

2ej.  
87



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

Facultad de Química

MODELO PARA ESTABLECER EL COMPORTAMIENTO  
TERMICO DE UN AUDITORIO

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO QUIMICO

P R E S E N T A :

BERNARDO VASQUEZ NUÑEZ

1986



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

## INDICE

I - INTRODUCCION.....	1
II - OBJETIVOS.....	4
III - GENERALIDADES.....	6
A) SISTEMAS PASIVOS.....	6
B) LABORATORIO DE ENERGIA SOLAR.....	11
C) DISEÑO DEL AUDITORIO.....	13
C.I) ESTRATEGIAS UTILIZADAS.....	17
C.1) PROTECCION A LA RADIACION SOLAR.....	17
C.2) ALMACENAMIENTO TERMICO.....	21
C.3) ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO.....	23
C.4) USO DEL VIENTO.....	26
IV - METODOLOGIA.....	27
METODOS DE CALCULO.	
A) ESTADO PERMANENTE.....	27
B) SIN ALMACENAMIENTO DE CALOR EN LOS MATERIALES.....	36
C) ESTADO TRANSITORIO.....	52
V - RESULTADOS.....	61
VI - DISCUSION DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES.....	127
VII - BIBLIOGRAFIA.....	137

APENDICE A.....	140
SISTEMAS PASIVOS.	
A) SISTEMAS PASIVOS DE CALENTAMIENTO.....	140
B) SISTEMAS PASIVOS DE ENFRIAMIENTO.....	146
APENDICE B.....	152
A) CLIMA DE TEMIXCO.....	152
B) TEMPERATURAS DE DISEÑO.....	152
C) DIAS DE DISEÑO.....	155
APENDICE C.....	156
A) CONDUCCION DE CALOR EN ESTADO PERMANENTE...	157
B) CONDUCCION DE CALOR EN ESTADO TRANSITORIO..	159
C) CONDUCCION DE CALOR EN UNA PARED COMPUESTA.	160

## I- INTRODUCCION.

El presente trabajo se ubica como un esfuerzo encaminado a cooperar en el diseño térmico de edificios, los cuales deben resultar como sistemas termodinámicos eficientes. Esto implica que los edificios deben consumir un mínimo de energía en la obtención de las condiciones de confort térmico. El sistema ideal en este sentido es el edificio cuyo consumo de energía es cero. Esto último es posible realizarlo en muchos casos con el empleo del clima como recurso; las técnicas que involucran esta idea son llamadas bajo el nombre de "sistemas pasivos de climatización".

En el Laboratorio de Energía Solar del Instituto de Investigaciones en Materiales se realizan trabajos en este sentido en el proyecto de Sistemas Pasivos. Fue este el lugar donde se desarrolló el presente trabajo, y fue realizado para obtener un modelo de comportamiento de un Auditorio que fue diseñado y construido con las mencionadas técnicas que se detallan en el capítulo de generalidades. Esto permitió que existiera comparación entre lo calculado y lo medido, lo que dió mayor confianza a los resultados obtenidos.

La idea central en el desarrollo del presente trabajo, fue obtener modelos confiables que permitan simular diversas opciones que se presenten en el diseño de un edificio, o bien los cambios que pudieran parecer recomendables realizar y que es posible estudiar antes de construir. Esto incluye tanto los edificios con equipo de aire acondicionado como aquellos que carecen de ellos.

El estudio de las cargas térmicas en edificios comenzó a tener importancia a nivel mundial en la medida que la crisis de

energía mostró que no es conveniente depender de una sola fuente de energía, y mucho menos permitir el dispendio en las fuentes actuales. Esto último, es común observar en edificios con instalaciones de aire acondicionado, donde el criterio tomado, es que es posible construir un edificio como sea y siempre habrá un equipo capaz de proporcionar la carga térmica necesaria para obtener en su interior las condiciones de confort. Esto es un error que en algunos países se han dado a la tarea de componerlo, obteniendo resultados importantes en el consumo global de energía, como sucede con los Estados Unidos de América. Sobre todo cuando los energéticos se convierten en estratégicos para el manejo de la economía mundial.

En el capítulo de generalidades se describe de manera somera que son los sistemas pasivos de climatización. En el apéndice A se abunda sobre este tema. Se describe también, el diseño del Laboratorio de Energía Solar ubicado en la población de Temixco, Estado de Morelos. Y se detalla el diseño del auditorio que es el objeto de estudio en el presente trabajo, comentando las estrategias de diseño usadas.

En el capítulo de objetivos, se plantean los mismos. El capítulo de metodología está destinado a describir los métodos de cálculo empleados. Estos métodos fueron seleccionados tomando en cuenta los que actualmente se emplean en México y aquellos que están potencialmente disponibles. El primer método consiste en emplear los cálculos de transferencia de calor en estado permanente y las condiciones de clima más desfavorables; estos métodos están contenidos en los manuales de cálculo que publican los fabricantes de equipo de aire acondicionado. Los otros dos méto-

dos empleados en el presente trabajo, son métodos que comienzan a ser utilizados, y a los cuales actualmente se les dedica una buena porción de horas hombre en el desarrollo e investigación. Estos métodos toman en cuenta la variación de las condiciones, tanto externas como internas, dando una mejor idea al diseñador de la operación térmica que tendrá el edificio. Se muestra en el presente trabajo la bondad de estos métodos.

En los capítulos de resultados y análisis de los mismos se presentan los resultados correspondientes a cinco días de diseño que fueron seleccionados como representativos del clima de Temixco; en el apéndice B se detallan los criterios de selección. En el análisis de resultados y conclusiones se comentan las bondades de los últimos métodos descritos en el párrafo anterior. Ahí, se discute el comportamiento térmico del edificio y los resultados obtenidos por cada uno de los métodos a partir de tablas y gráficas donde se condensan los mismos.

## II- OBJETIVOS.

Los edificios que forman el Laboratorio de Energía Solar fueron diseñados para operar como sistemas pasivos en el clima de Temixco, Morelos. Esta es una de las mayores instalaciones de este tipo operando en un clima cálido. Durante su diseño se emplearon las teorías de transferencia de calor y mecánica de fluidos, sin embargo, parte del mismo fue cualitativo, ya que no se contaba en la literatura con datos precisos para el cálculo. La cuantificación primaria se hizo extrapolando otros resultados que no fueron obtenidos para este propósito o datos grosos proporcionados por el fabricante, como en el caso de las turbinas eólicas. Actualmente se pretende evaluar de la manera más precisa la operación del auditorio y de cada uno de los subsistemas que lo forman, con el fin de poder predecir con precisión la operación de futuros diseños.

Algunos dispositivos empleados en el laboratorio, como el muro doble, el entretecho ventilado y las piletas de agua a la entrada del aire que ventila el auditorio, no representan ideas nuevas, podemos encontrar diversas aplicaciones de estas en la arquitectura bernácula. El problema radica en que la arquitectura bernácula no empleó este tipo de materiales, ni de disposición, además que las experiencias de estas, son solo válidas para el lugar donde se generan u otro muy similar en clima y composición de materiales para la construcción, dado que en el desarrollo de estos sistemas se empleó el método de prueba y error (lo que resultaba bueno en el lugar se repetía, si no se desechaba). Sin embargo la evaluación de cada dispositivo en particular no es

materia del presente trabajo.

Un primer paso, consiste en simular el sistema completo del material elaborado hasta el momento para el cálculo de cargas térmicas en edificios, sin detallar la operación de cada subsistema.

#### OBJETIVOS PARTICULARES

Para cumplir con lo anterior, se fijaron los siguientes objetivos:

a) Obtener los métodos de cálculo con que cuenta la tecnología actualmente para establecer las cargas térmicas a que está sujeto un edificio.

b) Calcular las cargas térmicas siguiendo los métodos encontrados significativos, para el caso del auditorio descrito.

c) Comparar resultados obtenidos en cuanto a carga máxima y energía total utilizada.

d) Trazar un esquema con los resultados obtenidos del comportamiento térmico de un auditorio construido con técnicas pasivas.

e) Evaluar las estrategias utilizadas para el diseño del auditorio en base a los resultados obtenidos.

### III- GENERALIDADES.

A) SISTEMAS PASIVOS.

B) LABORATORIO DE ENERGIA SOLAR.

C) DISEÑO DEL AUDITORIO.

#### C.I) ESTRATEGIAS UTILIZADAS.

##### A) SISTEMAS PASIVOS

En este punto se define de una manera somera el término sistemas pasivos; en el apéndice A se da una visión más amplia de lo que son los sistemas pasivos empleados en la Arquitectura.

Los edificios que se construyen se colocan en un medio ambiente cambiante a lo largo del año y también durante las 24 horas de cada día. De tal forma que al cambiar uno de los parámetros del clima que es la temperatura y exponerse a la radiación solar el edificio, en este se establecen flujos de energía en forma de calor que pueden condicionar el microclima que se obtiene en su interior.

El término pasivo se refiere a que en todos los casos la energía transferida para y desde el edificio se da por medio de un proceso natural en el cual solo intervienen los flujos de energía, debidos a las condiciones cambiantes del clima, es decir por conducción, convección y radiación donde intervienen los componentes del edificio, tratando de que la intervención de sistemas mecánicos externos sea mínima o nula, como son: ventiladores, bombas, compresores etc; y de esta manera lograr que en el interior del edificio se den las condiciones de comodidad para los habitantes del mismo.

Es decir, si bien el clima puede presentar un problema de

incomodidad para los habitantes, es posible utilizar lo cambiante del mismo para usar el clima como recurso y así lograr confort en el interior del edificio. Esto es posible gracias a que los flujos de energía que tienen lugar en el edificio, no son instantáneos. Es posible obtener un edificio fresco durante la parte cálida del día y un edificio tibio durante la parte fría del día etc.

Los sistemas pasivos en la edificación pueden ser de dos tipos: de calentamiento y de enfriamiento, los sistemas pasivos de calentamiento usan elementos de la edificación para coleccionar, almacenar y distribuir la energía solar captada o de alguna otra fuente de calor, a su vez un sistema pasivo de enfriamiento utiliza elementos de la edificación para almacenar y distribuir energía y cuando las condiciones del medio ambiente son adecuadas descargar calor a las partes más frías del exterior.

El diseño de un sistema pasivo tomando en cuenta lo anterior intenta dentro de ciertas restricciones económicas, aprovechar al máximo los recursos ambientales de que se dispone y minimizar la dependencia en combustibles derivados del petróleo o de otras fuentes de energía así como el equipo mecánico, como lo sería un sistema de aire acondicionado.

Un sistema pasivo de calentamiento del espacio contiene los siguientes elementos (FIG.1):

- El espacio a ser calentado.
- Un colector donde la radiación solar sea admitida dentro del sistema y convertida a calor por un absorbedor (este puede ser solo la envoltura de la edificación). Por lo tanto, es la fuente de calor.

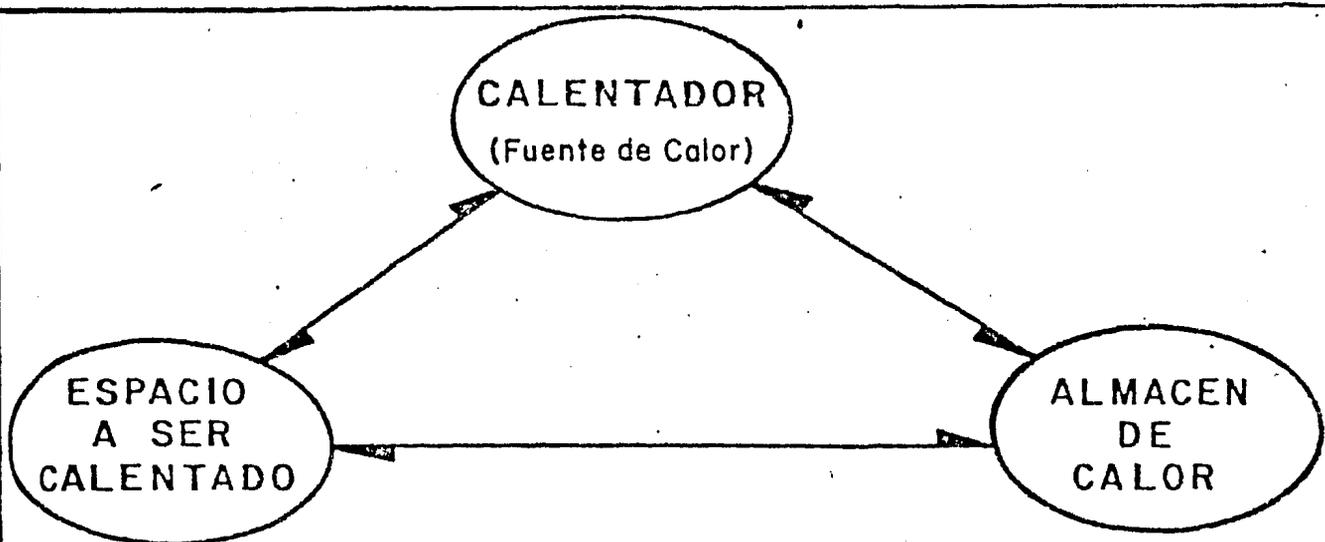


fig. 1 Sistema de Calentamiento.

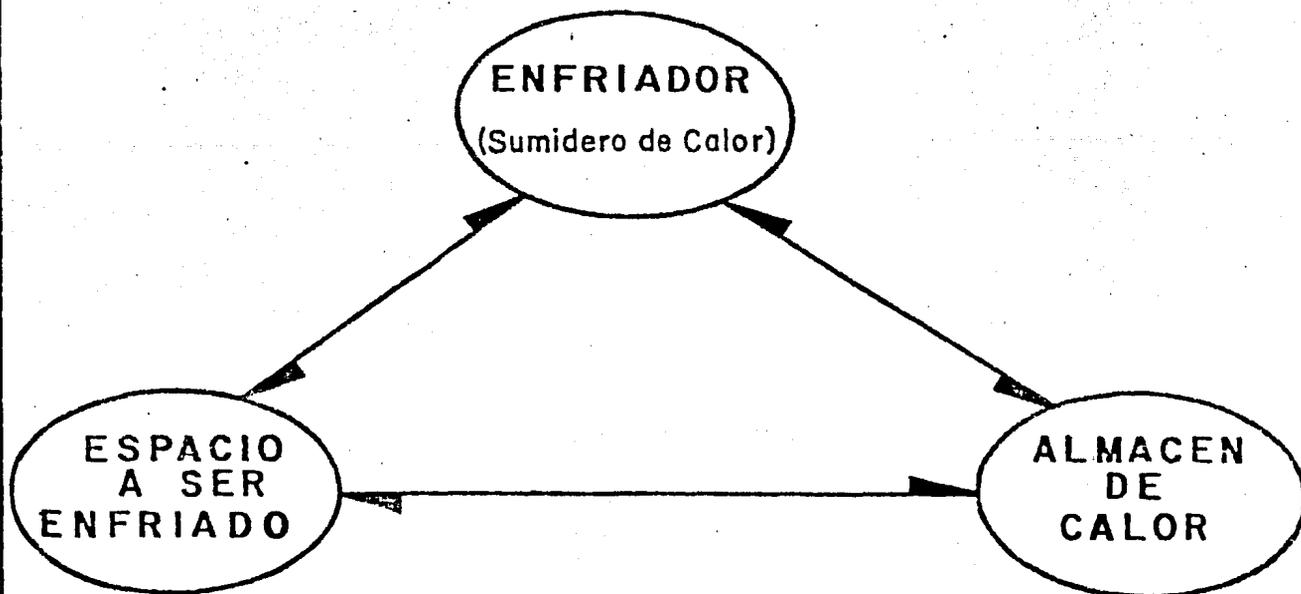


fig. 2 Sistema de Enfriamiento.

- Un almacén de calor, que puede ser la capacidad de almacenamiento térmico de la masa en la edificación.

Los posibles intercambios de energía durante el funcionamiento del sistema existen entre:

- La fuente de calor y el almacén.
- La fuente de calor y el espacio.
- El almacén y el espacio.

Un sistema pasivo de enfriamiento del espacio contiene los siguientes elementos (FIG.2):

- Un espacio a ser enfriado.
- Un enfriador o sumidero de calor, (cielo, atmósfera, o suelo), hacia el cual el calor es descargado.
- Un almacén térmico, que puede ser la capacidad de almacenamiento térmico de la masa en la edificación.

Los posibles intercambios de energía existen entre:

- El enfriador y el almacén.
- El enfriador y el espacio.
- El almacén y el espacio.

Cuando no es posible obtener condiciones de comodidad con el uso de las técnicas antes descritas, se puede auxiliar del equipo mecánico como una forma de aumentar un flujo natural (como lo serían las turbinas eólicas); y cuando el costo y la energía de operación de éstos equipos se justifiquen por un mejor funcionamiento del sistema.

En contraparte con los sistemas pasivos que pretenden utilizar solo el medio ambiente como recurso, existen edificios equipados con sistemas mecánicos completos de los cuales se depende para que en el interior del mismo se obtengan las condiciones de

confort. Estos últimos son llamados sistemas activos.

El término "pasivo" y el término "activo" en los sistemas de energía solar representan los extremos en el empleo de sistemas mecánicos.

Para saber como diferenciar entre un sistema pasivo y uno activo, se clasificarán los intercambios de energía que se llevan a cabo en el interior del edificio y entre este y el medio ambiente, en dos tipos:

- a) Forzados (utilizando ventiladores, bombas, compresores).
- b) Naturales (involucrando, conducción, convección y radiación todos ellos en forma natural).

El flujo de energía en forma natural puede ser modificado por la presencia de una compuerta (ventila) o una pared aislante que se cambia de lugar (dependiendo de la época del año), teniendo en cuenta que ese cambio en la dirección del flujo no proviene de elementos mecánicos; ahora bien, si todos los intercambios de energía relacionados con los tres tipos de transmisión de calor se presentan en flujo forzado el sistema es llamado activo, al contrario si todos los intercambios de energía (conducción, convección, radiación) se presentan debido a un flujo natural, el sistema será llamado pasivo.

También puede existir una mezcla de flujo forzado con flujo natural lo que formará un sistema llamado híbrido.

## B) LABORATORIO DE ENERGIA SOLAR

El Laboratorio de Energia Solar (LES) se encuentra ubicado en Temixco, Morelos (FIG.3) los edificios que lo forman fueron contruidos utilizando técnicas de climatización pasivas en el diseño. Sólo dos locales en el LES tienen sistema de aire acondicionado, la sala de cómputo y el cuarto limpio de sistemas fotovoltaicos, debido a los requisitos de operación de los equipos ahí instalados. La distribución de los edificios que lo forman se muestra en la figura anexa (FIG.4). El laboratorio se encuentra localizado en la ladera sur de una colina, a la cual llega viento dominante que proviene de dicha dirección, la forma de herradura en la cual se colocaron los edificios permite utilizar este recurso para la ventilación cruzada en cada edificio al confinar el viento que proviene de la dirección sur. El auditorio se encuentra localizado en la esquina NORESTE, la parte más alta del mismo. Los cubículos, aulas y oficinas se colocaron en filas en dirección ESTE-OESTE, permitiendo el paso del viento en los extremos y en los pasillos intermedios a excepción de la última fila norte la cual cierra la herradura.

Esta disposición del conjunto permite el uso de la ventilación cruzada diurna para los ocupantes y el enfriamiento nocturno por convección de la estructura de los edificios.

Todos los edificios fueron diseñados usando técnicas pasivas para operar en un clima cálido, poseen dispositivos sombreadores del lado sur para disminuir la cantidad de radiación solar que incide sobre ventanas y muros, y los techos poseen dispositivos

LIBRAMIENTO  
CUERNAVACA

PALMIRA

ACAPULCO  
CUOTA

- 1 - Gasolinera
- 2 - Puente del Pollo
- 3 - Presidencia Municipal
- 4 - Balneario Temixco
- 5 - Restaurant San Francisco
- 6 - Puente con 2 Columnas
- 7 - Puente Final
- 8 - Escuela Preparatoria
- 9 - Laboratorio de Energia Solar
- 10 - Escuela Secundaria Tecnica

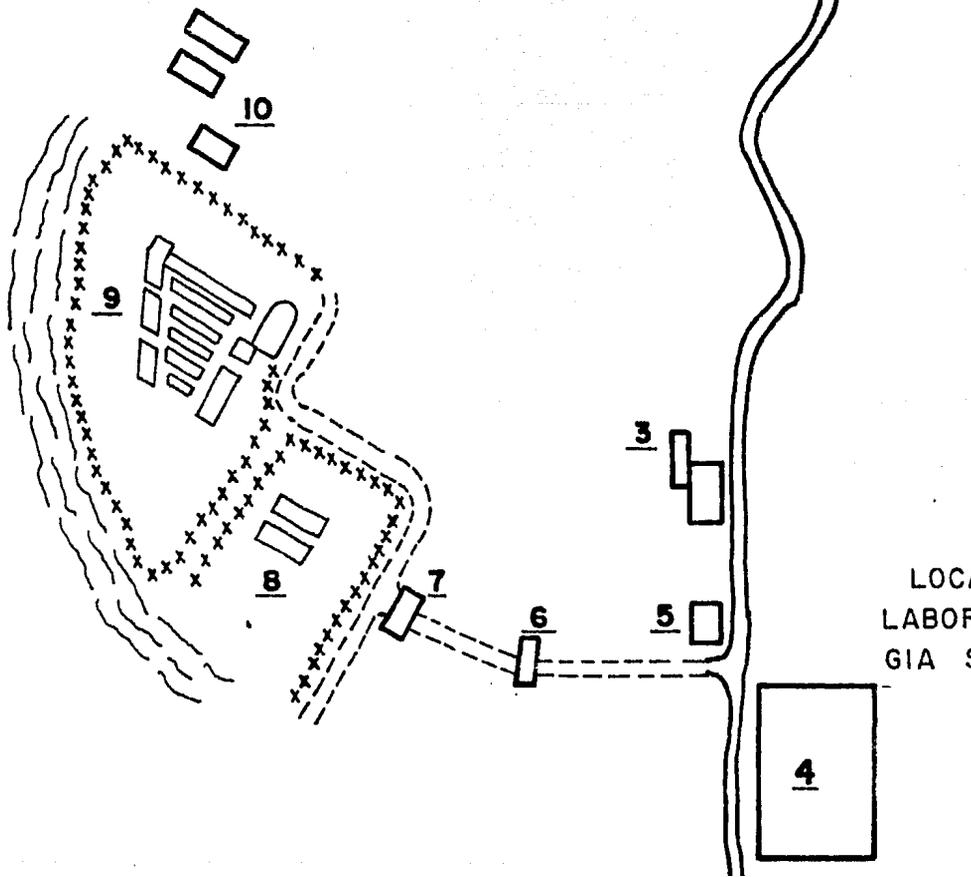


Fig. 3

LOCALIZACION DEL  
LABORATORIO DE ENER-  
GIA SOLAR.

de descarga al medio ambiente de la energía solar captada; la masa empleada en materiales de construcción trabaja como un recipiente de energía térmica, de esta manera, al enfriarse durante la noche, permite almacenar calor durante el día.

Otra característica del conjunto es que en la construcción del auditorio, laboratorios, y talleres se emplearon dobles muros con ventilación al espacio de aire encerrado.

La ventilación cruzada se logra gracias al viento que sopla del sur, y a la colocación de ventanas en paredes opuestas lo que permite el flujo de aire de un extremo a otro de una habitación aún con velocidades pequeñas del aire. El tipo de enfriamiento sobre el ocupante puede ser convectivo o evaporativo o ambos, cuidando que las superficies internas de los edificios se encuentren a temperaturas donde el fenómeno de transferencia de calor por radiación favorezca el enfriamiento.

### C) DISEÑO DEL AUDITORIO

En la figura (FIG.4) se muestra la ubicación del auditorio en la esquina noreste del conjunto que forma el LES,

Las siguientes figuras (FIG.5 y FIG.6) muestran dos vistas diferentes del auditorio:

FIG. 5 vista superior

FIG. 6 corte del auditorio NORTE-SUR

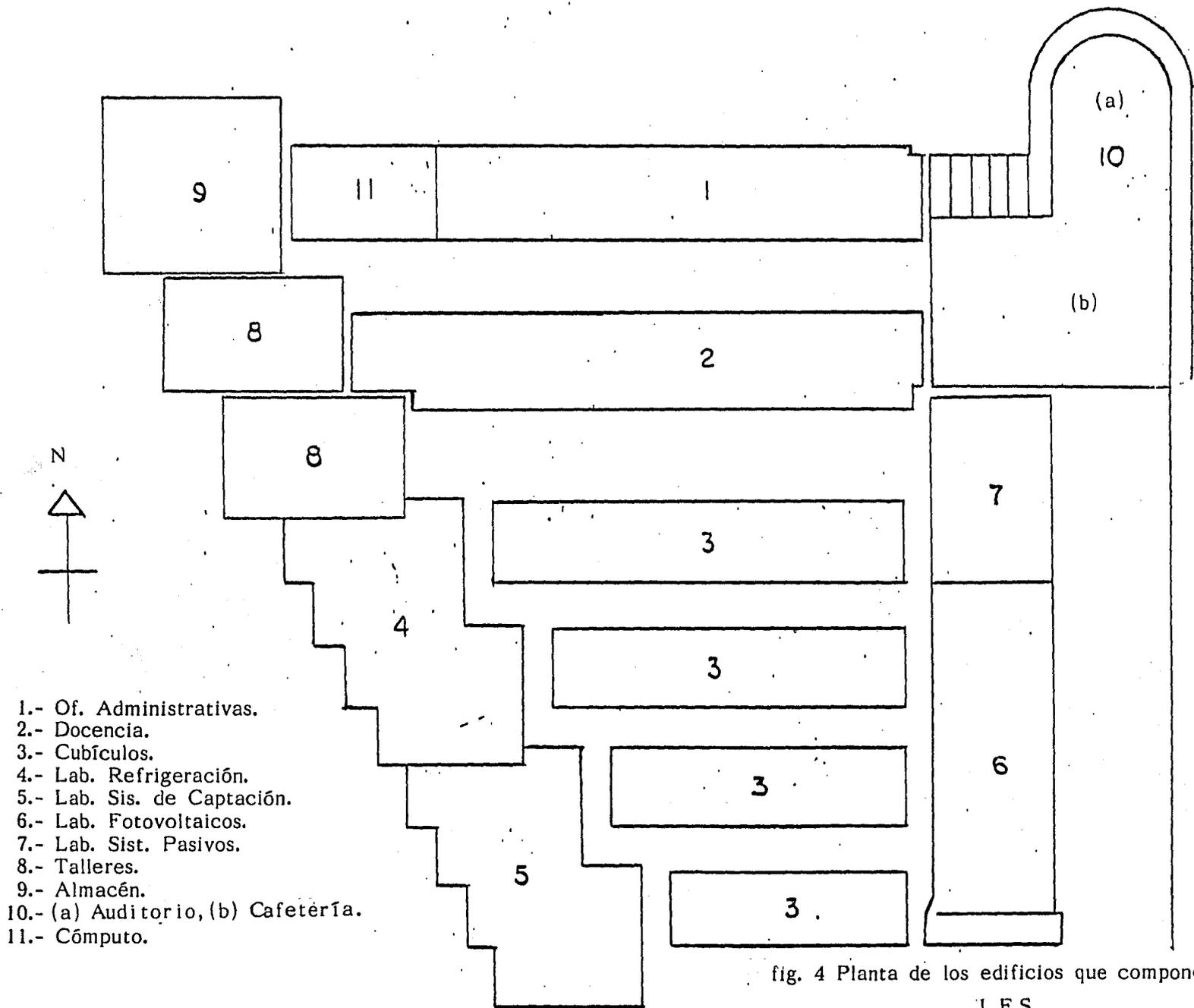


fig. 4 Planta de los edificios que componen el L.E.S.

De estas figuras se obtuvieron las siguientes dimensiones:

PARED	AREA m <sup>2</sup>	AREA ft <sup>2</sup>
1 OESTE	52.128 m <sup>2</sup>	560.8900 ft <sup>2</sup>
1 ESTE	69.628 m <sup>2</sup>	749.1972 ft <sup>2</sup>
1 SUR	66.700 m <sup>2</sup>	717.692 ft <sup>2</sup>
1 NORTE	99.000 m <sup>2</sup>	1065.240 ft <sup>2</sup>

La pared norte se dividió en 9 paredes planas para poder simular en los cálculos su forma circular; el auditorio tiene dos ventanas para iluminación a cada lado, en las paredes ESTE y OESTE (véase FIG.7).

Se construyó el auditorio con doble muro, quedando un espacio cerrado de aire entre cada muro (FIG.8). Con esto, se busca que el muro exterior proteja de la radiación solar al muro interior, a la vez que retrasa el fenómeno de calentamiento y enfriamiento, sobre este último, usando el material de este muro como recipiente térmico (vease almacenamiento térmico). Se aprovecha la energía del viento indirectamente en el auditorio, dando movimiento a un conjunto de turbinas eólicas para forzar el paso del viento a través de ventilas que pueden también controlar el paso de luz exterior si fuese necesario, y que no coinciden con la dirección del viento necesariamente. En la parte inferior por donde el aire es forzado a entrar a través de ventilas al auditorio, se colocaron recipientes de agua sobre los cuales pasa el aire, así este aire entra al cuarto más fresco que el aire exterior; lo anterior se cumple en las horas de mayor temperatura que es en donde tenemos la menor humedad relativa del aire exterior (vease enfriamiento evaporativo).

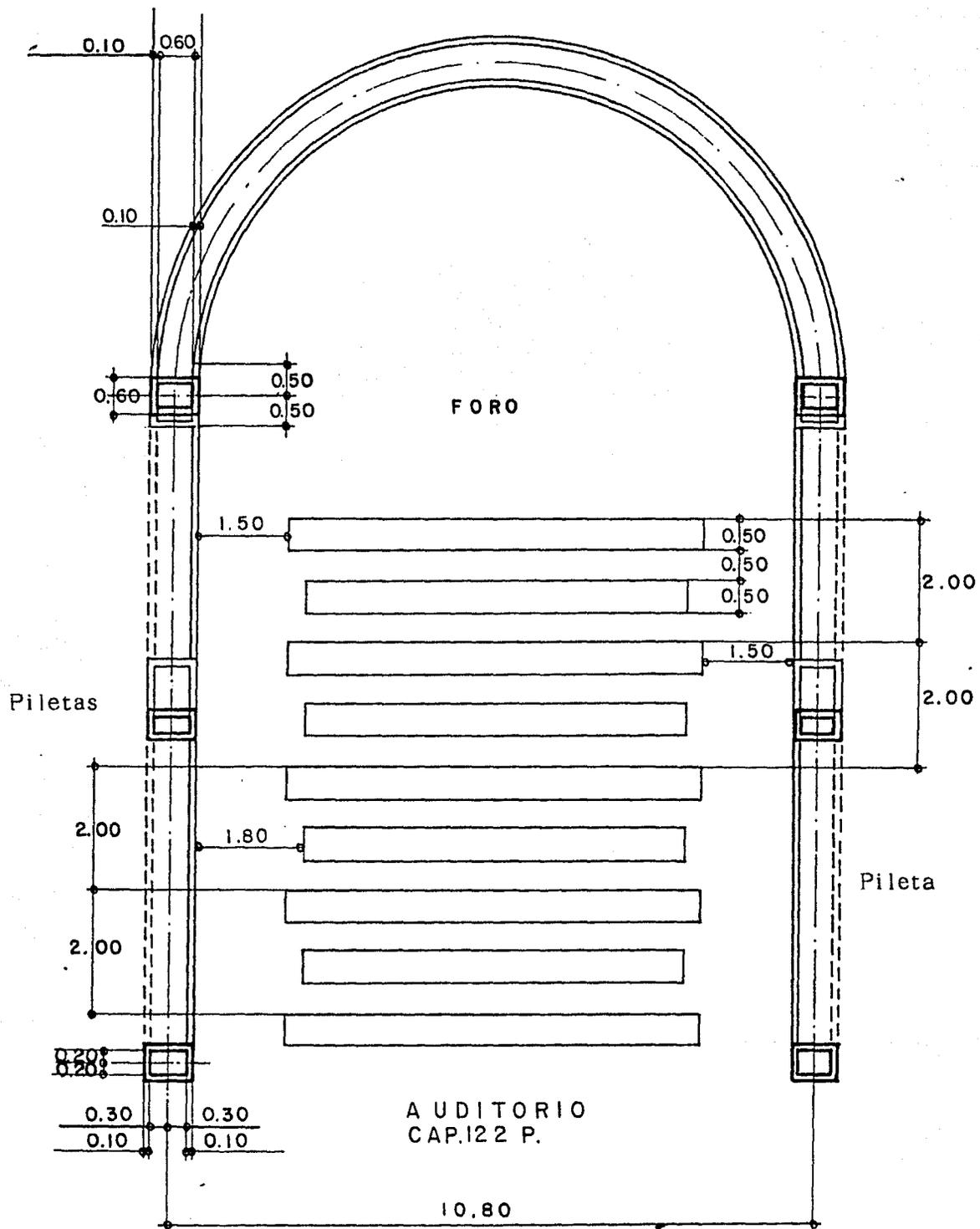


FIG. 5 VISTA SUPERIOR AUDITORIO

En el auditorio existe un doble techo con ventilación al espacio de aire, lo que permite proteger el techo interior de altas temperaturas por la radiación solar, por lo que depende exclusivamente del viento para su mayor efectividad; su principal función es la de disminuir el paso por conducción al interior del auditorio del calor que proviene de la radiación solar que incide sobre el techo que presenta una superficie horizontal de  $216.7$  m<sup>2</sup>. La pared que cierra el auditorio al sur, se encuentra sombreada por la loza que forma el techo principal del auditorio y que continúa en esa dirección para cubrir la cafetería y la sala de exposiciones, lugares que fueron diseñados como espacios abiertos a la ventilación y no son objeto del presente trabajo el describirlos. De esta forma, las paredes interiores del auditorio, que se encuentran protegidas de la radiación, y la loza firme (piso), componen una masa térmica importante para el almacenamiento de calor.

#### C.1) ESTRATEGIAS UTILIZADAS

##### C.1) PROTECCION A LA RADIACION SOLAR

##### C.2) ALMACENAMIENTO TERMICO

##### C.3) ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

##### C.4) USO DEL VIENTO

#### C.1) PROTECCION A LA RADIACION SOLAR

La principal ganancia de calor exterior para el auditorio lo constituye la radiación solar que incide sobre paredes, techo y ventanas, para reducir esta ganancia de calor el auditorio fue construido con un sistema de doble muro con un espacio interior

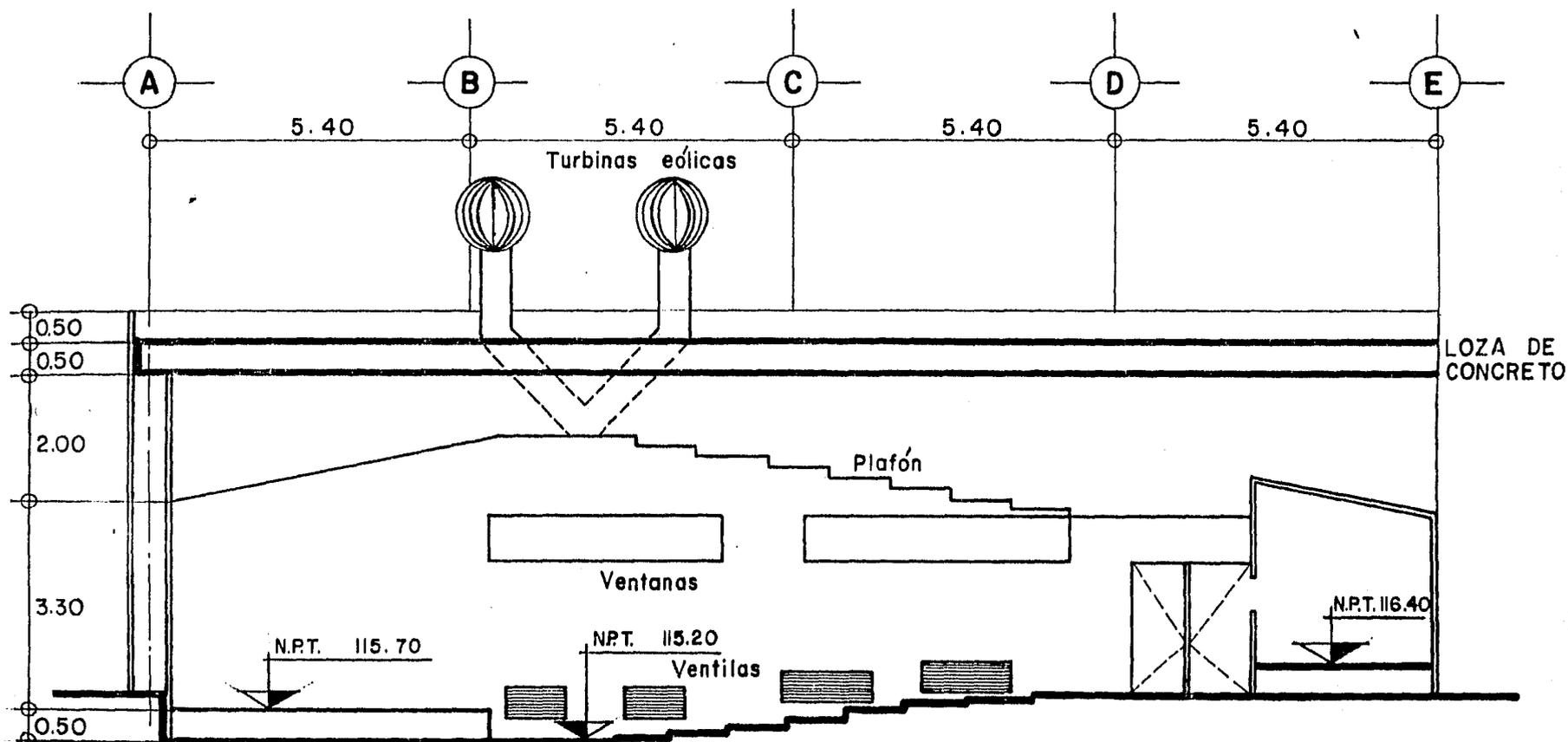


Fig. 6 Corte del Auditorio NORTE - SUR

de aire; esto permite que la radiación solar que es captada en la cara exterior del sistema (FIG.9) encuentre una resistencia térmica mayor para ser conducida hacia el muro interior que hacia el exterior. Las mediciones de temperatura sobre esta cara exterior muestran temperaturas mayores a 40 C<sup>o</sup> alrededor de las 11:00 horas, mientras en la cara interior la temperatura es ligeramente mayor a 20 C<sup>o</sup>, durante la parte más cálida del año.

Por la parte superior, el techo se encuentra separado del interior del auditorio, por un espacio de aire ventilado (ATICO), que se encuentra sobre el plafón falso interior. El aire que se encuentra en este espacio es forzado a pasar a través, esto debido a la ventilación cruzada que se establece entre las ventilas superiores colocadas sobre la fachada ESTE y OESTE, con lo cual, la parte de energía solar convertida sobre la superficie exterior del techo y que es conducida hacia el interior por conducción a través de este, es evacuada por este flujo de aire. La temperatura medida de la superficie exterior del techo muestra valores superiores a los 60 C<sup>o</sup>, mientras que el plafón se encuentra a una temperatura cercana a la del aire ambiente.

Las ventanas colocadas sobre los muros ESTE y OESTE fueron diseñadas para dar iluminación natural al auditorio y no pueden ser abiertas para la ventilación. Lo ideal es obtener solo entrada de la radiación difusa, protegiéndola de la radiación directa que puede dar una contribución importante de adición de calor al auditorio. Sin embargo esto no es posible hacerlo totalmente en las paredes ESTE y OESTE, por que la solución fue instalarlas sobre la parte interna del muro, con lo cual se obtuvo una cubierta sombreadora superior (OVERHANG) y dos cubiertas laterales

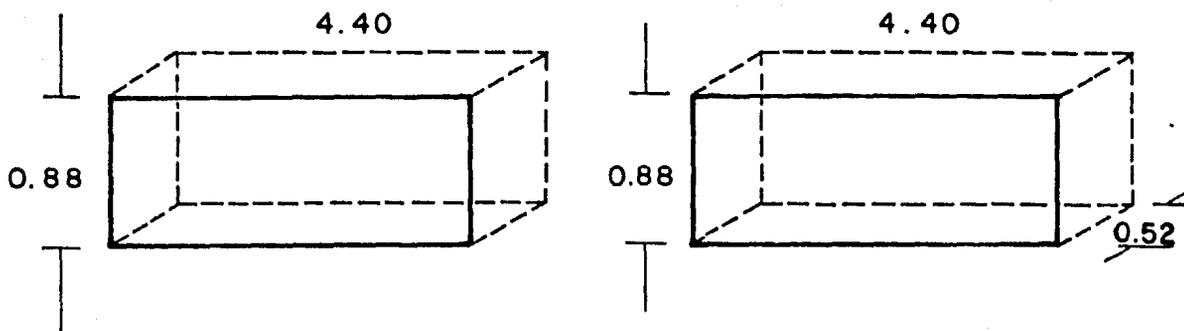


Fig.7 Dimensiones Ventanas

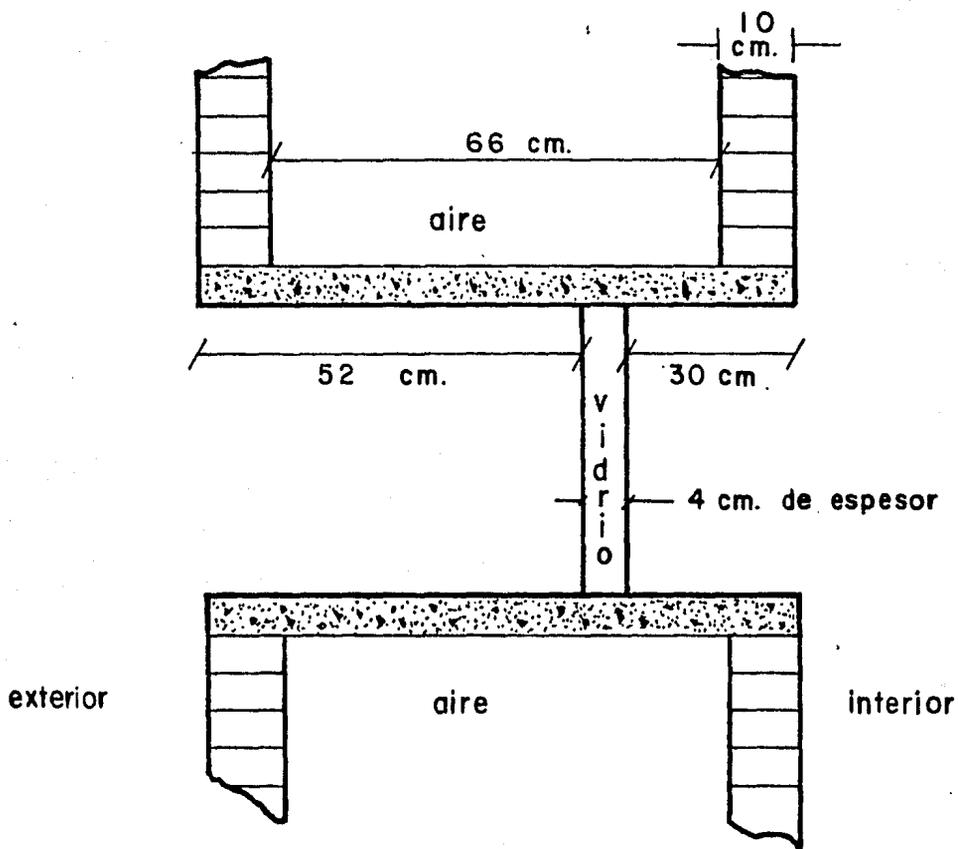


Fig. 8 Vista lateral muro ESTE - OESTE

(WINWALL), las cuales reducen la entrada de la radiación directa al edificio.

