



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

---

FACULTAD DE QUÍMICA

DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION SOLAR POR  
ABSORCION (CLORURO DE CALCIO - MONOMETILAMINA)  
PARA LA CLIMATIZACION DE ESCUELAS RURALES

T E S I S

que para obtener el título de  
INGENIERO QUIMICO  
p r e s e n t a :

ARTURO MIRANDA CORTES

México, D. F.

1983



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



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

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

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

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

## C O N T E N I D O

- I INTRODUCCION
  
- II REFRIGERACION POR ABSORCION
  - 2.1. REFRIGERACION
  - 2.2. CICLOS DE REFRIGERACION
    - 2.2.1. REFRIGERACION POR COMPRESION
    - 2.2.2. REFRIGERACION POR ABSORCION
      - 2.2.2.1. REFRIGERACION POR ABSORCION LIQUIDO - GAS
      - 2.2.2.2. REFRIGERACION POR ABSORCION SOLIDO - GAS
  
- III SISTEMAS POR ABSORCION SOLIDO - GAS
  - 3.1. GENERALIDADES
  - 3.2. PRINCIPIOS BASICOS
  - 3.3. CICLO DE REFRIGERACION POR ABSORCION SOLIDO - GAS
    - 3.3.1. DESCRIPCION Y PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO
    - 3.3.2. PROPIEDADES DE LOS SISTEMAS SOLIDO - GAS
    - 3.3.3. METODO DE CALCULO PARA UN SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION SOLIDO - GAS
      - 3.3.3.1. NOMENCLATURA
      - 3.3.3.2. DETERMINACION DE LAS CONDICIONES DE OPERACION
      - 3.3.3.3. CANTIDAD DE REFRIGERANTE POR CANTIDAD DE SOLIDO
      - 3.3.3.4. RELACION DE CANTIDAD MAXIMA DE REFRIGERANTE ABSORBIDA POR EL SOLIDO

- 3.3.3.5. RELACION DE CANTIDAD DE REFRIGERANTE FIJA DESPUES DE LA DESORCION
- 3.3.3.6. RELACION DE CANTIDAD DE REFRIGERANTE DESORBIDA
- 3.3.3.7. POTENCIA FRIGORIFICA ESPECIFICA DEL REFRIGERANTE
- 3.3.3.8. POTENCIA FRIGORIFICA ESPECIFICA POR UNIDAD DE MASA DE ABSORBENTE SOLIDO
- 3.3.3.9. POTENCIA DE REFRIGERACION
- 3.3.3.10. CANTIDAD DE SOLIDO NECESARIA
- 3.3.3.11. CANTIDAD TOTAL DE REFRIGERANTE ABSORBIDO
- 3.3.3.12. CANTIDAD DE SOLIDO COMPLEJO
- 3.3.3.13. REQUERIMIENTOS TERMICOS EN EL PERIODO DE GENERACION
- 3.3.3.14. REQUERIMIENTOS TERMICOS EN EL PERIODO DE CONDENSACION
- 3.3.3.15. REQUERIMIENTOS TERMICOS EN EL PERIODO DE EVAPORACION
- 3.3.3.16. REQUERIMIENTOS TERMICOS EN EL PERIODO DE ABSORCION
- 3.3.3.17. CALCULO DEL RENDIMIENTO DE CARNOT
- 3.3.3.18. CALCULO DEL RENDIMIENTO TERMICO
- 3.4. SELECCION DEL SISTEMA SOLIDO - GAS

#### IV ANALISIS TERMODINAMICO DEL SISTEMA $\text{CaCl}_2 - \text{CH}_3\text{NH}_2$

- 4.1 PROPIEDADES
- 4.2 ANALISIS TERMODINAMICO
- 4.3 ANALISIS COMPARATIVO

#### V DISEÑO DE EQUIPO

- 5.1 PARAMETROS DE DISEÑO
  - 5.1.1. CARACTERISTICAS DEL ESPACIO A ACONDICIONAR

- 5.1.2. CONDICIONES CLIMATOLOGICAS
- 5.2. ESTIMACION DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO
  - 5.2.1. NOMENCLATURA PARA CARGA DE ENFRIAMIENTO
  - 5.2.2. METODO DE CALCULO
  - 5.2.3. CALCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO
    - 5.2.3.1. DETERMINACION DE TIEMPO SOLAR VERDADERO
    - 5.2.3.2. GANANCIA TERMICA POR EL TECHO
    - 5.2.3.3. GANANCIA TERMICA POR PAREDES Y PUERTA
    - 5.2.3.4. GANANCIA TERMICA POR VIDRIOS
    - 5.2.3.5. GANANCIA TERMICA DEBIDA A VENTILACION E INFILTRACION
    - 5.2.3.6. GANANCIA TERMICA POR ILUMINACION
    - 5.2.3.7. GANANCIA TERMICA DEBIDA A OCUPANTES
- 5.3. FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION
- 5.4. CONDICIONES DE OPERACION DEL SISTEMA DE REFRIGERACION
- 5.5. DISEÑO DEL ABSORBEDOR - GENERADOR
  - 5.5.1. NOMENCLATURA
  - 5.5.2. SUPERFICIE DE COLECCION DISPONIBLE
  - 5.5.3. ENERGIA DISPONIBLE POR UNIDAD DE COLECCION
  - 5.5.4. PRIMERA APROXIMACION DE LA CAPACIDAD DEL SISTEMA
  - 5.5.5. CALCULO DEL ABSORBEDOR - GENERADOR
  - 5.5.6. CARGA DE CALENTAMIENTO PARA UNIDAD DE ABSORCION - GENERACION
- 5.6. DISEÑO DEL DESOBRECALENTADOR - CONDENSADOR
  - 5.6.1. NOMENCLATURA
  - 5.6.2. CONSIDERACIONES Y DATOS BASICOS
  - 5.6.3. CARACTERISTICAS DE LA SUPERFICIE EXTENDIDA

5.6.4. BALANCE DE CALOR

5.6.5. CALCULO DE MEDIA LOGARITMICA DE DIFERENCIAS DE TEMPERATURA

5.6.6. CALCULO DE SECCION DE DESOBRECALENTAMIENTO

5.6.7. CALCULO DE SECCION DE CONDENSACION

5.6.8. CALCULO DE RECIPIENTES DE CONDENSADOS

5.7. DISEÑO DEL EVAPORADOR

5.7.1. NOMENCLATURA

5.7.2. CONSIDERACIONES Y DATOS BASICOS

5.7.3. BALANCE DE CALOR

5.7.4. CALCULO DE MEDIA LOGARITMICA DE DIFERENCIAS DE TEMPERATURA

5.7.5. CALCULO DEL EVAPORADOR

VI CONCLUSIONES

A N E X O S

ANEXO 1. LISTADO DE PROGRAMA USADO EN EL ANALISIS TERMODINAMICO

ANEXO 2. INFORMACION USADA PARA LA EVALUACION DE LA CARGA DE EN  
FRIAMIENTO

ANEXO 3. INFORMACION USADA PARA EL DISEÑO TERMICO DEL EQUIPO

B I B L I O G R A F I A

## INTRODUCCION

En México, la mayoría de las poblaciones marginadas, se encuentran localizadas en regiones áridas o semiáridas de clima cálido en donde la distribución de servicios tales como electricidad, agua, combustibles, etc., es escasa y en algunos casos nula.

