct. 433.6	+ 15.4	- 10.5	378	0.160	0.073
Nov. 440.2	+ 13.8	- 19.8	387	0.149	0.063
Dic. 443.6	+ 1.6	- 23.45	391	0.142	0.057

I_o = Intensidad de radiación solar extraterrestre

FUENTE: ASHRAE, "Handbook Fundamentals"

TABLA N° 16

ANGULOS DE ALTITUD (AL) Y AZIMUTH (AZ) DEL SOL (GRADOS)INTENSIDAD DE RADIACION NORMAL DIRECTA (IDN) BTUH/PIE 2

HR	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 H	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5P.M
ENERO 21											
AL	8,76	22,77	36,61	49,98	62,15	70,61	69,9	60,69	48,28	34,82	20,95
AZ	70,07	69,01	66,17	60,2	47,4	0	312,6	299,8	293,83	270,99	289,93
IDN	102,16	233,04	281,14	303,59	314,77	319,42	319,11	313,74	301,46	276,84	222,97
FEBRERO 21											
AL	8,29	22,97	37,62	52,13	66,26	78,45	77,97	65,57	51,4	36,88	22,23
AZ	79,35	78,98	77,63	74,45	66,42	0	293,58	285,55	282,37	281,02	280,65
IDN	97,42	234,65	282,52	304,43	315,29	319,86	319,75	314,91	303,65	280,93	230,86
MARZO 21											
AL	9,73	24,67	39,62	54,56	69,48	84,26	80,4	65,53	50,6	35,66	20,72
AZ	90,29	90,76	91,35	92,29	94,36	180	265,64	267,71	268,65	269,24	269,71
IDN	134,53	250,99	290,57	308,63	317,48	321,02	320,5	315,75	305,01	283,1	232,54
ABRIL 21											
AL	11,29	25,86	40,29	54,4	67,51	76,39	72,48	60,49	46,69	32,37	17,85
AZ	102,14	103,7	106,69	112,6	126,38	180	233,62	247,4	253,31	256,3	257,86
IDN	162,14	254,45	286,72	301,61	308,82	311,46	310,48	305,54	294,73	272,35	217,86
MAYO 21											
AL	11,14	25,03	38,58	51,38	62,3	68,26	65,34	55,73	43,43	30,09	16,29
AZ	110,7	112,95	117,33	125,61	142,01	180	217,99	234,39	242,67	247,05	249,3
IDN	165,09	251,03	281,13	295,02	301,71	304,09	303,02	298,11	287,44	265,22	209,9
JUNIO 21											
AL	9,61	23,15	36,29	48,58	58,9	64,68	62,82	54,51	43,07	30,31	16,94
AZ	114,05	116,36	120,89	129,22	144,67	180	215,33	230,78	239,11	243,64	245,95
IDN	150,29	245,22	276,85	291,2	298,13	300,75	299,99	295,59	285,84	265,6	216,18

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1,63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78,67 O (GRADOS)

TABLA N° 16 (Continuac.)

ANGULOS DE ALTITUD (AL) Y AZIMUTH (AZ) DEL SOL (GRADOS)INTENSIDAD DE RADIACION NORMAL DIRECTA (IDN) BTUH/PIE 2

HR	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
AL	8,8	22,67	36,22	49,09	60,31	67,25	65,86	57,18	45,28	32,14	18,47
AZ	111,08	113,1	117,13	124,67	139,34	180	220,66	235,33	242,87	246,9	248,92
IDN	138,77	242,74	275,93	290,78	297,97	300,81	300,32	296,33	287,33	268,69	224,12
AGOSTO 21											
AL	10,2	24,74	39,13	53,18	66,26	75,43	72,61	61,12	47,5	33,28	18,81
AZ	102,78	104,31	107,29	113,12	126,34	180	233,66	246,88	252,71	255,69	257,22
IDN	158,8	253,79	284,98	299,08	305,91	308,53	307,88	303,73	294,51	275,38	229,07
SEPTIEMBRE 21											
AL	13,25	28,2	43,14	58,08	72,99	87,44	76,91	62,01	47,08	32,13	17,19
AZ	90,39	90,88	91,53	92,62	95,33	180	264,67	267,38	268,47	269,12	269,61
IDN	188,54	267,63	296,36	309,8	316,26	318,48	317,2	312,01	300,87	277,67	219,62
OCTUBRE 21											
AL	15,42	30,11	44,72	59,15	72,84	81,15	72,57	58,85	44,42	29,8	15,12
AZ	79,58	78,83	76,83	72,12	58,37	0	301,63	287,88	283,17	281,17	280,42
IDN	195,93	269,31	298,55	312,63	319,36	321,35	319,27	312,43	298,14	268,42	193,35
NOVIEMBRE 21											
AL	14,74	28,72	42,43	55,48	66,62	71,88	66,8	55,72	42,69	28,99	15,01
AZ	70	68,29	64,41	56,28	38,17	0	321,83	303,72	295,59	291,71	290
IDN	182,71	262,53	295,23	311,17	318,85	321,18	318,94	311,39	295,66	263,44	185,21
DICIEMBRE 21											
AL	11,71	25,34	38,67	51,27	62,04	68,02	65,42	56,16	44,13	31,04	17,5
AZ	66,45	64,79	60,93	53,19	37,51	0	322,49	306,81	299,07	295,21	293,55
IDN	145,29	247,05	287,28	306,66	316,22	319,72	318,33	311,6	297,11	267,99	201,74

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1,63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78,67 O (GRADOS)

TABLA N^o 17FACTOR DE RADIACION DIRECTO PARA SUPERFICIES VERTICALES

	5	10	15	20	25	30	35	40	45
5	.8932	.883	.866	.8425	.8126	.7765	.7345	.6869	.6341
10	.883	.8729	.8561	.8329	.8033	.7676	.7261	.679	.6268
15	.866	.8561	.8397	.8169	.7879	.7529	.7122	.666	.6148
20	.8425	.8329	.8169	.7948	.7665	.7325	.6928	.6479	.5981
25	.8126	.8033	.7879	.7665	.7393	.7065	.6682	.6249	.5769
30	.7765	.7676	.7529	.7325	.7065	.6751	.6386	.5972	.5512
35	.7345	.7261	.7122	.6928	.6682	.6386	.604	.5649	.5214
40	.6869	.679	.666	.6479	.6249	.5972	.5649	.5203	.4876
45	.6341	.6268	.6148	.5981	.5769	.5512	.5214	.4876	.4501
50	.5764	.5698	.5589	.5437	.5244	.5011	.474	.4433	.4092
55	.5144	.5085	.4988	.4852	.468	.4472	.423	.3956	.3652
60	.4484	.4433	.4348	.423	.408	.3899	.3688	.3449	.3184
65	.3791	.3748	.3676	.3576	.3449	.3296	.3117	.2915	.2691
70	.3068	.3033	.2975	.2894	.2792	.2668	.2523	.236	.2178
75	.2323	.2296	.2252	.2191	.2113	.2019	.191	.1786	.1649
80	.1559	.1541	.1512	.1471	.1419	.1356	.1282	.1199	.1107
85	.0784	.0775	.076	.0739	.0713	.0682	.0645	.0603	.0557
90	3E-04	3E-04	3E-04	3E-04	2E-04	2E-04	2E-04	2E-04	2E-04

TABLA N^o 17 (Continuac.)FACTOR DE RADIACION DIRECTO PARA SUPERFICIES VERTICALES

	50	55	60	65	70	75	80	85	90
5	.5764	.5144	.4484	.3791	.3068	.2323	.1559	.0784	3E-04
10	.5698	.5085	.4433	.3748	.3033	.2296	.1541	.0775	3E-04
15	.5589	.4988	.4348	.3676	.2975	.2252	.1512	.076	3E-04
20	.5437	.4852	.423	.3576	.2894	.2191	.1471	.0739	3E-04
25	.5244	.468	.408	.3449	.2792	.2113	.1419	.0713	2E-04
30	.5011	.4472	.3899	.3296	.2668	.2019	.1356	.0682	2E-04
35	.474	.423	.3689	.3117	.2523	.191	.1282	.0645	2E-04
40	.4433	.3956	.3449	.2915	.236	.1786	.1199	.0603	2E-04
45	.4092	.3652	.3184	.2691	.2178	.1649	.1107	.0557	2E-04
50	.372	.332	.2894	.2446	.198	.1499	.1006	.0506	2E-04
55	.332	.2962	.2593	.2183	.1767	.1338	.0898	.0451	2E-04
60	.2894	.2583	.2252	.1903	.1541	.1166	.0783	.0394	1E-04
65	.2446	.2183	.1903	.1609	.1302	.0986	.0662	.0333	1E-04
70	.198	.1767	.1541	.1302	.1054	.0798	.0536	.0269	1E-04
75	.1499	.1338	.1166	.0986	.0798	.0604	.0405	.0204	1E-04
80	.1006	.0898	.0783	.0662	.0536	.0405	.0272	.0137	0
85	.0506	.0451	.0394	.0333	.0269	.0204	.0137	6.9E-03	0
90	2E-04	2E-04	1E-04	1E-04	1E-04	1E-04	0	0	0

TABLA N^o 19COEFICIENTES DE EXTINCION

TIPO DE VIDRIO	K (1/pulg)
Doble resistencia, Calidad A	0.194
Placa Clara	0.174
Termoabsorbente	3.3--6.89

Fuente: James Threlkeld, "Ingeniería del
Ambito Térmico.