## C.2) ALMACENAMIENTO TERMICO

La estrategia de almacenamiento térmico utilizada en el auditorio está basada en la capacidad que tienen los materiales de construcción (muros, techos y piso) de almacenar parte del calor que pasa por conducción a través de ellos. Si el auditorio estuviera equipado con un sistema de acondicionamiento de aire, este efecto provocaría que la carga de refrigeración que es necesaria no sea igual a la carga instantánea calculada por las ecuaciones para estado permanente ya que esta cantidad de calor que es almacenada en los muros, se combina con la carga de refrigeración necesaria para cambiar la temperatura del aire en el interior del auditorio.

Este efecto de almacenamiento es utilizado en el diseño pasivo para disminuir el cambio en la temperatura del aire dentro del auditorio que es forzada a cambiar por los cambios en la temperatura del aire exterior. Un primer efecto en la temperatura del interior del auditorio es que la amplitud de variación es menor que en el aire exterior (FIG.24), con lo cual se disminuyen los efectos de las temperaturas extremas sobre la comodidad de los ocupantes. Otro efecto importante es que el máximo y mínimo se defasan entre las temperaturas del aire en el interior y exterior. De esta manera, cuando se obtiene el máximo en el interior, en el exterior la temperatura ha disminuido y es posible obtener ventajas de esto para la ventilación del auditorio (16,18,19,20).

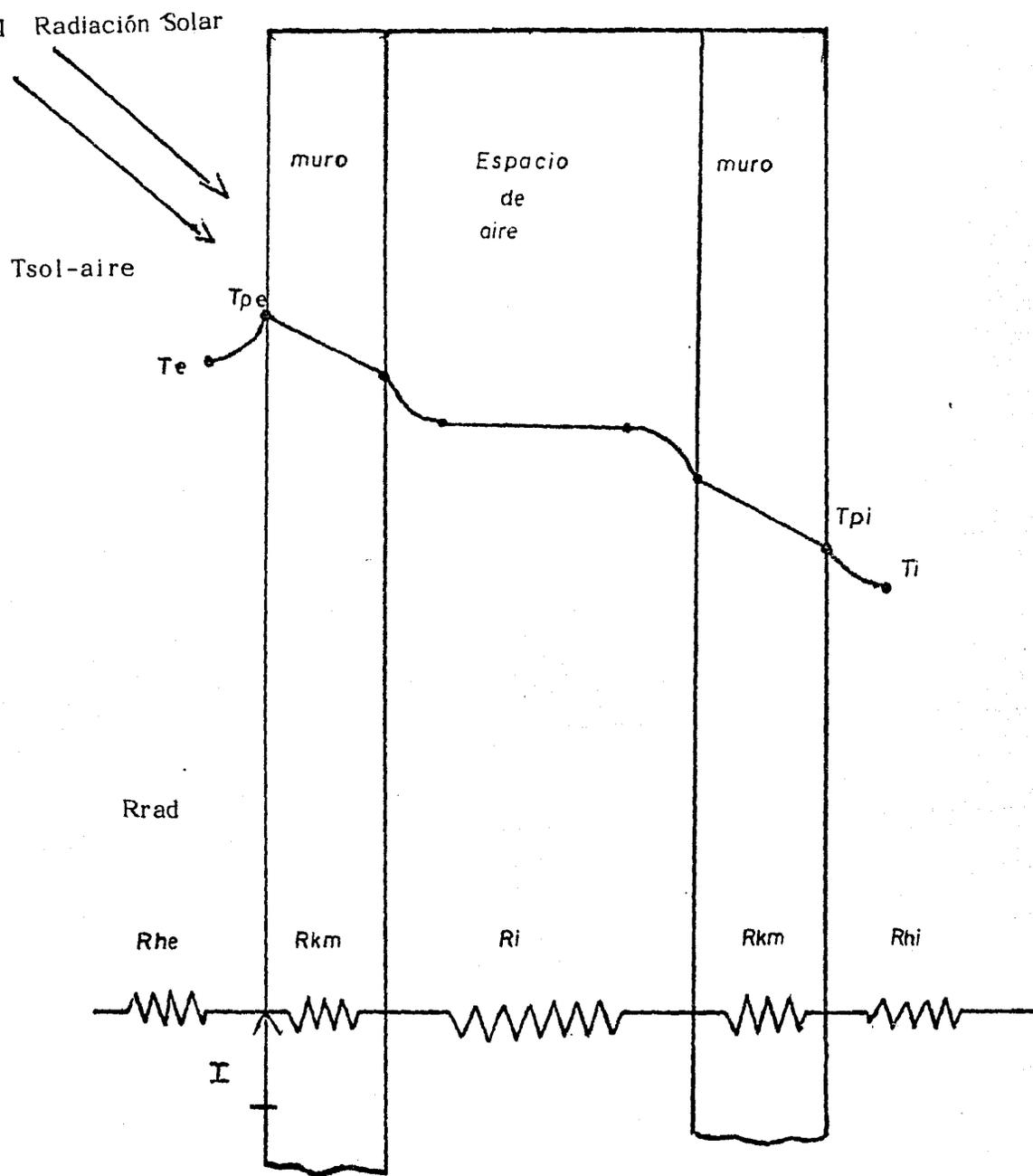


Fig. 9 Resistencia a la transmisión de calor entre el exterior e interior, a través del muro doble.

En el caso de la ganancia de calor debida a la radiación solar (que pasa a través de ventanas) no es sumada en su totalidad a la carga de refrigeración, la parte convectiva de la ganancia de calor es sumada rápidamente a la carga total, no así la ganancia de calor que incide sobre los muebles alfombras etc; que es sumada rápidamente a la carga total, no así la ganancia de calor que incide sobre los muebles alfombras etc; que es almacenada por estos hasta que la temperatura del cuarto sea menor que la temperatura de los accesorios. Esta carga que es almacenada por muros muebles etc. puede provenir también de luces, motores u otro equipo, así como la parte de calor sensible que es generada por las personas, ya que la parte de calor latente se sumaría inmediatamente a la carga de refrigeración. Por esta razón, el auditorio fue diseñado para trabajar con iluminación natural y con protección a la radiación solar directa durante el día.

### C.3) ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

El enfriamiento evaporativo conocido como enfriamiento adiabático (o sea un proceso que ocurre sin adición de calor externo) es utilizado para remover calor sensible y sumar humedad al aire simultáneamente; es decir que el calor no es adicionado o removido de la mezcla aire-vapor de agua, simplemente existe un intercambio de calor. Este mecanismo de intercambio de calor involucra la evaporación de agua, y el calor requerido para evaporar esta agua es tomado del calor sensible del aire en el cual el agua se evapora, disminuyendo así la temperatura de bulbo seco del aire.

En el interior de un compartimiento cuando ocurre enfriamiento evaporativo la pérdida de calor sensible es igual a la

ganancia en calor latente, consiste en permitir evaporar humedad del aire usando calor sensible del mismo, y convertir ese calor sensible en calor latente de humedad.

Un sistema evaporativo para poder disminuir la temperatura de una corriente de aire necesita que el aire posea una baja humedad relativa.

Un sistema evaporativo enfria, y lava el aire pero, no lo deshumidifica. En principio el sistema agrega humedad al aire y en el caso limite (cuando la humedad relativa es alta) la contribución de humedad es cero. Un sistema de enfriamiento evaporativo deja mucho que desear en su acción de filtrado.

En el caso del auditorio, se cuenta con dos conjuntos de piletas para contener agua corriente. Las piletas se localizan al pie de los muros ESTE y OESTE (FIG.5). Las piletas de agua se encuentran la mayor parte del día cubiertas de la radiación solar por el muro exterior y la masa del auditorio, a excepción de una o dos horas durante las cuales la radiación solar incide sobre las piletas del lado OESTE, por lo que la temperatura del agua no se incrementa y ésta se mantiene fresca, a medida que corre de SUR a NORTE, descendiendo en pequeñas caídas siguiendo el desnivel del piso del auditorio mostrado en la FIG.6. El agua termina su recorrido en una cisterna común a ambos conjuntos de piletas, de donde se toma el agua para recircularla, por medio de una bomba.

Las turbinas eólicas colocadas en el techo del auditorio que se mueven debido a la energía del viento, inducen al aire a entrar al auditorio por la parte baja de los muros interiores ESTE y OESTE. Estos muros tienen cada uno, cuatro ventilas que

son la entrada del aire al auditorio. Las ventilas se encuentran localizadas encima de las piletas mencionadas.

El desnivel que existe entre las piletas, forma caídas de agua, por lo que el aire entra en contacto con pequeñas gotas que se separan de la corriente de agua en su caída de una pileta a otra. Además el aire antes de entrar por la parte inferior del auditorio, entra en contacto con partículas de agua que se mueven hacia fuera de la superficie libre del agua de las piletas disminuyendo la temperatura del aire y aumentando su humedad, al evaporarse debido a que el calor sensible del aire y el agua de las piletas es utilizado para evaporar agua líquida y mantener el equilibrio entre el agua líquida y el agua en forma de vapor que contiene el aire.

Se comprobó que el aire entra con una temperatura menor al auditorio que la del aire exterior, por medio de un sensor colocado en las ventilas por las cuales entra el aire.

El calor puede ser disipado por un aumento del calor sensible del aire alrededor del auditorio (por ejemplo: el aire frío de la noche), llamado enfriamiento nocturno [16], o por aumento en el calor latente, enfriamiento evaporativo [16]; en cualquiera de los dos casos la energía que se transfiere puede ser aumentada por un incremento en el movimiento del aire. Un mecanismo para aumentar el movimiento del aire son las turbinas eólicas colocadas sobre el techo del auditorio que se mueven gracias a la energía del viento o utilizando mecanismos convectivos (aire caliente), que se tienen debido al incremento de temperatura dentro del auditorio.

#### C.4) ENERGIA DEL VIENTO

En Temixco Morelos lugar de nuestro estudio, el auditorio en cuestión está situado en una colina donde el flujo del viento proviene de dirección SUR; el movimiento de las capas bajas será aprovechado para dar movimiento a un conjunto de 5 turbinas eólicas que forman un flujo forzado del aire dentro del auditorio, aire que es alimentado por la parte inferior de las paredes este y oeste, en donde se encuentran las ventilas que dejan pasar el aire que ha sido humidificado antes de entrar al auditorio por una fuente, este flujo de aire servirá para intercambiar el aire interior con el aire exterior y aprovechar el enfriamiento evaporativo. También se aprovecha el viento para provocar una evacuación del calor recibido por el aire localizado en el espacio entre la losa de concreto y el plafón falso que forman el techo del auditorio.

## IV- METODOLOGIA.

### METODOS DE CALCULO

De los métodos de cálculo que se encontraron en la bibliografía consultada se seleccionaron 3 con las siguientes características:

#### A) ESTADO PERMANENTE.

Carga térmica calculada a la hora en que se dan las condiciones (temperatura y radiación solar) extremas.

#### B) SIN ALMACENAMIENTO DE CALOR EN LOS MATERIALES.

Carga térmica calculada, tomando en cuenta la variación de temperatura y radiación solar a lo largo del día.

#### C) ESTADO TRANSITORIO.

Carga térmica calculada tomando en cuenta el almacenamiento de calor en los materiales de construcción y la variación de temperaturas y radiación a lo largo del día.

Para los cálculos se seleccionaron 5 días de diseño para la simulación durante 24 hrs continuas, en base a datos climatológicos de la zona de Temixco Morelos en la que está ubicado el auditorio objeto de nuestro estudio; los criterios utilizados para la selección de estos días se encuentran detallados en el apéndice B. Estos datos fueron alimentados a los programas de computadora para el cálculo de los apartados B y C, y fueron la base para seleccionar condiciones extremas según el apartado A.

#### A) ESTADO PERMANENTE (CONDICIONES EXTREMAS):

Para el cálculo de la carga térmica en estado permanente se tomó como base el método que sigue la compañía TRANE en su manual

del mismo nombre [5] que es un método tradicional para el cálculo de cargas térmicas.

Los factores que afectan el confort de un individuo son varios; salud, edad, actividad, ropa, sexo, alimentación y aclimatación, son condiciones que determinan las condiciones del confort óptimo para una persona en particular. Por ello es conveniente aproximar las condiciones para las cuales la mayoría de las personas que ocupan una habitación se sientan cómodas.

Un espacio que será acondicionado recibe calor de diferentes fuentes; paredes, techos, ventanas, personas, alumbrado, eléctrico, motores y otros equipos. La cantidad de calor que es proporcionada por cada fuente debe ser conocida.

La base del cálculo de cargas térmicas se sostiene en la evaluación de esas ganancias de calor. Los cálculos deberán ser hechos con sumo cuidado evitando obtener un sobrediseño (por ejemplo si el cálculo será utilizado para el dimensionamiento de un sistema de aire acondicionado), que afectará el confort de las personas y el bolsillo de los dueños.

Si un espacio se encuentra separado del exterior, por una pared, ambos a diferente temperatura el calor fluirá del espacio con mayor temperatura al espacio con menor temperatura. Si la temperatura del espacio interior es menor que en el exterior, existirá un flujo continuo de calor hacia el interior a través de la pared exterior. Este flujo continuo de calor provocará el aumento de la temperatura en el interior, por lo que debe ser eliminado tan rápido como fluye hacia el interior, si sólo es removida una parte, la temperatura seguirá aumentando; si por el contrario el calor es removido más rápido que como este entra al

espacio la temperatura decrecerá, debido a que este calor será removido también del aire, y no podrá ser almacenado por los objetos que se encuentren en el interior [5].

El flujo de calor a través de una pared depende de tres factores [5]:

A.a) El área de la pared

A.b) La diferencia de temperaturas entre el espacio exterior e interior.

A.c) Las propiedades de conducción de calor del material con que está construida la pared.

Para evaluar la cantidad de energía ( $\text{watts/m}^2$ ) que fluyen por una pared, debemos basarnos en las propiedades de conducción del material. Si se tratara de una pared compuesta de varias capas de diversos materiales, el coeficiente total de transferencia de calor (ver apéndice C) puede ser evaluado, basándonos en las propiedades del material o ser leídos en tablas que el mismo manual contiene; en nuestro caso, por las características del diseño que no se encuentra tabulado, se hace el cálculo del coeficiente en forma independiente.

En el capítulo I (Introducción), se dio a conocer la forma en que está construido el auditorio del L. E. S. para el cual fueron hechos los cálculos de cargas térmicas; conociendo las dimensiones, materiales, y ubicación del sistema en estudio lo único que debemos conocer son los criterios de selección de las condiciones de diseño (interiores y exteriores) para proceder con el cálculo de las cargas térmicas; ésta información se encuentra en el apéndice B.

Lo primero que estableceremos será la secuencia de cálculo de las cargas térmicas del sistema (auditorio) en estado permanente, considerando que las temperaturas no cambian con el tiempo, y que el flujo de calor (conducción, convección, radiación) a través de paredes y techo es debida a que los materiales se encuentran sujetos a temperaturas diferentes en el interior y exterior o sea las dos caras que limitan el material:

El manual TRANE considera la siguiente división para el cálculo de cargas térmicas:

Ganancias de calor por:

A.I) Por conducción a través de paredes, techo pisos y ventanas.

Superficies sobre las cuales se considera que no incide la radiación solar, sólomente existe una diferencia de temperaturas  $TD=(Text-Tint)$  donde Text=temperatura exterior de diseño,- Tint=temperatura interior de diseño (criterios de selección en el apéndice B).

A.II) Por calor solar a través de paredes, techos y ventanas.

Superficies sobre las cuales incide la radiación solar y la variación de TD será determinada por la hora del día, la latitud del lugar y la orientación de la superficie (pared, ventana) sobre la cual incide la radiación.

A.III) Por calor del cuerpo humano.

Se divide en sensible y latente, y la cantidad dependerá de la actividad que se encuentren realizando las personas.

A.IV) Por calor generado en el equipo eléctrico.

Las lámparas, los motores de los proyectores, las cafeteras

$$T_1 > T_2$$

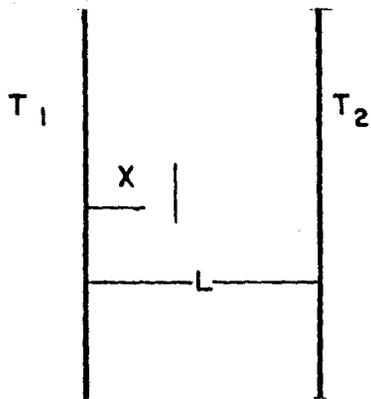


Fig. 10 (a)

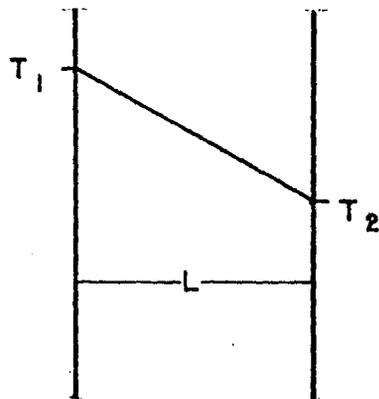


Fig. 10 (b)

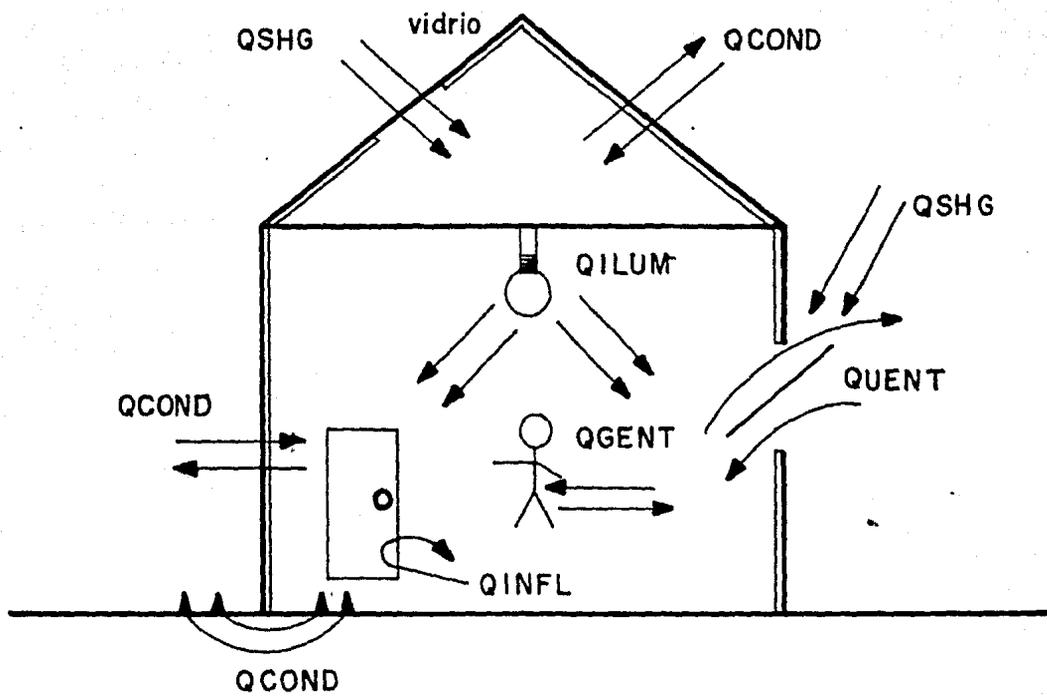


Fig. 11 Fuentes de Calor

producen una carga de tipo sensible que debe ser tomada en cuenta.

A.V) Por infiltración de aire.

Lo dividiremos en sensible y latente y es debido al aire que pasa al espacio acondicionado a través de grietas, ranuras, puertas etc.

A.VI) Por aire para ventilación.

Se divide en sensible y latente y es debido al aire para ventilación que entra al espacio, a través del equipo que se instaló con este fin.

A.VII) Carga Total

A la suma de todas las ganancias de calor anteriores la llamaremos la carga térmica total.

nota: tomando en cuenta la DT de temperaturas, que es igual a  $TD = (Text - Tint)$ , llamaremos a la carga total con signo positivo como carga de refrigeración, que es cuando debemos remover el valor (en Btu/hr o watts) del espacio acondicionado para que la temperatura del mismo, se mantenga en el valor deseado (para confort); si por el contrario el signo es negativo, conoceremos a esta como carga de calentamiento y el monto de energía (los Btu/hr o watts) que hayamos obtenido en el cálculo deberá ser adicionado al sistema para evitar que la temperatura no decrezca y se mantenga en el valor deseado.

A.I) Ganancias de calor por conducción.

Suponiendo que la superficie se encuentra sombreada la ganancia de calor por conducción se calcula con,

$$Q = A * U * TD \quad \dots(III-1)$$

donde

A = área de superficie.

U = Coeficiente global transferencia e calor.

TD = Diferencia de temperaturas.

En el manual TRANE la diferencia de temperaturas TD es igual a 8.33 C (15 F) para conducción, que para propósitos de cálculo de ganancias de calor en paredes exteriores lo considera apropiado; pero se encuentran casos especiales en particiones interiores, que separan cuartos a diferentes temperaturas (43.3 y 26.66 C (110 y 80 F) por ejemplo); la tabla 3-1 en el manual TRANE [5] muestra una lista para diferencias de temperaturas encontradas bajo ciertas condiciones.

El coeficiente global de transferencia de calor puede ser calculado de las propiedades de los materiales que la forman; el área será toda la superficie neta de pared sin ventanas y puertas que son consideradas aparte; se puede hacer la siguiente división:

i) Paredes.

ii) Techo.

iii) Ventanas y puertas.

i) Paredes  $Q = U * A * TD$  donde TD= 8.33 C (15 F)

ii) Techo  $Q = U * A * TD$  donde TD= 8.33 C

iii) Ventanas y

puertas.  $Q = U * A * TD$  donde TD= 8.33 C

La U se lee en la tabla 3-2 en el manual TRANE [5]:

$U = 6.2444 \text{ watts/m}^2 \text{ C (1.1 Btu/hrft}^2 \text{ F)}$

Para el piso no se tomará en cuenta la ganancia de calor a

través de él; en otro caso se tomaría  $TD=5.56^{\circ}C$  ( $10^{\circ}F$ ). Las puertas exteriores se consideran como si se tratara de otra ventana, puesto que la mayoría de las veces son construidas con una cubierta muy delgada y la resistencia térmica es menor que la del muro; como se mencionó anteriormente las particiones interiores tendrán un  $TD=5.56^{\circ}C$  ( $10^{\circ}F$ ) que sólo variará cuando separen dos cuartos en los cuales exista un DT muy grande.

Para techos en los cuales el espacio entre el plafón y la superficie exterior se encuentren ventilados, la temperatura del espacio será igual a la temperatura exterior por lo que  $TD=8.33^{\circ}C$  ( $15^{\circ}F$ ) y solo se tomará el valor de la U del plafón.

#### A.II) Ganancia directa de calor solar.

Se consideran superficies donde la radiación solar incide. En muchos edificios la ganancia de calor causada por radiación solar incidiendo sobre techos, paredes y ventanas, es parte importante de la carga total. La ganancia de calor solar varía a lo largo del día conforme la posición del sol cambia para una localidad en particular. El ángulo que los rayos del sol forman con una superficie dada puede ser apropiadamente predecido para cualquier tiempo y cualquier superficie en particular. La cantidad de calor de radiación que pasa por una superficie sólida es todavía un asunto de cierta incertidumbre, Alford J. S. [9] tiene una contribución importante en este sentido, sin embargo aquí se tratará sólo lo expuesto en el manual TRANE.

Ganancias de calor solar a través de:

- i) Paredes.
- ii) Techo.
- iii) Ventanas y Puertas.

El cálculo se efectúa con las siguientes ecuaciones,

- i) Paredes  $Q = U * A * TD$
- ii) Techo  $Q = U * A * TD$   
 $t \quad t \quad t$
- iii) Ventanas y  
puertas.  $Q = U * A * TD$   
 $\quad \quad \quad \downarrow \quad \downarrow \quad \downarrow$

La diferencia entre el punto I y el II se encuentra en el valor de TD que en este inciso dependerá de la hora del día, de la latitud del lugar y de la orientación de la superficie; en las tablas del manual TRANE [5] se pueden encontrar valores de TD para latitudes entre los 30 y 40 <sup>o</sup> norte (tabla 3-24 [5]).

#### A.III) Ganancia de calor debida al cuerpo humano.

La ganancia de calor debida al cuerpo humano se divide en sensible y latente. La forma de calcular la carga una vez dividida, es multiplicar el número de personas por un valor de energía (Btu/hr o watts) que libera el cuerpo de éstas al estar realizando una cierta actividad; en la tabla 3-13 en el manual TRANE [5] se encuentran valores aproximados para diferentes actividades a 26.66 <sup>o</sup> C (80 <sup>o</sup> F) de temperatura. Para una temperatura de 25.55 <sup>o</sup> C (78 <sup>o</sup> F) el calor sensible se incrementará en un 10% y el latente decrecerá en proporción.

#### A.IV) Ganancia de calor generada por equipo eléctrico.

Este tipo de ganancia de calor producido por luces, motores, proyectores y equipo misceláneo en general se suma directamente a la carga total; para estimar su valor existen las tablas 3-14 y

3-15 en el manual TRANE [5] que proporcionan un valor en watts producido por el equipo en cuestión, lo mismo sucede para el alumbrado.

A.V) Ganancia de calor debida a infiltración de aire.

El calor generado por el aire que entra al espacio debido a infiltración puede ser conocido, se divide en sensible y latente; se puede utilizar la tabla 3-18 en el manual TRANE [5] con la cual se estima el valor de la ganancia de calor debida a este concepto.

A.VI) Ganancia de calor debida a el aire para ventilación.

El calor generado por el aire para propósitos de ventilación, produce ganancias de tipo sensible y latente similar al calculado en el punto anterior; tomando como base la tabla 3-19 en el manual TRANE [5] podemos estimar el flujo de aire necesario para tener una ventilación adecuada.

A.VII) Carga Total.

Una vez conocidas todas las ganancias de calor por cada concepto, la carga térmica total será la suma de cada una de las cargas. Con este valor se seleccionan el tipo y tamaño del equipo encargado de mantener las condiciones de comodidad.

B) SIN ALMACENAMIENTO TERMICO. PROGRAMA TRANSITO

La carga térmica se calcula, tomando en cuenta la variación de la temperatura y radiación solar a lo largo del día. El cálculo de la ganancia de calor en este inciso, se hace a lo largo de un espacio de tiempo (horas, días) en el cual las condiciones del medio ambiente (temperatura, viento, etc) cambian, existiendo en ese espacio de tiempo un gradiente de temperaturas entre el

interior y el exterior, que puede cambiar a lo largo del periodo de cálculo.

El comportamiento térmico de un edificio está en función del proceso de intercambio de calor entre el edificio y el medio ambiente y a través del edificio mismo; por lo que se pueden presentar ganancias de calor externas (entre el edificio y el medio ambiente) e internas (dentro del edificio mismo)(véase FIG.11). Debemos tomar en cuenta también su naturaleza, referente al tipo de carga (energía interna que hay que sustraer o proporcional al aire), si es sensible o latente.

-Será sensible cuando provenga de una ganancia de calor directa por cualquier mecanismo de transmisión de calor (conducción, convección o radiación) y que se traduzca en un incremento en la temperatura del aire.

-Será latente cuando exista adición de humedad al sistema (vapor generado por los ocupantes, cafeteras, etc.), procurando que los equipos de aire acondicionado mantengan la humedad específica constante en el sistema.

De acuerdo a la procedencia las ganancias de calor las podemos dividir como sigue:

B.I) Ganancias de calor por conducción:  $Q_{COND}$ .  
(sensible)

B.II) Ganancia directa de calor solar:  $Q_{SHG}$ .  
(sensible)

B.III) Ganancias de calor debida al aire exterior que mantenga los equipos de aire acondicionado:  
 $Q_{VENTS}$  Y  $Q_{VENTL}$ .  
(sensible y latente)

B.IV) Ganancia de calor debida al aire que pasa por  
infiltración: QINFLS y QINFLL.  
(sensible y latente)

B.V) Ganancia de calor generada por ocupantes: QGENTS y  
QGENTSL.  
(sensible y latente)

B.VI) Ganancias de calor debida a equipo eléctrico:  
QLIGHT.  
(sensible)

Para el cálculo de las ganancias de calor de cada uno de los incisos anteriores se tomaron como base varias referencias. De toda esta información resultó la creación del programa TRANSITO, que evalúa la carga total sin almacenamiento de energía en los materiales de construcción a lo largo de cada uno de los 5 días de diseño.

A continuación se muestra la metodología empleada en el cálculo de las cargas térmicas. En el capítulo IV los resultados serán analizados.

B.I) GANANCIA DE CALOR POR CONDUCCION: QCOND.  
(sensible)

La ganancia de calor por conducción a través de la envolvente del auditorio (paredes, techos y pisos) se calcula con la ecuación que resultó de la solución de la ecuación de conducción sin almacenamiento de calor, que resulta ser la misma que la obtenida en estado permanente  $[d^2 T/dx^2 = 0]$ . Que para el caso de flujo de calor a través de paredes, el techo y piso; que pueden ser consideradas como placas planas la solución es :

$$Q = U A (T_1 - T_2) \quad (\text{ver apéndice C}) \quad (\text{III-1})$$

En este caso T1 y T2 que corresponderían a las temperaturas

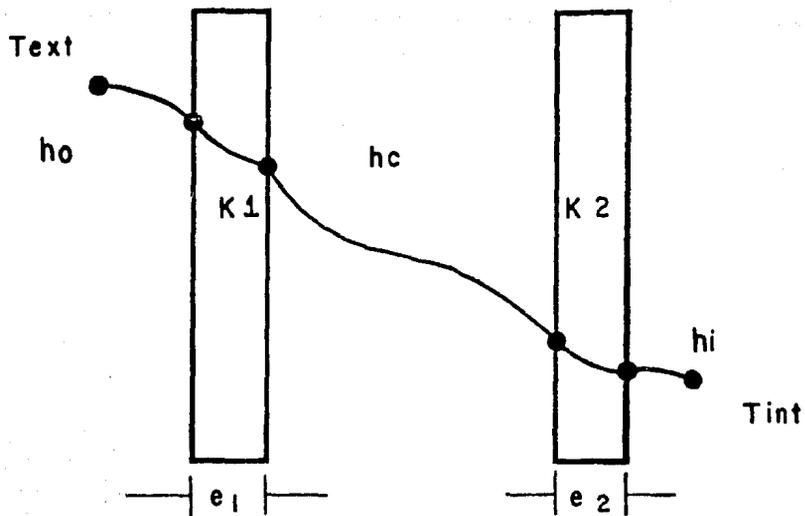


Fig. 12 Conduccion de calor a través de muros

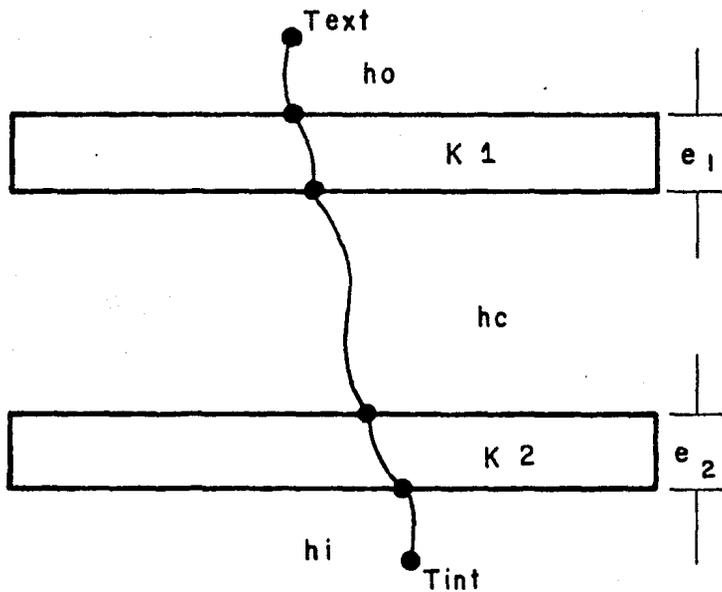


Fig. 13 Conduccion de calor a traves del Techo

del aire a uno y otro lado de la placa, varían a lo largo del día.

Para tomar en cuenta la radiación solar incidente sobre paredes y techo y la radiación infrarroja emitida por las mismas, se empleará el concepto de temperatura sol-aire [12], en el cual se modifica la temperatura del exterior para incluir este efecto en la ecuación de transmisión de calor. Al final del apartado B se detalla la manera de calcular la temperatura sol-aire.

Las formas particulares de la ecuación se describen a continuación:

- i) QCOND= a través de muros.
- ii) QCOND<sub>T</sub>= a través de techo.
- iii) QCOND<sub>V</sub>= a través de ventana.

i) QCOND a través de muros (FIG.12):  
(sensible)

$$QCOND = U \cdot A \cdot (t_e - t_i) \quad (\text{watts}) \quad \dots (III-2)$$

donde:

- A = área muros en  $m^2$
- $t_e$  = temperatura exterior (C)
- $t_i$  = temperatura interior (C)
- U = Coeficiente total de transferencia de calor  $U_o$   
(watts/m<sup>2</sup> C)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{1}{h_c} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{1}{h_i}} \quad \dots (III-3)$$

$h_o$  = coeficiente de convección de aire exterior  
 $= 34.06$  (watts/m<sup>2</sup> C)  
 $6.0$  (Btu/hrft<sup>2</sup>oF)  
a 6.7 m/s de [3]

hi= coeficiente de convección de aire interior

$$= \frac{9.36}{1.65} \text{ " "}$$

aire quieto [3]

K= conductividad térmica del material  $\frac{20}{\text{(watts/m } ^\circ\text{C)}}$   
 $\frac{\text{(Btu/hrft}^2\text{oF)}}{\text{(m) (ft)}}$

e= espesor muro

hc= coeficiente de calor del aire interior por convección  
para espacios de aire verticales (FIG.12)  $\frac{20}{\text{(watts/m } ^\circ\text{C)}}$   
 $\frac{\text{(Btu/hrft}^2\text{oF)}}{\text{(m) (ft)}}$

ii) QCOND T Calor por conducción a través de techo:  
(sensible)

$$QCOND = U_t A_t (t_e - t_i) \quad \text{(watts)} \quad \dots \text{(III-4)}$$

A<sub>t</sub> = área techo en m<sup>2</sup>

t<sub>e</sub> = temperatura exterior (°C)

t<sub>i</sub> = temperatura interior (°C)

U<sub>t</sub> = Coeficiente total de transferencia de calor

$$U_t = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{1}{h_c} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{1}{h_i}} \quad \text{(III-5)}$$

h<sub>o</sub> = coeficiente de convección de aire exterior  
 $\frac{20}{\text{(watts/m } ^\circ\text{C)}}$   
 $\frac{\text{(Btu/hrft}^2\text{oF)}}{\text{(m) (ft)}}$   
a 6.7 m/s de [3]

hi= coeficiente de convección de aire interior=  $\frac{9.36}{1.65} \text{ " "}$   
aire quieto [3].

K= conductividad térmica del material

e= espesor techo y plafón (m) (ft)

hc= coeficiente de calor del aire interior por convección

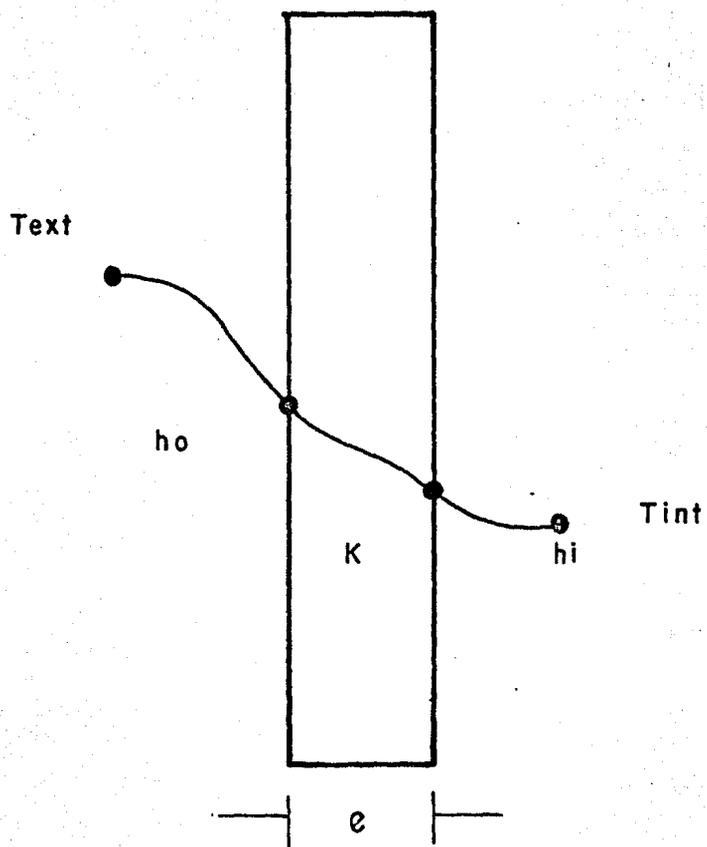


Fig. 14 Conduccion de calor a traves de ventanas



$$QSHG = A_v * H_t * F_c \quad (\text{watts}) \quad \dots (\text{III-8})$$

$A_v =$  área ventana  $(m^2)$   
 $H_t =$  radiación incidente sobre una superficie horizontal  $(\text{watts}/m^2)$

$F_c =$  fracción de radiación que pasa al espacio acondicionado multiplicado por la transmitancia del vidrio 0.20 a 0.25 para ventana sombreada.

### B.III) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A EL AIRE EXTERIOR:

QVENTL Y QVENTS.  
 (sensible)

La cantidad de aire que manejan los ventiladores y que entra al espacio acondicionado por ventilación o infiltración incorpora al aire interior una cantidad de calor que puede ser dividida en sensible y latente, se calcula de la siguiente forma:

a) QVENTS= ganancia de calor sensible debida al aire exterior

$$QVENTS = \frac{Q * 60 * 0.24 * (t_e - t_i)}{SpV} \quad (\text{Btu/hr}) \quad (\text{III-9})$$

$Q =$  flujo de aire  $(m^3/\text{min})$   
 $(ft^3/\text{min})$   
 $SpV =$  peso específico del aire 222.63  $(m^3/\text{kg})$   
 $(13.5 ft^3/\text{lb})$   
 $C_p =$  calor específico del aire 0.1266  $(\text{watts}/^\circ\text{C})$   
 $(0.24 \text{ btu}/\text{hroF})$   
 $t_e =$  temperatura exterior  $(^\circ\text{C})$   
 $(^\circ\text{F})$   
 $t_i =$  temperatura interior  $(^\circ\text{C})$   
 $(^\circ\text{F})$

$$QVENTS = QVENTS1 * 0.2931 \quad (\text{watts})$$

$$(QVENTS1 = Q * 1.08 * (t_e - t_i)) \quad (\text{Btu/hr})$$

b) QVENTL= ganancia de calor latente debida al aire exterior

$$QVENTL = \frac{Q}{SpV} * 60 * \frac{(W_o - W_i)}{7,000} * 1060 \text{ (Btu/hr)} \text{ (III-10)}$$

W<sub>o</sub>= humedad especifica aire exterior (Kg agua/Kg de aire seco)

W<sub>i</sub>= " " interior " "

7,000 factor de conversión granos-lb

2.4649 calor latente de vaporización (joules/Kg)

1,060 (btu/lb)

60 min/hr factor de conversión

$$QVENTL = QVENTL * 0.2931 \text{ (watts)}$$

$$(QVENTL = Q * 0.68 * (W_o - W_i) \text{ (Btu/hr)})$$

B.IV) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A EL AIRE QUE PASA POR

INFILTRACION: QINFLL Y QINFLS.  
(sensible y latente)

La cantidad de aire que entra al espacio acondicionado por infiltración a través de grietas, ranuras (en puertas y ventanas) o hendiduras en la estructura del edificio, incorporan una cantidad de calor que se divide en sensible y latente de la siguiente manera de [12]:

$$QINFLL = CAME * Vol * Cpa * (Tamb - Troom) \text{ (III-11)}$$

$$QINFLS = CAME * Vol * Rhoa * (Wamb - Wroom) * Hvap \text{ (III-12)}$$

donde

QINFLL= Ganancia de calor latente debida a infiltración

QINFLS= Ganancia de calor sensible debida a infiltración

CAME = Número de cambios de aire por hora debidos a infiltración.  
(hr<sup>-1</sup>)

3

Vol = Volumen del cuarto en m<sup>3</sup>.

$C_{pa}$  = Calor específico del aire =  $1.012 \text{ (KJ/Kg } ^{\circ}\text{C)}$   
 $R_{hoa}$  = Densidad del aire =  $1.204 \text{ (Kg/m}^3\text{)}$   
 $H_{vap}$  = Calor latente de vaporización =  $2468 \text{ (KJ/Kg)}$   
 $T_{amb}$  = Temperatura ambiente.  $(^{\circ}\text{C)}$   
 $T_{room}$  = Temperatura del cuarto.  $(^{\circ}\text{C)}$   
 $W_{amb}$  = Humedad específica del aire ambiente.  
 $(\text{Kg de agua/ Kg de aire seco})$   
 $W_{room}$  = Humedad específica del aire en el cuarto.  
 $(\text{Kg de agua/ Kg de aire seco})$

**R.V) GANANCIA DE CALOR GENERADA POR OCUPANTES: QGENTL  
 Y QGENTS.  
 (sensible y latente)**

El ser humano como cualquier animal de sangre caliente, puede ser considerado como una bomba de calor, que proporciona al espacio interior del edificio una cantidad de calor como consecuencia de las reacciones exotérmicas llevadas a cabo en las células. Este calor del cuerpo humano desprendido al medio que le rodea puede ser dividido en dos partes.

La primera, el calor latente, es debido a la humedad que como consecuencia de la respiración y el efecto de la transpiración de la piel, el cuerpo humano incorpora al ambiente. La segunda, es el calor que el aire en contacto con la piel toma de este, sumando al calor radiante que emite la piel al medio circundante (radiación infrarroja).

La cantidad de calor que el cuerpo desprende depende de diversos factores como el peso, la edad, el estado nervioso, la actividad desarrollada, etc. Estos montos han sido medidos y

tabulados, lo cual simplifica los cálculos para este efecto.

Para los presentes cálculos se tomaron las ecuaciones y las tablas presentadas en el manual ASHRAE [11], tabla 4.5:

$$Q_{GENTS} = \frac{q_{sens}}{\text{persona}} * \# \text{ personas} \quad \dots (III-13)$$

$$Q_{GENTL} = \frac{q_{lat}}{\text{personas}} * \# \text{ personas} \quad \dots (III-14)$$

Para el caso del auditorio el cálculo deberá ser hecho para 120 personas que representan la capacidad máxima del auditorio.

B.VI) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A EQUIPO ELECTRICO:

QLIGHT,  
(sensible)

La ganancia de calor debida a equipo eléctrico se suma completa a la carga total. Esta carga proviene de proyectores, iluminación etc; y se considera que la potencia eléctrica consumida por estos, es finalmente incorporada al espacio en forma de calor.

Para el caso del auditorio se tienen las siguientes lámparas, que incorporan la carga marcada en la tabla:

# de lamparas	potencia	total
12	68 watts	= 816 watts
20	100 watts	= 2000 " "
		<hr/> 2816 " "

Además se cuenta con un proyector que consume 600 watts, por lo que la carga debida a equipo eléctrico, se calcula

$$Q_{LIGHT} = Q_{LUM} + Q_{PROY} \quad (III-15)$$

$$Q_{PROY} = 600 \text{ watts}$$

QILUM= 2816 watts

QLIGHT= 3416 watts

#### B.VII) CARGA TOTAL: QTOT

La carga total será la suma de las diversas cargas térmicas parciales desglosadas en los apartados del I al VI. Es conveniente separar en el total las cargas por calor latente y por calor sensible.

QSENST = calor sensible total.

QLATT = calor latente total.

QTOT = carga total .

QSENST = QCOND + QCONDIT + QCONDV + QSHG + QVENTS +  
QINFL + QGENTS + QLIGHT (watts)

QLATT = QVENTL + QINFL + QGENTL (watts)

QTOT = QSENST + QLATT (watts)

Nota: respecto al signo que puede resultar en la carga total,

QTOT (-) valor negativo será, carga de calentamiento

QTOT (+) valor positivo será, carga de enfriamiento

Básicamente el cálculo de la ganancia de calor en este inciso es igual a la secuencia de cálculo del inciso A en estado permanente, con la diferencia de que ahora el cálculo se hace para un día completo en el cual los condiciones ambientes estarán modificandose a lo largo del mismo.