Dentro de los problemas básicos de estas zonas, esta la climatización de habitaciones, la cual favorece al buen desempeño de cualquier actividad, siendo en particular de gran ayuda en el proceso enseñanza-aprendizaje.

La carencia de electrificación y combustibles en la mayoría de estas regiones, limita la aplicación de sistemas convencionales de enfriamiento, esto plantea la posibilidad de poder utilizar la gran insolación de estas localidades para operar ciclos térmicos de refrigeración por absorción, empleando sistemas simples de captación de energía solar ( colectores solares planos ), por lo cual el ciclo de refrigeración deberá operarse a temperaturas moderadas de disociación, compatibles con estos sistemas de captación.

Este trabajo tiene como objetivos:

Examinar las características de los ciclos de refrigeración -- por absorción posibles de ser operados por energía solar. Seleccionar el ciclo de refrigeración por absorción, así también como el sistema absor-

bente - absorbato más adecuados, de acuerdo a las limitaciones expuestas. Análisis termodinámico del sistema seleccionado. Y como ejemplo de aplicación, se hará el diseño térmico y dimensionamiento básico del equipo - necesario para el sistema de refrigeración por absorción elegido para su uso en la climatización de una escuela rural.



## REFRIGERACION POR ABSORCION

### 2.1. REFRIGERACION

La refrigeración permite, utilizando diferentes métodos, mantener un cierto espacio a una temperatura inferior a la del medio ambiente, -- por medio de la extracción de calor del cuerpo o espacio a enfriar. Este calor es utilizado en la mayoría de los casos para la evaporación de líquidos cuyas temperaturas de ebullición a presión atmosférica son inferiores a los 0° C - como en el caso de los gases licuados - permitiendo la evaporación espontánea. Posteriormente un proceso de condensación permite volver a licuar el gas para su subsecuente evaporación, estableciendo un ciclo termodinámico de refrigeración.

### 2.2. CICLOS DE REFRIGERACION

Dentro de los ciclos de refrigeración, los más comúnmente usados -- son: la refrigeración por compresión y la refrigeración por absorción.

#### 2.2.1. REFRIGERACION POR COMPRESION

El sistema de refrigeración por compresión esta basado en el sistema de compresión mecánica. El compresor tiene como función succionar el

vapor a baja presión proveniente del evaporador, comprimirlo y descargarlo al condensador a las condiciones de licuefacción, establecidas por las propiedades termodinámicas ( presión de vapor en función de la temperatura ) del fluido de trabajo ( refrigerante ). La temperatura y por consecuencia la presión en el evaporador dependen del nivel térmico de utilización de la máquina frigorífica.

Como se puede observar en la figura 2.2.1.1. los componentes de un ciclo de refrigeración por compresión son: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador. Sugiriéndose por economía, la recuperación del refrigerante estableciéndose un ciclo cerrado de funcionamiento.

En la figura 2.2.1.2. se representan los procesos involucrados en un ciclo cerrado de refrigeración por compresión. A la salida del compresor

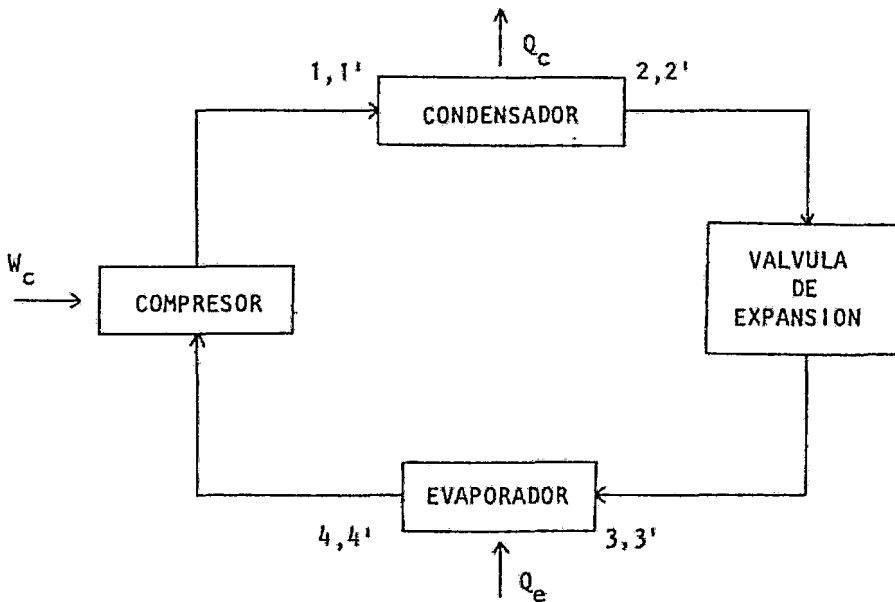


Fig. 2.2.1.1.

CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION

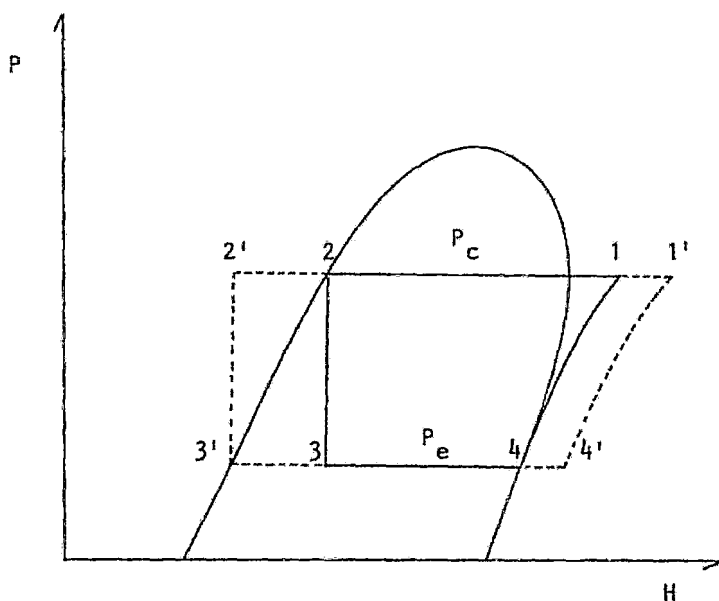


Fig. 2.2.1.2.

CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION EN UN DIAGRAMA H - P

El fluido refrigerante se encuentra sobrecalentado ( 1 ó 1' ) con un nivel alto de presión y temperatura, bajo estas condiciones es licuado en el condensador por enfriamiento por agua o aire a condiciones de saturación ( 1 - 2 ó 1' - 2 ), o de subenfriamiento ( 1 - 2' ó 1' - 2' ). El condensado pasa a través de la válvula de expansión, en donde mediante una expansión isoentálpica ( 2 - 3 ó 2' - 3' ) son alcanzadas las condiciones para la evaporación. En el evaporador, el refrigerante a baja presión absorbe calor del espacio a enfriar, evaporándose espontáneamente ( 3 - 4 ó 3' - 4 ). El vapor proveniente del evaporador es succionado por el compresor, comprimido isoentrópicamente ( 4 - 1 ó 4' - 1 ) y descargado al condensador completando de esta manera el ciclo.