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 30 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 0 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 H	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	29,33	115,68	190,23	249,6	290,72	313,99	296,59	274,91	234,99	176,89	103,46
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2276,44 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	19,98	99,04	172,73	232,91	275,27	303,47	284,14	265,61	225,42	166,76	94,35
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2139,69 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	18,45	88,36	157,24	213,88	253,19	260,55	271,61	246,07	201,37	140,64	69,64
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1921 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	10,06	68,21	128,61	178,3	211,91	225,4	228,54	201,05	156,14	98,2	35,04
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1541,46 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	-1,54	46,85	100,76	145,59	175,8	188,08	188,37	164,07	122,57	69,55	14,52
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1214,64 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	-8,82	32,66	83,99	127,74	157,95	170,86	174,92	153,73	114,81	64,33	11,56
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1083,72 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 30 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 0 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	-6.6	36.3	89.82	135.72	167.92	181.86	190.49	169.59	130.13	78.34	22.34
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1195.9 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	6.42	62.69	122.33	171.82	205.85	219.67	227.02	201.23	157.95	101.57	39
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1515.54 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	35.83	106.93	172.13	223.76	257.57	268.44	264.16	235.01	187.53	125.26	54.41
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1931.02 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	61.12	138.83	205.69	256.9	288.97	299.75	288.83	256.13	204.44	137.23	59.35
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2197.25 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	69.3	151.07	219.16	270.81	303.18	314.34	303.21	271.25	220.02	152.3	70.87
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2345.52 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	52.67	138.28	209.44	264.42	300.64	316.61	303.16	275.9	230.49	167.76	89.81
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2349.16 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

JFR#0

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 30 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 180 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	-3.97	38.82	98.92	152.4	191	207.71	222.25	198.47	153.85	95.46	32.7
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1387.63 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	2.79	57.8	124.71	182.7	224.4	239.29	257.47	230.67	184.84	123.84	54.99
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1683.51 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	19.08	91.35	162.53	221.05	261.66	292.7	275.71	251.39	206.06	143.79	70.83
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1996.15 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	43.02	122.4	191.5	245.91	282.12	298.86	284.14	259.08	214.41	152.85	78.62
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2172.92 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	54.97	135.51	201.82	253.02	286.57	300.96	288.3	262.08	218.7	159.22	85.54
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2246.69 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	50.53	132.71	198.71	249.78	283.83	299.74	286.98	262.54	222.33	166.35	95.68
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2249.19 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1,63.5 (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78,67 0 (GRADOS)

JPR#0

TABLA N° 21 (Continuac.)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)ANGULO INCL = 30 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 180 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 N	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	41.67	124.11	191.45	244.24	280.1	298.42	283.92	261.23	222.59	167.84	98.75
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2214.32 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	40.43	119.64	188.11	242.33	278.97	297.46	281.72	259.03	217.29	158.68	86.97
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2170.62 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	37.05	110.53	177.91	231.25	266.18	282.66	270.9	241.8	193.13	129	55.94
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1996.35 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	27.17	93.63	157.26	207.55	239.45	250.21	238.64	206.48	155.95	92.18	25.92
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1694.43 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	9.34	65.88	124.86	172.71	203.51	214.23	204.27	173.77	126.1	67.16	10.24
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1372.07 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	-3.32	43.23	100.31	149.23	182.76	196.71	197.94	171.78	126.79	70	13.36
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1248.78 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

TABLA N^o 22VARIACION DE LA PRESION RESPECTO A LA ALTURA

ALTITUD (pie)	PRESION "P" (pulg.Hg)
- 1000	31.02
- 500	30.47
0	29.921
+ 500	29.38
+ 1000	28.86
5000	24.90
10000	20.58
15000	16.89
20000	13.76
25000	11.12
30000	8.90
35000	7.06

TABLA N^o 23

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AGUA Y DEL VAPOR DE AGUA SATURADOS

Temp. Fabr. t (F)	Presión absoluta p _{w, e}		Velocidad específica, pie ³ /lb				Entalpía, Btu por lb			Entropía, Btu por (lb)(R)		
	lb/pulg. ²	puig. Hg	Líquido sat v _f	Evap. v _{fg}	Vapor sat. v _g	Líquido sat h _f	Evap. h _{fg}	Vapor sat. h _g	Líquido sat s _f	Evap. s _{fg}	Vapor sat. s _g	
33	0.092227	0.18778	0.01602	3180.5	3180.5	1.01	1074.59	1075.60	0.02705	2.1811	2.1831	
34	0.095959	0.19544	0.01602	3061.7	3061.7	2.01	1074.03	1076.04	0.00409	2.1755	2.1796	
35	0.099908	0.20342	0.01602	2947.8	2947.8	3.02	1073.46	1076.48	0.00612	2.1700	2.1761	
36	0.10396	0.21166	0.01602	2838.7	2838.7	4.02	1072.90	1076.92	0.00815	2.1644	2.1726	
37	0.10815	0.22020	0.01602	2734.1	2734.1	5.03	1072.33	1077.35	0.01018	2.1589	2.1689	
38	0.11249	0.22904	0.01602	2633.8	2633.8	6.03	1071.77	1077.30	0.01220	2.1535	2.1657	
39	0.11699	0.23819	0.01602	2537.6	2537.6	7.04	1071.20	1078.24	0.01422	2.1480	2.1622	
40	0.12164	0.24767	0.01602	2445.4	2445.4	8.04	1070.64	1078.68	0.01623	2.1426	2.1588	
41	0.12645	0.25748	0.01602	2356.9	2356.9	9.05	1070.08	1079.11	0.01824	2.1372	2.1554	
42	0.13145	0.26763	0.01602	2272.0	2272.0	10.05	1069.50	1079.55	0.02024	2.1318	2.1520	
43	0.13660	0.27811	0.01602	2190.5	2190.5	11.05	1068.94	1079.99	0.02224	2.1265	2.1487	
44	0.14194	0.28899	0.01602	2112.3	2112.3	12.06	1068.37	1080.43	0.02423	2.1211	2.1453	
45	0.14746	0.30023	0.01602	2037.3	2037.3	13.06	1067.81	1080.87	0.02622	2.1158	2.1420	
46	0.15317	0.31183	0.01602	1965.2	1965.2	14.06	1067.24	1081.30	0.02820	2.1105	2.1387	
47	0.15907	0.32387	0.01602	1896.0	1896.0	15.06	1066.68	1081.74	0.03018	2.1052	2.1354	
48	0.16517	0.33629	0.01602	1829.5	1829.5	16.07	1066.11	1082.18	0.03216	2.0999	2.1321	
49	0.17148	0.34911	0.01602	1765.7	1765.7	17.07	1065.55	1082.62	0.03413	2.0947	2.1288	
50	0.17799	0.36240	0.01602	1704.3	1704.3	18.07	1064.99	1083.06	0.03610	2.0895	2.1256	
51	0.18473	0.37611	0.01602	1645.4	1645.4	19.07	1064.42	1083.49	0.03806	2.0842	2.1223	
52	0.19169	0.39028	0.01602	1588.7	1588.7	20.07	1063.86	1083.93	0.04002	2.0791	2.1191	
53	0.19888	0.40492	0.01602	1534.3	1534.3	21.07	1063.30	1084.37	0.04197	2.0739	2.1159	
54	0.20630	0.42003	0.01602	1481.9	1481.9	22.08	1062.74	1084.80	0.04392	2.0688	2.1127	
55	0.21397	0.43564	0.01602	1431.5	1431.5	23.08	1062.18	1085.24	0.04587	2.0637	2.1096	
56	0.22188	0.45176	0.01602	1383.1	1383.1	24.08	1061.60	1085.68	0.04781	2.0586	2.1064	
57	0.23005	0.46840	0.01602	1336.5	1336.5	25.08	1061.04	1086.12	0.04975	2.0535	2.1033	
58	0.23849	0.48558	0.01602	1291.7	1291.7	26.08	1060.47	1086.55	0.05168	2.0485	2.1002	
59	0.24720	0.50330	0.01602	1248.6	1248.6	27.08	1059.91	1086.99	0.05361	2.0434	2.0970	
60	0.25618	0.52160	0.01602	1207.1	1207.1	28.08	1059.34	1087.42	0.05553	2.0385	2.0940	
61	0.26545	0.54057	0.01602	1167.2	1167.2	29.08	1058.78	1087.86	0.05746	2.0334	2.0909	
62	0.27502	0.55994	0.01602	1128.7	1128.7	30.08	1058.22	1088.29	0.05937	2.0284	2.0878	
63	0.28488	0.58002	0.01602	1091.7	1091.7	31.08	1057.65	1088.73	0.06129	2.0233	2.0848	
64	0.29505	0.60073	0.01602	1056.1	1056.1	32.08	1057.09	1089.17	0.06320	2.0186	2.0818	
65	0.30554	0.62209	0.01602	1021.7	1021.7	33.08	1056.52	1089.60	0.06510	2.0136	2.0787	
66	0.31636	0.64411	0.01602	988.63	988.63	34.07	1055.97	1090.04	0.06700	2.0087	2.0757	
67	0.32750	0.66681	0.01602	956.78	956.78	35.07	1055.40	1090.47	0.06890	2.0039	2.0728	
68	0.33900	0.69021	0.01602	926.06	926.06	36.07	1054.84	1090.91	0.07080	1.9990	2.0698	
69	0.35084	0.71432	0.01602	896.47	896.47	37.07	1054.27	1091.34	0.07269	1.9941	2.0668	
70	0.36304	0.73916	0.01602	867.95	867.95	38.07	1053.71	1091.78	0.07458	1.9893	2.0639	
71	0.37561	0.76476	0.01602	840.45	840.45	39.07	1053.14	1092.21	0.07646	1.9845	2.0610	