Otra diferencia que presenta el cálculo, es que tomamos en cuenta el concepto de la temperatura "sol-aire", que sustituye a la temperatura exterior de diseño en el cálculo de la carga total como resultado de la ganancia de calor a través de techos y

paredes.

La temperatura "sol-aire" es la temperatura del aire exterior a la cual en ausencia de todo intercambio de radiación, daría el mismo flujo de entrada de calor a través de la envoltura del auditorio, como existiría con la combinación de radiación solar incidente real, intercambio de energía radiante con el espacio y del intercambio de calor convectivo con el aire exterior [12], y lo podemos expresar como:

$$t_{sa} = T_{amb} + \frac{\alpha * H_t}{h_o} + \frac{\epsilon * DR}{h_o} \quad (oC)$$

donde

$t_{sa}$  = temperatura sol-aire.

$T_{amb}$  = temperatura ambiente.

$H_t$  = radiación solar incidente sobre la superficie horizontal.

$h_o$  = coeficiente de transferencia de calor por convección y radiación.

$\epsilon$  = emitancia de la superficie.

$\alpha$  = absortancia de la superficie.

$DR$  es "la diferencia entre la radiación de onda larga incidente sobre la superficie que proviene del cielo y medio ambiente, y la radiación emitida por un cuerpo negro a la temperatura del aire exterior". ASHRAE [10] sugiere usar  $DR=0$  para superficies verticales. Para techo plano, o con una inclinación dada SLP,  $DR$  se calcula por:

$$QR = \left[ \sigma \cdot \left( \frac{1 + \cos(\text{SLP})}{2} \cdot (T_{\text{sky}}^4 - T_{\text{amb}}^4) + \frac{1 + \cos(\text{SLP})}{2} \cdot (T_{\text{surr}}^4 - T_{\text{amb}}^4) \right) \right]$$

donde Tsky y Tsurr son las temperaturas del cielo y los alrededores y son obtenidas de [10]:

$$T_{\text{sky}} = 0.0552 \cdot T_{\text{amb}}^{1.5} \quad \text{y} \quad T_{\text{surr}} = T_{\text{amb}} + 10 \quad (\text{K})$$

hw es la conductancia de capa exterior y es calculada como una función de la velocidad del viento [10]:

$$hw = 32.7 + 13.7 \cdot w \quad (\text{KJ/hrm} \cdot \text{C})$$

$$hw = hw / 3.6 \quad (\text{watts/hrm} \cdot \text{C})$$

la radiación infrarroja es calculada por un coeficiente de transferencia de calor por radiación, hir

$$hir = 4 \cdot \sigma \cdot \xi \cdot T_w^3$$

donde

$$T = (T_{\text{amb}} + T_{\text{pared}})$$

$$\sigma = \text{constante de Stefan-Boltzman} \quad (5.669 \cdot 10^{-8} \text{ watts/hrm} \cdot \text{K}^4) \\ (2.041 \cdot 10^{-7} \text{ KJ/hrm} \cdot 20\text{K}^4)$$

$$\xi = \text{emitancia infrarroja de superficie.}$$

para simplificar cálculos a T=20 C hir=5.6 watts/hrm C (68oF) (1.0 Btu/hrft2oF)

El coeficiente de transferencia de calor para convección y radiación es:

$$h_o = h_w + hir \quad (\text{watts/hrm} \cdot \text{C}) \\ (\text{KJ/hrm} \cdot 20\text{C})$$

entonces las ecuaciones anteriores quedarán en función de la tsa como sigue: de (III-2) a (III-15)

$$(1) Q_{\text{COND}} = U \cdot A \cdot (t_{\text{sa}} - t_i) \quad (\text{watts})$$

$$(2) Q_{\text{COND}} = U \cdot A \cdot (t_{\text{sa}} - t_i) \quad (\text{watts})$$

$$(3) QCONIV = U_v * A_v * (t_{sa} - t_i) \quad (\text{watts})$$

$$(4) QSHG = 3.872 * H_t \quad (\text{watts})$$

$$(5) QVENTS = \dot{Q} * 1.08 * (t_{sa} - t_i) * 0.2931 \quad (\text{watts})$$

$$(6) QVENTL = \dot{Q} * 0.68 * (W_o - W_i) * 0.2931 \quad (\text{watts})$$

$$(7) QINFLS = C_{AMB} * 2971 * Vol * (t_{sa} - t_{room}) \quad (\text{watts})$$

$$(8) QINFLL = C_{AMB} * 1.2185 * Vol * (W_{amb} - W_{room}) \quad (\text{watts})$$

Las ganancias de calor generadas por personas y accesorios eléctricos estarán presentes en el siguiente espacio de tiempo:

de las 16:00 horas hasta las 22:00 horas:

$$(9) QGENTS = 7386.11 \quad (\text{watts})$$

$$(10) QGENTL = 4924.08 \quad (\text{watts})$$

de las 19:00 horas hasta las 22:00 horas:

$$(11) QLIGHT = 3416.00 \quad (\text{watts})$$

y la carga total; sea esta de calentamiento o enfriamiento, será la suma de cada una de las cargas obtenidas; no olvidando que este valor de la carga así calculado, es para cada hora en que se lleve a cabo el cálculo, con lo cual podremos observar la variación en el valor de la carga total a lo largo de los días de diseño.

### C) ESTADO TRANSITORIO (TRNSYS) CON ALMACENAMIENTO TÈRMICO:

La diferencia que presenta el cálculo sin almacenamiento de calor y el cálculo en estado transitorio, es debida sobre todo al efecto de difusión de calor cuando existe almacenamiento en el material de construcción del edificio; el almacenamiento de energía se lleva también a cabo en capas de material no expuestas al aire. También la conductividad térmica del material juega un papel importante, ya que mide la rapidez con que el flujo de calor es transmitido en el material. También es importante el coeficiente de convección, que mide a su vez la rapidez con que el calor se transmite del aire a la cara expuesta del material o viceversa.

Para calcular la carga de enfriamiento necesaria para obtener una temperatura deseada de confort dentro del auditorio, tomando en cuenta el almacenamiento térmico, se utilizó un programa de simulación llamado TRNSYS [12]. Este fue una herramienta muy útil en el análisis del sistema termodinámico formado por el auditorio. Por medio de éste programa un diseñador y analista puede rápidamente y a bajo costo, determinar los efectos de modificar varios parámetros en el edificio o su funcionamiento, y el controlar (por medio de una simulación) el funcionamiento de un sistema dado.

El programa TRNSYS (A Transient System Simulation Program) elaborado por el laboratorio de energía solar de la Universidad de Winsconsin ha sido diseñado para el análisis de sistemas de enfriamiento y calentamiento solar [12].

Consiste en una serie de subrutinas que modelan los compo-

mentos del sistema y un programa ejecutor que etiqueta el usuario para simular el funcionamiento de un sistema completo.

Para aplicar TRNSYS a la simulación de un sistema particular de energía solar, el usuario debe identificar primero los componentes del sistema y colocarlos en un diagrama de flujo, este diagrama identifica los componentes, el tipo de información y la dirección de flujo de esa información entre los componentes del sistema, así la información que sale de un componente será alimentada a otro componente.

Esta simulación es entonces de tipo modular; cada componente representa un módulo. Esta técnica de simulación modular reduce en gran parte la dificultad de simulación de sistemas, esencialmente reduce los problemas grandes en varios problemas pequeños, los cuales son resueltos con mayor facilidad independientemente.

TRNSYS reconoce la posición de cada componente dentro del diagrama de flujo, por que el usuario asigna a cada componente un número llamado UNIT y su valor estará entre 1 y 50. Este número UNIT no deberá ser confundido con el TYPE, etiqueta que será explicada más adelante. Los dos no tienen relación. El número UNIT no es más que el número de referencia del componente dentro del diagrama de flujo del sistema, para ser identificado por TRNSYS; con una única restricción, que ese valor no se repita en la información.

Ahora bien la etiqueta TYPE, se refiere a la subrutina que modela un tipo de componente del sistema. El número de TYPE; fijado de manera arbitraria se relaciona con el nombre de la subrutina en fortran que modela el componente. Por ejemplo, para el cálculo del flujo de calor que pasa por conducción a través de

una pared (vease) FIG.15, la subrutina esta etiquetada como TYPE 17.

Con base en el diagrama de flujo (FIG.15) se analizará uno a uno cada TYPE utilizado.

#### UNIT 1 TYPE 9 LECTORA DE DATOS

Este componente sirve con el propósito de leer datos, que provienen de una unidad de memoria (archivos); los datos pueden ser leídos en el sistema de unidades requerido o modificarlos por medio de factores de conversión. En una simulación el usuario proporcionará los datos meteorológicos (temperatura, velocidad del viento, radiación etc.), a intervalos de tiempo regulares seleccionados con anterioridad.

#### UNIT 2 TYPE 16 PROCESADOR DE RADIACION

Los datos de radiación solar son generalmente tomados a intervalos de una hora y sobre una superficie horizontal.

En casi todas las simulaciones de TRNSYS es necesaria la estimación de la radiación que incide sobre una superficie la cual presenta una inclinación determinada.

Este componente interpola datos de radiación, calculando varias cantidades relacionadas con la inclinación del sol y estimando la radiación solar incidente sobre superficies de orientación fija o variable.

Existen varios métodos para la interpolación de datos de radiación, uno muy simple seria interpolar linealmente para intervalos cortos de tiempo lo que traeria como consecuencia ciertos errores de redondeo. Por lo que TRNSYS utiliza la curva de radiación extraterrestre para interpolar datos de radiación, lo

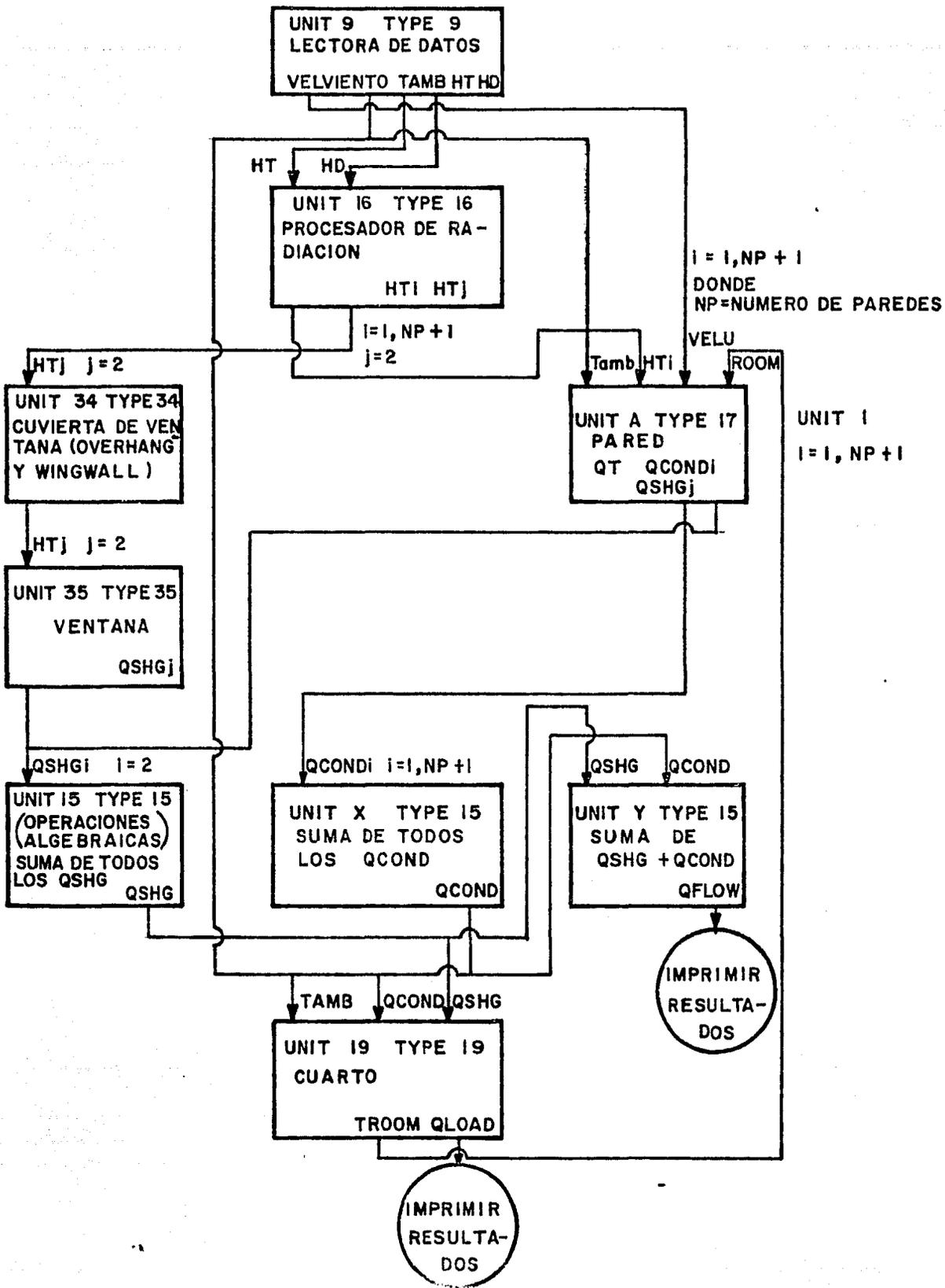


Fig. 15 DIAGRAMA DE FLUJO TRNSYS

que parece resolver los problemas que aparecen con una interpolación lineal.

Dando un valor estimado de la radiación total sobre una superficie horizontal, la radiación sobre una superficie inclinada es calculada en dos pasos: primero, la radiación total es separada en sus componentes directa y difusa. segundo, la radiaciones directa y difusa horizontales, son transformadas en radiaciones directa y difusa sobre la superficie no horizontal.

El TYPE 16 proporciona varias opciones para separar la radiación solar total en sus componentes y utiliza un algoritmo establecido para transformar la radiación horizontal a la de una superficie inclinada.

#### UNIT 34 TYPE 34 CUBIERTA DE VENTANA (sombreadores)

Los edificios calentados directamente por radiación solar durante el invierno, frecuentemente incluyen un accesorio sombreador para proteger a la superficie receptora (ventana) de la radiación directa en los meses de verano, por lo que este algoritmo calcula la radiación solar incidente sobre una superficie receptora, parcialmente cubierta con este tipo de accesorios.

#### UNIT 35 TYPE 35 VENTANA

Este componente calcula la energía transmitida al cuarto por radiación solar a través de la cubierta de la ventana (vidrio, etc.), que podemos dividir en dos, la ganancia directa de radiación solar y la parte que pasa por conducción a través de la ventana. En esta parte del programa se toma en cuenta la energía que incide sobre la ventana (HT), información que proviene del TYPE 34, debida a la cubierta que cubre a la superficie receptora.

El cálculo de la radiación solar transmitida a través de la ventana se calcula por,

$$QSHG = I * A * Ht$$

y el cálculo por conducción,

$$QCONDV = U * A * (TAMB - TROOM)$$

Donde I, U y A son la transmitancia, el coeficiente global de transferencia de calor y el área de la ventana, TROOM y TAMB las temperaturas del cuarto y del ambiente respectivamente

#### UNIT 17 TYPE 17 PARED Y TECHO

Este componente representa una pared o un techo plano o bien un conjunto de cuatro paredes con las mismas características. Para tomar en cuenta el almacenamiento de calor en la envolvente del edificio, utiliza el método de función de transferencia para el cálculo de la ganancia de calor por conducción a través de muros y techos desarrollado en ASHRAE [10].

Debido a que estos cálculos son algebraicos, no iterativos, los costos de computación son muy reducidos en comparación con aquellos que usan aproximaciones para la pared de diferencias finitas.

El flujo de calor  $q''$  entrando o abandonando el cuarto puede ser calculado como sigue:

$$q'' = \left[ \sum_{n=0}^{\infty} b_n (t_{sa,n} - TROOM) - \sum_{n=1}^{\infty} d_n q_n'' \right] \quad (KJ/hrm^2)$$

donde

$b_n$  = son coeficientes de función de transferencia en términos de temperatura.

$d_n$  = los coeficientes de función de transferencia en

términos de flujo de calor.

$t_{sa,n}$  = temperatura sol-aire de la pared o de la superficie del techo al tiempo n (ver capítulo III inciso B).

TROOM = temperatura del cuarto.

$q_n$  = son los valores del flujo de calor al tiempo n.

los valores de los coeficientes b y d varían con el tipo de pared; y la ganancia de calor por conducción a través de paredes y el techo se calcula por:

$$Q_{CONDIT} = A * q_o \quad (KJ/hr)$$

La salida de este componente será el resultado de una o más operaciones algébricas (suma, resta, multiplicación, etc.) de los datos provenientes de otros componentes (TYPES); este TYPE es muy útil cuando la suma de las salidas de uno o varios componentes es de vital interés.

#### UNIT 19 TYPE 19 CUARTO

Este componente fue desarrollado para trabajar siempre con el TYPE 17 (pared), y generar una carga de enfriamiento o calentamiento precisa y razonable para el sistema (en este caso el auditorio).

El modelo del auditorio calcula cargas sensible y latentes basadas en las ganancias o pérdidas de calor y humedad, las cuales son independientes de la operación del sistema de enfriamiento o calentamiento.

El flujo de energía entrante o saliente del cuarto proviene del TYPE 17 (pared). Un número arbitrario de otras pérdidas o ganancias de calor, pueden provenir de fuentes tales como pérdi-

das de almacenaje o cargas cíclicas de aparatos luminosos u otros.

El modelo calcula flujos de energía a través del sótano o piso plano, pérdidas por infiltración o generación interna de ocupantes, luces, accesorios. También se hacen cálculos de la carga por ventilación y por infiltración.

De las ganancias de calor que penetran al cuarto, una parte afecta la temperatura del aire en el mismo y son convertidas inmediatamente en carga de enfriamiento o calentamiento para mantener la temperatura deseada. La otra porción se almacena en la masa del mobiliario y los materiales que componen el edificio, y de estos pasa al aire del cuarto en un tiempo mayor que en el caso anterior. Por ejemplo, la ganancia de calor solar a través de la ventana debe calentar el alfombrado, muebles o paredes donde esta incide, después ellos (muebles, etc.), pueden calentar el espacio. Retrasos similares se asocian con ganancias de calor por iluminación y equipo eléctrico, maquinaria y gente.

El tiempo de distribución de las ganancias de calor del cuarto, es construido por el método presentado en ASHRAE [10] de la función de transferencia, siguiendo este método se obtiene el valor de la carga total llamada QLOAD y representa el valor de la carga que el equipo de calentamiento o enfriamiento debe proveer o remover del cuarto para obtener la temperatura de confort deseada.

Una vez que el valor de la carga total QLOAD (si el valor obtenido tiene signo positivo será carga de enfriamiento, si el signo es negativo se tratará de carga de calentamiento) a sido

encontrada por el método de la función de transferencia [12], la temperatura nodo (o sea la temperatura del cuarto TROOM) se calcula con los valores especificados por el usuario de la capacitancia térmica del cuarto y la temperatura del cuarto en el tiempo de cálculo anterior de la siguiente manera,

$$TROOM = TROOM + \frac{QLOAD}{CAPAC} \cdot \Delta T$$

donde CAPAC = es la capacitancia térmica del cuarto

El valor de la temperatura del aire en el cuarto se puede permitir variar libremente entre los límites TMIN y TMAX ( 22 y 26 °C) para el presente caso. Esto debe ser especificado por el usuario.

## V- RESULTADOS.

En el capítulo anterior se estableció la secuencia de cálculo para evaluar la carga total en el sistema (auditorio). Siguiendo esta secuencia, en el presente capítulo se presentan las ecuaciones finales y los resultados obtenidos por cada uno de los tres métodos de cálculo:

A) ESTADO PERMANENTE (manual TRANE).

B) SIN ALMACENAMIENTO DE CALOR EN LOS MATERIALES  
(programa TRANSITO).

C) ESTADO TRANSITORIO (programa TRNSYS).

A) ESTADO PERMANENTE (manual TRANE):

Cálculos:

La secuencia de cálculo se explicó con detalle en el capítulo III y las condiciones de diseño se encuentran en el apéndice B.

A.I) Ganancias de calor por conducción:

Ganancias de calor por conducción para paredes, techo, ventanas y puertas, se calcula la ganancia de calor para cada superficie específica partiendo de la ecuación:

$$Q = U \cdot A \cdot T_D \quad \dots (III-6)$$

Los subíndices e, o, n, s, t, ve, vo y p representarán respectivamente a la pared este, oeste, norte, sur, techo, ventanas en las paredes este y oeste así como una puerta.

$U$  en watts/m<sup>2</sup> C  
 $A$  en m<sup>2</sup>  
 $TD$  en C

	$U$	$A$	$TD$	
$Q_e =$	1.0258	* 69.65	* 8.3	= 1071.91 watts
$Q_o =$	1.0258	* 52.12	* 8.3	= 802.27 watts
$Q_s =$	1.0258	* 66.69	* 8.3	= 1422.59 watts
$Q_n =$	1.0258	* 98.99	* 8.3	= 1523.48 watts
$Q_t =$	0.4550	* 216.69	* 8.3	= 1479.25 watts
$Q_{ve} =$	3.4687	* 7.74	* 8.3	= 402.97 watts
$Q_{vo} =$	3.4687	* 7.74	* 8.3	= 402.97 watts
$Q_p =$	3.4687	* 7.74	* 8.3	= 402.97 watts
				GCOND = 7510.96 watts

nota: el valor del coeficiente de transferencia calor se calcula para cada pared en forma independiente (ver apendice C y la siguiente sección b) Estado permanente).

A.II) Ganancia de calor solar:

Ganancias de calor para paredes, techo, ventanas y puertas.

Los cálculos estarán en función de la hora del día en que se presenta la carga máxima según el manual TRANE:

$U * A \quad TD$

$Q_e = 71.74 * TD_e$

$Q_o = 53.56 * TD_o$

$Q_n = 101.54 * TD_n$

$Q_s = 0$  (está pared no recibe radiación solar directa)

$Q_t = 98.59 * TD_t$

$Q_{ve} = 26.84 * TD_{ve}$

$$Q_{vo} = 26.84 * TD''^o$$

$Q_p=0$  (está puerta no recibe radiación solar directa)

nota: En el manual TRANE [5] podemos encontrar tablas (como la 3-24) que proporcionan valores de TD para diferentes horas del día y orientaciones de superficies, pero sólo para  $30^o$  y  $40^o$  de latitud norte, por lo que se dividirá el TD en: TD Y TD''

donde TD = Tsolair - Text de diseño

Tsolair fue explicada en el inciso B del capítulo III y se cálculo en el programa TRANSITO.

$$y \quad TD'' = \frac{Ht * i}{U} \quad \text{(Ht para las paredes este y oeste, calculado en un procesador de radiación)}$$

donde Ht es el valor de la radiación que incide sobre la superficie horizontal y i la transmitancia de la cubierta de vidrio.

Los valores de TD para las 16 hrs del día que es cuando se presenta la ganancia máxima son:

$$\text{text-de diseño} = 31.0 \text{ C} \quad \text{(del apéndice B)}$$

$$TDe = (38.28 - 31.0) = 3.28 \text{ C}$$

$$TDo = (35.10 - 31.0) = 4.10 \text{ C}$$

$$TDn = (34.92 - 31.0) = 3.92 \text{ C}$$

$$TDt = (32.92 - 31.0) = 1.92 \text{ C}$$

y para TD'':

$$U_v = 6.2444 \text{ watts/m}^2 \text{ C}$$

$$i = 0.75$$

$$H_{te} = 59.63 \text{ watts/m}^2$$

$$H_{to} = 121.67 \text{ watts/m}^2$$

$$TD'e = \frac{59.63 * 0.75}{6.244} = 7.160C$$

$$TD'o = \frac{121.67 * 0.75}{6.244} = 14.610C$$

$$U * A \quad TD$$

$$Qe = 71.74 * 3.28 = 423.04 \text{ watts}$$

$$Qo = 53.46 * 4.10 = 423.54 \text{ watts}$$

$$Qn = 101.54 * 3.92 = 718.06 \text{ watts}$$

$$Qt = 98.59 * 1.92 = 342.19 \text{ watts}$$

$$Qve = 26.84 * 7.16 = 346.35 \text{ watts}$$

$$Qvo = 26.84 * 14.61 = 703.21 \text{ watts}$$

$$QSHG = 2956.41 \text{ watts}$$

#### A.III) Ganancia de calor debida al cuerpo humano.

Considerando 120 personas sentadas, la generación de calor será:

$$Q_{\text{sensible}} = 120 * 57.15 \text{ watts} = 6858.54 \text{ watts}$$

$$Q_{\text{latente}} = 120 * 45.43 \text{ watts} = 5451.66 \text{ watts}$$

$$Q_{\text{GENT}} = 6858.54 + 5451.66 = 12310.20 \text{ watts}$$

En los cálculos anteriores, el calor generado por persona se tomó de las tablas del manual TRANE.

#### A.IV) Ganancia de calor debida al equipo electrico.

En el auditorio existen 32 lámparas y un proyector de acetatos (que pudiera funcionar con la iluminación encendida), por lo que la carga por este concepto será:

$$12 \text{ lamparas} * 68 \text{ watts} = 816 \text{ watts}$$

$$20 \text{ " } \times 100 \text{ " } = 2000 \text{ watts}$$

$$1 \text{ proyector} \times 600 \text{ " } = 600 \text{ watts}$$

$$\text{QILUM} = 3416 \text{ watts (con proyector)}$$

$$\text{QILUM} = 2816 \text{ watts (sin proyector)}$$

A.V) Ganancia de calor debida a infiltración.

Según las tablas del manual TRANE el cálculo de calor por este concepto, que es función del volumen del cuarto ( $1188.5 \text{ m}^3$ ), es:

$$Q_{\text{sensible}} = 1188.50 \text{ m}^3 \times 5.5886 = 6639.67 \text{ watts}$$

$$Q_{\text{latente}} = 1188.50 \text{ m}^3 \times 1.9663 = 2337.00 \text{ watts}$$

$$Q_{\text{INFL}} = 6639.67 + 2337.0 = 8968.15 \text{ watts}$$

A.VI) Ganancia de calor debida a ventilación.

Del manual TRANE (vease la tabla 3-19 [5]) el valor del flujo recomendable para un auditorio se estima de 8.49 a  $12.74 \text{ m}^3/\text{Hr}$  por persona, que deberá entrar al espacio acondicionado con fines sanitarios. La diferencia de temperaturas entre el aire exterior y el interior provoca una carga térmica en el espacio acondicionado. Para 120 personas (capacidad máxima):

$$\text{Flujo de aire} = 12.73 \text{ m}^3/\text{Hr} \times 120 \text{ personas} = 1529.31 \text{ m}^3/\text{Hr}$$

$$Q_{\text{VENT}} = 1529.31 \text{ m}^3/\text{Hr} \times 5.1766 \text{ watts/m}^3/\text{hr} = 7916.65 \text{ watts}$$

$$Q_{\text{VENT}} = 7916.65 \text{ watts}$$

A.VII) Carga Total.

La carga total será la suma de todas las cargas anteriores:

QCOND = 7510.96 watts  
 QSHG = 2956.41 watts  
 QGENT = 12310.20 watts  
 QILUM = 3400.00 watts  
 QINFL = 8968.15 watts  
 QVENT = 7916.65 watts  
 -----  
 RTOT = 43047.16 watts      con ventilación  
 QTOT = 35133.39 watts      sin ventilación

B) SIN ALMACENAMIENTO DE CALOR EN LOS MATERIALES.

(programa TRANSITO)

Las siguientes son las ecuaciones para el cálculo de las cargas térmicas con las cuales se construye el programa de computadora TRANSITO.

B.I) CALCULO DE LA GANANCIA DE CALOR POR

CONDUCCION: QCOND.  
(sensible)

El cálculo de la ganancia por conducción a través de la envolvente se desglosa de la siguiente manera:

- i) QCOND a través de muros.
- ii) QCOND T a través de techo.
- iii) QCOND V a través de ventana.

i) QCOND a través de muros

El cálculo de U para muros se hace a continuación (ecuación III-8),

$h_o = 34.06 \text{ watts/m}^2\text{oC}$

$$h_i = 9.36 \text{ watts/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$e_1 = 0.10 \text{ m}$$

$$e_2 = 0.10 \text{ m}$$

$$k_1 = k_2 = 2.27 \text{ watts/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_c = 17.03 \text{ watts/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{34.06} + \frac{0.1}{2.27} + \frac{1}{17.03} + \frac{0.1}{2.27} + \frac{1}{9.36}}$$

$$U = \frac{1}{3.0732606}$$

$$U = 1.8471 \text{ watts/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la ecuación (III-2) para paredes sur, este, oeste, y norte se tiene:

Para la pared sur que no recibe radiación solar directa la temperatura sol-aire será igual a la temperatura ambiente, y

$$Q_{COND S} = 1.8471 * 66.7 * (T_{AMB} - T_{ROOM})$$

Para la pared este,

$$Q_{COND E} = 1.8471 * 69.628 * (T_{SAE} - T_{ROOM})$$

Para la pared oeste,

$$Q_{COND O} = \quad * 52.128 * (T_{SAO} - T_{ROOM})$$

Para la pared norte,

$$Q_{COND N} = \quad * 99.0 * (T_{SAN} - T_{ROOM})$$

Las temperaturas sol-aire T<sub>SAE</sub>, T<sub>SAO</sub> y T<sub>SAN</sub> se calculan dentro del programa de computadora.

ii) Q<sub>COND T</sub> a través de techo

El cálculo de la U para el techo se hace a continuación (ecuación III-5)

$$h_o = 17.03 \text{ watts/m}^2\text{C}$$

$$h_i = 9.36 \text{ watts/m}^2\text{C}$$

$$e_1 = 0.5 \text{ m}$$

$$e_2 = 0.1 \text{ m}$$

$$K_1 = 4.42 \text{ watts/m}^2\text{C}$$

$$K_2 = 10.10 \text{ watts/m}^2\text{C}$$

$$h_c = 1.53 \text{ watts/m}^2\text{C}$$

$$A_t = 216.7 \text{ m}^2$$

$$U_t = \frac{1}{\frac{1}{17.03} + \frac{0.5}{4.42} + \frac{1}{1.53} + \frac{0.1}{10.10} + \frac{1}{9.36}}$$

$$U_t = \frac{1}{1.2199}$$

$$U = 0.819733 \text{ watts/m}^2\text{C}$$

De la ecuación (III-4) se tiene,

$$Q_{CONDt} = 0.819733 * 216.7 * (T_{SAT} - T_{ROOM})$$

$$Q_{CONDt} = 177.6361 * (T_{SAT} - T_{ROOM}) \text{ (watts)}$$

iii) QCONDV a través de ventana

El cálculo de U para la ventana se hace de la siguiente manera (ecuación III-7)

$$h_o = 34.06 \text{ watts/m}^2\text{C}$$

$$h_i = 9.08 \text{ watts/m}^2\text{C}$$

$$e_1 = 0.4 \text{ m}$$

$$K = 3.4060 \text{ watts/m}^2\text{C}$$

$$A_v = 7.744 \text{ m}^2 \text{ solamente cara ESTE, 15.488 caras ESTE y OESTE}$$

$$U_v = \frac{1}{\frac{1}{34.06} + \frac{0.04}{3.4060} + \frac{1}{9.8}}$$

$$U = 5.6183 \text{ watts/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la ecuación (III-6)

Para la ventana este,

$$Q_{CONDVE} = 5.6183 * 15.488 * (T_{SAVE} - T_{ROOM})$$

$$Q_{CONDVE} = 86.7929 * (T_{SAVE} - T_{ROOM})$$

Para la ventana oeste,

$$Q_{CONDVO} = 5.6183 * 15.488 * (T_{SAVO} - T_{ROOM})$$

$$Q_{CONDVO} = 86.7929 * (T_{SAVO} - T_{ROOM})$$

La carga total por conducción a través de la envolvente será la suma de las anteriores,

$$Q_{COND} = Q_{CONDS} + Q_{CONDE} + Q_{CONDO} + Q_{CONDN} + Q_{CONDT} + Q_{CONDVE} + Q_{CONDVO}$$

#### B.II) CALCULO DE LA GANANCIA DIRECTA DE CALOR

SOLAR: QSHG.  
(sensible)

La cantidad de radiación solar que atravieza la ventana se calcula de la ecuación (III-8)

$$QSHG = 15.488 * H_t * 0.25$$

$$QSHG = 3.872 * H_t \quad (\text{watts})$$

#### B.III) CALCULO DE LA GANANCIA DE CALOR DEBIDA AL

AIRE DE VENTILACION: QVENTS Y QVENTL.  
(sensible y latente)

El aire del exterior que entra debido al manejo de los ventiladores, causa una carga térmica debida a la diferencia de

temperatura entre el aire exterior e interior que se calcula de la siguiente manera:

De la ecuación (III-9)

$$QVENTS = QVENTS * 0.2931 \quad (\text{watts})$$

De la ecuación (III-10)

$$QVENTL = QVENTL * 0.2931 \quad (\text{watts})$$

B.IV) CALCULO DE LA GANANCIA DE CALOR DEBIDA A INFILTRACION: QINFLL Y QINFLS.  
(sensible y latente)

El aire exterior que entra debido a la infiltración causa una carga térmica por la razón expuesta en el punto anterior. El cálculo se realiza de la siguiente manera:

De la ecuación (III-11)

$$QINFLL = QINFLL / 3.6 \quad (\text{watts})$$

De la ecuación (III-12)

$$QINFLS = QINFLS / 3.6 \quad (\text{watts})$$

B.V) CALCULO DE LA CARGA GENERADA POR OCUPANTES:

QGENTL Y QGENTS.  
(sensible y latente)

El calor generado por las personas y que depende de factores fisiologicos se calcula a partir de la tabla 4.5 del manual ASRHAE [11]. Las ecuaciones toman la siguiente forma:

De la ecuación (III-13)

$$QGENTS = 61.55 \text{ watts} * 120 \text{ personas} = 7386.00 \text{ watts}$$

De la ecuación (III-14)

$$QGENTL = 41.03 \text{ watts} * 120 \text{ personas} = 4924.08 \text{ watts}$$

La carga generada por personas es entonces igual a,

QGENTT = 12313.08 watts

B.VI) CALCULO DE LA GANANCIA DE CALOR DEBIDA A  
EQUIPO ELECTRICO: QLIGHT.  
(sensible)

En el auditorio existen 32 lámparas y un proyector de acetatos (que pudiera funcionar con la iluminación encendida), por lo que la carga por este concepto será:

§ de lamparas	potencia	total
12	68 watts	= 816 watts
20	100 watts	= 2000 " "
		-----
		2816 " "

de la ecuación (III-15)

$$QLIGHT = QILUM + QPROY$$

$$QPROY = 600$$

$$QILUM = 2816 \text{ watts}$$

$$QLIGHT = 2816 + 600 = 3416 \text{ watts}$$

B.VII) CARGA TOTAL : QTOT

La carga total de enfriamiento estará representada por la suma de todas las cargas; sean estas sensibles o latentes, como sigue:

QSENST es el calor sensible total

QLATT es el calor latente total

QTOT es la carga total de enfriamiento

$$QSENST = QCOND + QCOND T + QCOND V + QSHG + QVENTS + \\ QINFLS + QGENTS + QLIGH T \quad (\text{watts})$$

$$QLATT = QVENTL + QGENTL + QINFL L \quad (\text{watts})$$

$$QTOT = QSENST + QLATT \quad (\text{watts})$$

nota:

QTOT (-) valor negativo, será carga de calentamiento

QTOT (+) valor positivo, será carga de enfriamiento

Se Llamará QFLOW al calor que entra o sale del auditorio debido al flujo de calor a través de la envolvente (paredes, techo y ventanas) por conducción y la ganancia directa de calor solar,

$$QFLOW = QCOND + QSHG$$

Todas las ecuaciones para el cálculo de las ganancias de calor, anteriores, forman lo que se llamara el programa TRANSITO, con el cual fue evaluada la carga térmica total en el auditorio, a lo largo de los 5 días de diseño. A continuación se presenta el listado del programa, y las tablas de resultados obtenidos durante la simulación. La simulación se hizo para dos tipos de ventilación, una suponiendo el auditorio completamente cerrado (solamente existirían cargas debidas al aire que pasa por infiltración), el flujo de aire es igual a cero, y el otro, estimando la cantidad de aire, que se introduce al auditorio por las ventilas que se encuentran en la parte baja del mismo en condiciones reales; el aire es impulsado hacia el interior por dos mecanismos, uno lo constituyen las turbinas eólicas que se encuentran en la parte superior del auditorio que generan una extracción, y en el segundo el movimiento del aire, se hace por flotación natural (efecto de chimenea).

PROGRAMA TRANSITO LISTADO.

A continuación se presenta el listado del programa TRANSITO. Posteriormente se presentan las tablas de resultados obtenidos en el programa TRANSITO.



C  
C  
C  
C  
C  
C  
C  
C  
C

LECTURA DE DATOS

N = VELOCIDAD DEL VIENTO  
TAMB = TEMPERATURA AMBIENTE  
Hf, Hfc, HTA = RADIACION INCIDENTE SOBRE SUPERFICIE VERTICAL  
e = ESTE, o = OESTE, n = NORTE

READ(5,3)H,Nf,Hfc,HTA,HTL,N,TAMB  
3 FORMAT(78.3,2X,69.3,2X,69.3,2X,69.3,2X,69.3,2X,69.3,2X,69.3)  
NORA=1  
OR=0

C  
C  
C  
C  
C

CONVERSION DE WJ/HM2 A WATTS/M2

Hf=Hf/3.6  
Hfc=Hfc/3.6  
HTA=HTA/3.6  
HTL=HTL/3.6  
QAMP=0  
QSEMS=0  
QLAT=0  
QLOT=0  
QENTIS=0  
QSENL=0  
QSENL=0  
QSENL=0  
QSENL=0  
QSENL=0  
QSENL=0  
QSENL=0  
QSENL=0  
QSENL=0

00000000  
00000700

C  
C  
C  
C  
C  
C  
C  
C  
C

CALCULO TEMPERATURA INTERIOR

TROON=24+2\*SEN((2\*3.1416/24)\*(I-1))

CALCULO DE TEMPERATURA "SOL-AIRE"

TANR=TAMB+273.5  
ALFA=0.85  
ALFA1=0.1  
LPSI=0.86  
PHI=2.04E-07  
NIR=1.0

00000000

FALLA DE ORIGEN

00000900  
00001000

HU=32.7+12.7\*H  
HO=HU+HLA

C  
C  
C  
C

CALCULO DE "DR" PARA EL TECNO

YSKY=0.0552\*(TAMB+1.5  
TSURR=TAIR\*KT10  
DR=PHI\*(YSKY\*\*4-TAIR\*\*4)  
TSAA=TAMB\*(ALFA\*HTe/HO)+(EPSI\*DR/HO)

C  
C  
C  
C

TEMPERATURA "SOL-AIRE" PARA PAREDES ESTE-DESTE-NORTE

TSaE=TAMB\*(ALFA\*HTe/HO)  
TSaD=TAMB\*(ALFA\*HTe/HO)  
TSaN=TAMB\*(ALFA\*HTe/HO)

C  
C  
C  
C

TEMPERATURA "SOL-AIRE" PARA VENTANAS ESTE-DESTE

TSaVE=TAMB\*(ALFA\*HTe/HO)  
TSaVD=TAMB\*(ALFA\*HTe/HO)

C  
C  
C  
C

CALCULO CANTIDAD DE CALOR POR CONDUCCION EN PAREDES

QCONDW=6.647452\*26.7\*(TAMB-TINDR)/3600  
QCONHE=6.647452\*69.628\*(TSaE-TINDR)/3600  
QCONDN=6.647452\*52.128\*(TSaD-TINDR)/3600  
QCONDE=6.647452\*99.6\*(TSaE-TINDR)/3600  
QCONHE=156.57792\*(TSaVE-TINDR)/3600  
QCONDV=156.57792\*(TSaVD-TINDR)/3600  
QCOND=QCONW+QCONHE+QCONDN+QCONDE+QCONHE+QCONDV

C  
C  
C  
C

CALCULO CANTIDAD DE CALOR SOLAR A TRAVES DE VENTANAS

QSHGE=1.936\*HTe\*3.6  
QSHGO=1.936\*HTe\*3.6  
QSHG=(QSHGE+QSHGO)/3600

C  
C  
C

CANTIDAD DE CALOR DEBIDA AL AIRE PARA VENTILACION

C  
C

$$\begin{aligned}
 Q_{ENT1} &= C_{FH} \times 1.00 \times (T_{AMB} - T_{ROOM}) \times 1.8 \times 1.0548 \\
 Q_{ENT2} &= C_{FH} \times 0.60 \times (T_{RO} - T_{R}) \times 1.0548 \\
 Q_{ENT3} &= (Q_{ENT1} + Q_{ENT2}) / 3600
 \end{aligned}$$

C  
C  
C  
C  
C

GANANCIA DE CALOR DEDIDA A INFILTRACION

VOLUME CUARTO = VOL

$$\begin{aligned}
 VOL &= 118 \times 10 \\
 Q_{INF1} &= 1.5 \times VOL \times 1.012 \times (T_{AMB} - T_{ROOM}) \\
 Q_{INF2} &= 1.5 \times VOL \times 1.304 \times (0.5062 - 0.0057) \times 2460 \\
 Q_{INF3} &= (Q_{INF1} + Q_{INF2}) / 3600
 \end{aligned}$$

C  
C  
C  
C

GANANCIA DE CALOR DEDIDA A OCUPANTES DE 16-22 HRS

$$\begin{aligned}
 IF(1, 16 \text{ OR } 1 \text{ GT } 22) \text{ GO TO } 6 \\
 Q_{GEN1} &= 17726.008 \\
 Q_{GEN2} &= 26590.032 \\
 Q_{GEN3} &= (Q_{GEN1} + Q_{GEN2}) / 3600
 \end{aligned}$$

00002500  
00002500

C  
C  
C  
C

GANANCIA DE CALOR DEDIDA A EQUIPO ELECTRICO DE 19-22 HRS

$$\begin{aligned}
 IF(1, 19 \text{ OR } 1 \text{ GT } 22) \text{ GO TO } 6 \\
 Q_{LANP} &= 13177.60 / 3600
 \end{aligned}$$

C  
C  
C  
C  
C

SUMA DE GANANCIAS DE CALOR TOTALES

$$Q_{TOTRW} = Q_{CONB} + Q_{SOL} + Q_{ENT1} + Q_{ENT2} + Q_{LANP} + Q_{INF1}$$

C  
C  
C  
C  
C  
C

Q<sub>TOTRW</sub> REPRESENTA LA SUMA DE LAS CARGA QUE ENTRAN A EL CUARTO QUE  
PUEDEN SER DE DOS TIPOS POR CONDUCCION Y POR GANANCIA DE CALOR  
SOLAR, Q<sub>CONB</sub> / Q<sub>SOL</sub> RESPECTIVAMENTE

$$\begin{aligned}
 Q_{TOLON} &= Q_{SOL} + Q_{CONB} \\
 TOLON &= (Q_{TOLON} / 3600) \times 0.98 \text{ CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRANSITO (KWATTS)}
 \end{aligned}$$

1.//)  
15 FORMATS BY DISK #13.//)  
16 FORMATS 330 APTONTO 1 E 9. IFRIZCO MORELOS.//)  
20 FORMATS 96 "12" "TUPATO" 3X "TARE" 2X,  
1 "QOQOQ" 2X, "QOQOQ" 2X, "QOQOQ" 2X, "QOQOQ" 2X,  
1, "QOQOQ" 2X, "QOQOQ" 4X, "QOQOQ" 2X, "QOQOQ" 4X, "QOQOQ" 3X, "QOQOQ" 3X, "QOQOQ" 3X,  
23X, "QOQOQ" 4X, "QOQOQ" 6X, "QOQOQ" 7X.//)  
WRITE (A, 20) FROM TARE,  
1 QOQOQ QOQOQ, QOQOQ, QOQOQ, QOQOQ, QOQOQ, QOQOQ, QOQOQ,  
10 FLOW, QOQOQ, QOQOQ, QOQOQ, QOQOQ,  
30 FORMATS 112, 5X, 2 (F5, 2, 2X), 6 (F5, 3, 2X), 17, 3, 2X, F5, 3, 2X, F7, 3, 2X, F6, 3, 2  
14, F6, 3, 2X, F7, 4, 2X, F8, 3, 2X.//)  
1 CONTINUE  
END

00003300

TABLAS DE RESULTADOS ( PROGRAMA TRANSITO ).