En el ciclo se distinguen dos zonas de presión. Una zona de alta --

presión formada por la línea de descarga del compresor, y la entrada de la válvula de expansión. Y una zona de baja presión comprendida entre la salida de la válvula de expansión, el evaporador y la línea de succión - del compresor.

La energía necesaria para operar el compresor puede ser proporcionada por corriente eléctrica o por medio de un ciclo de vapor.

### 2.2.2. REFRIGERACION POR ABSORCION

La refrigeración por absorción se basa en la afinidad de ciertos líquidos o sólidos por los vapores de los refrigerantes, formando soluciones o compuestos definidos, los cuales pueden regenerarse térmicamente. En este caso la concentración obtenida será función de las condiciones - de presión y temperatura a las cuales se efectúa la absorción.

En el absorbedor el vapor refrigerante es absorbido a baja presión y baja temperatura por el absorbente, efectuando la función de succión - como en el caso del compresor. En la mayoría de los casos la solubilidad del vapor, va acompañada por un calor de solución, el cual debe extraerse si se desea que la operación de absorción se efectúe a temperatura -- constante ( absorción isotérmica ).

Es necesario el suministro de calor para desorber el refrigerante y alcanzar las condiciones de licuefacción, esto se lleva a cabo en el generador. Como se puede observar tanto el absorbedor como el generador, - sustituyen por separado las funciones del compresor mecánico.

En la figura 2.2.2.1. se encuentra representado un ciclo básico de refrigeración por absorción. Los elementos que constituyen este sistema

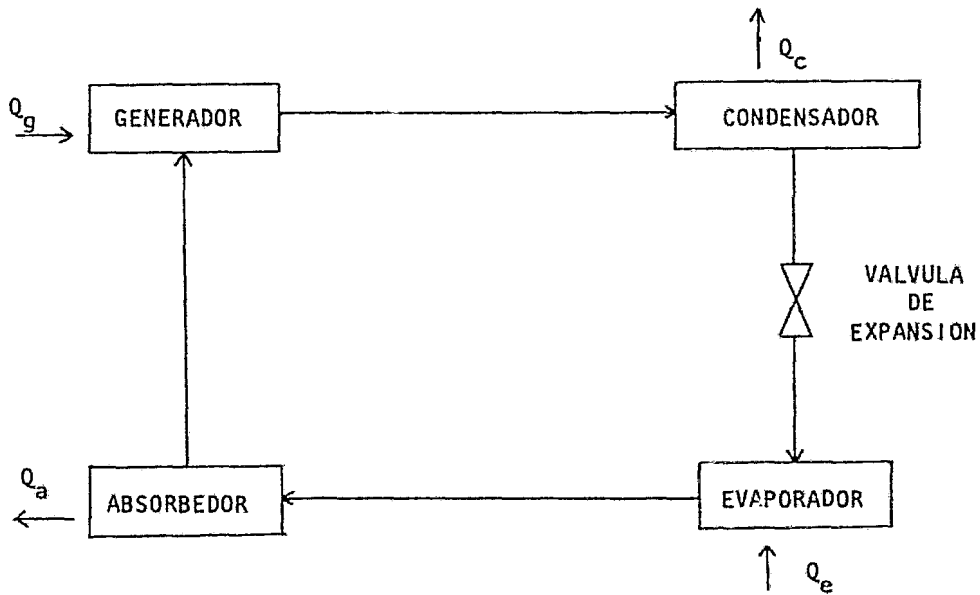


Fig. 2.2.2.1.

CICLO DE REFRIGERACION POR ABSORCION

son: un absorbedor, un generador, un condensador, válvula de expansión y evaporador.

En la refrigeración por absorción, el efecto de compresión se realiza por medio de una absorción y una posterior desorción térmica, siendo los procesos que tienen lugar en el condensador, válvula de expansión y evaporador iguales que en el ciclo de refrigeración por compresión.

El ciclo de refrigeración por absorción básicamente funciona por -- energía térmica.

En base a los objetivos del presente estudio, es claro que el sistema de refrigeración por compresión debido al carácter de sus requerimientos energéticos, queda fuera del interés de estudio.

Se plantea la utilización de la energía térmica del sol como una alternativa que permitiría operar un ciclo de refrigeración por absorción dando solución al problema energético.

Dentro de la refrigeración por absorción se presentan dos alternativas dependiendo del tipo de absorbente empleado ( líquido o sólido ), -- por lo cual es necesario hacer un estudio de las características de ambos sistemas para dar una solución más adecuada.

#### 2.2.2.1. REFRIGERACION POR ABSORCION LIQUIDO - GAS

En estos sistemas el material absorbente es líquido, una solución -- es formada bajo las condiciones de presión y temperatura establecidas -- por el equilibrio termodinámico de la mezcla gas - líquido de concentración  $X_i$  en el absorbedor, esta se introduce por medio de una bomba al generador en donde al suministrarse calor, el refrigerante en forma de vapor se separa a alta presión y alta temperatura, resultando una mezcla -- con concentración final  $X_f$  (  $X_i > X_f$  ). El vapor del refrigerante es licuado en el condensador, pasando a través de la válvula de expansión al evaporador, en donde al evaporarse absorbe calor del medio a enfriar. A la salida del evaporador, el vapor es absorbido isotérmicamente en el absorbedor, disipando una determinada cantidad de calor, formando nuevamente la concentración inicial  $X_i$  enviándose nuevamente al generador para iniciar un nuevo ciclo.

Estos sistemas presentan dos modos de funcionamiento: continuo e intermitente.

En los sistemas de funcionamiento continuo, mediante una bomba y --

una válvula de expansión entre el absorbedor y el generador, se mantiene la circulación continua de la solución permitiendo el funcionamiento continuo del sistema, obteniéndose la potencia frigorífica al mismo tiempo que se suministra la energía térmica requerida. La figura 2.2.2.1.1. -- muestra un sistema simplificado de refrigeración por absorción continuo.

En los sistemas por absorción intermitentes, el principio básico es el mismo que el de los continuos. La diferencia consiste en que éste se desarrolla en dos periodos: el periodo de generación - condensación y un periodo de evaporación - absorción; esto implica que la potencia frigorífica sólo puede obtenerse a intervalos de tiempo. Este funcionamiento es clásico cuando el suministro de energía térmica sólo cubre un cierto periodo de tiempo.