TABLA N^o 23
(Continuación)

Temp. Fahr. t(F)	Presión absoluta <i>P_{ws}</i>		Volumen específico, pie ³ /lb			Entalpia, Btu por lb			Entropía, Btu por (lb)(R)		
	lb/pulg ²	pulg Hg	Líquido sat. <i>v_f</i>	Evap. <i>v_{fg}</i>	Vapor sat. <i>v_g</i>	Líquido sat. <i>h_f</i>	Evap. <i>h_{fg}</i>	Vapor sat. <i>h_g</i>	Líquido sat. <i>s_f</i>	Evap. <i>s_{fg}</i>	Vapor sat. <i>s_g</i>
72	0,38856	0,79113	0,01606	813,95	813,97	40,07	1052,58	1092,65	0,07834	1,9797	2,0580
73	0,40190	0,81829	0,01606	788,38	788,40	41,07	1052,01	1093,08	0,08022	1,9749	2,0551
74	0,41564	0,84626	0,01606	763,73	763,75	42,06	1051,46	1093,52	0,08209	1,9701	2,0522
75	0,42979	0,87506	0,01606	739,95	739,97	43,06	1050,89	1093,95	0,08396	1,9654	2,0494
76	0,44435	0,90472	0,01606	717,01	717,03	44,06	1050,32	1094,38	0,08582	1,9607	2,0465
77	0,45935	0,93524	0,01607	694,88	694,90	45,06	1049,76	1094,82	0,08769	1,9560	2,0437
78	0,47478	0,96666	0,01607	673,52	673,54	46,06	1049,19	1095,25	0,08954	1,9513	2,0408
79	0,49066	0,99900	0,01607	652,91	652,93	47,06	1048,62	1095,68	0,09140	1,9466	2,0380
80	0,50701	1,0323	0,01607	633,01	633,03	48,05	1048,07	1096,12	0,09325	1,9419	2,0352
81	0,52382	1,0665	0,01608	613,80	613,82	49,05	1047,50	1096,55	0,09510	1,9373	2,0324
82	0,54112	1,1017	0,01608	595,25	595,27	50,05	1046,93	1096,98	0,09694	1,9328	2,0297
83	0,55892	1,1380	0,01608	577,34	577,36	51,05	1046,37	1097,42	0,09878	1,9281	2,0269
84	0,57722	1,1752	0,01608	560,04	560,06	52,05	1045,80	1097,85	0,10062	1,9236	2,0242
85	0,59604	1,2136	0,01609	543,33	543,35	53,05	1045,23	1098,28	0,10246	1,9189	2,0214
86	0,61540	1,2530	0,01609	527,19	527,21	54,04	1044,67	1098,71	0,10429	1,9144	2,0187
87	0,63530	1,2935	0,01609	511,60	511,62	55,04	1044,10	1099,14	0,10611	1,9099	2,0160
88	0,65575	1,3351	0,01610	496,52	496,54	56,04	1043,54	1099,58	0,10794	1,9054	2,0133
89	0,67678	1,3779	0,01610	481,96	481,98	57,04	1042,97	1100,01	0,10976	1,9008	2,0106
90	0,69838	1,4219	0,01610	467,90	467,90	58,04	1042,40	1100,44	0,11158	1,8963	2,0079
91	0,72059	1,4671	0,01610	454,26	454,28	59,03	1041,84	1100,87	0,11339	1,8919	2,0053
92	0,74340	1,5136	0,01611	441,10	441,12	60,03	1041,27	1101,30	0,11520	1,8874	2,0026
93	0,76684	1,5613	0,01611	428,38	428,40	61,03	1040,70	1101,73	0,11701	1,8830	2,0000
94	0,79091	1,6103	0,01611	416,07	416,09	62,03	1040,13	1102,16	0,11881	1,8786	1,9974
95	0,81564	1,6607	0,01612	404,17	404,19	63,03	1039,56	1102,59	0,12061	1,8741	1,9947
96	0,84103	1,7124	0,01612	392,65	392,67	64,02	1039,00	1103,02	0,12241	1,8698	1,9922
97	0,86711	1,7655	0,01612	381,55	381,55	65,02	1038,43	1103,45	0,12420	1,8654	1,9896
98	0,89388	1,8200	0,01612	370,73	370,75	66,02	1037,86	1103,88	0,12600	1,8610	1,9870
99	0,92137	1,8759	0,01613	360,30	360,32	67,02	1037,29	1104,31	0,12778	1,8566	1,9844
100	0,94959	1,9334	0,01613	350,20	350,22	68,02	1036,72	1104,74	0,12957	1,8523	1,9819
101	0,97854	1,9923	0,01614	340,44	340,44	69,01	1036,16	1105,17	0,13135	1,8480	1,9793
102	1,0083	2,0529	0,01614	330,96	330,98	70,01	1035,58	1105,59	0,13313	1,8437	1,9768
103	1,0388	2,1149	0,01614	321,80	321,82	71,01	1035,01	1106,02	0,13490	1,8394	1,9743
104	1,0700	2,1786	0,01614	312,93	312,95	72,01	1034,44	1106,45	0,13667	1,8351	1,9718
105	1,1021	2,2440	0,01615	304,34	304,36	73,01	1033,87	1106,88	0,13844	1,8309	1,9693
106	1,1351	2,3110	0,01615	296,02	296,04	74,01	1033,29	1107,30	0,14021	1,8266	1,9668
107	1,1688	2,3798	0,01616	287,96	287,98	75,00	1032,73	1107,73	0,14197	1,8224	1,9644

TABLA N° 24

VELOCIDADES DE GANANCIA DE CALOR DEBIDO A LOS OCUPANTES

Grado de Actividad	Aplicación	Q_{sensible}	Q_{Latente}	Q_{total}
Sentado en reposo	Teatro-cine	225	105	330
Sentado-Trab.ligero	Oficina	245	155	400
Trabajo sedentario	Restaurant	275	275	550
Trabajo de oficina de pie, trabajo ligero o andando lento.	Oficinas, Almacenes Bancos	250	200	450
Trabajo ligero de banco	Factorías	275	475	750
Trabajo moderadamente pesado	Factorías	375	625	1000
Trabajo pesado	Factorías	580	870	1450

Las cantidades de calor están dadas en BTU/Hr.

FUENTE: James Threlkeld, "Ingeniería del Ambiente Térmico"

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 5 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 0 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	17.51	95.53	174.22	239.65	285.72	309.3	304.69	278.93	230.73	163.76	84.51
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2184.75 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	14.58	93.77	175.22	243.38	291.79	317.75	313.83	288.49	239.51	170.9	87.35
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2238.56 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	21.51	103.06	183.41	249.49	295.34	315.39	314.43	285.65	233.94	163.34	80.72
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2246.28 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	27.63	104.87	178.59	238.06	278	295.11	290.02	259.59	208.06	139.65	61.6
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2081.18 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	25.78	97.12	165.19	219.86	256.25	271.42	265.45	236.57	187.92	123.78	51.39
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1900.74 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	18.8	86.36	152.56	206.46	243.09	259.42	255.89	229.94	184.55	123.81	54.37
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1815.25 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 5 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 0 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	15.95	84.57	152.88	209.04	247.87	266.06	264.71	239.8	194.82	133.81	63.01
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1872.53 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	23.96	99.86	172.77	232.02	272.44	290.63	287.83	259.69	210.66	144.73	68.3
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2062.89 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	41.78	124.72	200.78	261.01	300.46	315.71	307.15	273.65	218.47	145.94	63.36
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2253.02 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	53.71	137.6	212.93	271.39	308.21	320.61	307.74	270.41	211.52	135.9	51.98
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2282.01 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	50.43	132.17	206.04	263.61	300.09	312.72	300.49	264.46	207.28	133.67	51.96
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2222.91 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	33.24	112.65	187.62	247.92	288.27	305.67	297.37	266.56	214.54	145.29	66.02
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2165.16 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