De la simulación de los 5 días de diseño se obtuvieron los siguientes resultados:

Las tablas del 1 al 5 representan la simulación con una ventilación de 0 m /hr, a su vez las tablas del 6 al 10 fueron hechas con una ventilación de 360 m /hr.

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRANSITO (KWH/TS)

HR	TCUARTO	TAMB	QCONDN	QCONDSE	QCONDNE	QCONDNO	QCONDNT	QCONDNU	QCONDN	QSHG	QFLOH	QVENT	QILUM	QCENT	QTOT
1	22.59	9.05	-2.474	-1.667	-1.740	-1.303	-3.820	-1.177	-12.182	.000	-12.182	.000	.000	.0000	-18.223
2	22.27	9.05	-2.416	-1.628	-1.699	-1.272	-3.764	-1.150	-11.929	.000	-11.929	.000	.000	.0000	-17.821
3	22.07	8.29	-2.519	-1.697	-1.771	-1.326	-3.869	-1.199	-12.381	.000	-12.381	.000	.000	.0000	-18.564
4	22.00	7.83	-2.590	-1.743	-1.822	-1.364	-3.943	-1.232	-12.697	.000	-12.697	.000	.000	.0000	-19.065
5	22.07	7.52	-2.659	-1.792	-1.870	-1.400	-4.012	-1.266	-13.000	.000	-13.000	.000	.000	.0000	-19.558
6	22.27	6.00	-2.974	-2.004	-2.092	-1.566	-4.328	-1.415	-14.378	.000	-14.378	.000	.000	.0000	-21.799
7	22.59	6.61	-2.920	-1.968	-2.054	-1.538	-3.507	-1.390	-13.377	.000	-13.377	.000	.000	.0000	-20.659
8	23.00	10.88	-2.035	-1.493	-1.507	-1.072	-2.503	-.926	-9.336	.427	-8.909	.000	.000	.0000	-14.250
9	23.40	12.64	-1.579	-1.212	-.919	-.831	-1.568	-.686	-6.876	.847	-6.029	.000	.000	.0000	-10.247
10	24.00	15.93	-1.000	-.994	-.895	-.569	-.804	-.391	-4.333	1.041	-3.293	.000	.000	.0000	-6.603
11	24.50	17.91	-.817	-.816	-.762	-.428	-.365	-.282	-2.842	.988	-1.854	.000	.000	.0000	-4.559
12	25.00	19.75	-.664	-.647	-.553	-.349	-.201	-.277	-2.492	.754	-1.738	.000	.000	.0000	-3.674
13	25.01	21.29	-.575	-.509	-.336	-.219	-.067	-.213	-1.822	.618	-1.204	.000	.000	.0000	-2.541
14	25.23	23.26	-.491	-.304	-.136	.000	.034	-.042	-.634	.727	-.093	.000	.000	.0000	-.410
15	25.33	24.33	-.428	-.197	-.068	.025	-.152	-.018	-.356	.647	.091	.000	.000	.0000	.024
16	26.00	25.10	-.370	-.111	-.049	.010	-.206	-.012	-.537	.355	-.182	.000	.000	12.3102	12.413
17	25.93	24.33	-.293	-.197	-.206	-.154	-.706	-.139	-1.696	.000	-1.696	.000	.000	12.3102	10.947
18	25.23	23.11	-.479	-.323	-.227	-.252	-.960	-.228	-2.588	.000	-2.588	.000	.000	12.3102	9.143
19	25.41	20.82	-.640	-.566	-.591	-.442	-1.345	-.400	-4.184	.000	-4.184	.000	2.816	12.3102	9.375
20	25.00	18.22	-1.239	-.838	-.872	-.653	-1.701	-.599	-5.809	.000	-5.809	.000	2.816	12.3102	6.573
21	24.52	16.69	-1.431	-.964	-1.005	-.753	-1.947	-.681	-6.783	.000	-6.783	.000	2.816	12.3102	5.154
22	24.00	15.16	-1.516	-1.099	-1.137	-.851	-2.920	-.765	-8.381	.000	-8.381	.000	2.816	12.3102	3.049
23	23.40	13.64	-1.799	-1.212	-1.265	-.947	-3.117	-.856	-9.198	.000	-9.198	.000	.000	.0000	-13.396
24	23.00	11.24	-2.132	-1.436	-1.689	-1.122	-3.465	-1.014	-10.669	.000	-10.669	.000	.000	.0000	-15.779

TABLA # 1

AUDITORIO U.E.S. TITINCO MORELOS

DIA DE DISEÑO = 24

24 ENFO TEMPERATURA MINIMA (INVIERNO)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRANSITO (KWATTS)

HR	TCUARTO	TARE	QCOHOR	QCONDS	QCONDE	QCONDO	QCONDT	QCONDV	QCGAB	QSHG	QFLOW	QVENT	QILUM	QGENT	QTOT
1	22.59	21.32	-231	-156	-163	-122	-1476	-110	-2.260	.000	-2.260	.000	.000	.0000	-2.159
2	22.27	21.32	-173	-117	-122	-891	-1422	-882	-2.000	.000	-2.000	.000	.000	.0000	-1.747
3	22.07	20.74	-243	-164	-171	-120	-1.500	-116	-2.320	.000	-2.320	.000	.000	.0000	-2.250
4	22.00	20.39	-294	-195	-207	-155	-1.556	-140	-2.551	.000	-2.551	.000	.000	.0000	-2.622
5	22.07	20.16	-349	-235	-245	-184	-1.613	-166	-2.792	.000	-2.792	.000	.000	.0000	-3.013
6	22.27	19.00	-597	-402	-426	-315	-1.405	-254	-3.424	.000	-3.424	.000	.000	.0000	-4.326
7	22.59	19.46	-571	-385	-402	-301	-1.375	-272	-3.306	.000	-3.306	.000	.000	.0000	-4.132
8	23.00	22.71	-388	-236	-246	-175	-1.345	-117	-2.46	.595	-1.861	.000	.000	.0000	-1.231
9	23.48	24.30	-595	-402	-456	-275	-1.492	-340	-2.531	.745	-1.777	.000	.000	.0000	-4.674
10	24.00	26.54	-931	-613	-679	-409	-1.127	-482	-4.043	.874	-3.177	.000	.000	.0000	-6.926
11	24.52	28.04	-850	-534	-586	-340	-1.245	-455	-4.187	.772	-3.415	.000	.000	.0000	-7.462
12	25.00	29.44	-1.095	-742	-803	-573	-1.076	-540	-5.493	.540	-4.953	.000	.000	.0000	-8.995
13	25.41	30.60	-1.260	-839	-881	-747	-2.049	-636	-6.217	.550	-5.667	.000	.000	.0000	-10.098
14	25.73	32.10	-1.472	-984	-1.010	-936	-1.919	-767	-6.895	.682	-6.213	.000	.000	.0000	-11.506
15	25.93	32.92	-1.542	-1.061	-1.060	-949	-1.584	-787	-6.780	.624	-6.156	.000	.000	.0000	-11.644
16	26.00	33.50	-1.520	-924	-1.050	-865	-1.230	-749	-5.363	.350	-5.013	.000	.000	12.3102	-23.520
17	25.93	32.92	-1.277	-861	-898	-673	-704	-602	-5.021	.000	-5.021	.000	.000	12.3102	-21.571
18	25.73	31.99	-1.144	-771	-805	-602	-583	-504	-4.449	.000	-4.449	.000	.000	12.3102	-20.633
19	25.41	30.25	-884	-596	-622	-465	-367	-421	-3.355	.000	-3.355	.000	2.816	12.3102	-21.642
20	25.00	28.28	-600	-408	-422	-316	-286	-285	-2.112	.000	-2.112	.000	2.816	12.3102	-19.619
21	24.52	27.12	-476	-321	-325	-250	-247	-226	-1.560	.000	-1.560	.000	2.816	12.3102	-18.727
22	24.00	25.96	-358	-241	-252	-189	-180	-170	-1.401	.000	-1.401	.000	2.816	12.3102	-17.246
23	23.48	24.80	-241	-162	-169	-127	-127	-115	-1.136	.000	-1.136	.000	.000	.0000	-1.261
24	23.00	23.06	-311	-207	-203	-166	-1.209	-105	-1.172	.000	-1.172	.000	.000	.0000	-1.406

TABLA # 2

AUDITORIO I.E.S. TENISCO MORELOS

HEA DE DISEÑO =133

13 DE MAYO TEMPERATURA ALTA AMPLITUD MINIMA (PRIMAVERA)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRANSITO (KWHATS)

HR	TCUARTO	TAMB	QCONDA	QCONDS	QCONDE	QCONDO	QCONDT	QCONDU	QCOND	QSRC	QFLOR	QVENT	QILUH	QCENT	QTOT
1	22.59	20.06	- .462	- .311	- .225	- .243	-1.725	- .220	-3.285	.000	-3.285	.000	.000	.0000	-3.315
2	22.27	20.06	- .404	- .272	- .284	- .213	-1.668	- .197	-3.032	.000	-3.032	.000	.000	.0000	-3.403
3	22.07	19.42	- .434	- .326	- .340	- .255	-1.757	- .230	-3.393	.000	-3.393	.000	.000	.0000	-3.485
4	22.00	19.03	- .543	- .366	- .382	- .286	-1.821	- .250	-3.656	.000	-3.656	.000	.000	.0000	-4.409
5	22.07	18.72	- .601	- .465	- .423	- .317	-1.881	- .286	-3.913	.000	-3.913	.000	.000	.0000	-4.825
6	22.27	17.59	- .672	- .533	- .613	- .459	-1.440	- .415	-4.385	.000	-4.385	.000	.000	.0000	-5.030
7	22.59	18.01	- .836	- .584	- .588	- .440	-1.392	- .398	-4.215	.000	-4.215	.000	.000	.0000	-5.777
8	23.00	21.59	- .031	- .174	.022	- .041	- .472	- .020	- .706	.393	- .393	.000	.000	.0000	- .364
9	23.48	23.98	.305	.051	.464	.169	.224	.233	1.587	.744	2.330	.000	.000	.0000	3.276
10	24.00	25.62	.618	.224	.644	.298	.820	.352	2.956	.872	3.828	.000	.000	.0000	5.477
11	24.52	27.48	.827	.365	.769	.415	1.320	.448	4.143	.771	4.915	.000	.000	.0000	7.136
12	25.00	29.02	.976	.495	.731	.499	1.536	.474	4.713	.540	5.253	.000	.000	.0000	8.011
13	25.41	30.30	1.158	.602	.797	.669	1.756	.576	5.949	.533	6.482	.000	.000	.0000	9.294
14	25.73	31.95	1.430	.767	.979	.839	1.812	.733	6.609	.679	7.288	.000	.000	.0000	11.147
15	25.93	32.36	1.564	.823	1.066	.965	1.683	.797	6.800	.621	7.421	.000	.000	.0000	11.679
16	26.00	33.50	1.545	.924	1.066	.876	1.231	.757	6.399	.349	6.748	.000	.000	12.3102	23.555
17	25.93	32.86	1.267	.853	.891	.667	.692	.602	4.972	.000	4.972	.000	.000	12.3102	21.492
18	25.73	31.83	1.115	.751	.784	.587	.488	.510	4.255	.000	4.255	.000	.000	12.3102	20.359
19	25.41	29.91	.827	.534	.579	.433	.383	.391	3.080	.000	3.080	.000	2.816	12.3102	21.197
20	25.00	27.74	.501	.337	.352	.264	- .016	.236	1.677	.000	1.677	.000	2.816	12.3102	18.913
21	24.52	26.45	.335	.229	.250	.187	- .212	.169	.908	.000	.908	.000	2.816	12.3102	17.824
22	24.00	25.13	.216	.145	.152	.114	- .566	.103	- .237	.000	- .237	.000	2.816	12.3102	16.217
23	23.48	23.90	.076	.051	.054	.040	-1.129	.034	- .871	.000	- .871	.000	.000	.0000	- .075
24	23.00	21.98	- .186	- .126	- .121	- .098	-1.422	- .089	-2.052	.000	-2.052	.000	.000	.0000	-1.328

TABLA # 3

AUDITORIO L. I. S. TIRIRCO MORELOS

RIA DE BISECO =138

18 DE MAYO TEMPERATURA MAXIMA (PRIMAVERA)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRANSITO (KWATTS)

HR	TCUARTO	TAMB	QCONDA	QCONDB	QCONDC	QCONDD	QCONDE	QCONDF	QCONDG	QCONDH	QCONDI	QCONDJ	QCONDK	QCONDL	QCONDM	QCONDN	QCONDO
1	22.59	15.28	-1.336	- .900	- .939	- .703	-2.646	- .636	-7.160	.000	-7.160	.000	.000	.0000			-10.087
2	22.27	15.28	-1.277	- .861	- .898	- .673	-2.596	- .608	-6.907	.000	-6.907	.000	.000	.0000			-9.674
3	22.07	14.71	-1.345	- .906	- .946	- .708	-2.663	- .640	-7.209	.000	-7.209	.000	.000	.0000			-10.162
4	22.00	14.37	-1.395	- .940	- .981	- .734	-2.716	- .664	-7.429	.000	-7.429	.000	.000	.0000			-10.519
5	22.07	14.14	-1.409	- .976	-1.019	- .763	-2.771	- .690	-7.659	.000	-7.659	.000	.000	.0000			-10.908
6	22.27	13.60	-1.694	-1.141	-1.192	- .892	-3.023	- .806	-8.748	.000	-8.748	.000	.000	.0000			-12.659
7	22.58	13.45	-1.676	-1.125	-1.175	- .879	-2.970	- .795	-8.214	.000	-8.214	.000	.000	.0000			-12.052
8	23.06	16.66	- .931	- .761	- .929	- .511	-1.581	- .416	-4.743	.361	-4.382	.000	.000	.0000			-6.825
9	23.48	18.21	- .562	- .587	- .139	- .320	- .720	- .158	-2.545	.722	-1.823	.000	.000	.0000			-3.475
10	24.00	20.43	- .350	- .440	.053	- .197	- .145	- .071	-1.149	.892	- .297	.000	.000	.0000			-1.351
11	24.52	21.92	- .214	- .320	.111	- .113	.381	- .014	- .269	.756	.487	.000	.000	.0000			- .079
12	25.00	23.29	- .011	- .211	.132	- .046	.776	.042	.723	.523	1.251	.000	.000	.0000			1.130
13	25.41	24.44	.091	- .170	.064	.107	.742	.070	.955	.462	1.417	.000	.000	.0000			1.665
14	25.72	25.52	.239	.023	.182	.271	.577	.184	1.498	.598	2.096	.000	.000	.0000			2.926
15	25.93	26.72	.318	.097	.217	.274	.301	.198	1.604	.561	1.965	.000	.000	.0000			3.096
16	26.06	27.39	.342	.160	.233	.230	.046	.183	1.193	.302	1.495	.000	.000	12.3102			15.193
17	25.93	26.72	.144	.097	.101	.076	- .323	.069	.164	.000	.164	.000	.000	12.3102			13.606
18	25.73	25.81	.014	.010	.010	.008	- .529	.007	- .461	.000	- .461	.000	.000	12.3102			12.604
19	25.41	24.69	- .242	- .163	- .170	- .127	-1.434	- .115	-2.252	.000	-2.252	.000	.000	12.3102			12.947
20	25.00	23.15	- .521	- .351	- .366	- .274	-1.233	- .242	-2.998	.000	-2.998	.000	.000	12.3102			11.435
21	24.52	21.06	- .603	- .453	- .452	- .339	-1.181	- .306	-3.355	.000	-3.355	.000	.000	12.3102			10.744
22	24.00	19.66	- .757	- .519	- .532	- .398	-2.014	- .360	-4.572	.000	-4.572	.000	.000	12.3102			9.214
23	23.48	18.72	- .871	- .587	- .612	- .456	-2.144	- .414	-5.006	.000	-5.006	.000	.000	.0000			-6.738
24	23.00	17.00	-1.097	- .739	- .771	- .578	-2.390	- .522	-6.097	.000	-6.097	.000	.000	.0000			-8.369

TABLA # 4

AUDITORIO L. E. S. YENIRCO MORELOS

DIA DE DISEÑO -213

1 DE AGOSTO TEMPERATURA ALTA (VERANO)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRANSITO (KWATTS)

HR	TCUARTO	TAMB	QCONDN	QCONDS	QCONDE	QCONDO	QCONDT	QCONDU	QCORD	QSHS	QFLOW	QVENT	QILUM	QCENT	QTOT
1	22.59	11.56	-2.016	-1.358	-1.412	-1.061	-3.751	-959	-10.162	.000	-10.162	.000	.000	.0000	-14.954
2	22.27	11.56	-1.957	-1.319	-1.377	-1.031	-3.294	-931	-9.909	.000	-9.909	.000	.000	.0000	-14.542
3	22.07	10.92	-2.032	-1.773	-1.433	-1.073	-3.379	-970	-10.266	.000	-10.266	.000	.000	.0000	-15.120
4	22.00	10.93	-2.097	-1.413	-1.475	-1.104	-3.440	-998	-10.526	.000	-10.526	.000	.000	.0000	-15.541
5	22.07	10.28	-2.155	-1.452	-1.516	-1.135	-3.499	-1.025	-10.781	.000	-10.781	.000	.000	.0000	-15.956
6	22.27	9.00	-2.425	-1.674	-1.703	-1.277	-3.018	-1.154	-11.214	.000	-11.214	.000	.000	.0000	-17.131
7	22.59	9.51	-2.390	-1.610	-1.661	-1.259	-2.914	-1.137	-10.992	.000	-10.992	.000	.000	.0000	-16.812
8	23.00	13.09	-1.672	-1.221	-1.098	-950	-2.029	-762	-7.792	.376	-7.326	.000	.000	.0000	-11.559
9	23.48	15.40	-1.174	-995	-501	-612	-1.235	-476	-5.178	.760	-4.418	.000	.000	.0000	-7.734
10	24.00	17.32	-953	-223	-305	-449	-892	-306	-3.428	.917	-2.509	.000	.000	.0000	-5.123
11	24.52	18.99	-673	-682	-225	-332	-220	-227	-2.329	.853	-1.467	.000	.000	.0000	-3.508
12	25.00	20.32	-547	-352	-346	-235	-140	-247	-2.140	.631	-1.499	.000	.000	.0000	-2.999
13	25.41	21.80	-255	-400	-179	-630	-242	-974	-740	.718	-1.023	.000	.000	.0000	-1.099
14	25.73	23.56	-502	-205	-101	-204	-242	-692	-275	.802	1.077	.000	.000	.0000	.673
15	25.93	24.36	-505	-194	-104	-153	-198	-669	-1079	.686	.607	.000	.000	.0000	.555
16	26.09	25.00	-506	-123	-64	-89	-501	-639	-506	.349	-1.157	.000	.000	12.3102	12.388
17	25.92	24.36	-287	-184	-202	-151	-371	-137	-1.842	.000	-1.842	.000	.000	12.3102	10.417
18	25.73	23.33	-439	-296	-309	-231	-1.096	-209	-2.580	.000	-2.580	.000	.000	12.3102	9.262
19	25.41	21.61	-732	-493	-315	-335	-1.451	-345	-3.925	.000	-3.925	.000	2.816	12.3102	9.930
20	25.00	19.24	-1.053	-707	-741	-554	-1.703	-591	-5.262	.000	-5.262	.000	2.816	12.3102	7.713
21	24.52	17.94	-1.195	-502	-343	-631	-1.777	-576	-5.828	.000	-5.828	.000	2.816	12.3102	6.746
22	24.00	16.68	-1.336	-362	-241	-705	-2.629	-637	-7.151	.000	-7.151	.000	2.816	12.3102	5.041
23	23.48	15.40	-1.477	-245	-1.019	-772	-2.782	-703	-7.775	.000	-7.775	.000	.000	.0000	-11.092
24	23.00	13.40	-1.740	-1.173	-1.224	-916	-3.062	-828	-8.943	.000	-8.943	.000	.000	.0000	-12.980

TABLA # 5

AUDITORIO L. E. S. TENIXCO MORELOS

DIA DE DISEÑO = 323

19 DE NOVIEMBRE TEMPERATURA MAS BAJA (OTORO)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRANSITO (KHATTS)

HR	TCUARTO	TAMD	QCONDN	QCONDH	QCONDE	QCONDO	QCONDY	QCONDU	QCONDV	QSHS	QFLOW	QVENT	QILUM	QCENT	QTOT
1	22.59	9.05	-2.474	-1.647	-1.740	-1.303	-3.820	-1.177	-12.182	.000	-12.182	-1.403	.000	.0000	-19.716
2	22.27	9.05	-2.416	-1.628	-1.699	-1.272	-3.764	-1.150	-11.929	.000	-11.929	-1.445	.000	.0000	-19.265
3	22.07	8.29	-2.515	-1.597	-1.771	-1.326	-3.869	-1.179	-12.391	.000	-12.391	-1.512	.000	.0000	-20.066
4	22.00	7.83	-2.590	-1.745	-1.822	-1.364	-3.903	-1.232	-12.697	.000	-12.697	-1.559	.000	.0000	-20.625
5	22.07	7.52	-2.659	-1.792	-1.870	-1.400	-4.012	-1.266	-13.000	.000	-13.000	-1.605	.000	.0000	-21.153
6	22.27	6.00	-2.974	-2.004	-2.092	-1.566	-4.323	-1.015	-14.373	.000	-14.373	-1.812	.000	.0000	-23.611
7	22.59	6.61	-2.920	-1.960	-2.054	-1.538	-4.307	-1.190	-13.377	.000	-13.377	-1.777	.000	.0000	-22.428
8	23.00	10.00	-2.035	-1.893	-1.307	-1.072	-2.503	-.926	-9.336	.427	-9.909	-1.112	.000	.0000	-15.562
9	23.48	13.64	-1.579	-1.212	-.919	-.831	-1.660	-.696	-6.896	.947	-6.048	-1.028	.000	.0000	-11.295
10	24.00	15.93	-1.030	-.934	-.393	-.589	-.904	-.391	-3.333	1.691	-3.293	-.325	.000	.0000	-7.427
11	24.52	17.91	-.812	-.814	-.262	-.428	-.365	-.282	-2.962	.900	-1.982	-.648	.000	.0000	-5.207
12	25.00	19.75	-.664	-.647	-.353	-.349	-.201	-.277	-2.452	.754	-1.738	-.485	.000	.0000	-4.119
13	25.41	21.28	-.478	-.509	-.336	-.219	-.067	-.213	-1.822	.618	-1.204	-.350	.000	.0000	-2.891
14	25.73	23.26	-.193	-.304	-.136	.005	.034	-.042	-.634	.727	-.093	-.150	.000	.0000	-.561
15	25.93	25.33	-.126	-.157	-.088	.025	-.152	-.010	-.556	.647	.091	-.045	.000	.0000	-.021
16	26.00	25.10	-.070	-.111	-.049	.010	-.304	-.012	-.537	.355	-.182	-.039	.000	12.3102	12.452
17	25.93	24.33	-.293	-.197	-.206	-.150	-.706	-.139	-1.696	.000	-1.696	-.045	.000	12.3102	10.502
18	25.73	23.11	-.479	-.323	-.337	-.252	-.968	-.228	-2.588	.000	-2.588	-.160	.000	12.3102	8.975
19	25.41	20.82	-.840	-.566	-.591	-.442	-1.345	-.400	-4.104	.000	-4.104	-.405	2.816	12.3102	0.949
20	25.00	18.22	-1.239	-.835	-.872	-.653	-1.701	-.596	-5.889	.000	-5.889	-.669	2.816	12.3102	5.904
21	24.52	16.69	-1.431	-.964	-1.000	-.753	-1.947	-.681	-6.783	.000	-6.783	-.795	2.816	12.3102	4.359
22	24.00	15.16	-1.616	-1.062	-1.137	-.851	-2.920	-.769	-8.281	.000	-8.281	-.917	2.816	12.3102	2.131
23	23.40	13.64	-1.799	-1.212	-1.265	-.947	-3.117	-.856	-9.198	.000	-9.198	-1.038	.000	.0000	-14.434
24	23.00	11.34	-2.132	-1.436	-1.490	-1.122	-3.465	-1.014	-10.669	.000	-10.669	-1.257	.000	.0000	-17.036

TABLA # 6

SUBTORIO L. E. S. TENERICO MORELOS

RIA DE DISEÑO = 24

24 DE ENERO TEMPERATURA MINIMA (INVIERNO)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRANSITO (KHATTS)

HR	TCUARTO	TARB	QCONDB	QCONDS	QCONDE	QCONDO	QCONDT	QCONDU	QCORD	QSHG	QFLOW	QVENT	QILUN	QCENT	QTOT
1	22.59	21.32	-.731	-.156	-.163	-.122	-1.478	-.110	-2.260	.000	-2.260	-.005	.000	.0000	-2.164
2	22.27	21.32	-.173	-.117	-.122	-.091	-1.422	-.082	-2.000	.000	-2.000	.033	.000	.0000	-1.713
3	22.07	20.74	-.243	-.164	-.171	-.128	-1.500	-.116	-2.320	.000	-2.320	-.012	.000	.0000	-2.263
4	22.00	20.39	-.294	-.190	-.207	-.155	-1.556	-.140	-2.551	.000	-2.551	-.044	.000	.0000	-2.658
5	22.07	20.16	-.345	-.235	-.245	-.184	-1.613	-.166	-2.792	.000	-2.792	-.082	.000	.0000	-3.095
6	22.27	19.00	-.597	-.482	-.420	-.315	-1.405	-.284	-3.424	.000	-3.424	-.246	.000	.0000	-4.572
7	22.59	19.46	-.571	-.385	-.402	-.301	-1.375	-.272	-3.306	.000	-3.306	-.224	.000	.0000	-4.366
8	23.00	22.71	.180	-.054	.246	.075	-.345	.117	.246	.395	.641	.113	.000	.0000	1.344
9	23.48	24.00	.595	.162	.656	.279	.492	.343	2.531	.746	3.277	.306	.000	.0000	4.980
10	24.00	26.54	.831	.313	.879	.409	1.127	.482	4.043	.874	4.917	.453	.000	.0000	7.360
11	24.52	28.04	.853	.434	.756	.440	1.249	.455	4.187	.772	4.959	.572	.000	.0000	8.033
12	25.00	29.44	1.095	.547	.853	.573	1.876	.548	8.493	.540	6.072	.682	.000	.0000	9.677
13	25.41	30.60	1.260	.639	.881	.747	2.049	.636	6.212	.550	6.762	.772	.000	.0000	10.871
14	25.73	32.10	1.472	.764	1.018	.936	1.918	.767	6.895	.682	7.577	.916	.000	.0000	12.320
15	25.93	32.92	1.542	.861	1.060	.948	1.504	.787	6.760	.620	7.404	.989	.000	.0000	12.633
16	26.00	33.58	1.523	.929	1.058	.965	1.237	.749	6.363	.356	6.717	1.051	.000	12.3102	24.571
17	25.93	32.92	1.277	.861	.898	.672	.704	.608	5.021	.000	5.021	.989	.000	12.3102	22.560
18	25.73	31.99	1.144	.771	.805	.602	.583	.344	4.409	.000	4.409	.981	.000	12.3102	21.534
19	25.41	30.25	.904	.594	.622	.465	.367	.421	3.355	.000	3.355	.701	.000	12.3102	22.372
20	25.00	28.26	.600	.404	.422	.316	.096	.285	2.112	.000	2.112	.543	.000	12.3102	20.162
21	24.52	27.12	.476	.321	.335	.250	-.047	.226	1.360	.000	1.360	.461	.000	12.3102	19.158
22	24.00	25.96	.358	.241	.252	.189	-.210	.170	.401	.000	.401	.384	.000	12.3102	17.630
23	23.48	24.80	.241	.162	.169	.127	-.950	.115	-.136	.000	-.136	.306	.000	.0000	1.567
24	23.00	23.00	.011	.007	.008	.006	-1.209	.005	-1.172	.000	-1.172	.155	.000	.0000	-.251

TABLA # 7

AUDITORIO I. E. S. TENIXCO MORELOS

DIA DE DISEÑO =133

13 DE MAYO TEMPERATURA ALTA AMPLITUD MINIMA (PRIMAVERA)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRANSITO (KWATTS)

HR	TCUARTO	TARX	QCORRH	QCORRS	QCORSE	QCONDO	QCONBT	QCONDU	QCOND	QSHG	QFLON	QENT	QILUH	QENT	QTOT
1	22.59	20.06	- 462	- 311	- 325	- 243	-1.725	- 220	-3.265	.000	-3.265	- 157	.000	.0000	-3.972
2	22.27	20.06	- 404	- 272	- 284	- 213	-1.668	- 192	-3.032	.000	-3.032	- 116	.000	.0000	-3.522
3	22.07	19.42	- 489	- 326	- 340	- 255	-1.757	- 230	-3.393	.000	-3.393	- 171	.000	.0000	-4.156
4	22.00	19.03	- 547	- 366	- 382	- 286	-1.821	- 258	-3.656	.000	-3.656	- 210	.000	.0000	-4.619
5	22.07	18.73	- 601	- 405	- 423	- 317	-1.881	- 286	-3.913	.000	-3.913	- 249	.000	.0000	-5.074
6	22.27	17.50	- 672	- 457	- 463	- 359	-1.940	- 315	-4.365	.000	-4.365	- 287	.000	.0000	-5.467
7	22.59	19.01	- 816	- 564	- 586	- 440	-1.992	- 348	-4.716	.000	-4.716	- 366	.000	.0000	-6.180
8	23.00	21.59	- 081	- 174	- 022	- 061	- 077	- 020	- 736	.392	- 392	- 022	.000	.0000	- 386
9	23.48	23.50	.345	.031	.464	.164	.289	.233	1.587	.744	2.330	.159	.000	.0000	3.474
10	24.00	25.02	.616	.224	.684	.298	.320	.332	2.956	.872	3.828	.367	.000	.0000	5.043
11	24.52	27.40	.827	.365	.769	.419	1.320	.448	4.143	.771	4.915	.594	.000	.0000	7.641
12	25.00	29.02	.970	.495	.734	.499	1.546	.474	4.716	.540	5.259	.632	.000	.0000	8.642
13	25.41	30.30	1.158	.602	.797	.665	1.756	.570	5.589	.509	6.098	.736	.000	.0000	10.020
14	25.73	31.96	1.430	.762	.979	.889	1.912	.733	6.609	.679	7.288	.898	.000	.0000	12.044
15	25.93	32.86	1.564	.883	1.086	.965	1.803	.797	6.948	.621	7.469	.982	.000	.0000	12.661
16	26.00	33.50	1.595	.924	1.068	.876	1.231	.757	6.399	.349	6.740	1.051	.000	12.3102	24.696
17	25.93	32.86	1.267	.883	.691	.667	.592	.693	4.972	.000	4.972	.962	.000	12.3102	22.874
18	25.73	31.96	1.115	.751	.784	.587	.488	.539	4.255	.000	4.255	.882	.000	12.3102	21.241
19	25.41	29.91	.822	.554	.578	.423	.382	.391	3.080	.000	3.080	.684	2.316	12.3102	21.084
20	25.00	27.74	.501	.237	.352	.264	-.016	.238	1.677	.000	1.677	.478	2.316	12.3102	19.290
21	24.52	26.46	.350	.234	.250	.187	-.212	.169	.988	.000	.988	.391	2.316	12.3102	18.295
22	24.00	25.18	.216	.145	.152	.114	-.966	.103	-.237	.000	-.237	.296	2.316	12.3102	16.567
23	23.48	23.90	.076	.051	.054	.040	-1.129	.036	-.871	.000	-.871	.198	.000	.0000	.273
24	23.00	21.99	- 166	- 126	- 131	- 098	-1.422	- 092	-2.052	.000	-2.052	.025	.000	.0000	-1.803

TABLA N 8

BUDGETARIO L.E.S. TENIXCO BOPFILOS

DIA DE DISEÑO =138

18 DE MAYO TEMPERATURA MAXIMA (PRIORITARIA)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRANSITO (KWATTS)

HR	TCUARTO	TAMB	QCONDH	QCONDV	QCONDH	QCONDV										
1	22.59	15.28	-1.336	- .900	- .939	- .703	-2.646	- .636	-7.160	.000	-7.160	- .732	.000	.0000	-10.819	
2	22.27	15.28	-1.277	- .861	- .898	- .673	-2.596	- .608	-6.907	.000	-6.907	- .694	.000	.0000	-10.369	
3	22.07	14.71	-1.345	- .906	- .946	- .708	-2.663	- .640	-7.209	.000	-7.209	- .739	.000	.0000	-10.951	
4	22.00	14.37	-1.395	- .940	- .981	- .734	-2.716	- .664	-7.429	.000	-7.429	- .772	.000	.0000	-11.290	
5	22.07	14.14	-1.409	- .976	-1.017	- .763	-2.771	- .690	-7.669	.000	-7.669	- .807	.000	.0000	-11.716	
6	22.27	13.00	-1.694	-1.141	-1.192	- .892	-3.023	- .805	-8.746	.000	-8.746	- .909	.000	.0000	-13.639	
7	22.54	13.45	-1.670	-1.125	-1.175	- .879	-2.970	- .795	-8.214	.000	-8.214	- .853	.000	.0000	-13.011	
8	23.00	16.66	- .931	- .791	- .879	- .511	-1.591	- .410	-4.703	.351	-4.352	- .616	.000	.0000	-7.441	
9	23.48	18.72	- .562	- .507	- .559	- .320	- .726	- .190	-2.505	.772	-1.733	- .426	.000	.0000	-3.901	
10	20.00	20.43	- .350	- .440	.050	- .197	- .145	- .071	-1.102	.852	- .297	- .207	.000	.0000	-1.633	
11	20.52	21.98	- .214	- .320	.111	- .113	.281	- .014	- .260	.756	.487	- .165	.000	.0000	- .245	
12	20.00	23.25	- .011	- .211	.132	- .005	.775	.042	.723	.328	1.251	- .056	.000	.0000	1.071	
13	20.41	24.44	.091	- .120	.064	.107	.742	.070	.955	.462	1.417	.020	.000	.0000	1.695	
14	20.73	25.92	.259	.023	.182	.271	.577	.184	1.492	.593	2.096	.170	.000	.0000	3.096	
15	20.53	26.72	.314	.097	.247	.274	.301	.193	1.404	.561	1.965	.242	.000	.0000	3.339	
16	20.00	27.36	.342	.160	.332	.230	.048	.102	1.193	.302	1.495	.204	.000	12.3102	15.497	
17	20.93	26.77	.184	.097	.181	.076	- .323	.069	.164	.000	.164	.242	.000	12.3102	13.848	
18	20.73	25.81	.014	.010	.010	.008	- .523	.007	- .481	.050	- .481	.157	.000	12.3102	12.761	
19	20.41	24.05	- .242	- .163	- .170	- .127	-1.434	- .115	-2.252	.000	-2.252	- .012	2.016	12.3102	12.535	
20	20.00	22.15	- .521	- .351	- .366	- .274	-1.238	- .240	-2.996	.000	-2.996	- .196	2.016	12.3102	11.239	
21	20.52	21.00	- .643	- .433	- .402	- .339	-1.181	- .306	-3.355	.000	-3.355	- .276	2.016	12.3102	10.468	
22	24.00	19.86	- .757	- .510	- .532	- .396	-2.014	- .360	-4.572	.000	-4.572	- .351	2.016	12.3102	8.863	
23	23.48	18.72	- .871	- .587	- .612	- .458	-2.134	- .414	-5.066	.000	-5.066	- .476	.000	.0000	-7.164	
24	23.00	17.00	-1.097	- .739	- .771	- .578	-2.290	- .522	-6.097	.000	-6.097	- .575	.000	.0000	-8.944	

TABLE 8 9

AUDITORIO U.E.S. TIMIRCO MORELOS

DIA DE DISEÑO = 213

1 DE AGOSTO TEMPERATURA ALTA (VERANO)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRANSITO (KWATTS)

HR	TCUARTO	TAMB	QCONDH	QCOND5	QCOND6	QCOND0	QCOND1	QCOND2	QCOND3	QCOND4	QCOND5	QSHG	QFLOW	QVENT	QILUM	QSEIT	QTOT
1	22.59	11.56	-2.016	-1.350	-1.418	-1.061	-3.351	-.959	-10.162	.000	-10.162	-1.181	.000	.0000	.0000	.0000	-16.135
2	22.27	11.56	-1.957	-1.319	-1.377	-1.031	-3.294	-.931	-9.909	.000	-9.909	-1.142	.000	.0000	.0000	.0000	-15.685
3	22.07	10.92	-2.038	-1.373	-1.433	-1.073	-3.379	-.970	-10.266	.000	-10.266	-1.195	.000	.0000	.0000	.0000	-16.315
4	22.00	10.53	-2.097	-1.413	-1.475	-1.104	-3.440	-.990	-10.526	.000	-10.526	-1.234	.000	.0000	.0000	.0000	-16.775
5	22.07	10.23	-2.155	-1.452	-1.516	-1.135	-3.499	-1.025	-10.781	.000	-10.781	-1.272	.000	.0000	.0000	.0000	-17.223
6	22.27	9.09	-2.428	-1.634	-1.706	-1.277	-3.610	-1.154	-11.214	.000	-11.214	-1.401	.000	.0000	.0000	.0000	-18.582
7	22.59	9.51	-2.390	-1.610	-1.681	-1.255	-2.914	-1.137	-10.992	.000	-10.992	-1.427	.000	.0000	.0000	.0000	-18.239
8	23.00	13.09	-1.672	-1.221	-1.078	-.680	-2.000	-.762	-7.702	.376	-7.326	-1.046	.000	.0000	.0000	.0000	-12.605
9	23.48	13.09	-1.174	-.995	-.581	-.616	-1.335	-.476	-5.176	.760	-4.416	-.826	.000	.0000	.0000	.0000	-8.563
10	24.00	17.32	-.853	-.603	-.305	-.449	-.692	-.306	-3.422	.919	-2.503	-.657	.000	.0000	.0000	.0000	-5.780
11	24.52	18.98	-.633	-.482	-.225	-.333	-.420	-.227	-2.320	.613	-1.707	-.519	.000	.0000	.0000	.0000	-4.027
12	25.00	20.52	-.547	-.387	-.165	-.260	-.160	-.247	-2.140	.651	-1.489	-.392	.000	.0000	.0000	.0000	-3.391
13	25.41	21.20	-.255	-.145	-.179	-.030	-.242	-.074	-.740	.710	-.030	-.208	.000	.0000	.0000	.0000	-1.287
14	25.73	23.46	-.002	-.780	-.001	.204	.262	.092	-.275	.602	1.077	-.126	.000	.0000	.0000	.0000	.547
15	25.93	24.36	-.006	-.194	-.004	.155	-.090	.069	-.079	.606	.607	-.042	.000	.0000	.0000	.0000	.514
16	26.06	25.00	-.006	-.123	-.001	.000	-.501	.039	-.506	.349	-.157	.027	.000	12.3102	.0000	.0000	12.415
17	25.93	24.36	-.297	-.194	-.202	-.151	-.871	-.137	-1.842	.000	-1.842	-.042	.000	12.3102	.0000	.0000	10.375
18	25.73	23.34	-.439	-.296	-.309	-.231	-1.096	-.209	-2.580	.000	-2.580	-.142	.000	12.3102	.0000	.0000	9.120
19	25.41	21.41	-.732	-.493	-.515	-.385	-1.451	-.348	-3.925	.000	-3.925	-.335	2.616	12.3102	.0000	.0000	9.595
20	25.00	19.24	-1.053	-.709	-.741	-.554	-1.703	-.501	-5.262	.000	-5.262	-.546	2.616	12.3102	.0000	.0000	7.166
21	24.52	17.96	-1.199	-.808	-.843	-.631	-1.777	-.570	-5.823	.000	-5.823	-.642	2.616	12.3102	.0000	.0000	6.104
22	24.00	16.68	-1.338	-.902	-.941	-.705	-2.629	-.637	-7.151	.000	-7.151	-.734	2.616	12.3102	.0000	.0000	4.307
23	23.48	15.40	-1.477	-.995	-1.039	-.778	-2.782	-.703	-7.775	.000	-7.775	-.826	.000	.0000	.0000	.0000	-11.910
24	23.00	13.48	-1.740	-1.173	-1.224	-.916	-3.062	-.828	-8.943	.000	-8.943	-.959	.000	.0000	.0000	.0000	-13.980

TABLA # 10

AUDITORIO L. E. S. YENINCO MORELOS

DIA DE DISEÑO = 323

19 DE NOVIEMBRE TEMPERATURA MAS BAJA (OTOÑO)

C) ESTADO TRANSITORIO (programa TRNSYS):

A continuación se presentan los resultados obtenidos del programa TRNSYS. Solamente se presenta en esta sección el formato de lectura que los datos deberán tener para poder ser procesados por el programa TRNSYS, por ser este muy extenso en el número de líneas que lo forman. A continuación del listado de datos se encontraran las tablas de resultados obtenidos en la simulación; al igual que para el programa TRANSITO la simulación fue hecha con ventilación y sin ventilación.