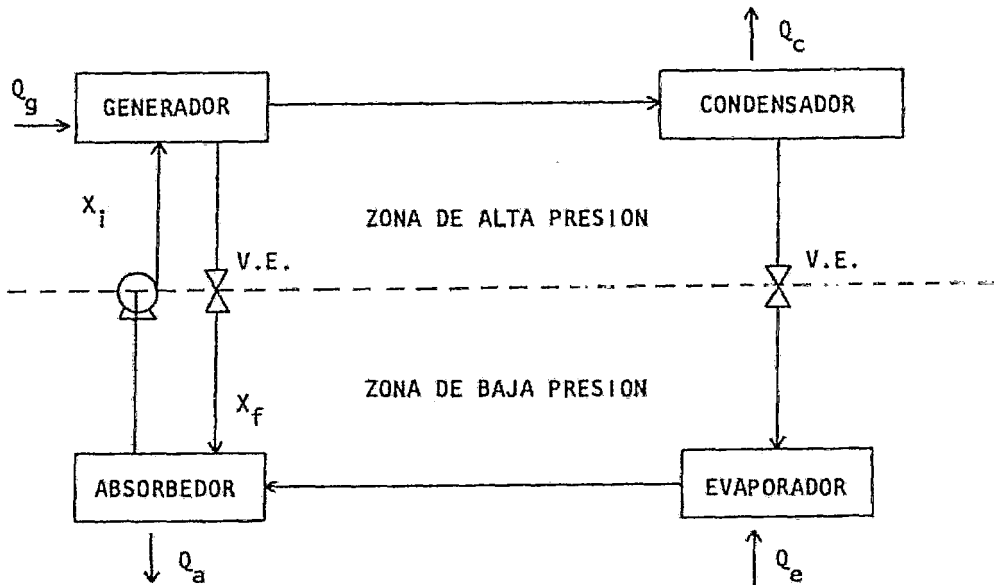


Fig. 2.2.2.1.1.

SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION LIQUIDO - GAS CONTINUO

Las condiciones de funcionamiento de una máquina frigorífica por absorción líquido - gas, dependen de la selección del sistema binario refrigerante - absorbente. Las propiedades deseables para su aplicación son {19}:

Presión de vapor. La presión de vapor de utilización del refrigerante debe ser moderada. Las presiones de vapor altas necesitan un equipo pesado, por el contrario, las presiones de vapor bajas requieren un gran volumen.

Viscosidad. Una viscosidad adecuada de los fluidos favorece la transferencia de masa y calor.

Propiedades químicas. Los dos constituyentes de la mezcla refrigerante - absorbente deben ser químicamente estables y deben funcionar durante varios años bajo un régimen severo. La corrosión de la mezcla debe ser la más reducida posible. No deben ser venenosos ni inflamables.

Calor latente de vaporización. Es deseable que el calor latente de vaporización sea elevado, ya que con una menor cantidad de refrigerante es posible obtener la potencia de refrigeración necesaria.

Afinidad. Mientras más grande es la afinidad del absorbente por el refrigerante, se requiere una menor cantidad de absorbente, sin embargo es necesario suministrar una gran cantidad de energía para lograr la separación, por lo tanto se debe encontrar un término medio.

Calor de disolución. El calor de disolución del refrigerante en el absorbente es una indicación de la capacidad de absorción. Valores elevados de disolución se asocian con buenas propiedades de equilibrio de los sistemas, aunque plantean problemas de separación.

Volatilidad del absorbente. La volatilidad del absorbente debe ser



lo más baja posible con respecto a la del refrigerante, para poder lograr la separación de los mismos. En vista de que esto no es posible completamente, es necesario introducir un dispositivo ( rectificador ) que se encargue de completar dicha separación, condensando aquella parte del absorbente que lograra pasar hacia el condensador.

La utilización de absorbentes líquidos exige algunas condiciones importantes (40) que son las siguientes: la necesidad de tener una fuente fría ( para poder llevar a cabo la condensación y la absorción ) con una temperatura inferior a la ambiente con el objeto de lograr una buena recuperación del refrigerante. También para obtener una buena separación del vapor absorbente es necesario el uso de un sistema de rectificación a la salida del generador, así como la utilización de sistemas de recuperación de energía con el objeto de aumentar el rendimiento del sistema.

#### 2.2.2.2. REFRIGERACION POR ABSORCION SOLIDO - GAS

En los ciclos de refrigeración basados en la absorción sólido - gas, un solo dispositivo cumple funciones de absorbedor y generador, debido a la dificultad de circular el absorbente en el sistema. El condensador y el evaporador pueden estar o no separados, siendo su funcionamiento intermitente. Después de la vaporización, el refrigerante es absorbido a baja temperatura y baja presión por el conjunto absorbedor - generador ( en el cual se encuentra el absorbente sólido ) funcionando como absorbedor. Por medio de la adición de calor a esta unidad ( funcionamiento de generador ) se obtiene un aumento en su temperatura hasta alcanzar las condiciones de separación del refrigerante, el cual se encuentra a -

la presión requerida para su condensación. Una vez licuado es enviado al evaporador y reabsorbido en el sólido, completando el ciclo. En la figura 2.2.2.2.1. se presenta un diagrama con los elementos que constituyen un ciclo de refrigeración por absorción sólido - gas.

El uso de absorbentes sólidos presenta las siguientes características {40} : En la mayoría de los sistemas sólido - gas para temperaturas de evaporación por debajo de  $0^{\circ}\text{C}$ , sus temperaturas mínimas de absorción son superiores a la ambiente, permitiendo la posibilidad de enfriamiento con aire. Debido a que la presión de vapor de los sólidos es despreciable bajo las condiciones de funcionamiento de los ciclos, se elimina la necesidad del proceso de rectificación. Además, por lo general los sólidos presentan una gran capacidad de absorción y en algunos casos superior a la de los líquidos.

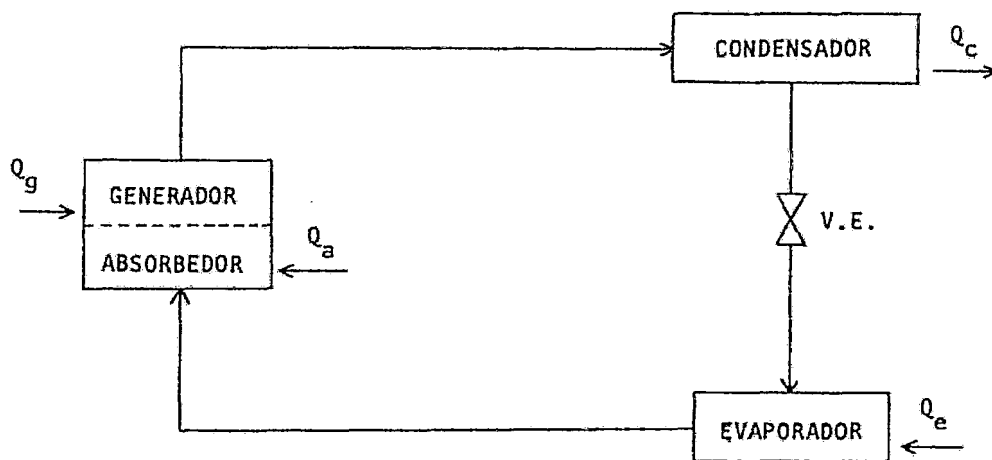


Fig. 2.2.2.2.1.

CICLO DE REFRIGERACION POR ABSORCIÓN SOLIDO - GAS

Sus principales inconvenientes son su baja conductividad térmica y la variación de volumen que sufren durante los procesos de absorción y - desorción del fluido refrigerante.

Considerando las características que presentan los dos tipos de sistemas de absorción, de acuerdo a los objetivos planteados, los sistemas sólido - gas son aquellos que se presentan como los mejor adaptados para las condiciones de operación requeridas, además, de eliminar la necesidad de bombeo de soluciones, la rectificación, los recuperadores de calor sensible y el agua de enfriamiento. Sin dejar de considerar los inconvenientes mencionados. Por otra parte su utilización esta limitada a pequeñas capacidades de refrigeración debido a su tipo de funcionamiento intermitente.