TABLA N^o 26RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)ANGULO INCL = 10 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 0 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	20.23	101.17	180.23	245.41	291.19	315.07	307.91	282.43	235.19	169.01	89.73
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2237.55 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	15.92	96.31	177.43	244.99	292.91	319.73	312.57	288.24	240.32	172.7	91.77
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2252.89 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	21.21	101.63	180.86	246.02	291.23	308.97	310.47	281.92	230.85	161.19	79.68
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2214.04 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	24.44	98.94	171.06	229.42	268.68	285.31	281.84	251.55	200.58	133.27	57.07
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2002.15 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	20.54	88.26	154.46	207.96	243.64	258.45	253.67	225.29	177.36	114.52	44.58
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1783.73 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	13.39	76.62	140.79	193.43	229.31	245.18	243.16	217.79	173.03	113.46	46.38
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1692.55 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 10 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 0 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	11.55	75.93	142.25	197.16	235.23	252.82	253.51	229.04	184.5	124.45	55.6
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1762.04 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	20.71	93.74	165.05	223.2	262.93	280.5	279.75	251.66	203.06	138.08	63.32
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1982.01 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	41.2	122.98	197.99	257.38	296.27	310.86	303.05	269.93	215.48	143.94	62.49
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2221.56 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	56.07	139.98	214.74	272.61	309.02	321.28	308.62	271.66	213.34	138.28	54.31
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2299.93 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	55.1	138.11	211.94	269.18	305.38	317.9	305.71	269.96	213.12	139.58	56.67
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2282.67 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	37.76	119.68	195.03	255.16	295.29	312.67	303.18	272.62	221.16	152.18	71.95
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2236.69 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 15 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 0 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	22.79	106.03	184.86	249.32	294.43	318.44	308.58	283.78	237.86	172.97	94.27
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2273.32 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	17.14	98.12	178.28	244.75	291.8	319.29	308.94	285.81	239.3	173.18	93.49
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2250.09 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	20.75	99.43	176.93	240.67	284.9	300.2	304.16	276.05	226.01	157.92	78.05
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2164.96 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	21.06	92.25	162.22	219.05	257.32	273.34	271.51	241.59	191.57	125.88	52.12
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1907.9 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	15.15	78.73	142.57	194.47	229.17	243.5	239.96	212.29	165.45	104.38	37.44
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1663.11 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	7.89	66.3	127.94	178.93	213.77	229.08	228.58	203.99	160.19	102.25	38.04
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1556.96 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 15 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 0 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	7.06	66.71	130.54	183.79	220.79	237.66	240.38	216.54	172.78	114.14	47.77
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1638.14 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	17.31	86.91	156.07	212.69	251.42	268.24	269.55	241.72	193.91	130.37	57.85
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1886.05 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	40.31	120.31	193.69	251.78	289.83	303.64	296.64	264.15	210.85	140.84	61.16
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2173.2 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	58.01	141.31	214.92	271.76	307.49	319.51	307.14	270.94	213.54	139.61	56.22
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2300.34 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	59.36	143.01	216.23	272.71	308.35	320.67	308.61	273.41	217.34	144.44	60.94
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2325.07 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	42	125.8	200.96	260.47	300.07	317.29	306.68	276.61	226.09	157.91	77.33
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2291.2 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 20 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 0 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	25.18	110.09	189.08	251.32	295.44	319.38	306.91	282.96	239.72	175.61	98.09
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2291,8 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	18.22	99.18	177.78	242.64	289.47	316.41	302.96	281.2	236.46	172.35	94.49
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2230,16 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	20.13	96.46	171.66	233.49	276.41	289.15	295.53	268.07	219.44	153.24	75.81
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2099,4 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	17.51	84.86	152.15	207.01	244	259.3	259.12	229.79	181.11	117.52	46.77
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1799,13 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	9.65	68.6	129.58	179.5	212.96	226.71	224.43	197.68	152.28	93.45	30.01
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1524,84 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	2.32	55.48	114.12	163.06	196.62	211.23	212.26	188.63	146.14	90.26	29.42
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1409,54 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1,63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 79,67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 20 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 0 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	2.51	56.98	117.83	169.01	204.68	220.69	225.42	202.39	159.74	102.96	39.57
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1501.77 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	13.78	79.42	145.9	200.56	238	253.94	257.3	229.94	183.29	121.67	51.95
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1775.74 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	39.11	116.73	187.91	244.28	261.19	294.11	287.98	256.36	204.61	136.67	59.35
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2108.31 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	59.5	141.56	213.46	268.84	303.61	315.31	303.33	267.97	212.11	139.88	57.71
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2283.26 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	63.16	146.82	218.87	274.16	308.97	321	309.15	274.78	219.91	148.19	64.75
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2349.78 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	45.91	130.97	205.35	263.8	302.56	319.49	307.84	278.49	229.3	162.44	82.13
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2328.29 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 25 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 0 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	27.38	113.32	189.88	251.42	294.2	317.9	302.91	280	237.76	176.92	101.16
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2292.84 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	19.17	99.49	175.93	238.68	282.95	311.12	294.67	274.45	231.82	170.2	94.78
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2193.27 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	19.36	92.77	165.08	224.54	265.81	275.9	284.65	258.05	211.21	147.5	73
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2017.88 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	13.84	76.83	140.92	193.39	228.83	243.27	244.76	216.24	169.26	108.27	41.06
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1676.67 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	4.07	57.94	115.61	163.17	195.12	208.19	207.19	181.57	137.95	81.81	22.35
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1374.97 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	-3.26	44.24	99.43	145.96	177.96	191.78	194.33	171.83	130.97	77.59	20.56
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1251.39 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 25 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 0 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 N	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	-2.05	46.82	104.22	152.95	187.01	202.04	208.75	186.7	145.49	90.99	31.07
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1353.99 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	10.14	71.32	134.63	186.9	222.77	237.71	243.08	216.41	171.27	112.05	45.65
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1651.93 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	37.61	112.25	180.71	234.91	270.41	282.35	277.13	246.62	196.82	131.47	57.1
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2027.38 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	60.54	140.73	210.38	263.87	297.42	308.7	297.21	263.05	209.07	139.08	58.75
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2248.81 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	66.48	149.51	219.85	273.52	307.25	318.88	307.35	274.06	220.81	150.82	68.07
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2356.61 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	49.48	135.14	208.19	265.12	302.75	319.27	306.67	278.25	230.77	165.73	86.29
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2347.66 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 35 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 0 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	31.15	117.16	189.13	245.88	285.04	307.7	288.03	267.72	230.44	175.5	104.98
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2242.72 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	20.63	97.84	168.23	225.37	265.5	293.51	271.45	254.75	217.3	162.05	93.2
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2069.83 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	17.39	83.29	148.21	201.59	238.64	243.22	256.5	232.22	190	132.7	65.75
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1809.51 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	6.2	59.07	115.33	161.86	193.39	205.81	210.57	184.33	141.82	87.38	28.75
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1394.52 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	-7.14	35.4	85.15	126.91	155.15	166.55	168.12	145.33	106.26	56.75	6.58
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1045.07 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	-14.31	20.83	67.9	108.55	136.74	148.65	154.17	134.46	97.77	50.57	2.46
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 907.8 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 35 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 0 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	-11.09	25.5	74.74	117.46	147.55	160.29	170.78	151.18	113.77	65.09	13.43
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1028.71 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	2.66	53.57	109.09	155.43	187.35	199.95	209.23	184.52	143.42	90.32	32.06
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1367.62 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	33.77	100.79	162.24	210.9	242.77	252.48	249.19	221.61	176.82	118.1	51.3
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1819.97 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	61.24	135.87	199.45	247.97	278.32	288.52	278.25	247.27	198.26	134.33	59.5
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2128.97 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	71.59	151.48	216.8	266.03	296.81	307.41	296.76	266.38	217.57	152.62	73.14
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2316.58 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	55.46	140.37	209.09	261.71	296.24	311.55	297.34	271.44	228.45	168.52	92.63
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2332.8 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 5 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 180 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	11.69	82.13	158.31	222.7	268.34	290.78	291.93	265.61	216.59	149.57	72.17
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2029.83 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	11.58	86.58	166.85	234.62	282.92	306.56	309.18	282.39	232.44	163.42	82.49
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2159.05 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	21.62	103.59	184.33	250.74	296.82	320.99	315.14	286.58	234.76	163.89	80.92
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2259.38 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	33.38	114.32	189.56	249.84	290.23	307.92	299.71	269.71	218.21	149.18	69.19
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2191.25 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	35.63	112.58	182.8	238.59	275.56	291.1	282.86	253.65	204.68	139.41	63.77
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2080.64 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	29.14	103.8	172.56	227.74	265.04	281.89	275.42	248.91	203.29	141.59	69.03
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2018.4 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 5 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 180 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	24.36	99.88	170.6	227.96	267.43	286.38	280.99	255.78	210.94	149.41	76.33
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2050.05 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	29.88	109.79	184.24	244.31	285.19	304.19	297.36	269.76	221.01	154.69	76.66
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2177.09 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	42	125.35	201.79	262.32	301.96	318.19	308.32	274.83	219.45	146.59	63.62
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2264.41 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	47.79	129.72	204.49	262.79	299.58	311.98	299	261.76	203.07	128.04	46.16
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2194.37 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	39.98	117.32	189.61	246.51	282.71	295.27	283.25	247.47	190.91	118.83	41.39
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2053.23 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	23.48	96.08	168.6	227.84	267.73	284.77	279.03	248.41	196.47	128.25	52.7
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1973.36 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

BTUH/PIE 2

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 10 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 180 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	8.65	74.47	148.52	211.66	256.55	278.16	282.09	255.88	207.01	140.73	65.15
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1928.87 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	9.95	81.99	160.75	227.55	275.24	297.45	303.31	276.11	226.23	157.8	78.1
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2094.47 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	21.43	102.67	182.7	248.5	294.17	320.14	311.9	283.77	232.48	162.29	80.1
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2240.14 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	35.89	117.76	192.9	252.9	293.06	310.83	301.15	271.7	220.81	152.25	72.21
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2221.45 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	40.17	119.05	189.56	245.27	282.11	297.65	288.37	259.33	210.74	145.66	69.25
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2147.15 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	34.01	111.37	180.63	235.81	273.02	289.94	282.08	255.58	210.37	148.89	75.6
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2097.3 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