\*\*\*\*\*

```

*
* ARCHIVO DE LECTURA PARA EL PROGRAMA TRNSYS
* EL PROGRAMA TRNSYS CALCULA CON ESTOS DATOS
* LA CARGA TOTAL QUE SE PRESENTA EN UN AUDI-
* TORIO, UBICADO EN LAS INSTALACIONES DEL LA-
* BORATORIO DE ENERGIA SOLAR (L.E.S.) DE LA
* UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO EN
* TIRANCO PUEBLOS. CARGAS DE CALOR QUE SE
* PRESENTAN POR CONDUCCION A TRAVES DE PARE-
* DES, TIPOS, VENTANAS Y PUERTAS, ASERAS LAS
* CARGAS DE CALOR SOLAR A TRAVES DE VENTA-
* NAS, ASI COMO LAS CARGAS DE CALOR DEBI-
* DAS A EQUIPIS, APARATOS ELECTRICOS, VENTI-
* LACION Y INFILTRACION.
*

```

\*\*\*\*\*

```

*
* DIA 130 10 DE MAYO TEMPERATURA MAXIMA PRIMAVERA
* COEFICIENTES h=0.15 EN TYPE 17 24/8/85
* CON RADIADORES CONECTOS SOBRE CADA NUDO
*

```

```

* CONTENEA SIMULACION
*
* SIMULATION 1 0 120 1 0
* LIMITS 20 50
* HOLIDY
* HOLIDY 72
*

```

```

* LECTORA DE DATOS MUEVIENTO, TEM AMBIENTE, RADIACION DIRECTA Y DIFUSA
*
* UNIT 9 TYPE 9 GRID READER
* PARAMETERS 2
* 6.0 1.0
*

```

\*\*\*\*\*PROCESADOR DE RADIACION SOLAR\*\*\*\*\*

```

*
* UNIT 16 TYPE 16 PROCESADOR DE RADIACION
* PRR 5
* 5 138 19 4371 0.0
* INPUTS 17
* 9.3 9.4 9.19 9.20 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0
* 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0 0 90 0 90 90 90 -90 90 100 90 120
*

```

```

*
* UNIT 17 TYPE 16 PROCESADOR DE RADIACION
* PRR 5
* 5 138 19 4871 0.0
* INPUTS 17
* 9.3 9.4 9.19 9.20 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0
* 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 90 140 50 160 90 160 90 160 90 -140 50 -120
*

```

UNIT 18 TYPE 16. PROCESADOR DE RADIACION

PAR 5

5 133 19 4871 0 0

INPUTS 7

5,3 7,3 9,1 9,20 0,0 0,0 0,0

0 0 0 0 0 0,0 0,0 90 -100

\*=====CUBIERTA DE VENTANA PARED OESTE=====

\*

UNIT 34 TYPE 34 CUBIERTA DE VENTANA (COORRANGE Y HINCHALL)

PAR 15

0 83 0 40 0 52 0 0 0 0 0 0 0 52 0 0 0 0 0 0 0 52 0 0 0 0 0 0 90 0

INPUTS 6

16,2 16,3 16,4 16,5 16,7 0,0

0 0 0,0 0,0 0,0 0,0 0,0

\*=====CUBIERTA DE VENTANA PARED ESTE=====

\*

UNIT 37 TYPE 34 CUBIERTA DE VENTANA (COORRANGE AND HINCHALL)

PAR 15

0 83 0 40 0 52 0 0 0 0 0 0 0 52 0 0 0 0 0 0 0 52 0 0 0 0 0 0 -90 0

INPUTS 6

16,2 16,3 16,4 16,5 16,7 0,0

0 0 0,0 0,0 0,0 0,0 0,0

\*=====VENTANA PARTO OESTE=====

\*

UNIT 35 TYPE 35 VENTANA

PAR 2

1 3 872

INPUTS 3

19,2 9,2 0,0 34,1 0,0

0 0 0,0 20 219256 0,0 0 75

\*=====VENTANA PARTO ESTE=====

\*

UNIT 36 TYPE 35 VENTANA

PAR 2

1 3 872

INPUTS 3

19,2 9,2 0,0 37,1 0,0

0 0 0,0 20 219256 0,0 0 75

\*PAREDES DIVIDIDAS EN PARED SUR OESTE ESTE, 9 PAREDES NORTE Y TECHO

\*

\*=====PARED SUR=====

UNIT 56 TYPE 17 TRANSFER FUNCTION WALLS

PAR 12

1 0 0 0 85 1 0 66 7 0 0 1 0 0 0 0 -1 0 3253073

INPUTS 4

9,2 0,0 9,1 19,2  
0,0 0,0 0,0 22,0

\*

=====PAGE# NORTH I =====

\*

UNIT 55 TYPE 17 TRANSFER FUNCTION HALLS

PAR 12

1 0 0 0 05 1 0 11.0 0.0 1 0.0 0.0 -1 0.3253873

\*\*\*\*\*

INPUTS 4

9,2 10,0 9,1 19,2

0 0 0,0 0 0 22,0

\*

=====PAGE# NORTH II =====

\*

UNIT 54 TYPE 17 TRANSFER FUNCTION HALLS

PAR 12

1 0 0 0 05 1 0 11.0 0.0 1 0.0 0.0 -1 0.3253873

\*\*\*\*\*

INPUTS 4

9,2 17,15 9,1 19,2

0 0 0,0 0 0 22,0

\*

=====PAGE# NORTH III =====

\*

UNIT 55 TYPE 17 TRANSFER FUNCTION HALLS

PAR 12

1 0 0 0 05 1 0 11.0 0.0 1 0.0 0.0 -1 0.3253873

\*\*\*\*\*

INPUTS 4

9,2 17,17 9,1 19,2

0 0 0,0 0 0 22,0

\*

=====PAGE# NORTH IV =====

\*

UNIT 56 TYPE 17 TRANSFER FUNCTION HALLS

PAR 12

1 0 0 0 05 1 0 11.0 0.0 1 0.0 0.0 -1 0.3253873

\*\*\*\*\*

INPUTS 4

9,2 17,15 9,1 19,2

0 0 0,0 0 0 22,0

\*

=====PAGE# NORTH V =====

\*

UNIT 57 TYPE 17 TRANSFER FUNCTION HALLS

PAR 12

1 0 0 0 05 1 0 11 0 0 0 1 0.0 0.0 -1 0.3253873

\*\*\*\*\*

INPUTS 4

9,2 17,13 9,1 19,2

0.0 0.0 0.0 22.0

\*  
\*\*\*\*\*PARSED NORTE VI \*\*\*\*\*

\*  
UNIT 58 TYPE 17 TRANSFER FUNCTION HALLS  
PAR 12  
1 0.8 0.85 1 0 11 0 0.0 1 0.0 0.0 -1 0.3253873  
\*\*\*\*\*  
INPUTS 4  
9,2 17,11 9,1 19,2  
0.0 0.0 0.0 22.0

\*  
\*\*\*\*\*PARSED NORTE VII \*\*\*\*\*

\*  
UNIT 59 TYPE 17 TRANSFER FUNCTION HALLS  
PAR 12  
1 0.8 0.85 1 0 11 0 0.0 1 0.0 0.0 -1 0.3253873  
\*\*\*\*\*  
INPUTS 4  
9,2 17,6 9,1 19,2  
0.0 0.0 0.0 22.0

\*  
\*\*\*\*\*PARSED NORTE VIII \*\*\*\*\*

\*  
UNIT 60 TYPE 17 TRANSFER FUNCTION HALLS  
PAR 12  
1 0.8 0.85 1 0 11 0 0.0 1 0.0 0.0 -1 0.3253873  
\*\*\*\*\*  
INPUTS 4  
9,2 16,19 9,1 19,2  
0.0 0.0 0.0 22.0

\*  
\*\*\*\*\*PARSED NORTE IX \*\*\*\*\*

\*  
UNIT 61 TYPE 17 TRANSFER FUNCTION HALLS  
PAR 12  
1 0.8 0.85 1 0 11 0 0.0 1 0.0 0.0 -1 0.3253873  
\*\*\*\*\*  
INPUTS 4  
9,2 16,17 9,1 19,2  
0.0 0.0 0.0 22.0

\*  
\*\*\*\*\*PARSED ISTE asinout=-90 \*\*\*\*\*

\*  
UNIT 72 TYPE 17 TRANSFER FUNCTION HALLS  
PAR 12  
1 0.8 0.85 1 0 69.628 0.0 1 0.0 0.0 -1 0.3253873  
\*\*\*\*\*  
INPUTS 4  
9,2 16,19 9,1 19,2  
0.0 0.0 0.0 22.0

```

*
*-----FACED OESTE asouth=90-----
*
UNIT 03 TYPE 17 TRANSFER FUNCTION HALLS
PAR 12
1 0 0 0.05 1 0 52.128 0.0 1 0.0 0.0 -1 0.3253073
*-----
INPUTS 4
9,2 16,13 9,1 19,2
0.0 0.0 0.0 22.0
*
*-----TECHO-----
*
UNIT 02 TYPE 17 TRANSFER FUNCTION HALLS
PAR 12
1 0 0 0.05 1 0 216.7 0.0 1 0.0 0.0 0 0.1033016
*-----
INPUTS 4
9,2 16,6 9,1 19,2
0 0 0.0 0 22.0
*
*-----CUBO-----
*
UNIT 19 TYPE 19 CUBO
PAR 18
1.0 113.10 1.5 180 2 355239.98 3257.4529 0 0 57.60 19 0 0
22 22 22 1 0.998194 0.0057
INPUTS 10
9,2 0,0 0,0 9,2 0,0 0,0 4,1 6,1 9,5 9,6
0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0
*
*-----TIPO 15 OPERACIONES ALGEBRAICAS-----
*
UNIT 14 TYPE 15
PAR 8
0 0 3 0 3 0 3 -3
INPUTS 4
62,2 72,2 63,2 50,2
0.0 0.0 0.0 0.0
*
*-----SUMA DE QCONEN-----
*
UNIT 12 TYPE 15
PAR 18
0 0 3 0 3 0 3 0 3 0 3 0 3 -3
INPUTS 9
53,2 54,2 55,2 56,2 57,2 58,2 59,2 60,2 61,2
0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0
*
*-----SUMA DE QCONMP Y QCONDO-----
*

```

UNIT 3 TYPE 15  
PAR 0  
0 0 3 -4 0 0 3 -3  
INPUTS 4  
14,1 12,1 35,3 36,3  
0.0 0.0 0.0 0.0

\*=====SUMA DE QCOND+QCOND=QCOND=====\*

UNIT 4 TYPE 15  
PAR 4  
0 0 3 -4  
INPUTS 2  
3,1 3,2  
0.0 0.0

\*=====SUMA DE QSHG=====\*

UNIT 6 TYPE 15  
PAR 4  
0 0 3 -4  
INPUTS 2  
35,2 36,2  
0.0 0.0

\*=====SUMA DE QSHG + QCOND = QFLOW=====\*

UNIT 7 TYPE 15  
PAR 4  
0 0 3 -4  
INPUTS 2  
4,1 6,1  
0.0 0.0

\*=====CONVERSION DE KJ/HR A KWATTS=====\*

UNIT 27 TYPE 15  
PAR 20  
0 0 2 -4 0 0 2 -4 0 0 2 -4 0 0 2 -4  
INPUTS 10  
50,2 0,0 12,1 0,0 72,2 0,0 63,2 0,0 62,2 0,0  
0.0 3600 0.0 3600 0.0 3600 0.0 3600 0.0 3600

UNIT 28 TYPE 15  
PAR 20  
0 0 2 -4 0 0 2 -4 0 0 2 -4 0 0 2 -4  
INPUTS 10  
3,2 0,0 7,1 0,0 19,1 0,0 9,5 0,0 9,6 0,0  
0.0 3600 0.0 3600 0.0 3600 0.0 3600 0.0 3600

\*+++++TYPE 15 PARA QUENT Y QKTEL ++++++

```

*
UNIT 2 TYPE 15
PAR 12
0 0 2 1 0 0 2 -4 0 0 2 -1
INPUTS 6
19,7 0,0 19,8 0,0 19,9 0,0
0,0 20,0 0,0 20,0 0,0 20,0
*

```

\*\*\*\*\*UNIDAD DE PLOTTER Y PLOTTER\*\*\*\*\*

```

*
UNIT 25 TYPE 25
PAR 4
1 97 120 0
INPUTS 10
27,1 27,2 27,3 27,4 27,5 28,1 4,1 6,1 28,2 28,3
QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS
*

```

```

*
UNIT 21 TYPE 25
PAR 4
1 97 120 0
INPUTS 7
28,4 28,5 19,2 9,2 2,1 2,2 2,3
QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS
*

```

```

*
UNIT 22 TYPE 25
PAR 4
1 97 120 7
INPUTS 10
27,1 27,2 27,3 27,4 27,5 28,1 4,1 6,1 28,2 28,3
QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS
*

```

```

*
UNIT 23 TYPE 25
PAR 4
1 97 120 7
INPUTS 7
28,4 28,5 19,2 9,2 2,1 2,2 2,3
QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS QUANTOS
*

```

```

*****FIN*****
END
0,000 20,000 0 0 0 0 * DATOS NECESARIOS PARA LA SIMULACION
0,000 20,000 0 0 0,0 0
0,000 19,420 0 0 0,0 0
0,000 19,050 0 0 0,0 0
0,000 18,780 0 0 0,0 0
3,000 17,500 0 0 0,0 0
3,100 18,210 0 0 0,0 0
2,900 21,590 616 292 0,0 0
2,800 23,990 1328 770 0,0 0
3,000 25,380 1951 1248 0,0 0
3,200 27,480 2372 1584 0,0 0
3,600 29,020 2520 1710 0,0 0

```

2.800	30.300	2372	1584	0.0	0
2.500	31.300	1951	1242	0.0	0
2.000	32.800	1328	770	0.0	0
2.200	33.500	616	292	0.0	44316
2.000	32.000	0	0	0.0	44316
1.700	31.000	0	0	0.0	44316
2.800	29.910	0	0	10137.6	44316
3.000	27.740	0	0	10137.6	44316
2.600	26.460	0	0	10137.6	44316
0.000	25.180	0	0	10137.6	44316
0.000	23.900	0	0	0.0	0
0.000	21.900	0	0	0.0	0
0.000	20.060	0	0	0.0	0
0.000	18.000	0	0	0.0	0
0.000	19.420	0	0	0.0	0
0.000	19.030	0	0	0.0	0
0.000	18.780	0	0	0.0	0
3.000	17.500	0	0	0.0	0
3.100	18.010	0	0	0.0	0
2.900	21.540	616	292	0.0	0
2.800	23.900	1328	770	0.0	0
3.800	25.820	1951	1242	0.0	0
3.200	27.480	2372	1584	0.0	0
3.600	29.020	2520	1710	0.0	0
2.800	30.300	2372	1584	0.0	0
2.500	31.300	1951	1242	0.0	0
2.000	32.800	1328	770	0.0	0
2.200	33.500	616	292	0.0	44316
2.000	32.000	0	0	0.0	44316
1.700	31.000	0	0	0.0	44316
2.800	29.910	0	0	10137.6	44316
3.000	27.740	0	0	10137.6	44316
2.600	26.460	0	0	10137.6	44316
0.000	25.180	0	0	10137.6	44316
0.000	23.900	0	0	0.0	0
0.000	21.900	0	0	0.0	0
0.000	20.060	0	0	0.0	0
0.000	18.000	0	0	0.0	0
0.000	19.420	0	0	0.0	0
0.000	19.030	0	0	0.0	0
0.000	18.780	0	0	0.0	0
3.000	17.500	0	0	0.0	0
3.100	18.010	0	0	0.0	0
2.900	21.540	616	292	0.0	0
2.800	23.900	1328	770	0.0	0
3.800	25.820	1951	1242	0.0	0
3.200	27.480	2372	1584	0.0	0
3.600	29.020	2520	1710	0.0	0
2.800	30.300	2372	1584	0.0	0
2.500	31.300	1951	1242	0.0	0
2.000	32.800	1328	770	0.0	0

2.200	33.500	616	292	0.0	44316
2.000	32.800	0	0	0.0	44316
1.700	31.800	0	0	0.0	44316
1.600	29.500	0	0	10137.6	44316
1.000	27.700	0	0	10137.6	44316
2.200	26.400	0	0	10137.6	44316
0.000	25.100	0	0	10137.6	44316
0.000	23.500	0	0	0.0	0
0.000	21.900	0	0	0.0	0
0.000	20.000	0	0	0.0	0
0.000	20.000	0	0	0.0	0
0.000	19.400	0	0	0.0	0
0.000	19.000	0	0	0.0	0
0.000	18.700	0	0	0.0	0
3.000	17.500	0	0	0.0	0
3.100	16.000	0	0	0.0	0
2.900	21.500	616	292	0.0	0
2.100	23.500	1218	770	0.0	0
3.800	25.000	1951	1242	0.0	0
3.200	27.400	2372	1504	0.0	0
3.600	29.000	2520	1710	0.0	0
2.800	30.300	2372	1504	0.0	0
2.500	31.900	1951	1242	0.0	0
2.000	32.800	1328	770	0.0	0
2.200	33.500	616	292	0.0	44316
2.000	32.800	0	0	0.0	44316
1.700	31.800	0	0	0.0	44316
2.600	29.900	0	0	10137.6	44316
3.000	27.700	0	0	10137.6	44316
2.600	26.400	0	0	10137.6	44316
0.000	25.100	0	0	10137.6	44316
0.000	23.500	0	0	0.0	0
0.000	21.900	0	0	0.0	0

TABLAS DE RESULTADOS ( PROGRAMA TRNSYS ).

Las tablas del 11 al 15 son los resultados sin ventilación

Las tablas del 16 al 20 son los resultados para una ventila-

3

ción de 360 m /hr.

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRANSYS (KWATTS)

HR	TCUARTO	TARE	QCORND	QCORUS	QCORBE	QCORAO	QCORNT	QCOROV	QCORND	QSHG	QFLOW	QVENT	QLIGHT	QPEOPL	QLOAD
1	22.17	9.05	-2.422	-1.632	-1.704	-1.275	-3.301	-576	-10.911	.000	-10.910	.000	.000	.0000	.000
2	22.02	9.05	-2.422	-1.632	-1.704	-1.275	-3.301	-576	-10.911	.000	-10.910	.000	.000	.0000	.000
3	22.00	8.29	-2.512	-1.692	-1.767	-1.323	-3.392	-597	-11.293	.000	-11.290	.000	.000	.0000	-13.250
4	22.00	7.83	-2.592	-1.746	-1.823	-1.365	-3.472	-616	-11.614	.000	-11.610	.000	.000	.0000	-16.620
5	22.00	7.52	-2.648	-1.784	-1.863	-1.395	-3.529	-630	-11.847	.000	-11.850	.000	.000	.0000	-17.520
6	22.00	6.00	-2.976	-1.972	-2.050	-1.541	-3.805	-656	-12.997	.000	-13.000	.000	.000	.0000	-19.010
7	22.00	6.61	-2.815	-1.896	-1.960	-1.482	-3.200	-669	-12.131	.000	-12.130	.000	.000	.0000	-19.800
8	22.00	10.88	-1.471	-1.370	-1.770	-1.824	-1.569	-484	-6.497	.264	-6.233	.000	.000	.0000	-16.950
9	22.00	13.64	-1.771	-1.030	-1.100	-1.479	-1.327	-364	-3.072	.574	-2.497	.000	.000	.0000	-11.460
10	22.00	15.93	-1.185	-1.748	-1.007	-1.045	-1.550	-264	-1.485	.728	-2.213	.000	.000	.0000	-7.448
11	22.00	17.51	-1.394	-1.500	-1.000	-1.47	-2.096	-178	-3.458	.497	-1.955	.000	.000	.0000	-2.954
12	22.00	19.75	-1.415	-1.277	-1.000	-1.208	-2.591	-100	-3.428	.468	-3.095	.000	.000	.0000	-1.129
13	22.01	21.20	-1.627	-1.059	-1.441	-1.118	-2.667	-103	-4.033	.439	-4.472	.000	.000	.0000	.000
14	22.00	23.26	-1.975	-1.154	-1.656	-1.292	-2.457	-104	-5.089	.409	-5.497	.000	.000	.0000	.000
15	22.00	24.33	-1.957	-1.233	-1.629	-1.731	-1.546	-109	-4.247	.439	-4.685	.000	.000	.0000	.000
16	22.17	25.10	-1.865	-1.371	-1.577	-1.565	-1.872	-131	-3.370	.254	-3.633	.000	.000	12.3100	.000
17	22.25	24.33	-1.396	-1.267	-1.279	-1.209	-1.010	-104	-1.256	.900	-1.256	.000	.000	12.3100	.000
18	22.32	23.11	-1.159	-1.167	-1.112	-1.024	-1.279	-130	-1.221	.600	-1.221	.000	.000	12.3100	.000
19	22.37	20.82	-1.272	-1.163	-1.191	-1.143	-1.718	-105	-1.971	.600	-1.571	.000	2.816	12.3100	.000
20	22.40	19.22	-1.758	-1.511	-1.533	-1.399	-1.168	-161	-3.047	.600	-3.548	.000	2.816	12.3100	.000
21	22.42	16.69	-1.044	-1.704	-1.734	-1.550	-1.490	-248	-4.769	.600	-4.170	.000	2.816	12.3100	.000
22	22.42	15.16	-1.328	-1.895	-1.934	-1.699	-2.199	-316	-6.369	.600	-6.370	.000	2.816	12.3100	.000
23	22.36	13.64	-1.607	-1.083	-1.130	-1.945	-2.491	-382	-7.531	.600	-7.531	.000	.000	.0000	.000
24	22.26	11.34	-2.019	-1.360	-1.420	-1.063	-2.897	-480	-9.239	.600	-9.240	.000	.000	.0000	.000

TABLE # 11

AUDITORIO L.E.S. TENIRCA ROBELOS

DIA DE DISEÑO = 24

24 DE ENERO TEMPERATURA MINIMA (INVERNO)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRNSYS (KWATTS)

HR	TCUARTO	TAMB	QCONDN	QCONDG	QCONRE	QCONDQ	QCOMOT	QCONDU	QCOND	QSHG	QFLOW	QVENT	QLIGHT	QPEPL	LOAD
1	25.97	20.06	-1.086	- .732	- .764	- .572	-1.914	- .258	-5.329	.000	-5.327	.000	.000	.0000	.000
2	25.92	20.06	-1.084	- .732	- .764	- .572	-1.914	- .258	-5.328	.000	-5.327	.000	.000	.0000	.000
3	25.88	19.42	-1.189	- .801	- .836	- .626	-2.021	- .283	-5.756	.000	-5.755	.000	.000	.0000	.000
4	25.79	19.03	-1.249	- .842	- .879	- .658	-2.084	- .297	-6.008	.000	-6.009	.000	.000	.0000	.000
5	25.71	18.78	-1.282	- .863	- .902	- .675	-2.118	- .305	-6.147	.000	-6.146	.000	.000	.0000	.000
6	25.62	17.58	-1.592	-1.012	-1.056	- .791	-1.956	- .357	-6.678	.000	-6.675	.000	.000	.0000	.000
7	25.53	18.01	-1.392	- .938	- .979	- .733	-1.840	- .331	-6.214	.000	-6.214	.000	.000	.0000	.000
8	25.46	21.59	- .182	- .486	- .527	- .180	- .241	- .171	-1.223	.276	- .947	.068	.000	.0000	.000
9	25.44	23.98	.716	- .192	.095	.193	1.307	- .068	2.850	.935	3.386	.000	.000	.0000	.000
10	25.46	25.82	1.071	.647	1.181	.376	2.297	.017	4.989	.498	5.486	.000	.000	.0000	.000
11	25.51	27.48	1.337	.949	1.310	.547	3.408	.000	6.936	.376	7.312	.000	.000	.0000	.000
12	25.59	29.02	1.332	.832	1.048	.686	3.723	.152	7.332	.348	7.682	.000	.000	.0000	.000
13	25.69	30.30	1.637	.580	1.057	.974	4.092	.208	8.548	.341	8.885	.000	.000	.0000	.000
14	25.80	31.96	2.098	.773	1.278	1.360	3.960	.273	9.644	.341	9.984	.000	.000	.0000	.000
15	25.93	32.68	2.235	.870	1.359	1.486	3.140	.307	9.367	.389	9.755	.000	.000	.0000	.000
16	26.00	33.50	1.911	.933	1.239	1.131	1.975	.329	7.519	.255	7.773	.000	.000	12.3100	8.228
17	26.00	32.86	1.255	.845	.882	.661	.779	.298	4.719	.000	4.720	.000	.000	12.3100	15.260
18	26.00	31.83	1.066	.718	.750	.562	.558	.254	3.908	.000	3.908	.000	.000	12.3100	13.790
19	26.00	29.91	.715	.482	.503	.377	.276	.170	2.522	.000	2.522	.000	2.816	12.3100	13.240
20	26.00	27.74	.318	.214	.224	.168	- .117	.076	.882	.000	.882	.000	2.816	12.3100	11.640
21	26.00	26.46	.034	.057	.059	.044	- .383	.020	- .119	.000	- .119	.000	2.816	12.3100	10.280
22	26.00	25.18	- .150	- .101	- .165	- .079	- .941	- .036	-1.412	.000	-1.412	.000	2.816	12.3100	9.187
23	26.00	23.99	- .384	- .259	- .270	- .202	-1.186	- .091	-2.392	.000	-2.392	.000	.000	.0000	3.931
24	26.00	21.98	- .735	- .495	- .517	- .397	-1.551	- .175	-3.861	.000	-3.861	.000	.000	.0000	.428

TABLA # 12

AUDITORIO L. E. S. TENEKO HORIELOS

DIA DE DISEÑO = 133

13 DE MAYO TEMPERATURA ALTA AMPLITUD MINIMA (PRIMAVERA)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRNSYS (KWATTS)

HR	TCUARTO	TAMB	QCONDK	QCONDS	QCONDE	QCONDO	QCOND1	QCONDU	QCOND	QSHG	QFLOW	QENT	QLIGHT	QPEOPL	QLOAD
1	25.97	20.06	-1.086	- .732	- .764	- .572	-1.914	- .258	-5.328	.000	-5.327	.000	.000	.0000	.000
2	25.92	20.06	-1.086	- .732	- .764	- .572	-1.914	- .258	-5.328	.000	-5.327	.000	.000	.0000	.000
3	25.86	19.82	-1.189	- .901	- .836	- .626	-2.021	- .283	-5.756	.000	-5.756	.000	.000	.0000	.000
4	25.79	19.03	-1.249	- .942	- .879	- .658	-2.084	- .297	-6.003	.000	-6.003	.000	.000	.0000	.000
5	25.71	18.78	-1.282	- .964	- .902	- .675	-2.110	- .305	-6.147	.000	-6.146	.000	.000	.0000	.000
6	25.62	17.90	-1.502	-1.012	-1.056	- .791	-1.956	- .357	-6.675	.000	-6.675	.000	.000	.0000	.000
7	25.55	18.01	-1.392	- .930	- .979	- .733	-1.640	- .331	-6.214	.000	-6.214	.000	.000	.0000	.000
8	25.06	21.59	- .182	- .466	- .037	- .100	- .241	- .171	-1.223	.276	- .947	.000	.000	.0000	.000
9	25.04	23.90	.716	- .192	.035	.193	1.307	- .062	2.850	.335	3.386	.000	.000	.0000	.000
10	25.66	25.83	1.071	.047	1.131	.376	2.297	.017	8.989	.498	5.986	.000	.000	.0000	.000
11	25.51	27.48	1.337	.249	1.310	.547	3.495	.002	6.935	.376	7.312	.000	.000	.0000	.000
12	25.59	29.02	1.332	.322	1.043	.696	3.722	.152	7.333	.343	7.682	.000	.000	.0000	.000
13	25.69	30.33	1.637	.500	1.017	.974	4.092	.205	8.944	.341	8.885	.000	.000	.0000	.000
14	25.80	31.96	2.092	.773	1.278	1.364	3.860	.272	9.644	.341	9.986	.000	.000	.0000	.000
15	25.93	32.86	2.235	.870	1.359	1.446	3.149	.307	9.367	.389	9.755	.000	.000	.0000	.000
16	26.00	33.56	1.911	.933	1.239	1.131	1.975	.329	7.519	.255	7.773	.000	.000	12.3100	8.228
17	26.00	32.86	1.255	.845	.882	.661	.779	.293	4.719	.000	4.720	.000	.000	12.3100	15.260
18	26.00	31.63	1.066	.719	.750	.562	.558	.254	3.908	.000	3.908	.000	.000	12.3100	13.790
19	26.00	29.91	.715	.482	.503	.377	.276	.170	2.522	.000	2.522	.000	2.816	12.3100	13.240
20	26.00	27.74	.310	.214	.274	.168	-.117	.076	.882	.000	.882	.000	2.816	12.3100	11.640
21	26.00	25.96	.084	.057	.054	.044	-.303	.020	-.119	.000	-.119	.000	2.816	12.3100	10.280
22	26.00	25.18	-.150	-.101	-.105	-.079	-.941	-.026	-1.412	.000	-1.412	.000	2.816	12.3100	9.187
23	26.00	23.90	-.384	-.259	-.270	-.202	-1.186	-.091	-2.397	.000	-2.397	.000	.000	.0000	3.931
24	26.00	21.92	-.735	-.495	-.517	-.387	-1.551	-.175	-3.861	.000	-3.861	.000	.000	.0000	.428

TABLA # 13

AUDITORIO L. E. S. TENIXCO MORELOS

DIÁ DE DISEÑO = 138

18 DE MAYO TEMPERATURA MÁXIMA (PRIMAVERA)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRHSYS (KWATTS)

HR	TCUARTO	TAMB	QCORRH	QCORNS	QCORHE	QCORNO	QCORHT	QCORBU	QCORND	QSHG	QFLOU	QVENT	QLIGHT	QPEOPL	QLOAD
1	23.32	15.28	-1.481	- .998	-1.042	- .780	-2.345	- .352	-6.997	.000	-6.996	.000	.000	.0000	.000
2	23.24	15.28	-1.491	- .998	-1.042	- .780	-2.345	- .252	-6.997	.000	-6.998	.000	.000	.0000	.000
3	23.15	14.71	-1.566	-1.051	-1.097	- .821	-2.427	- .371	-7.322	.000	-7.327	.000	.000	.0000	.000
4	23.05	14.37	-1.608	-1.082	-1.130	- .848	-2.474	- .382	-7.519	.000	-7.520	.000	.000	.0000	.000
5	22.95	14.14	-1.630	-1.092	-1.147	- .855	-2.499	- .388	-7.522	.000	-7.621	.000	.000	.0000	.000
6	22.84	13.00	-1.828	-1.226	-1.200	- .958	-2.692	- .433	-8.400	.000	-8.400	.000	.000	.0000	.000
7	22.71	13.43	-1.717	-1.156	-1.207	- .904	-2.784	- .408	-7.775	.000	-7.776	.000	.000	.0000	.000
8	22.62	16.66	- .409	- .746	- .006	- .344	- .651	- .263	-2.539	.246	-2.293	.000	.000	.0000	.000
9	22.57	16.72	.327	- .400	.675	- .015	.850	- .169	1.189	.520	1.709	.000	.000	.0000	.000
10	22.56	20.43	.740	- .262	1.075	- .180	2.079	- .093	3.679	.035	4.213	.000	.000	.0000	.000
11	22.58	21.92	.692	- .079	1.089	.300	2.946	- .020	5.100	.348	5.449	.000	.000	.0000	.000
12	22.62	23.29	1.004	.067	.962	.462	4.104	.031	6.600	.318	6.964	.000	.000	.0000	.000
13	22.70	24.44	1.075	.223	.711	.603	3.843	.079	6.614	.301	6.916	.000	.000	.0000	.000
14	22.77	25.92	1.387	.397	.831	.978	3.074	.140	6.767	.301	7.069	.000	.000	.0000	.000
15	22.86	26.72	1.367	.406	.826	.925	2.006	.172	5.781	.322	6.113	.000	.000	.0000	.000
16	22.97	27.30	1.170	.547	.750	.716	1.137	.192	4.514	.720	4.733	.000	.000	12.3100	.000
17	23.08	26.72	.606	.462	.482	.361	.264	.162	2.919	.000	2.419	.000	.000	12.3100	.000
18	23.18	25.81	.499	.334	.351	.263	.027	.115	1.596	.000	1.596	.000	.000	12.3100	.000
19	23.28	24.09	.166	.112	.117	.088	- .650	.040	- .127	.000	- .127	.000	2.816	12.3100	.000
20	23.35	22.15	- .206	- .139	- .145	- .108	- .781	- .049	-1.428	.000	-1.428	.000	2.816	12.3100	.000
21	23.42	21.00	- .430	- .290	- .303	- .227	- .890	- .102	-2.242	.000	-2.242	.000	2.816	12.3100	.000
22	23.48	19.86	- .651	- .439	- .458	- .343	-1.495	- .155	-3.542	.000	-3.540	.000	2.816	12.3100	.000
23	23.48	18.72	- .870	- .588	- .612	- .458	-1.720	- .207	-4.453	.000	-4.453	.000	.000	.0000	.000
24	23.45	17.00	-1.185	- .799	- .834	- .624	-2.043	- .232	-5.767	.000	-5.767	.000	.000	.0000	.000

TABLE # 14

AUDIORTO L. E. S. TENIXCO MORELOS

DIA DE ASESO = 213

1 DE AGOSTO TEMPERATURA ALTA (VERANO)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRNSYS (KWATTS)

HR	TCUARTO	TAMB	QCONDN	QCOND5	QCOND6	QCOND0	QCOND1	QCOND2	QCOND	QSHR	QFLOW	QVENT	QLIGHT	QPEOP	QLOAD
1	22.40	11.56	-2.001	-1.348	-1.487	-1.053	-2.873	-476	-9.164	.000	-9.163	.000	.000	.0000	.000
2	22.29	11.56	-2.001	-1.348	-1.487	-1.053	-2.873	-476	-9.164	.000	-9.163	.000	.000	.0000	.000
3	22.16	10.52	-2.079	-1.401	-1.563	-1.095	-2.958	-498	-9.489	.000	-9.489	.000	.000	.0000	.000
4	22.03	10.53	-2.127	-1.423	-1.495	-1.120	-3.007	-506	-9.692	.000	-9.690	.000	.000	.0000	.000
5	22.00	10.28	-2.127	-1.433	-1.476	-1.120	-3.007	-506	-9.692	.000	-9.690	.000	.000	.0000	11.479
6	22.00	9.00	-2.379	-1.602	-1.673	-1.252	-3.358	-559	-10.328	.000	-10.330	.000	.000	.0000	-15.240
7	22.00	9.51	-2.384	-1.539	-1.607	-1.201	-2.720	-543	-9.897	.000	-9.896	.000	.000	.0000	-15.690
8	22.00	13.09	-1.189	-1.090	-.622	-.662	-1.282	-.387	-5.237	.247	-4.994	.000	.000	.0000	-13.520
9	22.00	15.40	-.276	-.313	.363	-.220	-.351	-.287	-.908	.533	-.370	.000	.000	.0000	-8.991
10	22.00	17.32	.233	-.977	.839	.053	1.687	-.298	2.028	.619	2.647	.000	.000	.0000	-4.598
11	22.00	19.58	.401	-.372	.376	.228	2.654	-1.131	3.748	.477	4.227	.000	.000	.0000	-1.153
12	22.01	20.52	.483	-.182	.447	.254	2.420	-.064	3.358	.466	3.824	.000	.000	.0000	.000
13	22.04	21.00	1.096	-.026	.694	.788	3.460	-.009	5.908	.455	6.363	.000	.000	.0000	.000
14	22.09	23.06	1.374	.175	.983	1.185	3.202	.052	6.903	.435	7.337	.000	.000	.0000	.000
15	22.16	24.16	1.257	.200	.866	1.014	1.587	.099	5.436	.407	5.924	.000	.000	.0000	.000
16	22.25	25.00	1.034	.300	.674	.733	.975	.124	3.889	.240	4.130	.000	.000	12.3100	.000
17	22.33	24.36	.397	.261	.272	.204	-.114	.092	1.099	.000	1.099	.000	.000	12.3100	.000
18	22.41	23.33	.182	.123	.128	.096	-.365	.043	.207	.000	.207	.000	.000	12.3100	.000
19	22.48	21.41	-.183	-.123	-.128	-.096	-.765	-.043	-1.339	.000	-1.338	.000	2.816	12.3100	.000
20	22.53	19.24	-.592	-.399	-.416	-.312	-1.129	-1.141	-2.989	.000	-2.988	.000	2.816	12.3100	.000
21	22.56	17.96	-.835	-.563	-.587	-.440	-1.323	-1.199	-3.947	.000	-3.946	.000	2.816	12.3100	.000
22	22.59	16.68	-1.076	-.725	-.757	-.567	-1.940	-.256	-5.319	.000	-5.320	.000	2.816	12.3100	.000
23	22.55	15.40	-1.315	-.886	-.925	-.692	-2.183	-.313	-6.314	.000	-6.314	.000	.000	.0000	.000
24	22.50	13.48	-1.661	-1.119	-1.168	-.875	-2.534	-.395	-7.753	.000	-7.753	.000	.000	.0000	.000

TABLA # 15

AUDITORIO U.E.S. TENISCO MORELOS

DIA DE DISEÑO = 323

19 DE NOVIEMBRE TEMPERATURA MAS BAJA (OTOÑO)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRNSYS (KWHTS)

HR	TCUARTO	TAMB	QCONDN	QCOND5	QCOND6	QCOND0	QCOND7	QCOND8	QCOND	QSHG	QFLOW	QVENT	QLIGHT	QPEOP	QLOAD
1	22.12	9.05	-2.415	-1.627	-1.699	-1.272	-3.295	-574	-10.993	.000	-10.880	-1.592	.000	.0000	.000
2	22.00	9.05	-2.399	-1.610	-1.681	-1.258	-3.270	-568	-10.776	.000	-10.886	-1.592	.000	.0000	-4.446
3	22.00	8.29	-2.502	-1.659	-1.784	-1.320	-3.386	-596	-11.367	.000	-11.270	-1.670	.000	.0000	-17.070
4	22.00	7.53	-2.602	-1.706	-1.883	-1.383	-3.472	-616	-11.564	.000	-11.610	-1.727	.000	.0000	-18.330
5	22.00	7.52	-2.644	-1.764	-1.893	-1.395	-3.529	-620	-11.647	.000	-11.650	-1.764	.000	.0000	-19.260
6	22.00	6.60	-2.926	-1.972	-2.039	-1.941	-3.803	-696	-12.927	.000	-13.000	-1.950	.000	.0000	-20.950
7	22.00	6.61	-2.815	-1.896	-1.900	-1.982	-3.828	-669	-12.131	.000	-12.130	-1.875	.000	.0000	-21.670
8	22.00	10.89	-1.471	-1.370	-1.730	-1.024	-1.959	-484	-6.487	.264	-6.232	-1.355	.000	.0000	-18.300
9	22.00	13.64	-.771	-1.030	-.100	-.479	-.327	-.364	-3.072	.524	-2.497	-1.019	.000	.0000	-12.480
10	22.00	15.93	.105	-.748	.007	-.045	1.550	-.264	1.465	.720	2.213	-.740	.000	.0000	-8.185
11	22.00	17.91	.394	-.504	1.000	.147	2.998	-.178	3.458	.407	3.955	-.494	.000	.0000	-3.450
12	22.00	19.75	.615	-.277	.503	.708	2.591	-.098	3.428	.462	3.895	-.274	.000	.0000	-.402
13	22.01	21.20	.627	-.089	.041	.418	2.657	-.031	4.033	.439	4.472	-.069	.000	.0000	.000
14	22.04	23.26	.973	.154	.656	.792	2.457	.054	5.089	.408	3.497	.142	.000	.0000	.000
15	22.09	24.33	.957	.282	.609	.731	1.545	.099	4.742	.439	4.682	.273	.000	.0000	.000
16	22.17	25.10	.962	.370	.577	.565	.872	.131	3.378	.254	3.630	.357	.000	12.3100	.000
17	22.25	24.33	.395	.266	.278	.208	.009	.094	1.251	.000	1.250	.254	.000	12.3100	.000
18	22.32	23.11	.157	.106	.111	.083	-.280	.037	.214	.000	.214	.097	.000	12.3100	.000
19	22.37	20.82	-.273	-.184	-.192	-.144	-.719	-.065	-1.579	.000	-1.579	-.189	2.816	12.3100	.000
20	22.40	18.22	-.759	-.512	-.534	-.400	-1.169	-.181	-3.556	.000	-3.555	-.506	2.816	12.3100	.000
21	22.42	16.69	-1.045	-.764	-.735	-.550	-1.490	-.249	-4.772	.000	-4.773	-.696	2.816	12.3100	.000
22	22.42	15.16	-1.327	-.894	-.933	-.699	-2.197	-.316	-6.367	.000	-6.367	-.884	2.816	12.3100	.000
23	22.36	13.64	-1.605	-1.081	-1.129	-.845	-2.479	-.382	-7.522	.000	-7.521	-1.069	.000	.0000	.000
24	22.26	11.34	-2.015	-1.357	-1.417	-1.061	-2.093	-.479	-9.222	.000	-9.222	-1.342	.000	.0000	.000

TABLA # 16

AUDITORIO L.E.S. TENISCO MORELOS

DIA DE DISEÑO = 24

24 DE ENERO TEMPERATURA MINIMA (INVIERNO)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRNSYS (KWATTS)

HR	TCUARTO	TAMB	QCONHW	QCONHS	QCONHE	QCONDO	QCONOT	QCONBU	QCOND	QSHG	QFLOW	QVENT	QLIGHT	QPEOPL	QLOAD
1	25.97	21.32	- .856	- .577	- .602	- .451	-1.676	-.204	-4.364	.000	-4.365	- .570	.000	.0000	.000
2	25.93	21.32	- .856	- .577	- .602	- .451	-1.676	-.204	-4.364	.000	-4.365	- .570	.000	.0000	.000
3	25.87	20.74	- .949	- .629	- .667	- .500	-1.773	-.226	-4.753	.000	-4.754	- .525	.000	.0000	.000
4	25.81	20.39	-1.003	- .676	- .705	- .528	-1.830	-.233	-4.981	.000	-4.980	- .560	.000	.0000	.000
5	25.74	20.16	-1.033	- .696	- .727	- .544	-1.862	-.246	-5.108	.000	-5.107	- .609	.000	.0000	.000
6	25.65	19.00	-1.232	- .830	- .867	- .649	-1.836	-.293	-5.706	.000	-5.706	- .811	.000	.0000	.000
7	25.57	19.46	-1.133	- .763	- .797	- .596	-1.736	-.269	-5.294	.000	-5.294	- .799	.000	.0000	.000
8	25.51	22.71	.167	- .352	-.334	-.019	.091	-.124	.096	.277	.372	- .341	.000	.0000	.000
9	25.49	24.00	1.002	-.087	1.153	.323	1.682	-.031	4.047	.537	4.584	- .685	.000	.0000	.000
10	25.52	26.54	1.404	.129	1.569	.529	3.009	.045	6.725	.502	7.228	.124	.000	.0000	.000
11	25.58	28.04	1.237	.310	1.182	.530	2.936	.110	6.306	.376	6.681	.300	.000	.0000	.000
12	25.65	29.44	1.534	.476	1.230	.751	4.505	.168	6.664	.348	9.013	.462	.000	.0000	.000
13	25.74	30.60	1.810	.610	1.170	1.103	4.792	.215	9.703	.341	10.050	.592	.000	.0000	.000
14	25.85	32.10	2.182	.764	1.329	1.442	4.111	.277	10.127	.341	10.460	.761	.000	.0000	.000
15	25.98	32.92	2.170	.871	1.332	1.462	3.030	.307	9.111	.393	9.505	.846	.000	.0000	.000
16	26.00	33.50	1.960	.927	1.216	1.103	1.927	.327	7.369	.256	7.625	.917	.000	12.3100	12.510
17	26.00	32.97	1.266	.953	.890	.666	.790	.301	4.767	.000	4.766	.843	.000	12.3100	14.700
18	26.00	31.99	1.096	.738	.771	.577	.620	.261	4.069	.000	4.070	.729	.000	12.3100	13.400
19	26.00	30.25	.777	.524	.547	.409	.340	.185	2.781	.000	2.781	.510	2.816	12.3100	12.930
20	26.00	28.26	.412	.281	.293	.220	-.017	.099	1.293	.000	1.294	.278	2.816	12.3100	11.390
21	26.00	27.12	.205	.139	.144	.108	-.233	.049	.411	.000	.410	.137	2.816	12.3100	10.170
22	26.00	25.96	-.002	-.005	-.005	-.004	-.791	-.002	-.814	.000	-.814	-.005	2.816	12.3100	9.199
23	26.00	24.20	-.220	-.148	-.154	-.116	-1.012	-.052	-1.703	.000	-1.703	-.146	.000	.0000	4.025
24	26.00	23.06	-.538	-.362	-.378	-.283	-1.346	-.120	-3.036	.000	-3.035	-.359	.000	.0000	.581

TAELA # 17

AUDITORIO I. E. S. TENIXCO MORELOS

DIA DE DISEÑO = 135

13 DE MAYO TEMPERATURA ALTA AMPLITUD MINIMA (PRIMAVERA)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRNSYS (KWATTS)