## SISTEMAS DE ABSORCIÓN SÓLIDO - GAS

## 3.1. GENERALIDADES

En general los absorbentes sólidos forman con el refrigerante gaseoso compuestos de adición de diferente composición, siendo este tipo de reacciones reversibles, lo cual permite mediante una disociación térmica regenerar los materiales originales.

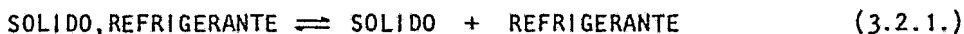
Para la absorción se utilizan generalmente sales metálicas en particular, los halogenuros de metales alcalinos y alcalino - térreos, los cuales en su estado anhidro pueden absorber grandes cantidades de ciertos gases ( refrigerantes ).

En cuanto a la selección del refrigerante, es necesario analizar las diferentes posibilidades de absorbentes sólidos que puedan fijar el refrigerante en función de las propiedades termodinámicas. Una vez seleccionado el refrigerante, se pueden obtener diferentes compuestos: amoniacatos, alcoholatos, hidratos, aminoatos, etc., tomando el nombre del gas absorbido.

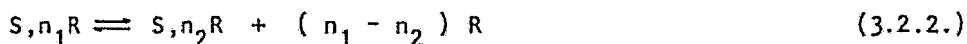
Debido a que no existen diferencias fundamentales entre un sistema por absorción sólida y por absorción líquida, los métodos de análisis del ciclo, la determinación de las condiciones de funcionamiento y el efecto térmico son idénticos para una misma categoría de máquinas frigoríficas ( discontinua a una etapa ).

### 3.2. PRINCIPIOS BASICOS

Los sistemas por absorción sólido - gas están basados en la utilización de reacciones heterogéneas reversibles sólido - gas del tipo siguiente :



que se puede expresar de la siguiente forma:



donde:

S Sólido

R Refrigerante

$n_1$  Número de moles totales absorbidos

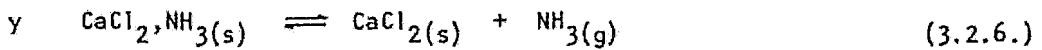
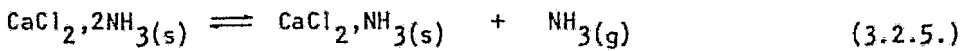
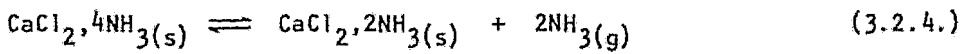
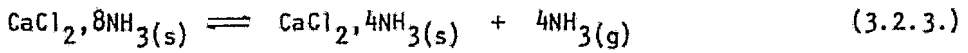
$n_2$  Número de moles que quedan fijos en el sólido después de la desorción

El comportamiento termodinámico de los sistemas sólido - gas 39 es diferente a los sistemas líquido - gas. Esta diferencia operacional aparece claramente cuando se consideran las isothermas en el diagrama de presión de vapor como una función de la concentración.

La figura 3.2.1. corresponde a un sistema líquido - gas, la cual muestra que la presión de vapor por encima de una mezcla líquido - gas es una función continua de la concentración. En cuanto a un sistema sólido - gas, la figura 3.2.2. presenta una sucesión de escalones a presión constante entre dos valores de concentración. Cada escalón corresponde a un equilibrio monovalente entre dos compuestos sólidos y el gas.

En forma general, se puede decir que la absorción de gases y vapores por medio de líquidos es un fenómeno físico, mientras que en el caso

de los sólidos, se efectúan reacciones químicas, en el curso de las cuales se forman compuestos químicamente bien definidos, por ejemplo para el sistema  $\text{CaCl}_2 - \text{NH}_3$  se forman los siguientes equilibrios:



Las sales metálicas absorben vapores y gases de acuerdo al carácter químico de las reacciones, en general con un número entero de moles. Ciertas sales metálicas tienen una gran tendencia a combinarse con diferen-

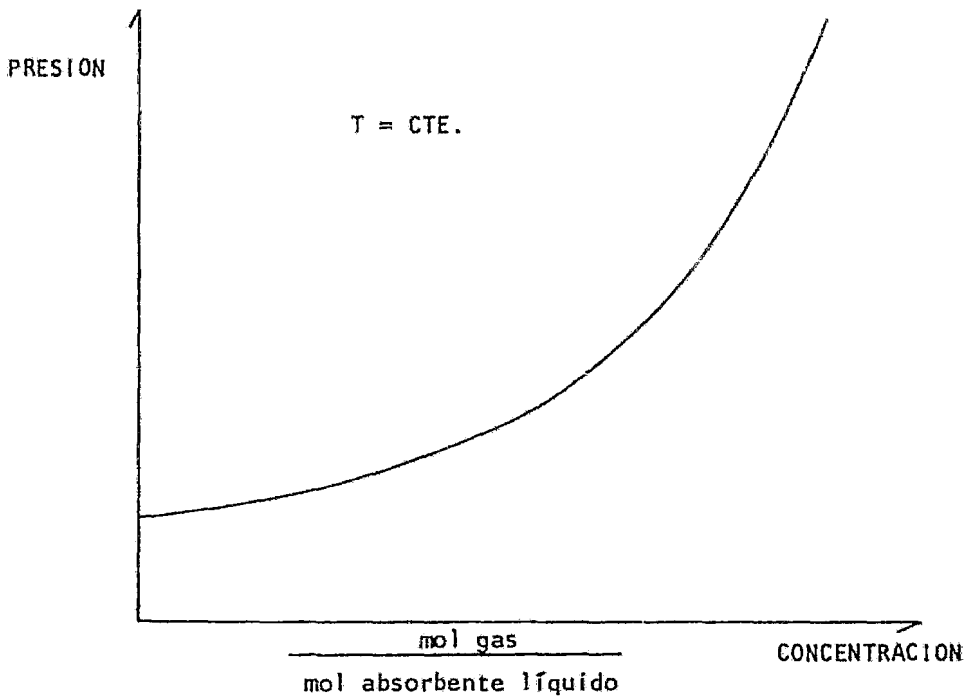


Fig. 3.2.1.