JPR#0

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 10 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 180 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	28.31	106.42	177.55	234.85	274.19	293.3	285.95	260.87	216.62	155.53	82.14
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2115.72 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	32.52	113.52	187.9	247.69	288.33	307.52	298.75	271.73	223.67	157.91	79.98
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2209.51 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	41.63	124.24	200	259.98	299.26	315.8	305.39	272.28	217.42	145.23	63.03
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2244.25 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	44.28	124.29	197.92	255.48	291.83	304.08	291.19	254.42	196.5	122.63	42.7
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2125.3 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	34.28	108.53	179.2	235.11	270.76	283.13	271.35	236.11	180.5	110.02	35.61
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1944.6 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	18.32	86.67	157.13	215.16	254.36	271.03	266.64	236.46	185.14	118.23	45.4
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1854.54 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 15 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 190 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	5.53	66.25	137.59	199.01	242.81	263.42	270.1	244.21	195.86	130.82	57.64
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1813.25 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	6.24	76.77	153.42	218.75	265.47	296.07	295.14	267.72	218.3	150.97	73.11
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2013.95 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	21.08	100.97	179.67	244.38	289.29	316.85	306.28	278.8	228.44	159.45	78.66
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2203.86 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	38.12	120.3	194.77	254.04	293.66	311.37	300.3	271.63	221.73	154.16	74.68
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2234.76 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	44.4	124.62	194.88	250.07	286.51	301.93	291.69	263.03	215.21	150.8	74.2
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2197.34 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	38.61	118.09	187.33	242.1	278.93	295.79	286.59	260.31	215.85	155.06	81.59
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2160.25 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 15 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 180 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	32.04	112.16	183.14	239.96	278.86	298	288.74	263.98	220.64	160.46	87.32
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2165.3 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	34.91	116.39	190.12	249.18	289.28	308.51	297.86	271.64	224.63	159.93	82.68
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2225.14 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	40.94	122.18	196.68	255.66	294.29	311	300.13	267.66	213.75	142.77	61.95
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2207.02 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	40.43	117.91	189.85	246.22	281.85	293.87	281.16	245.14	188.44	116.29	38.92
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2040.07 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	28.32	98.92	167.42	221.93	256.76	268.85	257.39	222.95	168.73	100.37	29.56
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1821.18 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	13.02	76.6	144.47	200.84	239.05	255.22	252.21	222.71	172.41	107.31	37.76
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1721.61 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 20 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 180 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	2.38	57.52	125.63	184.84	227.22	246.68	256.06	230.68	183.21	119.91	49.68
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1683.82 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	6.47	70.97	144.93	208.29	253.67	272.51	284.72	257.3	208.7	142.99	67.57
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1918.12 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	20.57	98.51	175.27	238.4	282.2	311.14	298.33	271.7	222.65	155.4	76.63
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2150.81 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	40.06	121.93	195.16	253.25	292.03	309.54	297.16	269.48	220.97	154.9	76.57
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2231.07 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	48.3	129.24	198.71	252.98	288.72	303.92	292.78	264.73	218.03	154.79	78.59
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2230.8 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	42.92	123.92	192.6	246.54	282.72	299.39	288.91	263.06	219.68	160.06	86.96
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2206.76 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 20 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 180 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	35.53	117.04	187.35	243.24	281.42	300.43	289.33	265.07	222.99	164.17	91.84
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2198.41 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	37.04	118.38	190.9	248.79	288.02	307.15	294.71	269.47	223.88	160.74	84.76
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2223.84 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	39.95	119.19	191.87	249.4	287.08	303.84	292.58	261	208.44	139.23	60.4
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2153 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	36.27	110.64	180.33	235.08	269.73	281.42	269	234	178.94	109.06	34.84
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1939.32 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	22.15	88.55	154.37	207.06	240.8	252.51	241.48	208.1	155.67	89.95	23.28
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1683.91 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	7.61	65.95	130.71	185	221.93	237.47	235.87	207.27	158.37	95.57	29.84
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1575.59 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIODAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIODAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 25 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 180 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 H	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	-0	48.36	112.7	169.26	209.91	228.06	240.07	215.4	169.18	108.1	41.35
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1541.59 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	4.65	64.63	135.34	196.24	239.95	256.88	272.13	244.92	197.52	133.93	61.51
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1807.69 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	19.9	95.29	169.54	230.6	272.97	303.08	288.12	262.54	215.17	150.17	74.01
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2081.4 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	41.7	122.63	194.07	250.53	288.17	305.37	291.76	265.29	218.52	154.46	77.89
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2210.4 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	51.83	132.88	201.03	253.96	288.75	303.6	291.65	264.41	219.2	157.6	82.38
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2247.3 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	46.9	128.8	196.4	249.11	284.35	300.71	289.05	263.81	221.85	163.83	91.67
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2236.48 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 25 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 180 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	38.75	121.03	190.12	244.67	281.83	300.57	287.72	264.16	223.64	166.64	95.66
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2214.79 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	38.88	119.46	190.23	246.49	284.58	303.46	289.31	265.26	221.43	160.32	86.19
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2205.62 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	38.65	115.3	185.6	241.25	277.69	294.37	282.82	252.36	201.55	134.63	58.39
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2082.6 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	31.84	102.52	169.44	222.16	255.56	266.83	254.79	221.09	168.08	101	30.5
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1823.81 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	15.8	77.51	140.15	190.61	223	234.26	223.72	191.66	141.42	78.86	16.82
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1533.83 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	2.15	54.8	115.95	167.75	203.12	217.92	217.73	190.25	143.13	83.1	21.68
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1417.58 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBANCA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBANCA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 35 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 180 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	-7.1	28.99	84.39	134.38	170.63	185.77	202.75	180.04	137.36	82.09	23.81
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1223.11 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	.92	50.53	113.14	167.76	207.14	219.89	240.86	214.67	170.75	112.82	48.05
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1546.53 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	18.12	86.72	154.27	209.82	248.36	280.1	261.2	238.32	195.38	136.32	67.12
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1895.72 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	44.02	121.24	187.48	239.41	273.92	290.09	274.37	250.9	208.67	150.07	78.74
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2118.9 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	57.68	137.11	201.08	250.14	282.22	296.04	282.75	257.76	216.54	159.62	88.06
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2229 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	53.78	135.6	199.51	248.55	281.14	296.5	282.73	259.29	221.11	167.62	98.97
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2244.79 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

TABLA N° 36 (Continuac.)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)ANGULO INCL = 35 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 180 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	44.28	126.24	191.33	241.95	276.23	294.01	277.96	256.31	219.85	167.75	101.09
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2197 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	41.66	118.9	184.56	236.32	271.24	289.19	271.98	250.83	211.5	155.84	87.09
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2119.1 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	35.18	104.92	168.87	219.5	252.65	268.8	256.92	229.39	183.24	122.39	53.06
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1894.92 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	22.29	84.02	143.88	191.36	221.51	231.69	220.67	190.31	142.62	82.65	21.15
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1552.16 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	2.81	53.75	108.62	153.5	182.47	192.56	183.26	154.55	109.82	54.95	3.58
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1199.98 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	-8.77	31.34	83.9	129.56	161.01	174	176.64	152	109.49	56.37	4.94
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1070.49 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 5 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 5 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	18.19	97.02	175.76	240.9	296.51	309.27	304.25	277.89	229.31	162.12	83
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2184.24 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	15.27	95.36	176.97	244.73	292.66	317.73	313.35	287.52	238.09	169.21	87.75
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2238.53 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	22.49	104.79	185.12	250.85	296.19	315.4	314.02	284.66	232.47	161.59	79.07
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2246.66 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	28.81	106.57	180.21	239.31	278.74	295.14	289.46	258.56	206.6	137.98	60.08
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2081.46 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	26.93	98.74	166.71	221.04	256.95	271.46	264.89	235.57	186.54	122.21	49.99
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1901.02 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	19.82	87.92	154.06	207.64	243.81	259.47	255.32	228.97	183.22	122.28	52.97
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1815.49 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 5 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 5 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	16.91	86.16	154.42	210.27	248.64	266.1	264.13	238.83	193.49	132.25	61.54
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1872.74 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	25.11	101.57	174.4	233.29	273.22	290.66	287.28	258.68	209.24	143.06	66.72
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2063.23 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	43.16	126.51	202.43	262.26	301.16	315.71	306.61	272.54	216.91	144.15	61.77
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2253.21 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	55.1	139.32	214.49	272.54	308.8	320.6	307.11	269.22	209.93	134.15	50.59
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2281.84 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	51.66	133.76	207.51	264.69	300.65	312.68	299.87	263.31	205.76	132.02	50.67
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2222.58 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	34.2	114.15	189.08	249.04	288.92	305.63	296.72	265.47	213.09	143.68	64.67
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2164.65 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 5 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 10 GRADOS