HR	TCUARTO	TAMB	QCONDN	QCOND5	QCONDE	QCOND0	QCOND7	QCONH9	QCOND	QSHC	QFLOW	QVENT	QLIGHT	QPEPL	QLOAD
1	25.96	20.06	-1.096	-732	-764	-572	-1.914	-256	-5.328	.000	-5.327	-724	.000	.0000	.000
2	25.91	20.06	-1.096	-732	-764	-572	-1.914	-256	-5.328	.000	-5.327	-724	.000	.0000	.000
3	25.84	19.42	-1.186	-799	-834	-625	-2.016	-282	-5.744	.000	-5.743	-732	.000	.0000	.000
4	25.76	19.03	-1.245	-839	-876	-656	-2.080	-296	-5.992	.000	-5.992	-820	.000	.0000	.000
5	25.67	18.78	-1.277	-860	-898	-677	-2.113	-304	-6.122	.000	-6.122	-840	.000	.0000	.000
6	25.57	17.50	-1.495	-1.007	-1.051	-737	-1.949	-356	-6.644	.000	-6.644	-904	.000	.0000	.000
7	25.47	16.01	-1.384	-932	-973	-729	-1.831	-329	-6.178	.000	-6.178	-909	.000	.0000	.000
8	25.40	21.59	-1.172	-879	-945	-1.175	-1.231	-169	-1.181	.276	-1.904	-464	.000	.0000	.000
9	25.36	23.90	.720	-195	987	1.199	1.316	-665	2.897	525	3.432	-190	.000	.0000	.000
10	25.40	25.82	1.082	.055	1.189	3.62	2.308	.019	5.036	.498	9.533	.051	.000	.0000	.000
11	25.46	27.43	1.348	.256	1.316	3.53	3.416	.090	6.981	376	7.358	.247	.000	.0000	.000
12	25.54	29.02	1.243	.435	1.055	.651	3.734	.156	7.372	348	7.726	.424	.000	.0000	.000
13	25.64	30.30	1.646	.587	1.064	.579	4.101	.207	8.503	341	8.925	.568	.000	.0000	.000
14	25.76	31.56	2.106	.779	1.204	1.369	3.868	.275	9.681	301	10.020	.755	.000	.0000	.000
15	25.90	32.66	2.247	.875	1.364	1.450	3.156	.309	9.394	309	9.783	.848	.000	.0000	.000
16	26.00	33.50	1.916	.937	1.242	1.133	1.980	.331	7.539	.255	7.795	.914	.000	12.3100	6.305
17	26.00	32.86	1.256	.845	.882	.661	.779	.298	4.718	.000	4.720	.836	.000	12.3100	16.120
18	26.00	31.83	1.066	.718	.750	.562	.588	.254	3.900	.000	3.908	.710	.000	12.3100	14.510
19	26.00	29.91	.715	.482	.503	.377	.276	.170	2.522	.000	2.522	.476	2.816	12.3100	13.730
20	26.00	27.74	.318	.214	.224	.168	-.117	.076	.882	.000	.882	.212	2.816	12.3100	11.860
21	26.00	26.46	.034	.057	.059	.044	-.383	.020	-.119	.000	-.119	.056	2.816	12.3100	10.340
22	26.00	25.18	-.130	-.191	-.105	-.079	-.941	-.036	-1.412	.000	-1.412	-.100	2.816	12.3100	9.093
23	26.00	23.80	-.364	-.259	-.270	-.202	-1.186	-.071	-2.392	.000	-2.392	-.256	.000	.0000	3.680
24	26.00	21.98	-.725	-.495	-.517	-.387	-1.551	-.175	-3.561	.000	-3.561	-.490	.000	.0000	.000

TABLE # 10

AUDITORIO I.E.S. TENISCO MORELOS

DIA DE HEISEO = 138

13 DE MAYO TEMPERATURA MAXIMA (PRIMAVERA)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRNSYS (KWATTS)

HR	TCUARTO	TAMB	QCONDN	QCORDS	QCONDE	QCONDO	QCONDT	QCONDV	QCOND	QSHG	QFLGH	QVENT	QLIGHT	QPEOPL	QLOAD
1	23.17	15.28	-1.456	- .981	-1.024	-.766	-2.321	-.346	-6.894	.000	-6.894	-.970	.000	.0000	.000
2	23.09	15.28	-1.456	- .981	-1.024	-.766	-2.321	-.346	-6.894	.000	-6.894	-.970	.000	.0000	.000
3	22.99	14.71	-1.537	-1.032	-1.077	-.807	-2.399	-.364	-7.211	.000	-7.211	-1.009	.000	.0000	.000
4	22.88	14.37	-1.576	-1.062	-1.109	-.830	-2.445	-.375	-7.397	.000	-7.398	-1.037	.000	.0000	.000
5	22.77	14.14	-1.599	-1.077	-1.125	-.842	-2.469	-.380	-7.492	.000	-7.493	-1.052	.000	.0000	.000
6	22.65	13.00	-1.787	-1.204	-1.287	-.941	-2.660	-.425	-8.275	.000	-8.274	-1.125	.000	.0000	.000
7	22.52	13.45	-1.682	-1.133	-1.183	-.886	-2.350	-.400	-7.633	.000	-7.634	-1.105	.000	.0000	.000
8	22.41	16.66	-.413	-.722	-.061	-.325	-.616	-.255	-2.291	.246	-2.144	-.701	.000	.0000	.000
9	22.36	16.72	.364	-.455	.701	.005	.886	-.161	1.341	.320	1.861	-.444	.000	.0000	.000
10	22.36	20.42	.777	-.238	1.101	.199	2.076	-.084	3.821	.535	4.366	-.235	.000	.0000	.000
11	22.30	21.92	.909	-.054	1.115	.320	2.982	-.019	5.253	.348	5.602	-.056	.000	.0000	.000
12	22.43	23.29	1.041	.112	.988	.481	4.140	.040	6.803	.319	7.116	.105	.000	.0000	.000
13	22.50	24.44	1.111	.240	.736	.702	3.978	.087	6.761	.301	7.064	.236	.000	.0000	.000
14	22.59	25.92	1.422	.421	.856	.996	3.068	.149	6.911	.301	7.214	.406	.000	.0000	.000
15	22.68	26.72	1.401	.599	.950	.943	2.639	.160	5.919	.332	6.253	.492	.000	.0000	.000
16	22.80	27.30	1.203	.569	.773	.733	1.169	.201	4.647	.220	4.868	.548	.000	12.3100	.000
17	22.92	26.72	.717	.483	.504	.378	.254	.170	2.547	.000	2.547	.463	.000	12.3100	.000
18	23.02	25.31	.529	.356	.372	.279	.056	.125	1.719	.000	1.719	.340	.000	12.3100	.000
19	23.12	24.09	.195	.132	.137	.103	-.622	.046	-.008	.000	-.008	.118	2.816	12.3100	.000
20	23.20	22.15	-.177	-.126	-.125	-.093	-.754	-.047	-1.311	.000	-1.311	-.123	2.816	12.3100	.000
21	23.26	21.00	-.402	-.271	-.283	-.217	-.862	-.096	-2.126	.000	-2.126	-.276	2.816	12.3100	.000
22	23.32	19.86	-.623	-.420	-.438	-.328	-1.468	-.149	-3.425	.000	-3.424	-.422	2.816	12.3100	.000
23	23.32	18.72	-.841	-.567	-.592	-.443	-1.692	-.200	-4.336	.000	-4.335	-.561	.000	.0000	.000
24	23.29	17.60	-1.156	-.772	-.813	-.649	-2.014	-.270	-5.647	.000	-5.646	-.770	.000	.0000	.000

TABLA # 19

AUDITORIO L. E. S. TUXTEPEC MORELOS

DIA DEL 880 = 213

1 DE AGOSTO TEMPERATURA ALTA (VERANO)

CARGA CALCULADA EN EL PROGRAMA TRNSYS (KWATTS)

HR	TCUARTO	TAMB	QCONDN	QCONDSE	QCONDE	QCONDO	QCOND1	QCOND2	QCOND	QSHG	QFLOW	QVENT	QLIGHT	QPEOPL	QLOAD
1	22.36	11.56	-1.995	-1.344	-1.403	-1.051	-2.872	-475	-9.142	.000	-9.141	-1.316	.000	.0000	.000
2	22.23	11.56	-1.976	-1.331	-1.389	-1.040	-2.853	-470	-9.058	.000	-9.141	-1.316	.000	.0000	.000
3	22.09	10.92	-2.069	-1.394	-1.455	-1.089	-2.940	-492	-9.447	.000	-9.449	-1.361	.000	.0000	.000
4	22.00	10.53	-2.115	-1.425	-1.488	-1.114	-2.995	-502	-9.639	.000	-9.640	-1.409	.000	.0000	-5.372
5	22.00	10.28	-2.144	-1.444	-1.503	-1.129	-3.024	-510	-9.758	.000	-9.758	-1.423	.000	.0000	-13.470
6	22.00	9.60	-2.378	-1.602	-1.672	-1.252	-2.858	-565	-10.328	.000	-10.330	-1.524	.000	.0000	-16.860
7	22.00	9.51	-2.204	-1.539	-1.607	-1.203	-2.720	-543	-9.897	.000	-9.896	-1.522	.000	.0000	-17.210
8	22.00	13.09	-1.188	-1.098	-1.622	-1.682	-1.782	-387	-9.730	.243	-4.996	-1.026	.000	.0000	-14.619
9	22.00	15.48	-276	-313	-342	-720	-351	-267	-9.881	.532	-379	-304	.000	.0000	-9.793
10	22.00	17.32	-233	-577	-835	-853	-1.697	-294	-7.079	.619	-2.647	-579	.000	.0000	-5.167
11	22.00	18.98	-491	-377	-876	-728	-2.851	-111	-3.794	.477	-4.222	-362	.000	.0000	-1.519
12	22.01	20.52	-983	-182	-447	-259	-2.420	-104	-3.358	.466	-3.824	-180	.000	.0000	.000
13	22.01	21.86	-1.007	-876	-694	-784	-3.460	-889	-5.960	.459	-6.361	-829	.000	.0000	.000
14	22.09	23.46	-1.375	-176	-903	-1.186	-3.203	-862	-6.903	.435	-7.339	-167	.000	.0000	.000
15	22.16	24.36	-1.252	-260	-806	-1.016	-1.987	-898	-5.456	.487	-5.924	-268	.000	.0000	.000
16	22.23	25.00	-1.033	-350	-674	-733	-975	-123	-3.609	.240	-4.128	-335	.000	12.3100	.000
17	22.34	24.36	-388	-260	-371	-267	-117	-892	-1.094	.000	-1.094	-246	.000	12.3100	.000
18	22.42	23.23	-181	-122	-127	-895	-367	-843	-200	.000	-200	-111	.000	12.3100	.000
19	22.48	21.41	-184	-124	-130	-897	-767	-844	-1.345	.000	-1.345	-131	2.816	12.3100	.000
20	22.53	19.24	-593	-400	-417	-312	-1.130	-141	-2.994	.000	-2.994	-401	2.816	12.3100	.000
21	22.56	17.96	-936	-563	-588	-440	-1.323	-199	-3.950	.000	-3.949	-557	2.816	12.3100	.000
22	22.54	16.65	-1.076	-725	-757	-566	-1.940	-256	-5.319	.000	-5.319	-717	2.816	12.3100	.000
23	22.54	15.40	-1.317	-865	-924	-692	-2.182	-317	-6.306	.000	-6.307	-875	.000	.0000	.000
24	22.47	13.40	-1.656	-1.117	-1.166	-823	-2.531	-394	-7.739	.000	-7.739	-1.104	.000	.0000	.000

TAULA # 20

AUDITORIO U.E.S. TENISCO MORELOS

DIA DE DISEÑO = 323

19 DE NOVIEMBRE TEMPERATURA MAS BAJA (OTORO)

## GRAFICAS. RESULTADOS DE LOS PROGRAMAS TRANSITO Y TRNSYS

Con los valores de las tablas del 1 al 20 se hicieron gráficas para poder hacer una comparación de los resultados obtenidos de las ganancias por conducción a través de paredes, techo y ventanas. De ambos programas en la misma gráfica se pueden observar las curvas para la carga total calculada, sea esta de calentamiento o enfriamiento. Como se estableció previamente, el programa TRANSITO no tomó en cuenta el almacenamiento de calor. Este fue considerado por TRNSYS en el cálculo de la carga total.

Para una mejor comprensión de cada una de las graficas se uso la siguiente nomenclatura para cada curva:

QLOAD = (-----)  
RTOT = (- - - - -)  
QFLOW = (-----)  
(TRNSYS)  
.....  
QFLOW = (-----)  
(TRANSITO)

donde:

QLOAD = es la carga total obtenida en el programa TRNSYS.

RTOT = es la carga total obtenida en el programa TRANSITO.

QFLOW = es la suma de la carga que pasa por conducción a través de la pares (QCOND) y la ganancia de calor solar (QSHG) obtenidas en cada programa (TRNSYS y TRANSITO).

# CARGAS TERMICAS EN EL AUDITORIO

24 DE ENERO (INVIERNO)

DIA DE DISEÑO # 24

QLOAD  
TRNSYS

QFLOW  
TRNSYS

QTOT  
TRANSITO

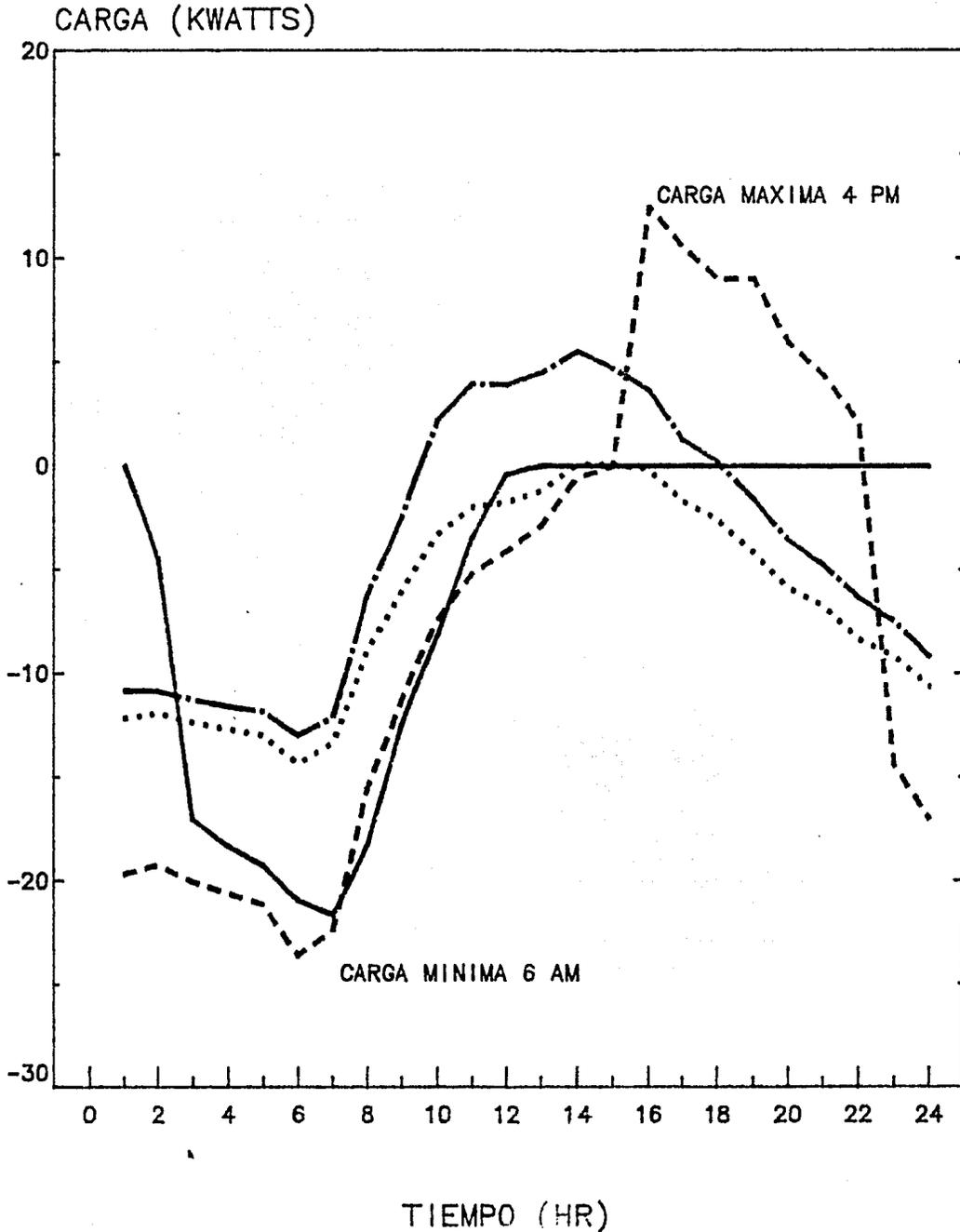
QFLOW  
TRANSITO

————

— · — ·

- - - -

.....



GRAFICA # 1

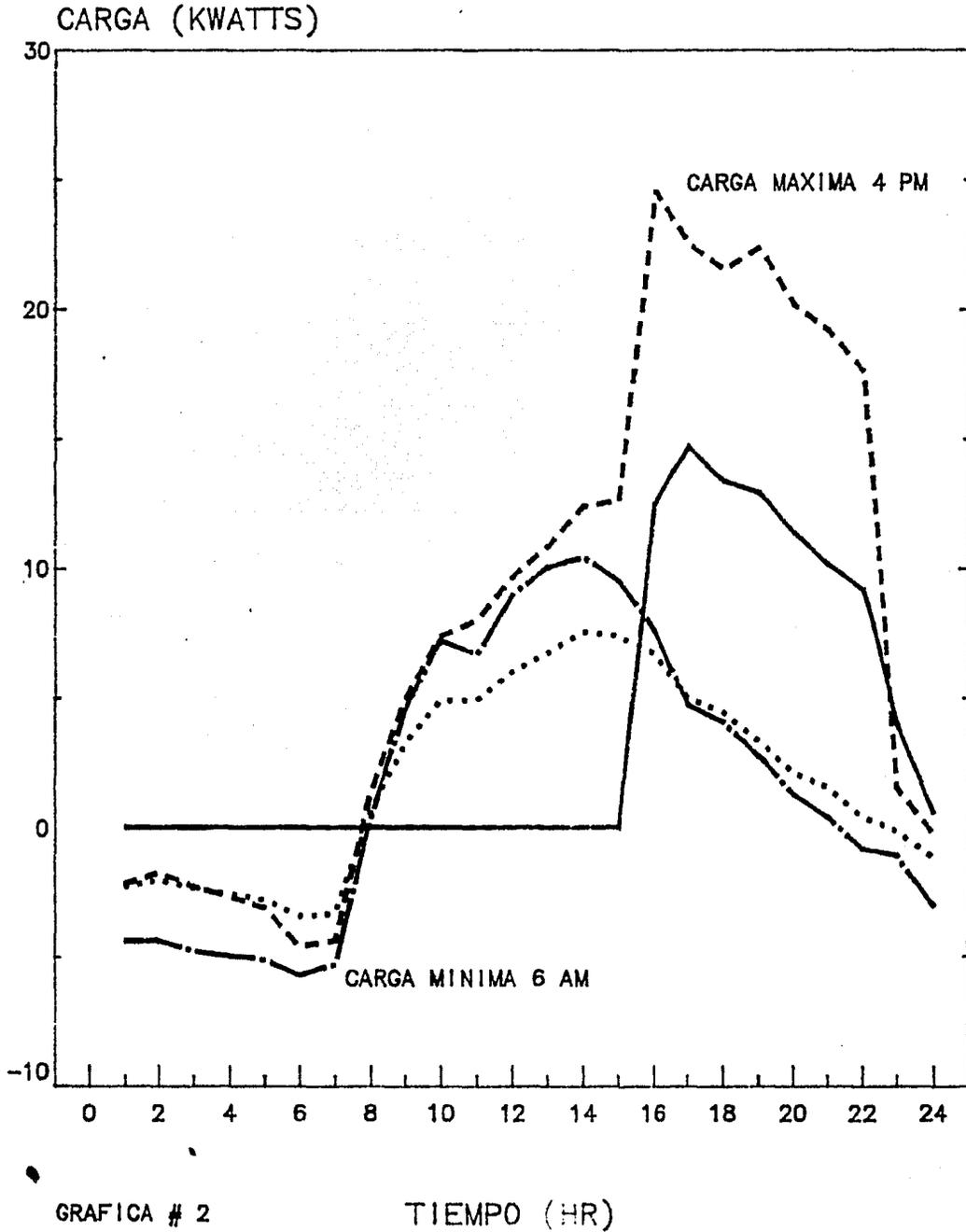
CON VENTILACION

# CARGAS TERMICAS EN EL AUDITORIO

13 DE MAYO (PRIMAVERA)

DIA DE DISEÑO # 133

QLOAD TRNSYS	QFLOW TRNSYS	QTOT TRANSITO	QFLOW TRANSITO
————	— · — · —	- - - - -	.....



GRAFICA # 2

TIEMPO (HR)

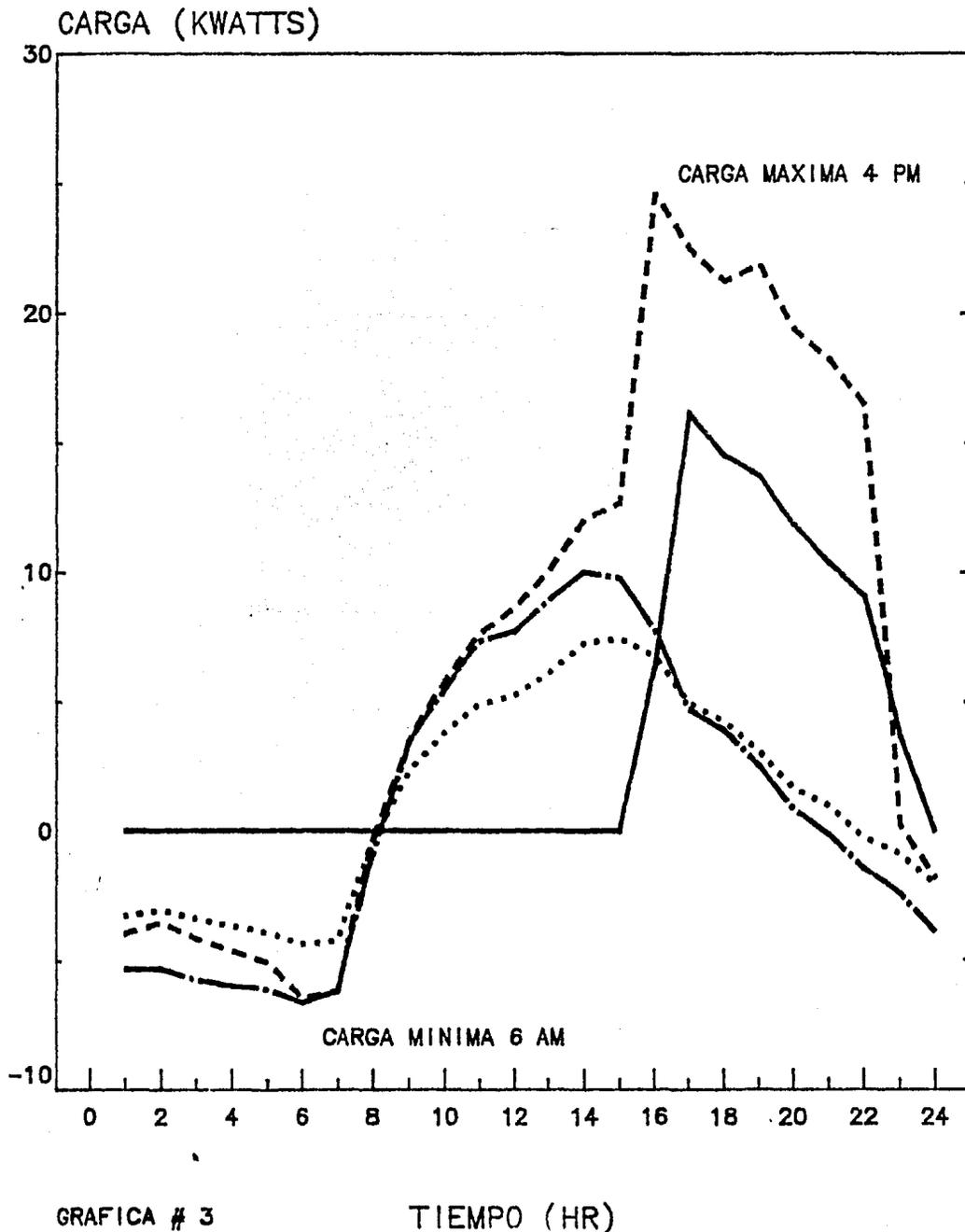
CON VENTILACION

# CARGAS TERMICAS EN EL AUDITORIO

18 DE MAYO (PRIMAVERA)

DIA DE DISEÑO # 138

QLOAD TRNSYS	QFLOW TRNSYS	QTOT TRANSITO	QFLOW TRANSITO
————	— · — ·	- - - -	.....



GRAFICA # 3

TIEMPO (HR)

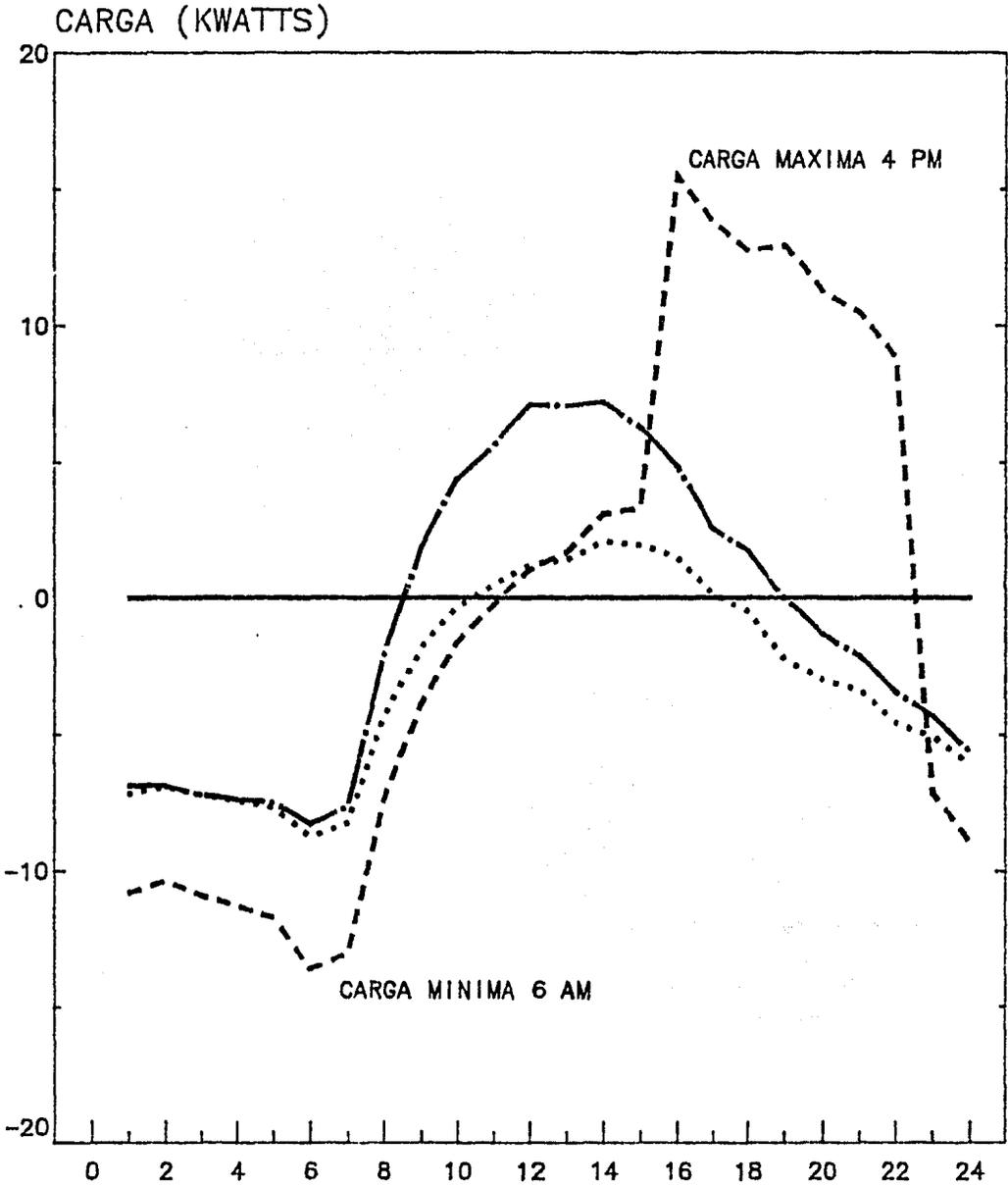
CON VENTILACION

# CARGAS TERMICAS EN EL AUDITORIO

1 DE AGOSTO (VERANO)

DIA DE DISEÑO # 213

QLOAD TRNSYS	QFLOW TRNSYS	QTOT TRANSITO	QFLOW TRANSITO
————	— · — ·	- - - -	.....



GRAFICA # 4

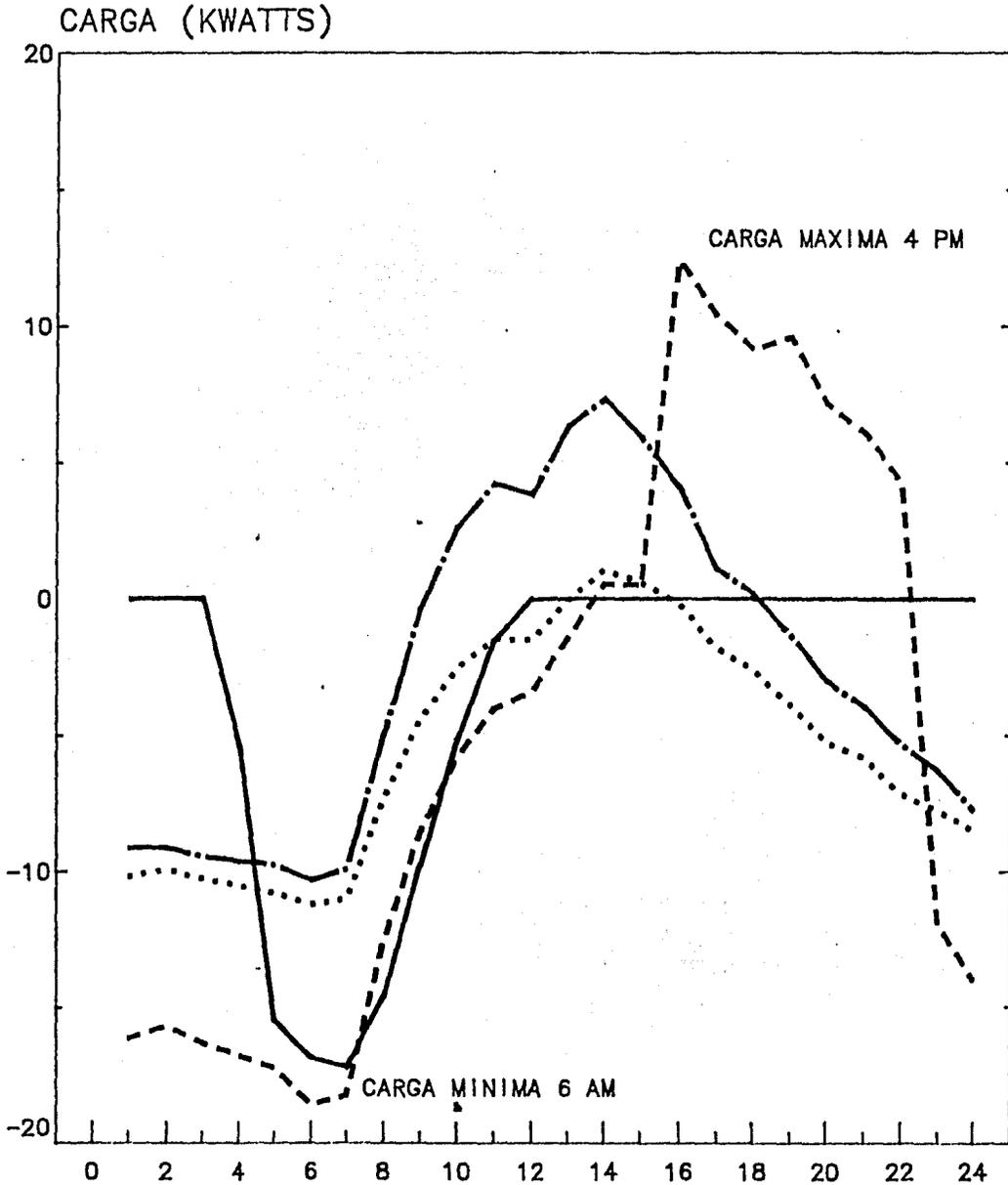
TIEMPO (HR)

CON VENTILACION

# CARGAS TERMICAS EN EL AUDITORIO

19 DE NOVIEMBRE (OTOÑO) DIA DE DISEÑO # 323

QLOAD TRNSYS	QFLOW TRNSYS	QTOT TRANSITO	QFLOW TRANSITO
————	— · — ·	- - - - -	.....



GRAFICA # 5

TIEMPO (HR)

CON VENTILACION

# CARGAS TERMICAS EN EL AUDITORIO

24 DE ENERO (INVIERNO)

DIA DE DISEÑO # 24

QLOAD  
TRNSYS

QFLOW  
TRNSYS

QTOT  
TRANSITO

QFLOW  
TRANSITO

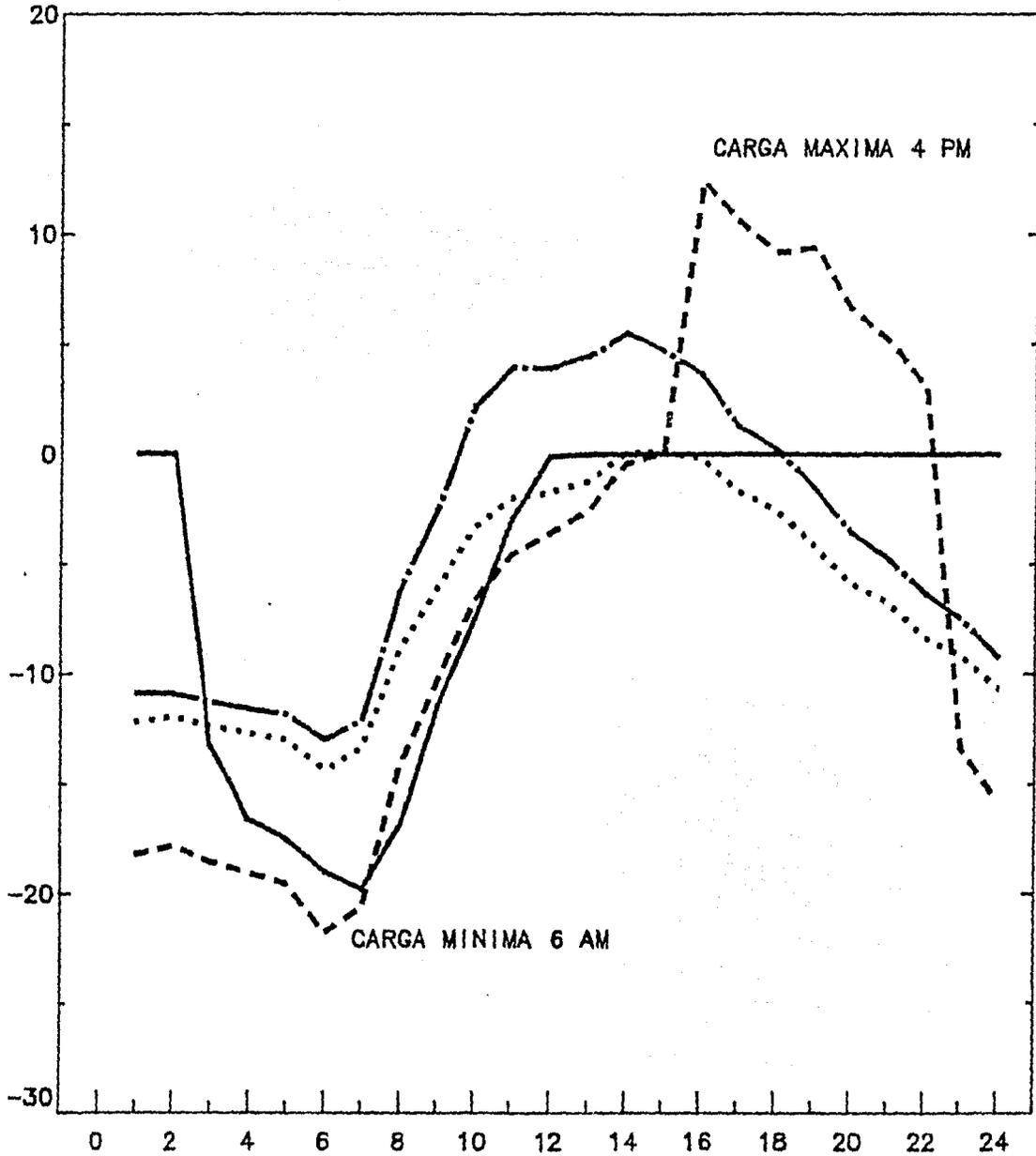
—————

— · — · —

- - - - -

.....

CARGA (KWATTS)



GRAFICA # 6

TIEMPO (HR)

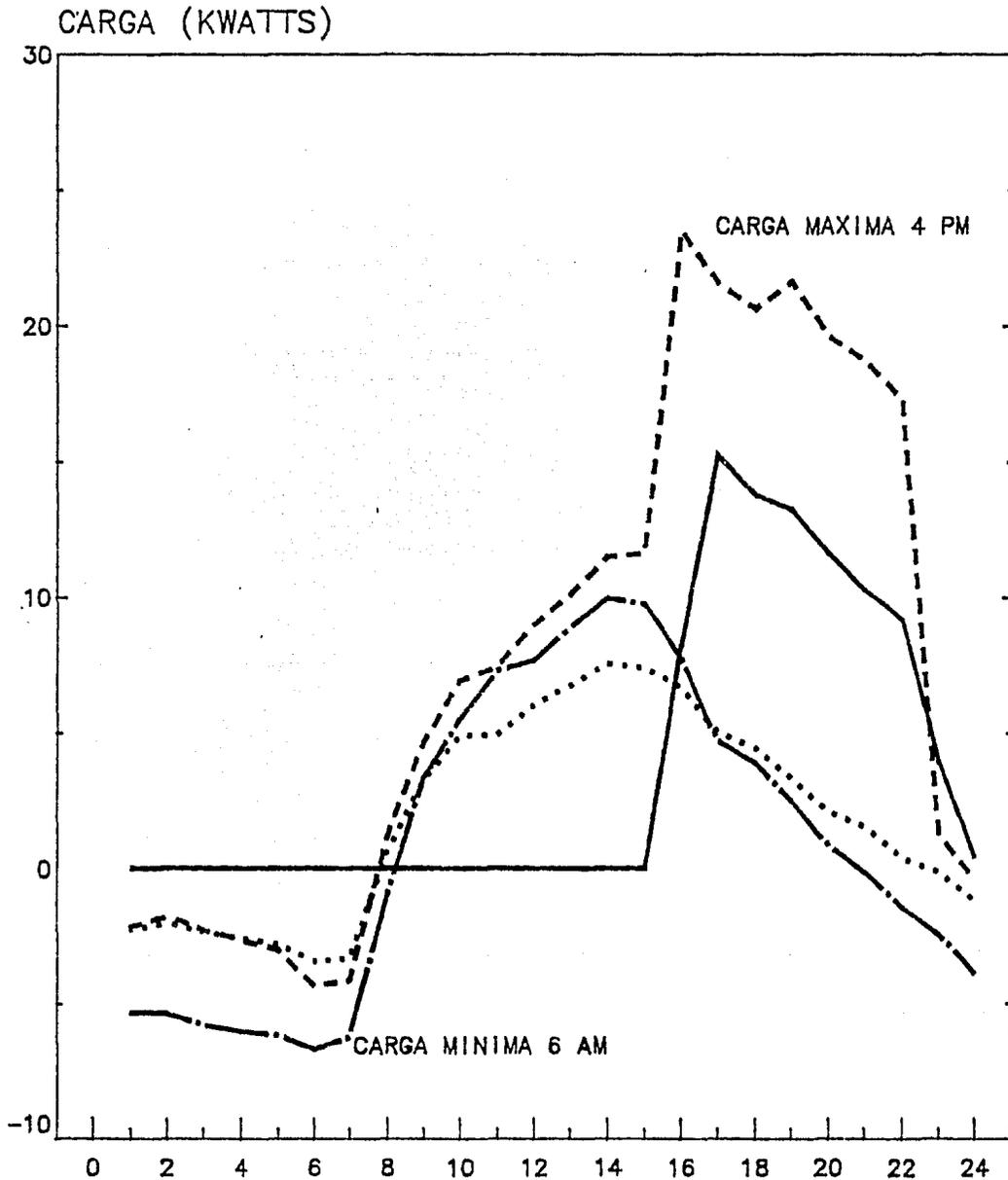
SIN VENTILACION

# CARGAS TERMICAS EN EL AUDITORIO

13 DE MAYO (PRIMAVERA)

DIA DE DISEÑO # 133

QLOAD	QFLOW	QTOT	QFLOW
TRNSYS	TRNSYS	TRANSITO	TRANSITO
————	— · — ·	- - - -	.....



GRAFICA # 7

TIEMPO (HR)

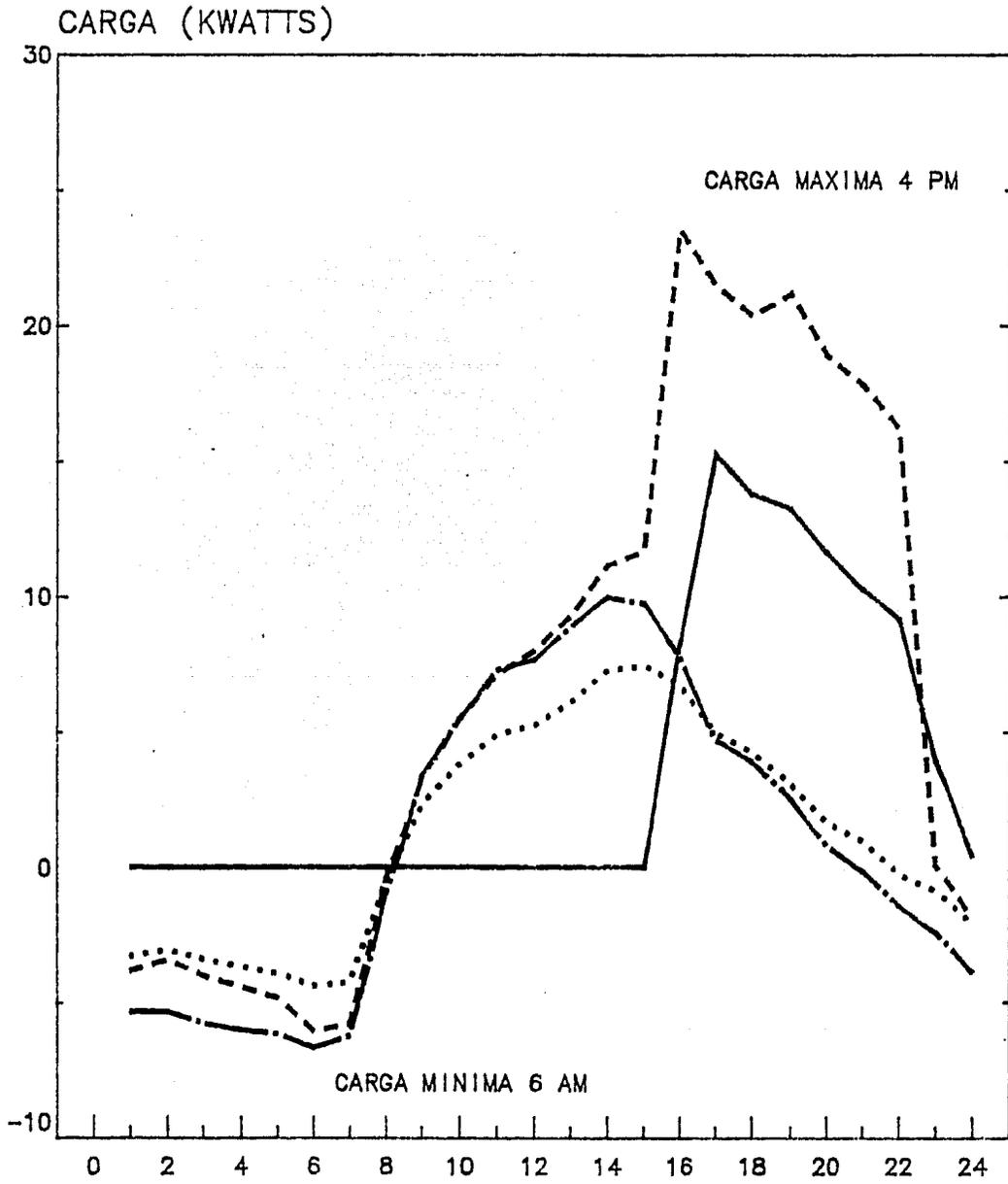
SIN VENTILACION

# CARGAS TERMICAS EN EL AUDITORIO

18 DE MAYO (PRIMAVERA)

DIA DE DISEÑO # 138

QLOAD TRNSYS	QFLOW TRNSYS	QTOT TRANSITO	QFLOW TRANSITO
————	— · — · —	- - - - -	.....