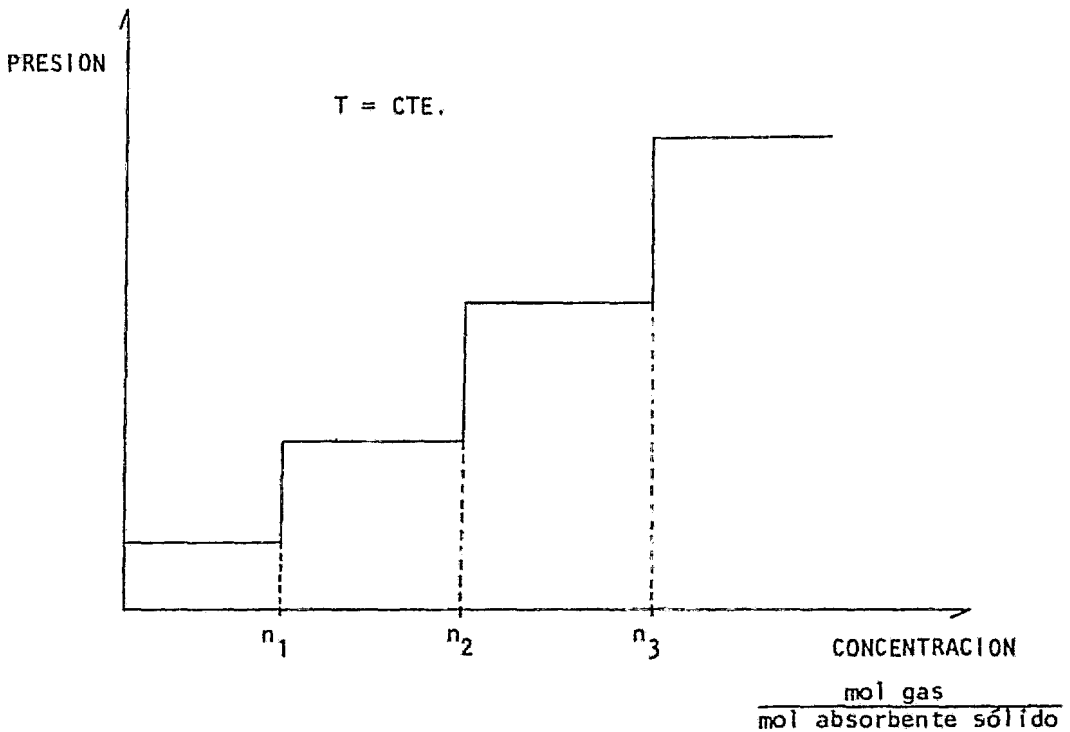


Fig. 3.2.2.

tes gases ( amoniaco, aminos, etc. ), mejorándose cuando el absorbente sólido se encuentra en estado anhidro.

La teoría que explica la formación de este tipo de compuestos [20] plantea dos necesidades: por un lado se requiere de la estabilización de una unión entre un elemento de la red estructural del sólido y la molécula del gas refrigerante y por otra parte, de una dilatación de la red para dar lugar a la fijación de la moléculas del gas. Esto se lleva a cabo a través de zonas reaccionantes localizadas en la interfase sólido - gas. Mediante el nacimiento y crecimiento de gérmenes en estos lugares se da lugar al desarrollo de una fase sólida nueva, química y estructu-

ralmente diferente de la fase sólida original.

Este tipo de reacciones presentan un gran interés ya que son reversibles térmicamente, lo cual permite efectuar una recombinación de los productos de descomposición de manera de regenerar las sustancias de partida.

Otra consideración importante es la que asume Gillespie {18} , que considera al gas absorbido como una fase condensada al igual que el sólido absorbedor, lo cual le permite desarrollar ecuaciones de estado para las presiones de vapor y calores latentes de este tipo de compuestos en base a la primera y segunda ley de la Termodinámica.

### 3.3. CICLO DE REFRIGERACION POR ABSORCION SOLIDO - GAS

#### 3.3.1. DESCRIPCION Y PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

En el caso de la refrigeración con absorbentes sólidos es evidente que no se puede realizar un ciclo continuo de funcionamiento debido a la dificultad de establecer una circulación continua con un absorbente en estado sólido.

En la figura 3.3.1.1. se presenta un diagrama que muestra los elementos que constituyen un ciclo de refrigeración por absorción sólido - gas. En este tipo de ciclos periódicos el elemento generador - absorbedor juega alternativamente el papel de generador y posteriormente el de absorbedor. En el generador se encuentra el absorbente sólido conteniendo al gas refrigerante absorbido. Mediante el suministro de energía térmica a este elemento, se lleva a cabo la reacción de desorción del gas -



con un nivel de alta presión y alta temperatura, el vapor así obtenido, se licua en el condensador.

Teniendo al refrigerante bajo estas condiciones, es posible mediante la válvula de expansión abatir el nivel de presión de tal forma que en el evaporador se pueda extraer el calor de la región a enfriar por la vaporización del gas licuado. Logrado este efecto, el gas refrigerante a un nivel de baja presión y baja temperatura pasa al antes generador que en este punto se convierte en absorbedor, lográndose la absorción del gas por el absorbente sólido contenido en este elemento. Es necesaria la eliminación de calor con el objeto de mantener un bajo nivel de temperatura y presión para poder llevar a cabo la reacción, ya que en la mayoría de los casos la absorción es exotérmica.

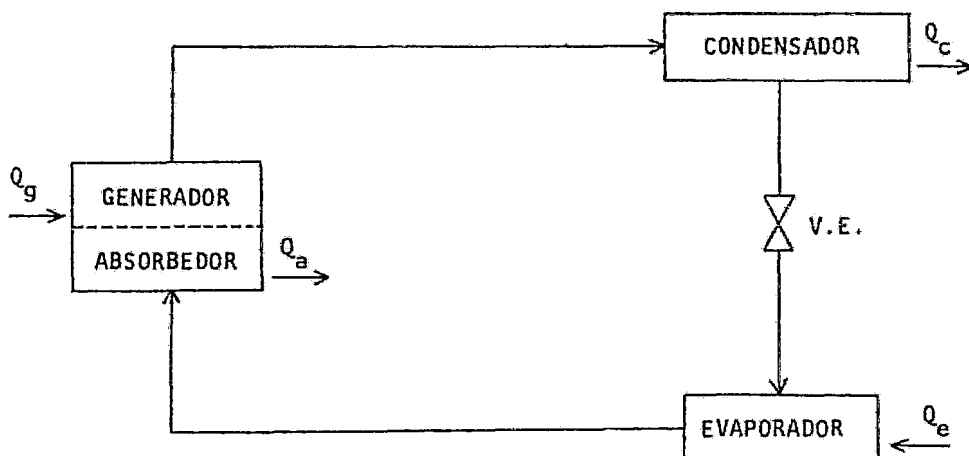


Fig. 3.3.1.1.

CICLO DE REFRIGERACION POR ABSORCION SOLIDO - GAS

### 3.3.2. PROPIEDADES DE LOS SISTEMAS SOLIDO - GAS

Con el objeto de tener el sistema sólido - gas más adecuado, se deben tomar en cuenta ciertas propiedades, las cuales determinan las diferentes posibilidades de utilización en la máquinas frigoríficas {35}.

El número más elevado posible de moles libres de refrigerante por mol de sólido en el rango de operación de temperatura y presión durante la saturación completa ( absorción ) y el menos elevado al final de la disociación. Estos moles libres determinan la capacidad de refrigeración.

El refrigerante no debe descomponerse a las presiones de licuefacción, ni el absorbente a las temperaturas de disociación.

Durante la disociación sólo el refrigerante debe evaporarse, la presión de vapor de la sal debe ser despreciable, aún a temperaturas elevadas.

El sólido no debe fundirse en ninguna etapa del ciclo termodinámico de refrigeración. En ocasiones, cuando se tiene alta concentración de refrigerante, los sólidos pueden fundirse produciendo soluciones concentradas.

El sólido no debe pulverizarse durante los ciclos de absorción y disociación. Este polvo puede ser arrastrado por la corriente gaseosa hacia otras partes de la máquina.