R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	18,85	98,45	177,23	242,08	287,23	309,16	303,57	276,81	227,84	160,44	81,46
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2183,13 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	15,93	96,91	178,47	246,04	293,48	317,67	312,87	286,54	236,65	167,51	86,13
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2238,19 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	23,47	106,51	186,81	252,21	297,04	315,43	313,62	283,68	231,01	159,86	77,44
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2247,08 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	29,99	108,3	181,85	240,6	279,53	295,21	288,95	257,57	205,2	136,35	58,6
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2082,15 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	28,11	100,41	168,28	222,28	257,71	271,57	264,4	234,63	185,24	120,71	48,65
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1901,98 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	20,88	89,54	155,61	208,89	244,61	259,6	254,84	228,07	181,98	120,83	51,64
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1816,49 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIDEAMBA 1,63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIDEAMBA 78,67 O (GRADOS)

TABLA N^o 38 (Continuac.)RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)ANGULO INCL = 5 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 10 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 N	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	17.9	87.8	156.02	211.56	249.48	266.22	263.62	237.92	192.22	130.76	60.12
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1873.62 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	26.27	103.31	176.06	234.61	274.04	290.73	286.78	257.72	207.86	141.43	65.18
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2063.99 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	44.53	128.29	204.07	263.5	301.86	315.73	306.07	271.44	215.37	142.38	60.2
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2253.45 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	56.45	140.99	216	273.64	309.36	320.55	306.44	268.01	208.32	132.38	49.19
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2281.33 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	52.84	135.29	208.89	265.7	301.14	312.58	299.18	262.12	204.18	130.32	49.36
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2221.6 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	35.11	115.57	190.45	250.09	289.49	305.51	296.01	264.32	211.58	142.02	63.27
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2163.41 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

TABLA N° 39

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)ANGULO INCL = 5 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 15 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 H	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	19.48	99.81	178.61	243.18	287.87	308.99	302.85	275.69	226.34	158.73	79.9
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2181.45 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	16.58	98.41	180.01	247.29	294.27	317.56	312.37	285.55	235.21	165.8	84.51
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2237.56 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	24.43	108.21	188.48	253.55	297.88	315.48	313.23	282.72	229.58	158.16	75.83
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2247.55 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	31.18	110.04	183.51	241.92	280.35	295.33	288.48	256.63	203.86	134.78	57.18
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2083.26 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	29.31	102.1	169.9	223.57	258.54	271.76	263.99	233.78	184.02	119.29	47.37
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1903.62 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	21.97	91.2	157.22	210.2	245.48	259.81	254.43	227.27	180.82	119.48	50.38
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1818.26 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 5 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 15 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 H	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	18.91	89.47	157.66	212.9	250.38	266.41	263.18	237.09	191.04	129.36	58.78
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1875.17 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	27.44	105.06	177.74	235.95	274.9	290.86	286.32	256.81	206.55	139.87	63.69
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2065.19 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	45.88	130.04	205.68	264.73	302.56	315.75	305.55	270.37	213.86	140.64	58.66
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2253.73 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	57.76	142.62	217.45	274.69	309.88	320.47	305.75	266.79	206.7	130.61	47.78
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2280.49 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	53.96	136.73	210.2	266.63	301.56	312.42	298.44	260.87	202.57	128.59	48.02
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2219.99 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	35.96	116.91	191.72	251.04	289.96	305.31	295.24	263.11	210.02	140.32	61.84
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2161.45 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 10 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 5 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	13.47	79.1	145.32	199.61	236.76	252.9	252.36	227.1	181.84	121.34	52.66
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1762.45 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	23	97.16	168.29	225.75	264.49	280.56	278.67	249.65	200.22	134.74	60.16
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1982.68 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	43.95	126.55	201.27	259.86	297.67	310.87	301.97	267.71	212.38	140.38	59.34
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2221.95 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	58.84	143.41	217.84	274.89	310.21	321.25	307.35	269.29	210.17	134.79	51.53
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2299.58 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	57.55	141.29	214.86	271.34	306.5	317.84	304.47	267.68	210.09	136.29	54.11
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2282.01 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	39.66	122.67	197.93	257.42	296.58	312.59	301.88	270.44	218.26	148.97	69.25
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2235.67 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

TABLA N° 40 (Continuac.)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)ANGULO INCL = 10 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 5 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	21.59	104.14	183.29	247.92	292.76	315	306.64	280.36	232.35	165.74	86.73
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2236.52 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	17.29	99.48	180.7	247.69	294.64	319.69	311.63	286.32	237.49	169.33	88.57
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2252.83 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	23.17	105.08	184.25	248.73	292.92	308.99	309.67	279.94	227.92	157.71	76.41
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2214.79 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	26.77	102.33	174.27	231.93	270.17	285.36	280.73	249.48	197.68	129.93	54.05
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2002.71 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	22.84	91.49	157.49	210.3	245.02	258.52	252.56	223.29	174.61	111.38	41.8
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1789.29 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	15.44	79.74	143.76	195.77	230.74	245.27	242.03	215.85	170.39	110.42	43.6
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1693.01 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 10 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 10 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	22.9	106.99	186.21	250.27	294.19	314.79	305.27	278.2	229.43	162.39	83.66
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2234.32 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	18.62	102.57	183.89	250.3	296.29	319.57	310.66	284.36	234.62	165.93	85.35
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2252.16 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	25.11	108.5	187.63	251.44	294.61	309.06	308.88	277.99	225.02	154.26	73.15
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2215.64 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	29.14	105.78	177.55	234.5	271.74	285.51	279.71	247.5	194.88	126.68	51.11
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2004.1 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	25.19	94.8	160.62	212.76	246.54	258.75	251.58	221.43	172.02	108.39	39.12
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1791.21 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	17.55	82.97	146.87	198.26	232.33	245.53	241.06	214.07	167.91	107.54	40.94
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1695.02 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

TABLA N° 41 (Continuac.)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)ANGULO INCL = 10 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 10 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	15.44	82.36	148.5	202.18	238.43	253.13	251.34	225.3	179.32	118.38	49.85
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1764.21 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	25.32	100.62	171.59	228.37	266.12	280.71	277.66	247.74	197.48	131.5	57.09
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1984.2 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	46.68	130.1	204.53	262.34	299.08	310.89	300.91	265.53	209.31	136.86	56.21
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2222.42 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	61.53	146.75	220.85	277.09	311.32	321.15	306.02	266.88	206.96	131.27	48.74
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2298.57 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	59.9	144.33	217.62	273.35	307.48	317.64	303.1	265.29	206.96	132.91	51.49
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2280.07 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	41.48	125.51	200.66	259.5	297.71	312.35	300.46	268.15	215.26	145.66	66.47
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2233.19 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

TABLA N° 42

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)ANGULO INCL = 10 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 15 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	24.15	109.7	188.96	252.46	295.47	314.44	303.83	275.97	226.45	158.99	80.55
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2230.97 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	19.91	105.57	186.97	252.8	297.84	319.36	309.66	282.38	231.75	162.53	82.13
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2250.9 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	27.03	111.88	190.96	254.11	296.28	309.16	308.1	276.07	222.17	150.87	69.95
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2216.57 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	31.51	109.24	180.85	237.12	273.38	285.75	278.78	245.64	192.21	123.55	48.27
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2006.3 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	27.59	98.19	163.84	215.33	248.18	259.12	250.76	219.73	169.59	105.56	36.59
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1794.47 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	19.71	86.28	150.08	200.87	234.06	245.95	240.26	212.46	165.61	104.84	38.44
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1698.55 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

JPR#0

TABLA N° 42 (Continuac.)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)ANGULO INCL = 10 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 15 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	17.45	85.69	151.76	204.85	240.22	253.51	250.46	223.64	176.96	115.58	47.18
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1767.3 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	27.64	104.1	174.93	231.04	267.83	280.97	276.74	245.93	194.86	128.39	54.14
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1986.58 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	49.37	133.6	207.75	264.79	300.47	310.94	299.87	263.38	206.29	133.39	53.13
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2222.97 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	64.15	149.98	223.75	279.19	312.34	320.99	304.65	264.44	203.73	127.75	45.93
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2296.9 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	62.13	147.21	220.22	275.2	308.31	317.31	301.63	262.81	203.75	129.47	48.82
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2276.87 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	43.19	128.17	203.2	261.39	298.66	311.96	298.92	265.75	212.16	142.27	63.63
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2229.3 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 15 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 5 GRADOS

R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	24.83	110.47	189.42	253.05	296.78	318.33	306.69	280.69	233.63	168.1	89.8
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2271.78 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	19.17	102.85	183.17	248.76	294.38	319.22	307.53	282.94	235.08	168.16	88.73
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2249.99 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	23.67	104.56	181.99	244.72	287.42	300.23	302.96	273.1	221.64	152.63	73.16
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2166.08 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	24.54	97.31	167.01	222.78	259.54	273.42	269.87	238.51	187.25	120.89	47.61
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1908.73 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	18.58	83.54	147.07	197.96	231.23	243.61	238.3	209.31	161.36	99.71	33.28
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1663.95 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	10.94	70.95	132.37	182.42	215.91	229.21	226.9	201.09	156.25	97.72	33.89
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1557.66 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 15 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 5 GRADOS

H.R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
R.S.C	9.92	71.43	135.11	187.43	223.08	237.78	238.66	213.65	169.81	109.51	43.39
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1638.76 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
R.S.C	20.72	92	160.9	216.48	253.74	268.32	267.93	238.73	189.68	125.4	53.15
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1887.04 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
R.S.C	44.4	125.63	198.58	255.49	291.92	303.65	295.03	260.85	206.23	135.54	56.45
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2173.78 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
R.S.C	62.13	146.42	219.53	275.16	309.25	319.46	305.25	267.32	208.81	134.41	52.09
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2299.82 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
R.S.C	63.01	147.75	220.57	275.92	310.02	320.57	306.75	270.01	212.82	139.53	57.13
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2324.09 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
R.S.C	44.83	130.25	205.27	263.83	301.99	317.17	304.75	273.36	221.78	153.13	73.31
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2289.68 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)
 LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 15 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 10 GRADOS