GRAFICA # 8

TIEMPO (HR)

SIN VENTILACION

# CARGAS TERMICAS EN EL AUDITORIO

1 DE AGOSTO (VERANO)

DIA DE DISEÑO # 213

QLOAD  
TRNSYS

QFLOW  
TRNSYS

QTOT  
TRANSITO

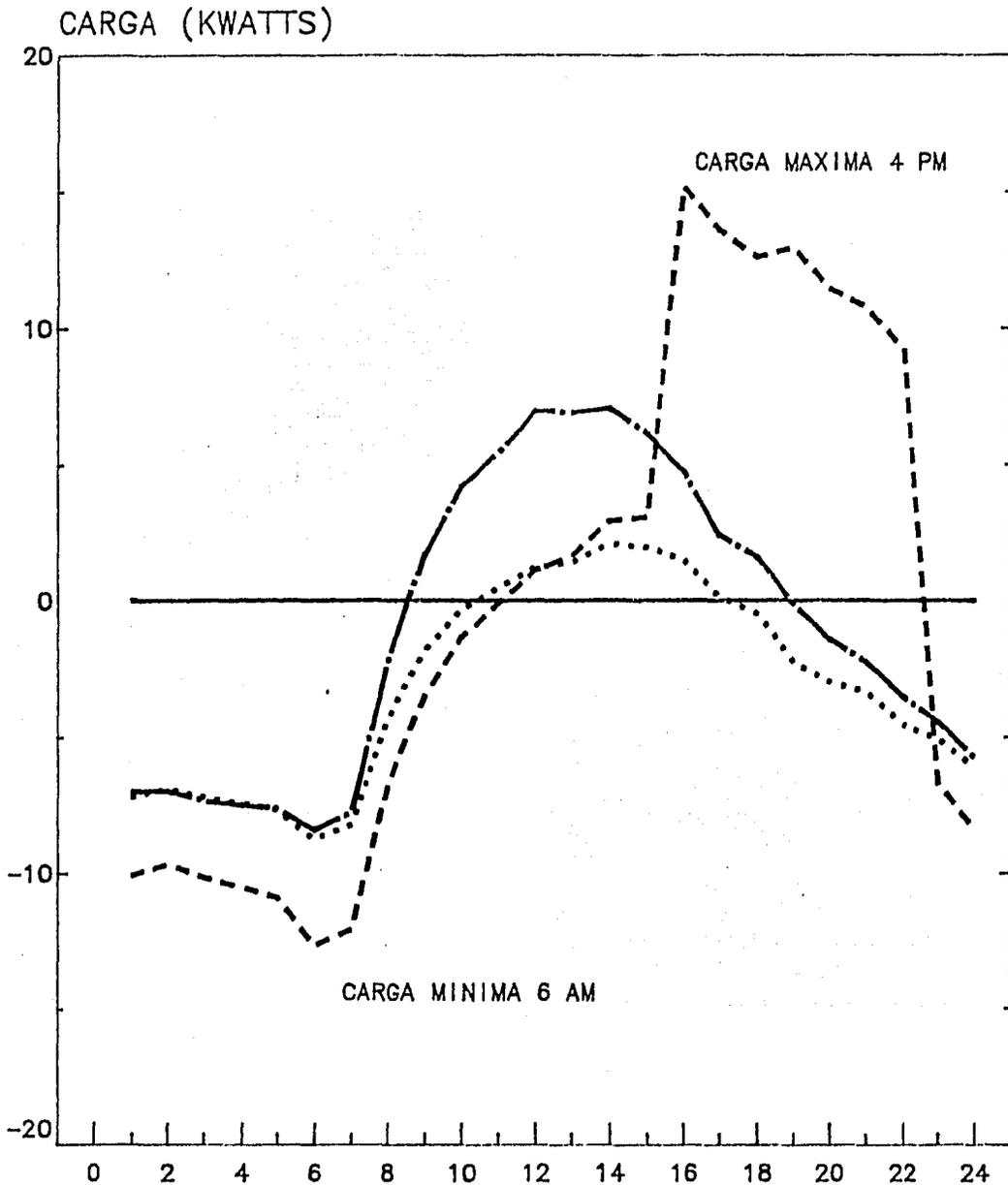
QFLOW  
TRANSITO

————

— · — · —

- - - - -

.....



GRAFICA # 9

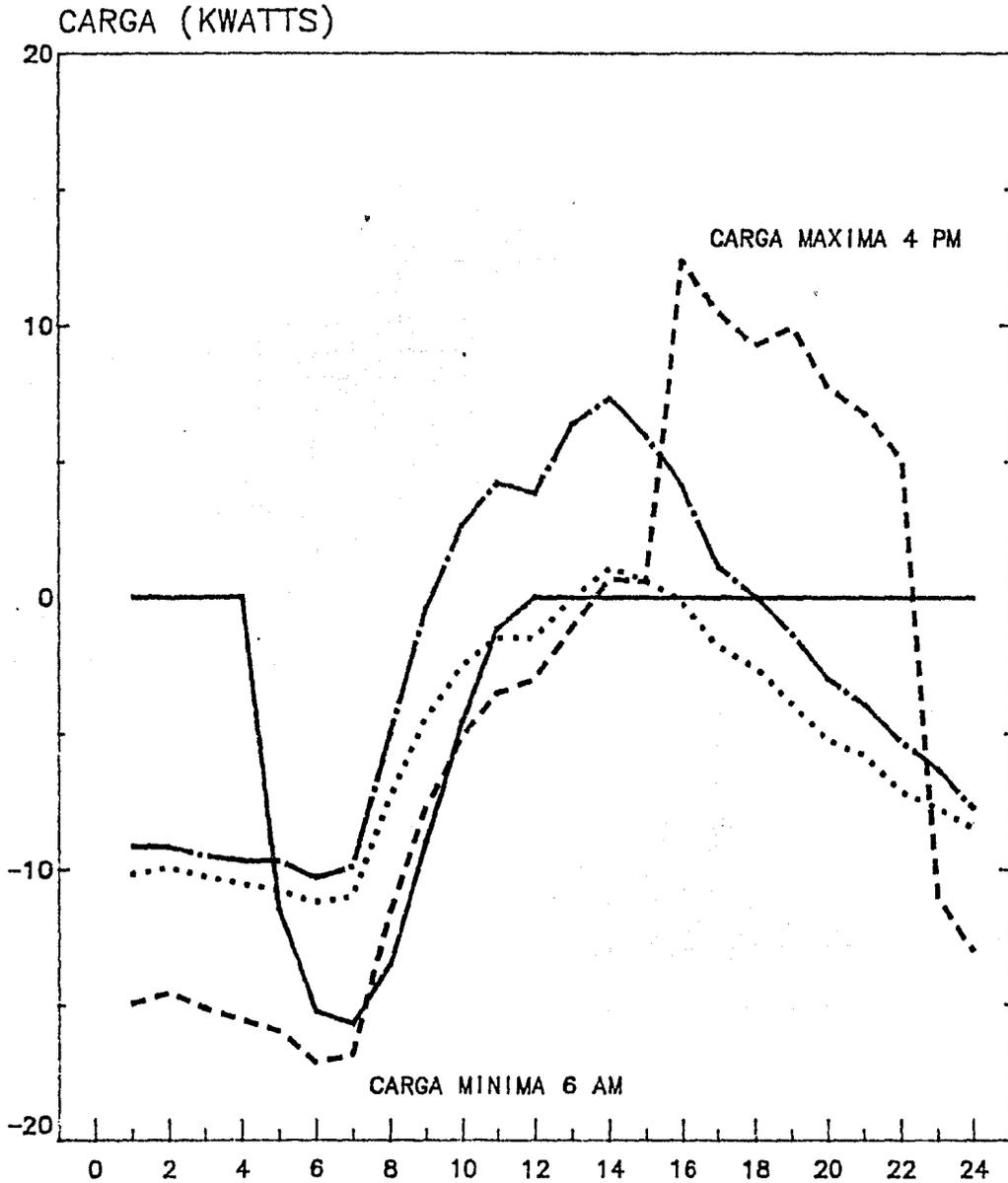
TIEMPO (HR)

SIN VENTILACION

# CARGAS TERMICAS EN EL AUDITORIO

19 DE NOVIEMBRE (OTOÑO) DIA DE DISEÑO #. 323

QLOAD TRNSYS	QFLOW TRNSYS	QTOT TRANSITO	QFLOW TRANSITO
————	— · — · —	- - - - -	.....



GRAFICA # 10

TIEMPO (HR)

SIN VENTILACION

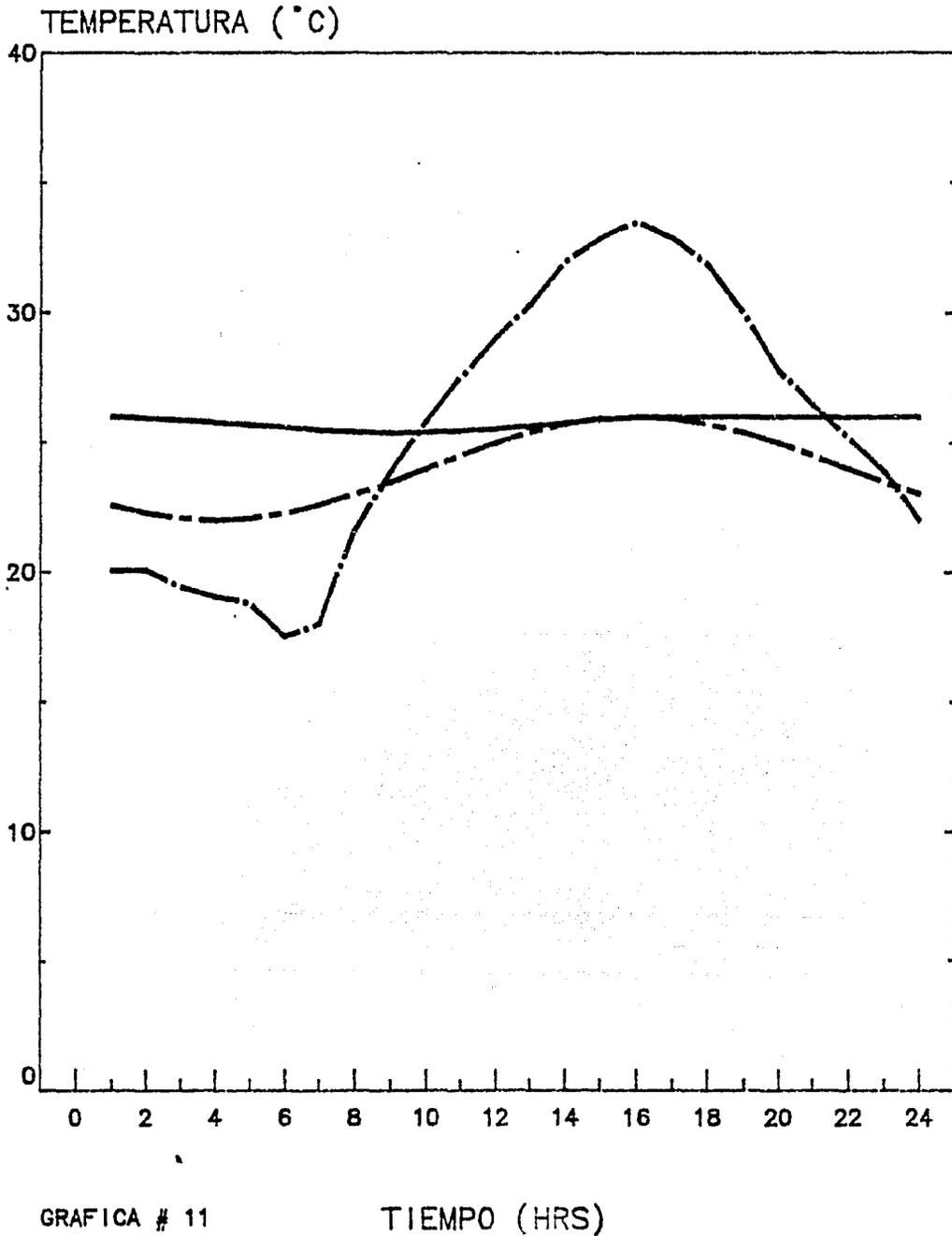
# TEMPERATURAS AUDITORIO

13 DE MAYO DIA DE DISEÑO 138 TEMPERATURA MAXIMA (PRIMAVERA)

TROOM  
TRNSYS

TCUARTO  
TRANSITO

TAMB



GRAFICA # 11

TIEMPO (HRS)

## RESULTADOS EXPERIMENTALES

El auditorio fue monitoreado durante una semana completa. Durante esta semana se efectuó una mesa redonda en el auditorio con la asistencia de 78 personas; la sesión fue vespertina. Durante el monitoreo, se midieron temperaturas del aire ambiente y del interior del auditorio, así como la humedad relativa en ambos sitios. Se midieron también temperaturas en la pared este, sobre la superficie exterior e interior, así como la temperatura en la superficie interior del plafón. Las temperaturas máximas durante la semana, fueron  $46^{\circ}\text{C}$  en el exterior de la pared este,  $26^{\circ}\text{C}$  en el interior de la misma pared y  $27^{\circ}\text{C}$  en el plafón.

La semana de monitoreo comprende los días del 112 a 118 de 1985. La temperatura y humedad relativa del aire fueron medidas con termohidrógrafos calibrados contra temperaturas de bulbo seco medidas en termómetros de columna de mercurio, antes y después del experimento. Las temperaturas de superficie fueron medidas con termopares fierro-constantan colocados en pequeños orificios sobre la superficie de la pared y cubiertos, para protegerlos del efecto de la radiación.

El lote de alambre fierro constantan se checó contra termómetro de columna de mercurio.

Las curvas de temperatura y humedad obtenidas en el termohidrógrafo muestran gran similitud para cada día a lo largo de la semana, tanto para el ambiente como para el del interior en el auditorio, incluyendo el día de la sesión que se menciona arriba. Por tal razón, se muestra la curva de temperaturas (FIG.24) y la de humedad relativa (FIG.25) para el día de la sesión (día 117

del año). La sesión tuvo una duración de cuatro horas a partir de las 16:00 horas, de ese día.

Las temperaturas registradas en el interior del auditorio fueron la base para establecer los criterios de operación con los cuales se simuló el auditorio en los programas de computo TRANSITO y TRNSYS.

El auditorio no cuenta con un sistema de aire acondicionado mecánico. Este está provisto de dispositivos que toman ventaja del medio ambiente para proveer confort al interior (como se explicó en el CAF, I). Sin embargo para fines de simulación en los programas de computadora, se supuso que existía un sistema de aire acondicionado que, proveía la carga de refrigeración o calentamiento, necesaria para mantener el auditorio en el rango de las temperaturas registradas (FIG.25). Esta carga térmica es la calculada en los programas de computadora y que nos da el tamaño del equipo necesario en caso de que se optara por colocarlos.

En el caso del programa TRANSITO, se evalúa la carga total, suponiendo que la temperatura horaria del interior del auditorio, que debe mantener el equipo de aire acondicionado, es la mostrada en la FIG.25.

En el caso del programa TRNSYS, el rango de temperaturas entre las que debe mantenerse el aire interior es de 22 a 26 C<sup>o</sup> y que corresponde a las temperaturas entre las que operó el auditorio (en las gráficas de la número 1 a la 10).

Para que el cuerpo humano libere calor hacia el medio que le rodea, se necesita que este medio se encuentre a una temperatura inferior a los 37 C<sup>o</sup> para que exista un flujo de calor, desde un

# HUMEDAD RELATIVA

HUMEDAD  
AMBIENTE

HUMEDAD  
RELATIVA

————

.....

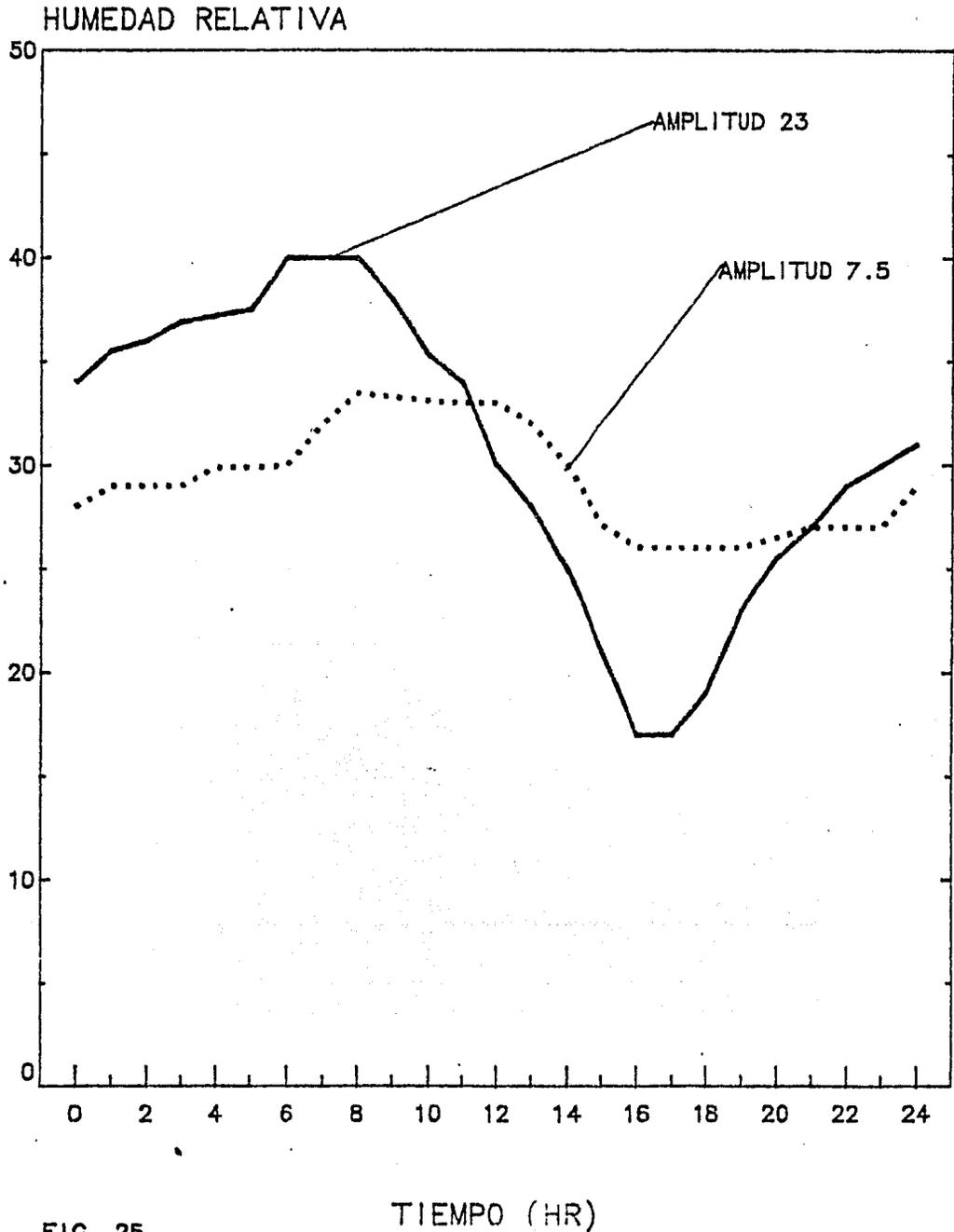


FIG. 25

# TEMPERATURAS

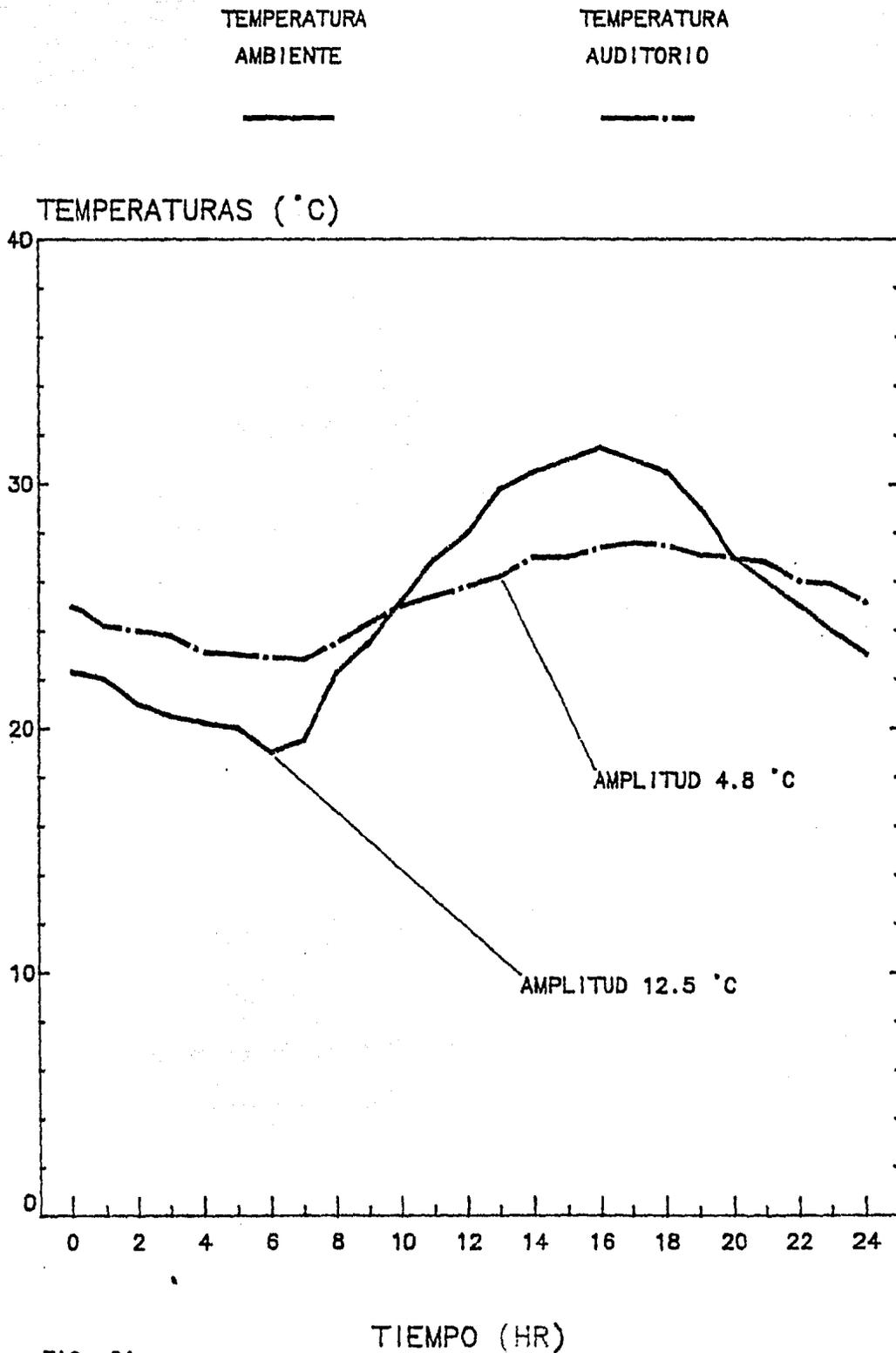


FIG. 24

cuerpo con una temperatura mayor hasta un cuerpo con una temperatura menor. Este intercambio de calor en forma de radiación infrarroja se vio favorecido en el interior del auditorio, gracias a que las temperaturas máximas medidas en las superficies interiores del techo y las paredes fue de 27 y 26 °C respectivamente, así al liberar calor el cuerpo de las personas la temperatura de sus cuerpos se mantiene y las personas se sienten cómodas.

El sistema formado por el auditorio disminuyó el cambio en la temperatura interior forzado por el ambiente, mostrando la temperatura una amplitud de 4.8 °C en el interior, mientras que en el exterior el cambio fue de 12.8 °C (ver FIG. 24). El auditorio fue capaz también, de disminuir el cambio en la humedad, manteniendo la humedad relativa en el interior entre 26 y 33 %, permitiendo con esto la incorporación de humedad en el interior proveniente de la respiración y la evaporación de la piel del cuerpo humano, sin provocar discomfort.

En la figura (FIG.25) se puede observar como el auditorio para mantener la humedad relativa entre 26 y 33 %, debió aumentar la humedad en el interior cuando la humedad exterior disminuyó (15:00 a 19:00 horas) y durante la parte de mayor humedad exterior ( 5:00 a 9:00 horas) disminuyó la humedad en el interior.

## VI- DISCUSION DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES.

Para el cálculo de las cargas térmicas en el auditorio se utilizaron tres métodos que fueron seleccionados con anterioridad, los resultados obtenidos por estos se presentaron en el capítulo IV. El objetivo de hacer el cálculo de tres formas diferentes fue obtener una comparación entre estas alternativas.

El método presentado por el manual TRANE es un método muy utilizado por los profesionistas dedicados al cálculo de sistemas de aire acondicionado. El criterio de cálculo en este método es el de encontrar las condiciones más desfavorables para así dimensionar el equipo que debe acondicionar el local en estudio. El método presenta una secuencia de cálculo fácil de seguir, indicando a cada paso en que forma y que criterios deben tomarse para determinar las condiciones de diseño más desfavorables (extremas).

El método de cálculo seguido en el programa TRANSITO se encuentra formado por varios métodos que se encuentran en la literatura actual, uno de ellos es el presentado por ASHRAE [10] (American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineering) el resto son métodos similares a este y presentan una alternativa más moderna que el método TRANE, solo que con mayor complicación en los cálculos. Este método empleado en el programa TRANSITO, a diferencia del anterior toma en cuenta la variación a lo largo del día, de las condiciones climatológicas y de las interiores del local. Esto permite observar, el impacto en la carga térmica, de estas variaciones y poder conocer cual es la hora del día a la que ocurren las condiciones más desfavorables después del cálculo. Además se podrá predecir como será a lo

largo del día, el trabajo que desarrollará el equipo de acondicionamiento de aire en el local.

El método de cálculo seguido por el programa TRNSYS, es relativamente nuevo, que incorpora métodos de cálculo que toman en cuenta la transferencia de calor a través de materiales que son capaces de almacenarlo, como el presentado en el manual ASHRAE (1977) [10] llamado de "Función de Transferencia". Como en el programa TRANSITO en este programa se toman también las variaciones de las condiciones ambientales y del interior del local, y además toma en cuenta el almacenamiento térmico en los materiales de la edificación, encontrando un valor en la carga térmica más cercano a la realidad.

La principal ventaja del método de función de transferencia presentado por TRNSYS, es que el método calcula la carga total (de enfriamiento o calentamiento) indicándonos la velocidad a la cual el calor debe ser removido o adicionado al espacio por el equipo en condiciones reales, a la vez, permite el cálculo de la temperatura en el interior del local a lo largo del día. También permite al diseñador, evaluar los efectos de emplear diferentes horarios de operación con las diversas cargas térmicas, tomando en cuenta el almacenamiento de calor en las paredes y el techo; acción que el programa TRANSITO y el método de la compañía TRANE no pueden efectuar.

El diseñador al poder evaluar las variaciones de la temperatura en el interior tiene una mayor oportunidad de que seleccione el equipo más adecuado, en base al valor de la carga total que habrá de remover.

Los programas TRANSITO y TRNSYS utilizaron como base para la simulación 5 días de diseño; los criterios de selección de estos días se encuentra detallado en el apéndice B, no así el método de la compañía TRANE que recomienda que el cálculo sea hecho cuando se presenten las condiciones más desfavorables, tomando en cuenta lo anterior, el uso del auditorio y el clima predominante (cálido) de Temixco, Morelos; lugar de nuestro estudio, el cálculo solo fue hecho para el día 138 en que se presenta la temperatura máxima; por esta razón en la tabla B 21 solo se muestra un valor para la carga de enfriamiento. El valor calculado de la carga de calentamiento no se presenta por que este, se debería adicionar en un intervalo de tiempo en el cual el auditorio se encuentra desocupado (veanse las curvas de la número 1 a la 10).

De los resultados presentados en las tablas B 1 a la 20 se formó la tabla B 21 que se presenta a continuación. Esta tabla presenta los valores máximos de las cargas térmicas, sean de enfriamiento (signo +) o de calentamiento (signo -), para cada método utilizado así como la hora a la que ocurre, para cada uno de los días de diseño, a excepción del método de la compañía TRANE que solo es hecho para un solo día.

El valor cero significa que no se debe adicionar o remover calor del interior del auditorio, los valores restantes representan el valor de la carga térmica que se debe remover o adicionar al espacio para mantener las condiciones de confort en el interior y la temperatura dentro del rango de 22<sup>o</sup> a 26<sup>o</sup> C.

Tomando el día 138 como muestra, se observa que el valor de la carga total obtenido por la compañía TRANE resultó ser el más grande, el más pequeño el calculado por el programa TRNSYS, y el

		TRANE		TRANSITO		TRNSYS	
Día del año	Tipo de carga	con ventila.	sin ventila.	con ventila.	sin ventila.	con ventila.	sin ventila.
24	mínima	////////	////////	-23,611	-21,799	-21,670	-19,800
	-----			( 6 hrs)	( 6hrs)	( 7 hrs)	( 7 hrs)
	máxima	////////	////////	12,452	12,403	0,0	0,0
	-----			(16 hrs)	(16 hrs)	(13 hrs)	(13 hrs)
133	mínima	////////	////////	- 4,572	- 4,326	0,0	0,0
	-----			( 6 hrs)	( 6 hrs)	(0-15 hrs)	(0-15 hrs)
	máxima	////////	////////	24,571	23,520	14,700	15,260
	-----			(16 hrs)	(16 hrs)	(17 hrs)	(17 hrs)
138	mínima	////////	////////	- 6,467	- 6,040	0,0	0,0
	-----			( 6 hrs)	(6 hrs)	(0-15 hrs)	(0-15 hrs)
	máxima	36,996	35,133	24,606	23,555	16,120	15,260
	-----	(16 hrs)	(16 hrs)	(16 hrs)	(16 hrs)	(17 hrs)	(17 hrs)
213	mínima	////////	////////	-13,628	-12,659	0,0	0,0
	-----			( 6 hrs)	( 6 hrs)	(0-24 hrs)	(0-24 hrs)
	máxima	////////	////////	15,497	15,193	0,0	0,0
	-----			(16 hrs)	(16 hrs)	(0-24 hrs)	(0-24 hrs)
323	mínima	////////	////////	-18,582	-17,131	-17,210	-15,690
	-----			( 6 hrs)	( 6 hrs)	( 7 hrs)	( 7 hrs)
	máxima	////////	////////	12,415	12,388	0,0	0,0
	-----			(16 hrs)	(16 hrs)	(12-3 hrs)	(12-3 hrs)

Tabla # 21 Cargas Totales de Refrigeración (+) y de Calentamiento (-) en el auditorio.

obtenido por el programa TRANSITO en un valor intermedio.

La diferencia en el valor calculado por el manual TRANE se debe principalmente a que el cálculo es hecho en condiciones extremas y a la forma en que el método evalúa las ganancias de calor debidas a la radiación solar y al aire que pasa por infiltración. El valor recomendado por el método TRANE para el flujo de aire por infiltración y ventilación es poco más de cuatro veces el empleado en los programas TRANSITO y TRNSYS y que es recomendado por los manuales de la ASHRAE.

El valor más pequeño, es el calculado por el programa TRNSYS, esto se debe principalmente a que TRNSYS toma en cuenta el almacenamiento térmico en los materiales de construcción; lo anterior no es realizado por los otros dos métodos. Debido al almacenamiento térmico el valor de la carga máxima y mínima se presenta con un retraso y no a la hora en que se presentan las ganancias máximas como lo hace el programa TRANSITO. Esto se debe a que el auditorio fue diseñado para que una parte importante de los materiales que lo constituyen trabajen como recipientes de calor.

Si se observa la tabla § 21, para el día 138 es a las 16:00 horas cuando se presenta la carga máxima para el programa TRANSITO, y para el programa TRNSYS se presenta con una hora de retraso, sucediendo lo mismo para la hora en que se presenta las cargas mínimas 6:00 y 7:00 horas respectivamente para los días 24 y 323 del año.

El día 213 para el programa TRNSYS representa un día en el cual el sistema formado por el auditorio no necesita remover o adicionar carga térmica alguna, para mantener condiciones de

confort en el interior, para ese mismo día el programa TRANSITO muestra en la tabla E 21 un valor de 15.497 Kwatts que deberán ser removidos. La razón de la diferencia es también el almacenamiento térmico en los materiales de construcción.

Si se toma como base la carga calculada por TRNSYS para dimensionar el equipo, este será mucho menor en tamaño que el que se obtendría por el método de la compañía TRANE, o el programa TRANSITO y será suficiente para mantener las condiciones de confort en el interior del Auditorio.

En las graficas del 1 al 10 se encuentran graficados los valores de la carga total a lo largo de 24 horas obtenidos de la simulación hecha usando los programas TRANSITO Y TRNSYS, llamadas QTOT Y QLOAD respectivamente. Se graficó además el valor de la suma total de las ganancias de calor que pasan por conducción a través de muros, techo, ventanas y puertas llamado QCOND y la ganancia de calor solar a través de las ventanas (QSHG) en ambos programas. La suma de ambos se conoce como QFLOW ( $QFLOW = QSHG + QCOND$ ).

Las curvas que representan al QFLOW son muy similares para ambos programas y no se modifican por la presencia de un flujo de aire de ventilación ( graficas 1 a 5 ) ni cuando este no existe ( graficas 6 a 10 ). En ambos casos solo varían las curvas del QFLOW de un día de diseño a otro.

La curva que representa al QTOT (carga total calculada por el programa TRANSITO) cambia su dirección a medida que las condiciones interiores y exteriores sufren modificación, por ejemplo: de las 15:00 a las 16:00 horas, el valor de la carga se modifica

bruscamente, aumentando hasta alcanzar su valor máximo; el máximo se presenta a las 16:00 horas con la entrada de personas al interior del auditorio, en cambio para la curva que representa al QLOAD (carga total calculada por el programa TRNSYS) el cambio en el valor de la carga en el mismo espacio de tiempo no es tan brusco, aumenta, pero lo hace poco a poco, alcanzando el punto máximo después de las 16:00 horas, esto significa que la ganancia de calor se presenta en el interior del auditorio con un retraso de tiempo y no inmediatamente como lo indican los resultados del programa TRANSITO.

Otro cambio notable lo encontramos en el intervalo de tiempo comprendido de las 22:00 horas a la 1 AM. Las 22:00 horas representan la última hora en que las luces se encuentran encendidas y el auditorio esta ocupado. Al dar las 23:00 horas la curva del QTOT desciende bruscamente, hasta alcanzar un valor de la carga total muy pequeño por debajo del obtenido por el programa TRNSYS, siendo que se encontraba por encima de este hasta las 22:00 horas con valores en la diferencia de hasta 20 KWATTS. Este comportamiento es similar en los 5 días de diseño.

Un ejemplo muy claro lo representa el día 213 del año (otoño); el día más frío de la estación, en este día la simulación del programa TRNSYS muestra que no es necesario adicionar o remover calor del auditorio, mientras que el programa TRANSITO estima una carga de aproximadamente 15 Kwatts que debe ser removida del interior del auditorio (vease tabla B 21).

El programa TRNSYS toma en cuenta en el cálculo, el almacenamiento de calor en la estructura del auditorio, lo que hace que al compararse los cambios en el valor de la carga (QLOAD) no sean

tan bruscos como los que presentan el programa TRANSITO (QTOT) los cuales, varían inmediatamente que las condiciones ambientales cambian o por la presencia de alguna ganancia de calor adicional (luces, entrada de personas, etc.).

Se empleó un tiempo de simulación de 120 horas en el programa TRNSYS, lo que permitía partir de 22 C como temperatura inicial del aire interior y los materiales del edificio, y obtener en ese lapso de tiempo una estabilización en la periodicidad del funcionamiento térmico del auditorio, Para esto se emplearon cinco periodos de 24 horas cada uno, durante el cual se presentaba la misma curva de temperatura (vease listado de programa TRNSYS, CAP IV). La estabilización periódica se obtenía al cabo de 3 días. Esto coincide con otros trabajos que reportan este tiempo de estabilización en paredes sometidas a extracciones periódicas de temperatura [20,21,22].

Lo anterior fue repetido para cada uno de los días de diseño.

En la simulación con el programa TRNSYS se debe tener cuidado al usar los coeficientes de función de transferencia, debido principalmente a que algunos valores de dichos coeficientes reportados en la literatura (ASHRAE 1977 [10]), usados en la simulación, presentaron problemas. El valor de la carga se fue almacenando e incrementando su valor en forma indefinida, con los coeficientes de la función de transferencia b y d tomados en dicha referencia y usados en él (capítulo III y IV). Para salvar este problema que actualmente se encuentra en revisión en el grupo de sistemas pasivos del L.E.S., se tomaron  $b=U$  y  $d=0$  en la subrutina

que modela la transferencia de calor a través de la envolvente.

Lo anterior no evita que se continúe tomando en cuenta el almacenamiento de calor en el auditorio, puesto que esto se hace en el TYPE 19 con el uso de los coeficientes  $v$  y  $w$  (ver TYPE 19 [12]), el almacenamiento de calor se toma en cuenta en el cálculo basándose en el peso de la construcción y la capacitancia del auditorio ( $CAFAC = masa * C_p * densidad$ ) y en como la temperatura varía en el interior a lo largo de la simulación.

El problema del almacenamiento actualmente se estudia en el L. E. S. en cooperación con el grupo de sistemas pasivos de Lawrence Berkeley Laboratory en California, E.U.A. Existen trabajos para comparar los resultados del método de función de transferencia con otros recientes [20,23,24,25,26].

Se puede concluir en base al estudio realizado, que el programa TRNSYS resulta ser el más adecuado para el cálculo de las cargas térmicas. Al reportar la temperatura en el interior del auditorio y tomar en cuenta el almacenamiento de calor en los materiales, el equipo que se seleccione podrá mantener condiciones de confort en el interior, con un tamaño menor al estimado por los otros métodos, disminuyendo de esta manera también los gastos de operación.

Los métodos presentados en este trabajo no son los únicos que existen, algunas Universidades y grupos de investigación han desarrollado otros como son: DOE-2 [27], BLAST [28] etc. que tienen como objetivo común el optimizar la forma de cálculo de las cargas térmicas, para obtener con esto el tamaño mínimo suficiente de los equipos de acondicionamiento de aire y minimizar el gasto de energía.

Estos programas que predicen el comportamiento térmico de un edificio, pueden permitir al diseñador el probar varias estrategias de construcción del edificio y seleccionar la de mínimo consumo de energía, antes de la construcción. Así como evaluar modificaciones a construcciones ya existentes para seleccionar la más adecuada.

## VII - BIBLIOGRAFIA.

- 1) A. E. Dixon y J. D. Leslie, "Solar Energy Conversion", University of Waterloo, Ontario Canada, ED. Pergamon, Press.
- 2) Estrada Cajigal Vicente, "Calculo de la Radiación Solar Instantanea en la Republica Mexicana", Instituto de Ingenieria UNAM publicación # 470, 1983.
- 3) Harris Norman C. and David F. Conde, "Modern Air Conditioning Practice", second edition Mc Graw Hill Book Company.
- 4) Ferry H. Robert, Chilton A. Cecil "Chemical Engineer's Handbook", Fifth Edition, ED Mc Graw Hill Book Company, 1973.
- 5) The TRANE Company, "TRANE air conditioning manual" ED. 1955.
- 6) Hernandez Goribar Eduardo, "Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración", ED. Limusa, 1973.
- 7) Donal K. Kern, "Process Heat Transfer", ED. Mc Graw Hill Book Company, 1950.
- 8) Handbook William C. Dickinson, Pual N Cheremisinoff "Solar Energy Technology Handbook, ED Marcel Dekker Inc. 1980.
- 9) Mc Adams W. h., "Heat Transfer", ED pag 175, fig 7,9 .
- 10) ASHRAE "Fundamentals Handbook", chapter 25, 1977
- 11) ASHRAE "Fundamentals Handbook", 1981.
- 12) TRNSYS, Report 38-10, Solar Energy Lab., University of Winsconsin Chapters I-IV, junio 1979.
- 13) Mc Adams, "Heat Transmision", ED. Mc Graw Hill Book Company, 1964.
- 14) Ozisik, M. Necati, "Basic Heat Transfer", ED Mc Graw Hill

Book Company, 1977.

- 15) Solar Energy Conversion, Chapter 17, A. Bowen, "Fundamental of Solar Architecture", School of Engineering and Architecture, University of Miami.
- 16) Holtz, M. Wayne, P. Kammerud, R., "A Clasification Scheme for Common Pasive and Hibrid Heating and Cooling Systems", Berkeley, California, 1979.
- 17) Sobin, H., "Window Desing For Pasive Ventilation Cooling: An Experimental Model Scale Study", College of Architecture, University of Arizona, Tucson.
- 18) A. Sámano T., "Notas para el curso de enfriamiento en edificaciones", IIM UNAM, LES Temixco morelos, UIA.
- 19) Alford, J. S., J. E. Ryan, F. O. Urban "Effect of Heat Storage and variation in outdoor Temperature and Solar Intensity on Heat Transfer through walls", Transaction of A.S.H.V.E., Vol.45, pp 369-396, 1939.
- 20) Sámano, D.A., "Performace of a Storage wall subject to a periodic air temperature variations", Lawrence Berkeley Laboratory, Internal Report, México- U.S.A. coperation program, Berkeley California, U.S.A., abril, 1984.
- 21) AKbari, H. , A. Mertol, D. A. Sámano, " On the determination of Forcing Functions and the Range of Variability of Convection Coefficients in Thermal Storage Configurations". Lawrence Berkeley Lab., Int. Rep., México-U.S.A., coperation program, Berkeley, Calif. U.S.A., feb.,1984.
- 22) Van Geem, M.G. Fiorato, A. E., and Musser D.W." Cali-brated Hot Box Tests of THERmal Performace of concrets

- walls", Proceedings ASHRAE/DOE Conference, Las Vegas, Nevada, U.S.A., 1982.
- 23) Akbari, H., D. A. Sámano, A. Mertol, F. Bauman and R. Kammerud, " The effect of variable convection coefficient on Thermal energy storage Part I. Interiors Partitions walls". Report # LBL-18523, Lawrence Berkeley Lab., Berkeley Calif. U.S.A., 1985.
- 24) Akbari A. , D.A. Sámano, A. Mertol, F. Bauman and R. Kemmerud, " The effect variable convection coefficient on thermal energy storage. Part II. Exterior Massive walls and simulation". Report # LBL-18524, Lawrence Berkeley , Lab. Berkeley, Calif. U.S.A., 1985.
- 25) Akvari, H., D.A. Sámano, A. Mertol, F. Bauman and R. Kammerud, "The effect of variation in convection coefficient on Thermal Energy Storage in Building". Part I. Interior Partition walls, For publicarse en Energy and Building, 1986.
- 26) Akvari, H., D.A. Sámano, A. Mertol, F. Bauman and R. Kammerud, "The effect of variation in convection coefficient on Thermal Energy Storage in Building". Part III. Exterior Massive walls and Simulations", For publicarse en Energy and Building, 1986.
- 27) DOE-2, Volumen I, BDL Summary, Users Guide, Sample Run Book, Laurence Berkeley Laboratory, February 1979.
- 28) BLAST "The Building Loads Analisis and System Thermodynamics Program, Volumen II, Reference Manual, P.C. Hittle U.S. Army Construction Engineering Reseach Laboratory, 1977.

## APENDICE A

En éste apéndice se dará una clasificación de los sistemas pasivos comunes:

a) Sistemas pasivos de calentamiento.

b) Sistemas pasivos de enfriamiento.

a) Sistemas pasivos de calentamiento:

El calentamiento en un sistema pasivo implica el aprovechamiento de una fuente de energía que pueda proveer el calor necesario. Esta fuente puede ser cualquiera que se tenga presente en la localidad de la construcción, por ejemplo geotérmica o solar. Dado que el caso común de fuente de calentamiento es el sol, se tratará a continuación con este caso.