La capacidad calorífica del sólido debe ser lo más pequeña, con el objeto de enfriar y calentar lo más rápido posible, sobre todo en las operaciones periódicas, en donde es prácticamente imposible el intercambio de calor entre el absorbente disociado que debe enfriarse y el absorbente saturado que debe ser calentado, haciendo difícil la recuperación

de calor sensible.

Es importante el conocimiento de la cinética de reacción, ya que -- nos permite calcular las velocidades de absorción y desorción, sobre todo en un ciclo intermitente en donde los tiempos de estos procesos están establecidos. En el caso de la utilización de la energía solar, el tiempo de la insolación debe corresponder al necesario para poder disociar - el refrigerante y de la misma manera, la absorción debe ser, compatible con el periodo de refrigeración. Es necesario establecer los límites teó - ricos conociendo la influencia de la temperatura, presión, tamaño de par - tícula, superficie de contacto, etc., sobre la cinética de absorción.

La conductividad térmica debe ser elevada con el objeto de mejorar las condiciones de transferencia de calor.

El conocimiento de la variación de la presión de vapor en función - de la temperatura para cada equilibrio monovariante, permite evaluar las condiciones de operación del sistema en los ciclos termodinámicos de re - frigeración.

Otro factor importante a considerar es, el aumento de volumen del - sólido a causa de la absorción del gas. Siendo necesario, conocer los lí - mites de la expansión con el objeto de evitar las presiones a causa de - la disminución y aumento de volumen durante la absorción y disociación - del gas, que en algunos casos puede destruir o deformar mecánicamente el absorbedor.

3.3.3. METODO DE CALCULO PARA UN SISTEMA DE REFRIGERACION  
POR ABSORCION SOLIDO - GAS

3.3.3.1. NOMENCLATURA

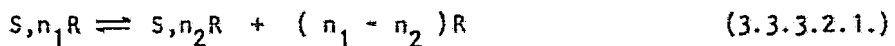
$C_R$	Calor específico del refrigerante líquido ( Kcal/Kg°C )
$C_{RS}$	Calor específico del refrigerante considerado como sólido ( Kcal/Kg°C )
$C_S$	Calor específico del sólido puro ( Kcal/Kg°C )
$C_{(S,n_1R)}$	Calor específico del sólido complejo con $n_1R$ ( Kcal/Kg°C )
$C_{(S,n_2R)}$	Calor específico del sólido complejo con $N_2R$ ( Kcal/Kg°C )
$h_l$	Entalpía de refrigerante líquido ( Kcal/Kg )
$h_v$	Entalpía de refrigerante vapor ( Kcal/Kg )
$L_a$	Calor latente de absorción ( Kcal/Kg refrigerante )
$L_g$	Calor latente de desorción ( Kcal/Kg refrigerante )
$M$	Cantidad de refrigerante usada por cantidad de sólido ( Kg refrigerante/Kg sólido )
$M_C$	Cantidad de sólido complejo ( Kg sólido complejo )
$M_G$	Relación de cantidad de refrigerante desorbida ( Kg refrigerante/Kg sólido )
$M_R$	Cantidad total de refrigerante absorbida ( Kg refrigerante )
$M_{R_1}$	Masa de refrigerante absorbida en el sólido (Kg refrigerante)
$M_{R_2}$	Masa de refrigerante absorbida después de la desorción ( Kg refrigerante )
$M_S$	Masa de sólido necesaria ( Kg sólido )
$M_1$	Relación cantidad máxima de refrigerante absorbida por el sólido

	do ( Kg refrigerante/Kg sólido )
$M_2$	Relación cantidad de refrigerante absorbida después de la desorción ( Kg refrigerante/Kg sólido )
$n$	Número de moles
$P_a$	Presión de absorción ( atm )
$P_c$	Presión de condensación ( atm )
$P_e$	Presión de evaporación ( atm )
$P_g$	Presión de generación ( atm )
$PM$	Peso molecular ( Kg/Kg mol )
$Q_a$	Calor de absorción ( Kcal )
$Q_c$	Calor de condensación ( Kcal )
$Q_e$	Calor de evaporación ( Kcal )
$Q_g$	Calor de generación ( Kcal )
$Q_o$	Potencia de refrigeración ( Kcal/periodo )
$Q_R$	Potencia frigorífica específica del refrigerante ( Kcal/Kg refrigerante )
$Q_S$	Potencia frigorífica específica por unidad de masa de absorbente sólido ( Kcal/Kg sólido )
$Q_{se}$	Calor sensible necesario para enfriar el refrigerante líquido de $t_c$ a $t_e$ ( Kcal )
$Q_{sg}$	Calor sensible para llevar al complejo de $t_a$ a $t_g$ ( Kcal )
$Q_{ssa}$	Calor sensible que se necesita eliminar para llevar al sistema de $t_g$ a $t_a$ ( Kcal )
$Q_{sRa}$	Calor sensible que se necesita suministrar para llevar al refrigerante de $t_e$ a $t_a$ ( Kcal )
$Q_{Ta}$	Calor total durante el periodo de absorción ( Kcal )

$Q_{Tc}$	Calor total durante el periodo de condensación ( Kcal )
$Q_{Te}$	Calor total durante el periodo de evaporación ( Kcal )
$Q_{Tg}$	Calor total durante el periodo de generación ( Kcal )
R	Refrigerante
S	Sólido
$T_a$	Temperatura de absorción ( °K ); $t_a$ ( °C )
$T_c$	Temperatura de condensación ( °K ); $t_c$ ( °C )
$T_e$	Temperatura de evaporación ( °K ); $t_e$ ( °C )
$T_g$	Temperatura de generación ( °K ); $t_g$ ( °C )
$T_z$	Temperatura promedio ( °K )
$\eta_c$	Rendimiento de Carnot
$\eta_T$	Rendimiento térmico sin considerar calores sensibles
$\eta_{T,}$	Rendimiento térmico considerando calores sensibles
$\lambda_v$	Calor latente de evaporación del refrigerante ( Kcal/Kg refrigerante )

### 3.3.3.2. DETERMINACION DE LAS CONDICIONES DE OPERACION

Considerando el sistema gas - sólido siguiente:



El ciclo termodinámico de refrigeración puede representarse en un diagrama presión de vapor contra temperatura ( figura 3 3 3 2.1. ). La curva A representa el equilibrio del refrigerante líquido - refrigerante gaseoso y la curva B el equilibrio entre el complejo sólido - gas y el refrigerante gaseoso desorbido. Dependiendo del sistema sólido - gas se obtendrían otras curvas C y D correspondiendo a equilibrios subsecuentes