R	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
R.S.C	26.78	114.72	193.78	256.56	298.91	318.02	304.65	277.47	229.28	163.11	85.23
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2269.5 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
R.S.C	21.16	107.46	187.92	252.65	276.84	319.03	306.09	280.02	230.81	163.09	83.93
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2249 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
R.S.C	26.57	109.67	187.02	248.75	289.93	300.33	301.78	270.18	217.32	147.49	68.31
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2167.34 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
R.S.C	28.06	102.45	171.89	226.61	261.88	273.63	268.34	235.56	183.09	116.05	43.23
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1910.79 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
R.S.C	22.09	88.48	151.74	201.63	233.49	243.95	236.85	206.54	157.19	95.25	29.3
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1666.81 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
R.S.C	14.08	75.76	137	186.12	218.23	229.59	225.46	198.43	152.56	93.43	29.94
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1560.65 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 15 GRADOS ANGLULO AZIMUTH = 10 GRADOS

	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
S.C	12.86	76.29	139.84	191.26	225.57	238.12	237.15	210.95	165.05	105.09	39.19
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1641.38 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
S.C	24.17	97.16	165.83	220.39	256.18	268.55	266.43	235.87	185.6	120.57	48.58
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1889.32 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
S.C	48.47	130.92	203.44	259.18	294.01	303.7	293.45	257.59	201.65	130.29	51.79
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2174.48 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
S.C	66.15	151.4	224.02	278.44	310.9	319.32	303.28	263.72	204.02	129.17	47.91
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2298.32 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
S.C	66.51	152.28	224.7	278.92	311.48	320.28	304.72	266.45	208.16	134.49	53.22
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2321.2 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
S.C	47.53	134.49	209.34	266.93	303.67	316.82	302.63	269.94	217.3	148.19	69.16
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2285.99 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)

ANGULO INCL = 15 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 15 GRADOS

	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
ENERO 21											
S.C	28.64	118.75	197.88	259.82	300.82	317.5	302.51	274.15	224.83	158.03	80.58
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2263.51 BTUH/PIE 2											
FEBRERO 21											
S.C	23.08	111.92	192.51	256.38	299.16	318.72	304.61	277.08	226.53	158.02	79.12
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2247.11 BTUH/PIE 2											
MARZO 21											
S.C	29.42	114.7	191.98	252.73	292.42	300.49	300.62	267.32	213.07	142.43	63.54
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2168.72 BTUH/PIE 2											
ABRIL 21											
S.C	31.59	107.61	176.82	230.52	264.32	273.99	266.95	232.78	179.1	111.39	38.99
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1914.08 BTUH/PIE 2											
MAYO 21											
S.C	25.65	93.52	156.54	205.46	235.94	244.5	235.63	204.01	153.87	91.03	25.52
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1671.67 BTUH/PIE 2											
JUNIO 21											
S.C	17.3	80.7	141.79	190.01	220.86	230.22	224.26	196.03	149.13	89.4	26.21
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1565.91 BTUH/PIE 2											

ALTITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

TABLA N° 45 (Continuac.)

RADIACION SOLAR SOBRE UN COLECTOR (BTUH/PIE 2)ANGULO INCL = 15 GRADOS ANGULO AZIMUTH = 15 GRADOS

	7 A.M	8 A.M	9 A.M	10 A.M	11 A.M	12 M	1 P.M	2 P.M	3 P.M	4 P.M	5 P.M
JULIO 21											
S.C	15.85	81.25	144.71	195.25	228.24	238.69	235.84	208.49	161.53	100.91	35.21
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1645.98 BTUH/PIE 2											
AGOSTO 21											
S.C	27.64	102.36	170.8	224.37	258.73	268.93	265.06	233.18	181.69	115.93	44.17
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 1892.86 BTUH/PIE 2											
SEPTIEMBRE 21											
S.C	52.48	136.13	208.24	262.83	296.09	303.77	291.9	254.39	197.16	125.12	47.19
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2175.3 BTUH/PIE 2											
OCTUBRE 21											
S.C	70.04	156.21	228.34	281.56	312.43	319.07	301.23	260.08	199.21	123.91	43.74
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2295.84 BTUH/PIE 2											
NOVIEMBRE 21											
S.C	69.84	156.57	228.57	281.68	312.72	319.79	302.52	262.76	203.37	129.36	49.25
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2316.42 BTUH/PIE 2											
DICIEMBRE 21											
S.C	50.08	138.46	213.13	269.76	305.09	316.23	300.33	266.36	212.68	143.14	64.92
RADIACION SOLAR DIARIA SOBRE EL COLECTOR = 2280.18 BTUH/PIE 2											

LATITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 1.63 S (GRADOS)

LONGITUD DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA 78.67 O (GRADOS)

TABLA N° 46

DESCRIPCION DE COLECTORES SOLARES

ABSORBEDOR	NUMERO DE COLECTOR DEL GRAFICO 4.12	FABRICANTE	CUBIERTA DE SUPERFICIE ABSORBEDORA	COBERTORES NUMERO	TRANSP. MATERIAL
Aluminio	1	NASA/Honeywell	Níquel negro	2	Vidrio
Aluminio	2	MSFC	Níquel negro	2	Tedlar
Aluminio	3	NASA/Honeywell	Pintura negra	1	Vidrio
Aluminio	4	NASA/Honeywell	Pintura negra	2	Vidrio
Aluminio	5	NASA/Honeywell	Pintura negra	2	Vidrio
Aluminio	6	PPG	Pintura negra	2	Vidrio
Vidrio	°7	OWENS	Superficie Selectiva	1	Vidrio
Acero	8	SOLARON (datos de fabricante medio de transf. de calor-aire)	Pintura negra	2	Vidrio

TABLA N^o 47

MATERIALES DE ALMACENAMIENTO DE CALOR LATENTE

N O M B R E	PUNTO DE FUSION °F	CALOR DE FUSION	
		BTU/lb	BTU/pie
SALES INORGANICAS HIDRATADAS			
Cromato de Sodio	67.8	78.4	7400
Nitrato de Manganeso	79.4	60.4	6570
Acido Ortofosfórico	84.8	61.6	7010
Nitrato de Litio	85.8	127	18200
Cloruro de Calcio	86.4	73.2	7570
Glauber Salt	90.4	102.3	9320
Fosfato de sodio	94.2	121.0	11550
Nitro de Manganeso	95.8	50.4	6240
Nitrato de Zinc	97.2	56.1	7180
Nitrato de Calcio	108.6	61.1	6900
Thiosulfate (Hypo)	119.4	40.7	4710
Mickelous Nitrate	134.0	65.6	8330
Nitrato de Cobalto	134.7	54.4	8300
Nitrato de Cadmio	139.1	45.7	6950
Sufur Trioxide	144.0	137	16750
Nitrato de Magnesio	182.2	68.8	9380
Hydrazine Hydrochloride	198.8	95.7	7700
Cloruro de Magnesio	244.0	72.7	9000
SALES ORGANICAS ANHIDRICAS			
Tribromuro Arsénico	89.4	16.0	
Acido Meta Fosfórico	108.5	46.2	
Acido Fosfórico	158	67.4	
Tricloruro de Antimonio	164	24.0	
Tribromuro Antimónico	205.5	16.6	
Bromuro de Aluminio	208.3	18.2	
Acido Sulfato de Aluminio	291	53.5	
Nitrato de Amonio	337	27.4	
Potassium triocyanate	350	48	
CERAS Y SOLIDOS ORGANICOS			
Anthracine	205	45.2	3480
Anthraquinone	545	67.8	6030
Neptalina	176	64.9	4620
Naphtol	203	70.0	5280
Bees wax	143	76.2	4500
Stearic Acid (tallow)	169	85.4	4500
Amorphus parafin wax	166	99.0	4900

T A B L A N^o 48CAPACIDADES DE CALOR SENSIBLE EN MATERIALES COMUNES

MATERIAL	CAPACIDAD DE CALOR	
	BTU/lb-°F	BTU/pie ³ --°F
Madera	0.6	45
Acero	0.11	54
Piedras (0.75" hasta 1.5")	0.2	20
Agua	1.0	62

FUENTE: Solar Applications Laboratory Colorado
University.