Existen dos factores particularmente importantes que deben ser considerados para cualquier esquema de caracterización de un sistema pasivo de calentamiento:

a.I) Las características de la apertura de colección de la radiación solar, tomando en cuenta:

- Orientación con respecto al sur y a la vertical.
- La localización relativa para el resto de la estructura de la edificación.

a.II) El método en que se está entregando la energía, tomado en cuenta para el espacio acondicionado:

- Mecanismos de transporte de energía.
- Graduación esencial del control térmico [16].

a.I) Características de la apertura de colección:

Se necesita tener conocimiento de la trayectoria del sol para poder estimar con exactitud el valor de la ganancia de la radiación solar, sobre superficies horizontales y verticales, y

asi determinar la posición óptima de las aperturas de colección.

Se sabe que el movimiento del sol en la bóveda celeste, a lo largo del día describe un arco, con un punto máximo al medio día, y que al paso de las estaciones, el lugar del alba y el ocaso se desplaza hacia el norte en el verano (vease FIG.16), y hacia el sur en el invierno.

Podemos estimar la cantidad de radiación solar; sea esta difusa o directa, sobre un plano que se encuentre sobre la superficie de la tierra y que presente una cierta inclinación, por medio de relaciones geométricas y ángulos en función de su orientación relativa a la tierra y el sol.

Para localidades al norte del ecuador, el aprovechamiento del sol de invierno se lleva a cabo colocando ventanales en la fachada sur, recibiendo éstos los rayos solares durante la mayor parte del día y así se obtiene una máxima ganancia de calor. Además se puede evitar, en verano la entrada directa de la radiación solar (debido a la inclinación con que incide sobre la superficie en esa época del año), colocando elementos sombreadores sobre las ventanas (vease FIG.17).

Ahora bién, si se toma en cuenta que el ángulo de incidencia de la radiación solar sobre las fachadas Sur, (para propósitos de transmisión de calor) no es favorable en verano (FIG.18); seria factible colocar vidrios en posición horizontal para obtener así un mayor flujo de calor hacia el interior, flujo que podria ser regulado por medio de aislantes móviles que permitan el paso de la radiación en invierno y en verano obstruyan su paso. Para ello las superficies receptoras podrian ser la pared sur y/o el techo;

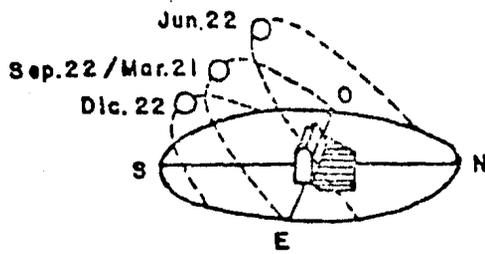


fig. 16 Desplazamiento de la orbita del Sol.

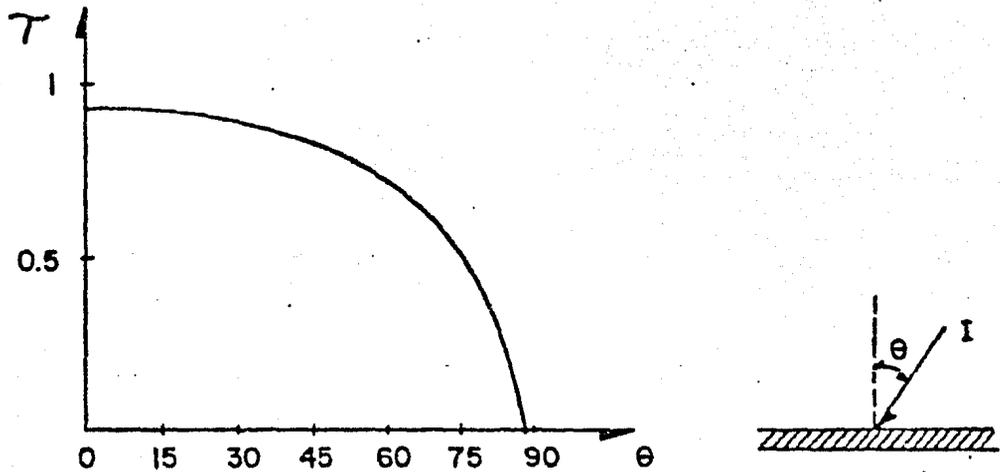


fig. 18 Radiación Solar, ángulo de incidencia y transmitancia.

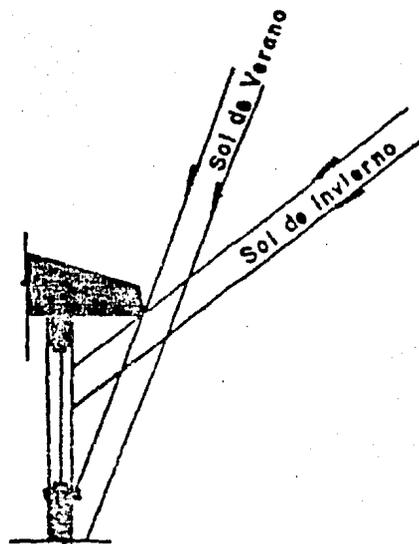


fig. 17 Radiación solar VERANO e INVIERNO.

utilizando por ejemplo el techo cuando la superficie sur se encuentre obstruida (sombras de edificios aledaños) o que la orientación del edificio se encuentre restringida. Para localidades en el hemisferio norte cercanas al ecuador, aún en invierno, el techo es la mejor superficie receptora.

Los sistemas de calentamiento de la pared sur tienen la ventaja de ser simples y económicos. También podemos tener una superficie colectora que se encuentre alejada de la envoltura propia de la edificación, que tendrá la ventaja de proporcionar un área de colección adicional, y así poder suplementar la energía colectada a través de la envoltura de la edificación.

Las combinaciones ventajosas de la orientación y localización de las aperturas, para un sistema pasivo de calentamiento son:

- Una apertura Sur
- Una apertura en el techo sombreada
- Una apertura en el techo
- Una apertura remota,

que se muestran en la FIG.19.

#### a.II) Método de la energía entregada:

La manera en que la energía es entregada tiene un profundo impacto en el grado de uniformidad térmica tanto en espacio como en tiempo requerida en el espacio por acondicionar.

A continuación se dan tres categorías de sistemas pasivos de calentamiento, basados en el método de la energía entregada para el espacio:

- Calentamiento directo: La radiación solar es admitida directamente en el espacio, donde es convertida en

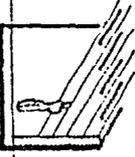
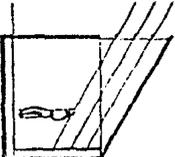
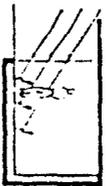
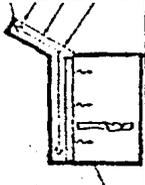
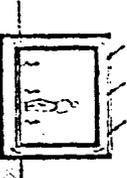
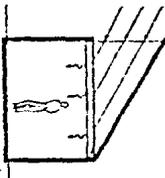
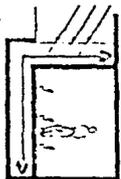
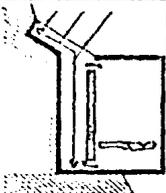
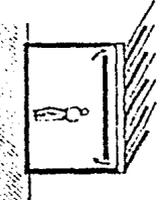
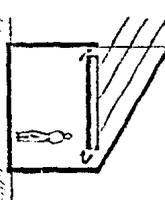
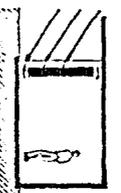
APERTURA REMOTA	APERTURA EN EL TECHO	APERTURA SOMBREADA EN EL TECHO		APERTURA SUR		DIRECTO	INDIRECTO	AISLADO
								
								
								

FIG. 19 Sistemas Pasivos de Calentamiento.

calor por absorción en las superficies internas y sobre el contenido del espacio. La temperatura del aire en el espacio "oscila" debido a las superficies absorbentes y/o el almacenamiento.

- Calentamiento indirecto: La radiación solar es convertida en calor por absorción en una superficie externa al espacio. El contenido del espacio no es expuesto a la radiación directa del sol, la temperatura del aire en el espacio "oscila" debido al absorbedor y/o el almacenamiento.

- Calentamiento aislado: La radiación solar es convertida a calor por absorción en una superficie externa al espacio. El contenido del espacio no se encuentra expuesto a la radiación directa del sol, la temperatura del aire en el espacio puede regularse independientemente del absorbedor y/o el almacenamiento.

Varias combinaciones de localización de aperturas y mecanismos para transferir energía hacia el espacio ocupado se muestran esquemáticamente en la FIG.19. Estas combinaciones de ningún modo agotan la lista de posibilidades.

En algunas ocasiones la combinación de los tres sistemas son de considerable importancia.

La clasificación, se dificulta grandemente cuando se trata de edificaciones de varios pisos. En estos casos, los procesos de transmisión se complican, o bien en situaciones donde los procesos industriales requieran de rangos de alta ventilación. Por lo tanto serán más apropiados los esquemas híbridos que involucren asistencia mecánica en la transferencia de calor.

## b) Sistemas pasivos de enfriamiento:

El enfriamiento involucra la descarga de energía por acoplamiento selectivo del sistema, con las partes más frías del medio ambiente, buscando que ese flujo de energía se de por mecanismos naturales. Los posibles enfriadores o sumideros de calor del medio ambiente son el cielo, la atmósfera y el suelo.

En el enfriamiento al cielo, la radiación del sistema pasa a través de la atmósfera y se disipa al espacio exterior.

El enfriamiento radiativo al cielo funciona bien en condiciones ambientales que presentan cielos claros, y tiene el potencial de enfriar el sistema por debajo de la temperatura del aire ambiente. El límite primario para este tipo de enfriamiento es la ganancia de calor convectiva y radiativa proveniente de la atmósfera circunvecina.

La energía del sistema puede también ser descargada a la atmósfera durante aquellos momentos cuando las condiciones del ambiente son favorables para tal intercambio. El calor puede ser disipado por una elevación de la energía de calor sensible del aire circunvecino (por ejemplo el aire frío de la noche) o por elevación de la energía de calor latente (por ejemplo el enfriamiento evaporativo). En cada caso, la transferencia de energía al aire puede ser mejorada por el movimiento del aire. El manejo de la energía para este movimiento puede provenir del viento, utilizando turbinas eólicas o mecanismos convectivos especiales. En climas secos, se tiene enfriamiento por radiación al cielo, para reducir la temperatura del sistema, así como buen enfriamiento evaporativo. Los climas húmedos dificultan ambos mecanismos y

solo tienen disponible , el enfriamiento cuando el aire es más frío.

Cuando las temperaturas del suelo son considerablemente más bajas que la temperatura del aire del medio ambiente, este medio puede ser utilizado para remover una fracción de la carga de enfriamiento normal. Sin embargo, en general en México no se da este fenómeno y no se puede aprovechar éste sumidero de calor.

Análogamente a los procesos de calentamiento a continuación se da una clasificación de los procesos de enfriamiento directo, indirecto o aislado:

- Enfriamiento directo: Ocurre cuando las superficies y el contenido del espacio son expuestas directamente a el (los) medio(s) de enfriamiento del ambiente (sumideros).

- Enfriamiento indirecto: Ocurre cuando el lugar es enfriado por radiación no controlada al almacén (o alguna superficie de intercambio) que está fría en ese momento por exposición al (los) sumidero(s) de energía del ambiente.

- Enfriamiento aislado: Ocurre cuando el espacio es enfriado por un fluido controlado o transferencia radiativa al almacén (o alguna superficie de intercambio), que está fría en ese momento por exposición a él (los) sumidero (s) de energía del ambiente.

Una muestra representativa de las combinaciones de los sumideros de energía térmicos del medio ambiente y mecanismos para transferir energía del espacio ocupado, se muestran en la FIG.20. Estas combinaciones de ningún modo agotan la lista de posibili-

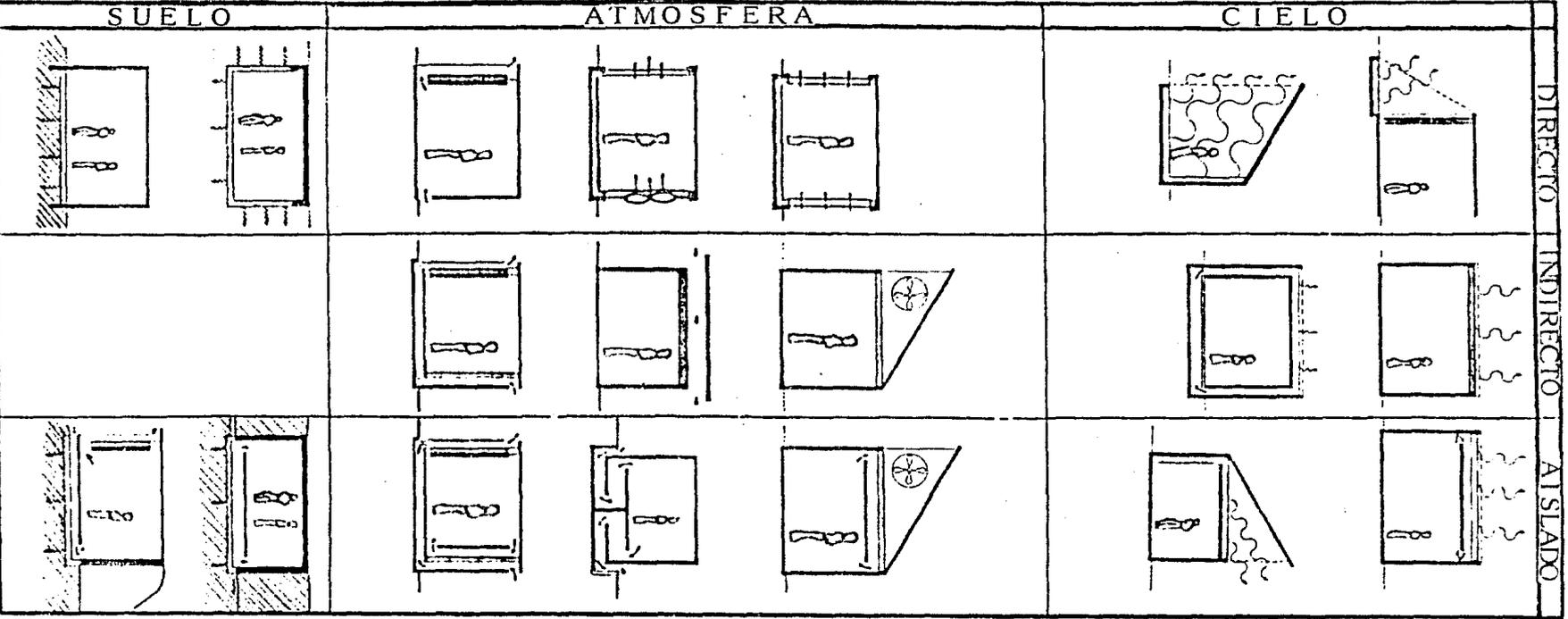


Fig. 20 Sistemas Pasivos de Enfriamiento

dades. Se debe prestar interés en los sistemas cuyos elementos puedan servir tanto al calentamiento como al enfriamiento.

Otro recurso de clima cálidos es la ventilación. En este caso, el movimiento del aire no se usa para enfriar la estructura solamente, sino que la función principal es la de aumentar la descarga de calor del cuerpo humano. Por lo que el diseño de las aperturas (ventanas) para proveer de viento el interior del edificio debe hacerse fijando la atención en que las corrientes de aire incidan sobre los ocupantes y no solamente sobre las estructuras.

En el diseño de un sistema de ventanaje para un sistema de ventilación se pueden identificar cuatro pasos. Primero, es importante tener una clara imagen del rango direccional del viento en el lugar, durante todo el ciclo anual. Segundo, es necesario hacer una determinación de las necesidades de enfriamiento por ventilación (diurno y estacional) para el confort térmico. Tercero, es necesario evaluar el resguardo de las estructuras o topografías vecinas que alteran el flujo del viento, tanto en magnitud como en dirección. Y cuarto, es vital escoger un sistema de ventanaje cuyas características funcionales correspondan tanto al viento como al confort térmico requerido.

Los sistemas de ventanas son para tomar una máxima ventaja del poder de ventilación, y no necesariamente en la respuesta direccional máxima; proporcionando la mayor efectividad bajo condiciones habituales en las que los cambios de dirección del viento estén sobre ciertos rangos de direcciones en una base horaria, diaria o estacional.

Se deberá procurar siempre una ventilación cruzada para

incrementar la convección sobre los ocupantes y proveer una mayor comodidad de los mismos. Para un óptimo enfriamiento ventilativo, se requiere un área efectiva suficiente, tanto para la entrada como para la salida del aire, con la entrada localizada en una zona de presión positiva y la salida en una zona de presión negativa.

Los cuartos que solo cuentan con apertura de entrada, muestran que en vientos oblicuos y normales, ésta funciona como ambas (de entrada y salida). Los tamaños de las ventanas no son determinados por la ventilación solamente, sino que también se tienen que tomar en cuenta otros factores arquitectónicos como iluminación, privacidad, seguridad y control solar. Aunque es posible separar aperturas que solo sirvan para iluminación (ventanas) y aperturas que solo sirvan para ventilación (ventilas).

Una cuestión importante en ventilación es como distribuir el área disponible para ventana. Un parámetro importante en cuanto a esto es la distribución relativa de áreas para entradas y salidas. Es recomendable colocar ventanas corredizas, las cuales presentarán una resistencia menor al paso del aire, y colocadas de tal forma que el aire incida sobre los ocupantes y así aprovechar el enfriamiento evaporativo sobre el cuerpo humano. Las ventanas de persiana son muy ineficientes, por lo que su uso no se recomienda. Así mismo debe evitarse colocar aberturas de entrada y salida pegadas a las paredes o techo debido a que el flujo de aire tendería a pegarse a estas superficies y el efecto del enfriamiento evaporativo quedaría nulificado [17]. Si nos referimos al sombreado, éste se utiliza para reducir la cantidad

de radiación solar que incide sobre paredes y ventanas.

En climas extremos, el uso de un sistema pasivo se ve muy limitado, por lo que se deberán implementar con medios mecánicos si fuese necesario. Estos equipos pueden ser minimizados mediante el uso de algunos dispositivos pasivos como son:

- El uso de doble vidrio en las ventanas, para disminuir pérdidas o ganancias excesivas según sea el caso.
- El uso de cristales de buena calidad con bajo contenido de hierro para aumentar la ganancia de radiación solar.
- El empleo de muros y techos masivos para retardar la transferencia de calor.
- El uso de materiales altamente higroscópicos que permitan remover humedad del aire durante la noche y evapora durante el día para obtener un enfriamiento evaporativo.
- Descarga de calor recibido de la radiación solar, a la atmósfera mediante el empleo de un sistema de escudo en el techo. Por ejemplo un techo inclinado, con ductos en la dirección de la ventilación que evacúe el calor al aire fuera del edificio por convección natural.
- Construcción de muros dobles con un espacio de aire intermedio, para reducir la transferencia de calor en ambos sentidos.

## AFENDICE B

- a) Clima de Temixco.
- b) Temperaturas de diseño (TRANE).
- c) Dias de diseño.

### a) Clima de Temixco:

Temixco se ubica dentro del estado de Morelos a 10 minutos al sur de la ciudad de Cuernavaca, se sitúa en la latitud  $18^{\circ} 51'$  norte y una longitud de  $99^{\circ} 15'$ , con una altitud que varia de los 1250 mts hasta los 1400 mts sobre el nivel del mar.

El clima de Temixco se puede calificar de cálido durante la mayor parte del año (FIG.21), semiseco durante el invierno y la primavera (30% de humedad relativa promedio) y lluvioso en el verano, con una buena cantidad de asoleamiento a lo largo del año.

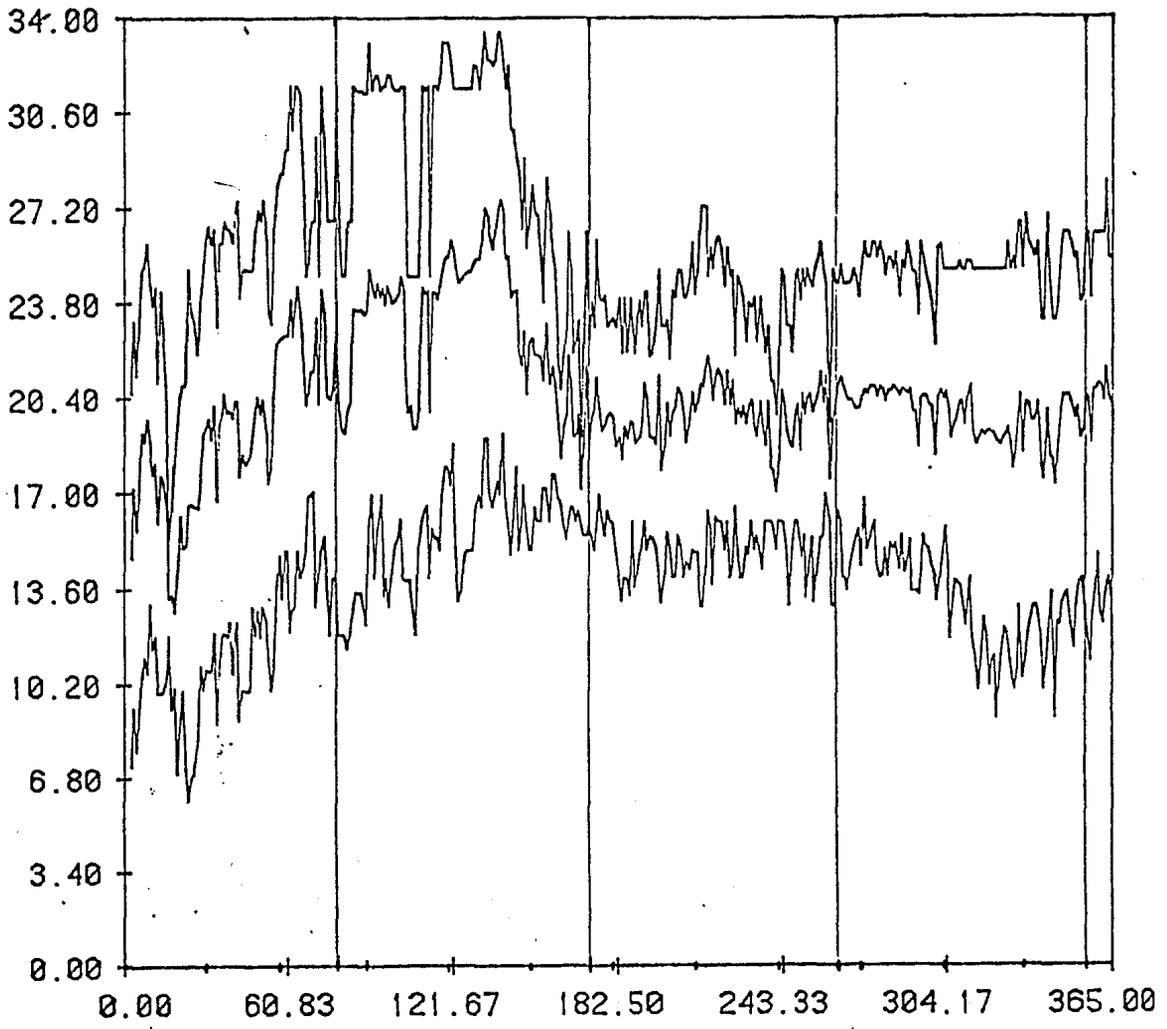
Encontramos vientos dominantes que provienen del SUR y SUR-ESTE durante todo el año, con velocidades de 0.5 hasta 5.0 m/s; la temperatura promedio anual es alrededor de  $31^{\circ}$  y presenta una vegetación de clima cálido.

### b) Temperaturas de diseño [TRANE] [5]:

Se sabe que el flujo de calor a través de superficies como paredes y techos depende de la diferencia de temperaturas de los espacios que la superficie separa. Por lo tanto, cuando se está haciendo el cálculo de las ganancias de calor a través de tales superficies, para un espacio por acondicionar, la diferencia de temperaturas que será usada en el cálculo se debe determinar.

La diferencia de temperaturas se hace seleccionando la más alta temperatura interior, tomando en cuenta el confort interno,

TEMPERATURAS MINIMA, PROMEDIO, MAXIMA



DIAS DEL AÑO LES TEMIXCO MOR.

fig. 21 Temperatura del aire ambiente en Temixco Morelos.

que será mantenido en el espacio cuando en el exterior se presenta la temperatura más alta.

Obviamente los sistemas de acondicionamiento de aire podrían ser sobrediseñados si las ganancias de calor calculadas están basadas en la máxima temperatura exterior.

Es común basar los cálculos en aquellas temperaturas exteriores que nunca han sido excedidas en más que un 10% de los días durante la estación de verano, descartando las temperaturas que se presentaron en menos del 10% de los días [5].

Para el caso de Temixco las temperaturas más altas se presentaron en primavera, no en verano ver FIG.21, por lo que la temperatura exterior se seleccionó en base a la curva de temperaturas.

Entonces, la temperatura seleccionada no deberá exceder en más de un 10% de los días en la estación en que se presenten las temperaturas más altas. Estos días son de tal duración (en los que se presentan las temperaturas más altas) que no afectan sensiblemente la temperatura interior [5].

El manual TRANE señala que para la mayoría de los cálculos una diferencia de temperaturas de  $8.33^{\circ}\text{C}$  ( $15^{\circ}\text{F}$ ) puede ser usada para propósitos de cálculo, y que solo se vería modificada cuando la temperatura exterior sobrepasara los  $37^{\circ}\text{C}$  ( $100^{\circ}\text{F}$ ), con lo cual el TD aumentaría.

Si la diferencia de temperaturas para una localidad en particular, fuese de  $10^{\circ}$  a  $17^{\circ}\text{F}$ , la TD de diseño no puede ser determinada satisfactoriamente, debido sobre todo a la variabilidad de los ciclos del clima [5]; siempre existirá una incertidumbre.

c) Días de diseño:

Para la simulación del auditorio en temixco se tomaron como base 5 días de diseño que fueron seleccionados en base a datos de temperaturas proporcionados por el Servicio Meteorológico Nacional (FIG.21), para un año completo. La temperatura del aire ambiente se ha estado midiendo en las instalaciones de Laboratorio de Energía Solar, lo que permitió completar los datos del SMN, así como validar los que se nos proporcionaron. Se alimentaron datos del clima buscando que el auditorio se encontrara sujeto a condiciones extremas y así poder evaluar su funcionamiento. Los días seleccionados fueron: día 24, 133, 138, 213, 323 del año. El día 24 representa la temperatura mínima del año y corresponde a Invierno. Los días 133 y 138 corresponden a primavera y representan la amplitud mínima de la estación y la temperatura más alta respectivamente. El día 213 verano, corresponde a la temperatura más alta de la estación. El día 323 representa la temperatura más baja en otoño.

Los datos de velocidad de viento provienen de la misma fuente en que se obtuvieron las temperaturas; también se alimentaron para la simulación datos de radiación que fueron calculados a partir de datos de la referencia [2], los datos de humedad relativa se han estado midiendo en el lugar.

## APENDICE C

El siguiente apéndice lo dividiremos de la siguiente forma:

- A) Conducción de calor en estado permanente.
- B) Conducción de calor en estado transitorio.
- C) Conducción de calor a través de una pared compuesta.

La rapidez de conducción de calor a través de un material sólido (ó un fluido sin movimiento relativo entre sus moléculas), es proporcional a la diferencia de temperatura a través del material, y al área perpendicular al flujo de calor, e inversamente proporcional a la distancia que separa los dos niveles de temperatura (ver FIG.10.a). Esta dependencia fue establecida por Fourier y es análoga a la ley de Ohm para la conducción de electricidad. La constante de proporcionalidad en la ley de Fourier es conocida como la conductividad térmica y es una propiedad física del material.

$$q_x = -K \frac{\partial T}{\partial x}$$

donde  $q_x$  es la densidad de flujo de calor en la dirección  $x$  a través de la materia,  $K$  es el coeficiente de conductividad térmica y  $\partial T / \partial x$  es el gradiente de temperatura ( $T$ ) en la dirección  $x$ .

Conocida la ecuación de conducción de calor se debe diferenciar entre dos procesos de conducción de calor:

- A) Estado permanente.
- B) Estado no permanente.

A) Estado permanente:

El estudio en estado permanente se hace suponiendo un material que se encuentra sujeto a una distribución espacial de temperaturas diferentes, considerando que estas temperaturas no cambian con el tiempo para cada punto del material (FIG.10).

La ecuación general de conducción de calor en forma diferencial es,

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + q''(x) = \frac{1}{\alpha} \frac{dT}{dt}, \quad \dots (III-2)$$

donde  $q''$  representa la generación de energía,  $T$  es la temperatura del material,  $\alpha$  es la difusividad térmica en el material y  $x$  así como  $t$  son las coordenadas de espacio y tiempo.

El proceso en estado permanente en una dimensión, es el más simple, por que debido a la restricción impuesta sobre la diferencia de temperaturas (la temperatura no cambia con el tiempo para cada elemento diferencial  $x$ ). Se puede obtener una ecuación diferencial ordinaria para representar la conducción de calor en una dimensión.

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + q'' = 0 \quad \text{para } 0 < x < L$$

no existiendo generación de energía se obtiene:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = 0$$

con las condiciones a la frontera

$$\begin{aligned} \text{en } x = 0 \quad T &= T_1 \\ \text{en } x = L \quad T &= T_2 \end{aligned}$$

Si se considera la conducción de calor en estado permanente a través de una placa plana de espesor L, la cual tiene una conductividad térmica K, y las temperaturas en las superficies del material serán T<sub>1</sub> y T<sub>2</sub> (FIG.10.a) la solución de esta ecuación será:

$$\frac{dT}{dx} = 0$$

integrando

$$\frac{dT}{dx} = C_1$$

$$dT = C_1 dx$$

integrando una vez más

$$T = C_1 x + C_2$$

las constantes de integración se evalúan de las condiciones de frontera:

$$\text{En } x = 0 : T_1 = C_2$$

$$\text{En } x = L : T_2 = C_1 L + C_2 \quad \text{entonces} \quad C_1 = \frac{T_1 - T_2}{L}$$

y la solución estará dada por:

$$T = (T_2 - T_1) \frac{x}{L} + T_1 \quad \dots \text{(III-3)}$$

que se observa como un cambio lineal de la temperatura (vease FIG.10.b).

La velocidad de flujo de calor por unidad de área es calculada de la distribución de temperatura usando la ecuación de conducción de Fourier,

si de la ecuación que representa la distribución de temperaturas en la placa se obtiene

$$\frac{dt}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L}$$

entonces

$$q = - \frac{k}{L} (T_2 - T_1) = \frac{k}{L} (T_1 - T_2)$$

está ecuación representa la rapidez de transferencia de calor por unidad de área normal a la dirección de flujo. Entonces el flujo de calor para una área A es:

$$Q = k \frac{A}{L} (T_1 - T_2)$$

B) Estado no permanente o transitorio:

En el estado transitorio el valor de la temperatura a lo largo del elemento diferencial si cambia con el tiempo y se busca encontrar la distribución en el valor de la temperatura a lo largo del espesor L de una placa, y la ecuación (III-2) quedará como:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + q''' = \frac{1}{\alpha} \frac{dT}{dt} \quad \dots (III-4)$$

no existiendo generación de energía la ecuación quedará como:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{dT}{dt} \quad (III-5)$$

La solución de está ecuación diferencial mostrará la distribución de temperaturas a lo largo del espesor de la placa y la forma de la solución depende de las condiciones iniciales y de frontera específicas de cada caso.

C) conducción de calor a través de una pared compuesta:

Una manera de estudiar el fenómeno de conducción de calor, a través de los materiales que componen un edificio, es considerar que la temperatura no cambia con el tiempo y que la conducción es debida a que el material se encuentra sujeto a temperaturas diferentes en las dos caras que limitan al material, como sucede con una pared exterior (vease FIG.22).

Las paredes techos y pisos, geoméricamente se pueden aproximar a placas con caras paralelas. Donde la ecuación de Fourier tiene la forma,

$$Q = \frac{K}{e} A (T_i - T_e)$$

donde e es el espesor, A el área,  $T_i$  y  $T_e$  las temperaturas en la superficie interior y exterior de la placa. Esta ecuación cuantifica el flujo de calor a través de la placa como función de las temperaturas en ambas caras, pero generalmente son las temperaturas del aire en contacto con estas lo que conocemos, por lo que es necesario tener una ecuación que cuantifique el flujo como función de la temperatura en el aire. La ecuación que cuantifica el flujo de calor entre el aire y una cara de la placa es la ecuación de convección propuesta por Newton, que tiene la forma,

$$Q = h A (T_p - T_a)$$

donde h es el coeficiente de convección de calor, A el área expuesta de las placas  $T_p$  y  $T_a$  las temperaturas de la cara de la pared y de el aire en contacto respectivamente.

Si ahora se considera una pared compuesta de varios materiales, tres para nuestro ejemplo, (FIG.23) y la temperatura del aire en contacto con cada cara (i y e) no cambian con el tiempo,

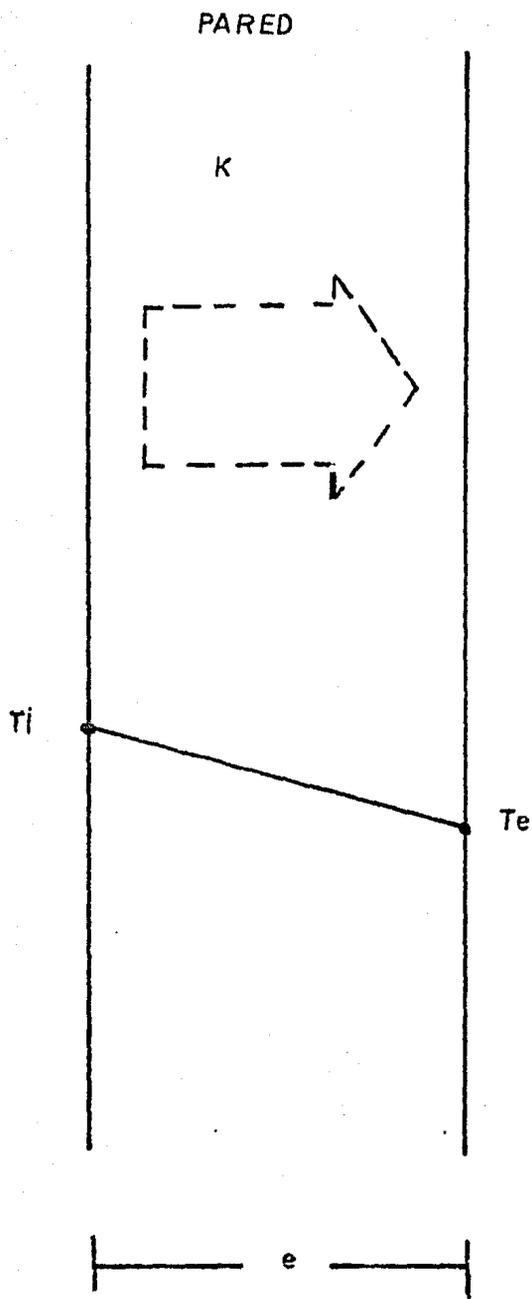


fig. 22 Conducción de calor a través de una placa.

será un fenómeno de conducción de calor a través de la pared sin almacenamiento de energía, por lo que la ecuación para cada placa será similar a la primera de este punto. Llamemos  $h_i$  y  $h_e$  al coeficiente de convección entre el aire y las caras interior y exterior respectivamente de la placa. Supongamos que el aire interior está a mayor temperatura que el aire exterior.

En estado permanente el flujo de calor, del aire interior a la cara del primer material, será igual al que atraviesa los materiales 1, 2 y 3 y que finalmente va de la cara d (FIG.23) al aire exterior.

El monto se puede calcular en cada caso con las siguientes ecuaciones:

$$Q = h_i A (T_i - T_a)$$

$$Q = \frac{k_1}{e_1} A (T_a - T_b)$$

$$Q = \frac{k_2}{e_2} A (T_b - T_c)$$

$$Q = \frac{k_3}{e_3} A (T_c - T_d)$$

$$Q = h_e A (T_d - T_e)$$

donde a, b, c, y d son los subíndices de las temperaturas de las superficies que separan los materiales 1, 2, y 3.

Cada una de las ecuaciones anteriores puede ser escrita de la siguiente manera:

$$1/(h_i A) = (T_i - T_a)/Q$$

$$\frac{e_1}{k_1 A} = (T_a - T_b)/Q$$

$$\frac{e_2}{k_2 A} = (T_b - T_c)/Q$$

$$\frac{e_3}{k_3 A} = (T_c - T_d)/Q$$

$$1/(h_e A) = (T_d - T_e)/Q$$

si ahora sumamos las 5 ecuaciones obtenemos

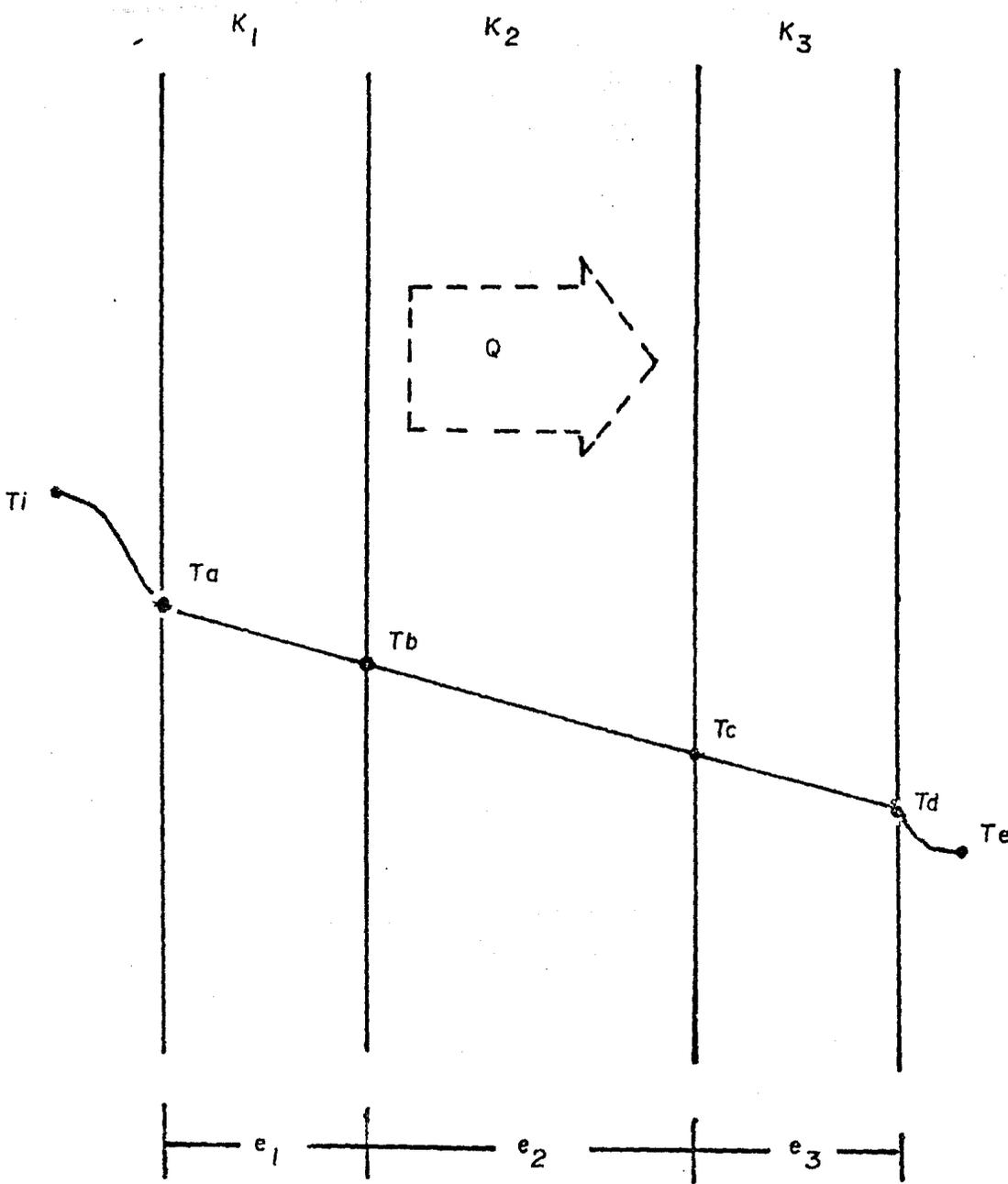


fig. 23 Pared Compuesta.

$$\frac{1}{(h_i * A) + \frac{e_1}{k_1 * A} + \frac{e_2}{k_2 * A} + \frac{e_3}{k_3 * A} + 1/(h_e * A)}$$

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

si despejamos se obtiene

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

donde U es llamado el coeficiente global de transferencia de calor y se calcula:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3} + \frac{1}{h_e}$$

Esta ecuación permite calcular el flujo de calor a través de paredes y techos del edificio debido a la diferencia de temperaturas entre el aire exterior e interior. En el caso de pisos donde se conoce la temperatura del subsuelo y el piso descansa directamente sobre éste, existe un coeficiente de conductancia del suelo que sustituye a  $1/h_e$  para el flujo de calor. En suelos arenosos donde no existen corrientes subterráneas de agua o donde la variación de temperaturas en el piso no es apreciable, se puede despreciar; cuando existe un espacio por debajo se calcula igual que para techos y muros.

El cálculo del coeficiente total de transferencia de calor para el auditorio se hace de la siguiente forma:

- a) Para muros
- b) Para el techo
- c) Para ventanas

a) Para muros

$$U = \text{Coeficiente total de transferencia de calor}$$

$$\text{(watts/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{1}{h_c} + \frac{e_1}{k_2} + \frac{1}{h_i}} \quad \dots (III-8)$$

$h_o$  = coeficiente de convección de aire exterior  
 $= 34.06$  (watts/m<sup>2</sup> C)  
 $6.0$  (Btu/hrft<sup>2</sup>oF)

a 6.7 m/s de [3]

$h_i$  = coeficiente de convección de aire interior = 9.36 " " " " " "  
 1.65 " " " " " "  
 aire quieto [3]

$k$  = conductividad térmica del material (watts/m<sup>2</sup> C) (Btu/hrft<sup>2</sup>oF)  
 $e$  = espesor muro (m) (ft)

$h_c$  = coeficiente de calor del aire interior por convección  
 para espacios de aire verticales (FIG.12) (watts/m<sup>2</sup> C) (Btu/hrft<sup>2</sup>oF)

b) Para el techo

$U_t$  = Coeficiente total de transferencia de calor

$$U_t = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{1}{h_c} + \frac{e_1}{k_2} + \frac{1}{h_i}}$$

$h_o$  = coeficiente de convección de aire exterior  
 $= 17.03$  (watts/m<sup>2</sup> C)  
 $3.0$  (Btu/hrft<sup>2</sup>oF)

a 6.7 m/s de [3]

$h_i$  = coeficiente de convección de aire interior = 9.36 " " " " " "  
 1.65 " " " " " "  
 aire quieto [3].

$k$  = conductividad térmica del material

$e$  = espesor techo y plafón (m) (ft)

$h_c$  = coeficiente de calor del aire interior por convección

para espacios de aire horizontales (FIG.13)

c) Para ventanas

U = Coeficiente total de transferencia de calor  
v

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_i}} \quad \dots(III-11)$$

h<sub>o</sub> = coeficiente de convección de aire exterior

$$= \frac{20}{34.06} \text{ (watts/m}^2\text{ }^\circ\text{C)}$$

$$= 6.0 \text{ (Btu/hrft}^2\text{ }^\circ\text{F)}$$

a 6.7 m/s de [3]

h<sub>i</sub> = coeficiente de convección de aire interior = 9.08 " " " " " "

aire quieto [3] 1.06 " " " " " "

k = conductividad térmica del material

e = espesor cubierta ventana (FIG.14) (ft) (m)