TABLA N^o 49RESISTENCIAS ELECTRICAS

MODELO	KW	VOLTS	Fase	Pasos	AMPS.	Tamaño de Ductos.	
SL5A	4.8	240	1	1	20	8 x 8	9 x 9
	4.4	230			19.1	10 x 10	10 x 9
	4.0	220			18.3	12 x 8	12 x 9
	3.6	208			17.3		
SL10A	9.6	240	1	1	40	12 x 8	14 x 8
	8.8	230			38.2	12 x 10	14 x 10
	8.0	220			36.6	12 x 12	16 x 8
	7.2	208			34.6		
SL10B	9.6	240	1	1	40	10 x 10	12 x 14
	8.8	230			38.2	12 x 10	14 x 10
	8.0	220			36.6	12 x 12	14 x 12
	7.2	208			34.6		
SL15A*	14.4	240	1	2	60	18 x 8	20 x 8
	13.2	230			57.5	18 x 10	20 x 10
	12	220			55	18 x 12	22 x 10
	10	208			51.9		
SL15B*	14.4	240	1	2	60	15 x 10	16 x 10
	13.2	230			57.5	15 x 12	16 x 12
	12	220			55	15 x 14	16 x 14
	10	208			51.9		
SL20A*	19.2	240	1	2	80	20 x 12	16 x 14
	17.6	230			76.6	22 x 12	18 x 14
	16.6	220			73.3	16 x 16	20 x 14
	14.4	208			69.2		
SL10T	9.9	240	3	1	23.9	12 x 8	14 x 8
	9	230			22.7	12 x 10	14 x 10
	8.3	220			21.9	12 x 12	16 x 8
	7.4	208			20.7		
SL15T	15	240	3	2	36	15 x 10	16 x 10
	13.6	230			34	15 x 12	16 x 12
	12.6	220			33	15 x 14	16 x 14
	11.2	208			31		
SL20T	19.8	240	3	2	47.7	20 x 12	16 x 14
	18	230			45.3	22 x 12	18 x 14
	16.6	220			43.7	16 x 16	20 x 14
	14.8	208			41.3		

FUENTE: "Warren Manufacturing Company, Inc."

TABLA N^o 50

CARACTERISTICAS DE UN VENTILADOR CENTRIFUGO

FUENTE: TRANE, "Centrifugal Fan"

VOL CFM	SAL- VEL FPM	VEL PRES Inches	0.125 RPM	S P BHP	0.250 RPM	S P BHP	0.375 RPM	S P BHP	0.500 RPM	S P BHP	0.625 RPM	S P BHP	0.750 RPM	S P BHP	0.875 RPM	S P BHP	1.000 RPM	S P BHP	1.250 RPM	S P BHP	1.500 RPM	S P BHP	1.750 RPM	S P BHP	2.000 RPM	S P BHP		
840	800	0.04	669	0.04	763	0.06	851	0.08	931	0.10	1019	0.13	1100	0.15	1189	0.18	1232	0.20	1357	0.26	1490	0.35	1600	0.41	1715	0.52	1850	0.66
945	900	0.05	733	0.05	814	0.07	896	0.09	971	0.12	1043	0.14	1120	0.17	1197	0.20	1264	0.23	1379	0.28	1490	0.35	1600	0.41	1715	0.52	1850	0.66
1050	1000	0.06	797	0.07	869	0.09	944	0.11	1016	0.14	1083	0.16	1147	0.19	1216	0.22	1286	0.25	1410	0.32	1517	0.38	1616	0.44	1715	0.52	1850	0.66
1155	1100	0.08	864	0.08	927	0.11	996	0.13	1063	0.16	1128	0.19	1188	0.22	1248	0.25	1308	0.28	1435	0.35	1546	0.42	1644	0.49	1734	0.58	1850	0.66
1260	1200	0.09	931	0.10	990	0.13	1060	0.15	1113	0.18	1174	0.21	1233	0.25	1289	0.28	1343	0.31	1455	0.38	1571	0.45	1675	0.53	1785	0.63	1850	0.66
1365	1300	0.11	999	0.13	1054	0.15	1107	0.18	1166	0.21	1223	0.24	1279	0.28	1334	0.31	1386	0.35	1485	0.42	1590	0.49	1697	0.57	1795	0.66	1850	0.66
1470	1400	0.12	1066	0.15	1118	0.18	1169	0.21	1221	0.24	1275	0.28	1328	0.31	1380	0.35	1430	0.38	1526	0.46	1617	0.54	1717	0.62	1817	0.71	1850	0.66
1575	1500	0.14	1133	0.19	1184	0.21	1232	0.24	1278	0.28	1329	0.31	1379	0.35	1428	0.39	1477	0.42	1570	0.51	1658	0.59	1743	0.67	1836	0.78	1850	0.66
1680	1600	0.16	1207	0.22	1251	0.25	1296	0.28	1338	0.32	1384	0.35	1432	0.39	1479	0.43	1525	0.47	1615	0.55	1701	0.64	1782	0.73	1862	0.81	1850	0.66
1785	1700	0.18	1277	0.26	1318	0.29	1360	0.33	1402	0.36	1442	0.40	1487	0.44	1532	0.48	1576	0.52	1662	0.61	1745	0.70	1824	0.79	1901	0.86	1850	0.66
1890	1800	0.20	1347	0.31	1386	0.34	1426	0.37	1466	0.41	1503	0.45	1543	0.49	1586	0.53	1628	0.57	1711	0.66	1791	0.76	1869	0.85	1942	0.95	1850	0.66
1995	1900	0.23	1418	0.36	1455	0.39	1492	0.43	1530	0.47	1567	0.50	1603	0.54	1642	0.59	1682	0.63	1762	0.73	1833	0.82	1914	0.92	1987	1.02	1850	0.66
2100	2000	0.25	1489	0.41	1524	0.45	1559	0.49	1595	0.53	1631	0.57	1666	0.61	1700	0.65	1738	0.70	1814	0.79	1888	0.89	1961	0.98	2032	1.10	1850	0.66
2205	2100	0.27	1560	0.47	1593	0.51	1627	0.55	1661	0.59	1695	0.63	1729	0.68	1760	0.72	1794	0.77	1867	0.88	1939	0.97	2009	1.07	2078	1.18	1850	0.66
2310	2200	0.30	1631	0.54	1663	0.58	1695	0.62	1727	0.66	1760	0.71	1792	0.75	1824	0.80	1854	0.84	1922	0.94	1992	1.05	2060	1.16	2126	1.27	1850	0.66
2415	2300	0.33	1703	0.61	1733	0.65	1763	0.70	1794	0.74	1825	0.79	1857	0.83	1887	0.88	1917	0.93	1979	1.03	2045	1.14	2111	1.25	2175	1.36	1850	0.66
2520	2400	0.36	1774	0.69	1803	0.74	1832	0.78	1862	0.83	1891	0.87	1921	0.92	1951	0.97	1980	1.02	2037	1.12	2100	1.23	2164	1.35	2227	1.47	1850	0.66
2730	2600	0.42	1845	0.87	1844	0.92	1971	0.97	1998	1.02	2025	1.06	2052	1.12	2080	1.17	2108	1.22	2162	1.33	2214	1.44	2273	1.56	2332	1.69	1850	0.66
2940	2800	0.49	2051	1.08	2086	1.13	2110	1.18	2136	1.23	2161	1.29	2186	1.34	2211	1.40	2237	1.45	2288	1.58	2338	1.68	2387	1.80	2441	1.93	1850	0.66
3150	3000	0.56	2205	1.33	2228	1.38	2251	1.43	2274	1.49	2298	1.54	2321	1.60	2345	1.66	2369	1.71	2416	1.83	2464	1.96	2508	2.08	2555	2.21	1850	0.66
3360	3200	0.64	2349	1.60	2371	1.66	2392	1.71	2414	1.77	2436	1.83	2458	1.89	2480	1.95	2502	2.01	2546	2.14	2592	2.27	2636	2.40	2677	2.53	1850	0.66
3570	3400	0.72	2494	1.92	2514	1.97	2534	2.03	2554	2.09	2575	2.15	2595	2.22	2616	2.28	2637	2.35	2679	2.48	2720	2.61	2763	2.75	2804	2.89	1850	0.66
3780	3600	0.81	2636	2.27	2657	2.33	2676	2.39	2695	2.45	2714	2.52	2734	2.58	2753	2.65	2773	2.72	2812	2.86	2852	3.00	2891	3.14	2932	3.29	1850	0.66
3990	3800	0.90	2782	2.66	2800	2.72	2818	2.79	2836	2.85	2855	2.92	2873	2.99	2891	3.06	2910	3.13	2947	3.27	2985	3.42	3022	3.57	3059	3.72	1850	0.66
4200	4000	1.00	2927	3.09	2944	3.16	2961	3.23	2978	3.30	2995	3.37	3013	3.44	3030	3.51	3048	3.59	3083	3.74	3119	3.89	3154	4.05	3190	4.21	1850	0.66

B I B L I O G R A F I A

- 1.- ASHRAE, "Handbook of Fundamentals", American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- 2.- CARRIER, "Manual de Aire Acondicionado".
- 3.- JAMES L. THRELKELD, "Ingeniería del Ambito Térmico".
- 4.- CLEGG & WATKINS, "The Complete Greenhouse Book".
- 5.- JAMES C. McCULLAGH, "The Solar Greehouse Book".
- 6.- SOLAR ENERGY APLICATIONS LABORATORY COLORADO STATE UNIVERSITY, "SOLAR HEATING AND COOLING OF RESIDENTIAL BUILDINGS SIZING, INSTALLATION AND OPERATION OF SYSTEMS".
- 7.- BOND, GODBEY and ZORNIG, "Proceedings of a Conference on Solar Energy for Heating Greenhouse and Greenhouse-Residential Combinations".

- 8.- ASHRAE, "Procedure for Determining Heating and Cooling Loads for Computerizing Energy Calculations-Algorithms for Building Heat Transfer Subroutines".
- 9.- FRANK KREITH, "Principios de Transferencia de Calor"
- 10.- TRANE "Centrifugal Fans".