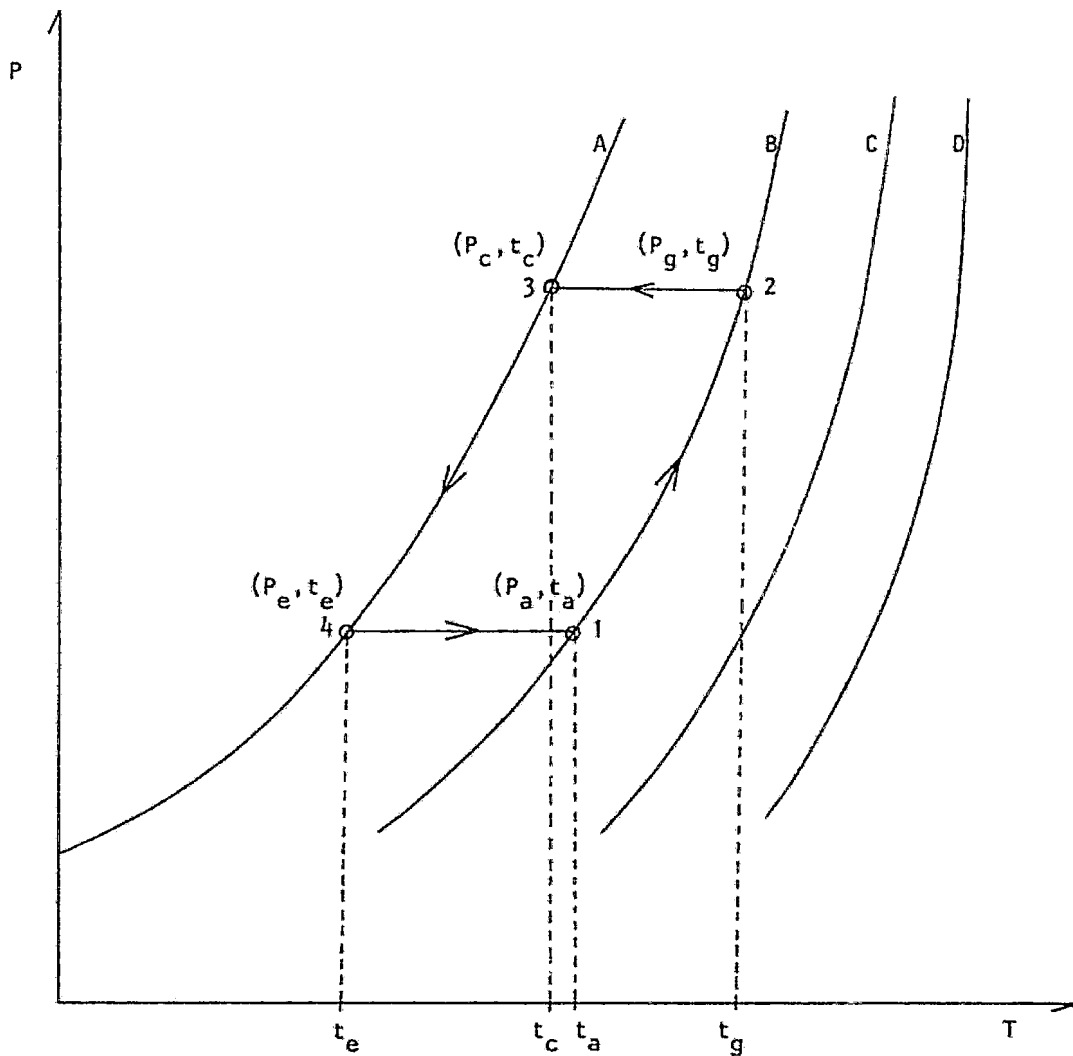


Fig. 3.3.3.2.1.

DIAGRAMA DE EQUILIBRIO Y CONDICIONES DE OPERACION DE UN  
 CICLO TERMODINAMICO PARA UN SISTEMA DE REFRIGERACION POR  
 ABSORCION SOLIDO - GAS

de desorción de acuerdo a las ecuaciones siguientes:

$$S, n_2 R \rightleftharpoons S, n_3 R + (n_2 - n_3) R \quad (3.3.3.2.2.)$$

$$S, n_3 R \rightleftharpoons S, n_4 R + (n_3 - n_4) R$$

⋮

$$S, n_{m-1} R \rightleftharpoons S, n_m R + (n_{m-1} - n_m) R$$

donde:  $n_1 > n_2 > n_3 > n_{m-1} > n_m$

En la metodología de cálculo sólo se tomará el primer equilibrio de disociación ya que para los subsiguientes equilibrios se sigue el mismo procedimiento.

Con la ayuda de este diagrama de equilibrio es posible establecer las condiciones de operación de la máquina frigorífica. La temperatura de evaporación ( $t_e$ ) esta determinada por la temperatura a la cual se desea mantener el espacio a enfriar, la temperatura de condensación ( $t_c$ ) es función del medio de enfriamiento (aire o agua). Establecidas estas dos condiciones en el diagrama se obtienen sus presiones correspondientes, siendo los procesos de condensación y evaporación isobáricos. La presión de evaporación ( $P_e$ ) determina la temperatura de absorción ( $t_a$ ) y la de condensación ( $P_c$ ) la de generación ( $t_g$ ) en donde:  $P_a = P_e$  y  $P_c = P_g$ .

### 3.3.3.3. CANTIDAD DE REFRIGERANTE POR CANTIDAD DE SOLIDO

$$M = \frac{(n_1 R) (PM R)}{(n S) (PM S)} \quad (3.3.3.3.1.)$$



3.3.3.4. RELACION DE CANTIDAD MAXIMA DE REFRIGERANTE ABSORBIDA  
POR EL SOLIDO

$$M_1 = \frac{(n_1 R) (PM R)}{(n S) (PM S)} \quad (3.3.3.4.1.)$$

3.3.3.5. RELACION DE CANTIDAD DE REFRIGERANTE ABSORBIDA DESPUES  
DE LA DESORCION

$$M_2 = \frac{(n_2 R) (PM R)}{(n S) (PM S)} \quad (3.3.3.5.1.)$$

3.3.3.6. RELACION DE CANTIDAD DE REFRIGERANTE DESORBIDA

$$M_G = M_1 - M_2 \quad (3.3.3.6.1.)$$

3.3.3.7. POTENCIA FRIGORIFICA ESPECIFICA DEL REFRIGERANTE

$$Q_R = h_v(t_e) - h_l(t_c) \quad (3.3.3.7.1.)$$

tambi3n puede ser evaluada por:

$$Q_R = \lambda_v(t_e) - Q_{se} \quad (3.3.3.7.2.)$$

donde:

$$Q_{se} = C_R (t_c - t_e) \quad (3.3.3.7.3.)$$

3.3.3.8. POTENCIA FRIGORIFICA ESPECIFICA POR UNIDAD DE MASA DE  
ABSORBENTE SOLIDO

$$Q_S = ( M_G ) ( Q_R ) \quad (3.3.3.8.1.)$$

### 3.3.3.9. POTENCIA DE REFRIGERACION

$Q_o$  : se define como la potencia de refrigeración requerida.

### 3.3.3.10. CANTIDAD DE SOLIDO NECESARIA

$$M_S = \frac{Q_o}{Q_S} \quad (3.3.3.10.1.)$$

### 3.3.3.11. CANTIDAD TOTAL DE REFRIGERANTE ABSORBIDO

$$M_R = ( M ) ( M_S ) \quad (3.3.3.11.1.)$$

### 3.3.3.12. CANTIDAD DE SOLIDO COMPLEJO

$$M_C = M_S + M_R \quad (3.3.3.12.1.)$$

### 3.3.3.13. REQUERIMIENTOS TERMICOS DURANTE EL PERIODO DE GENERACION

Se compone de dos efectos: el calor sensible para llevar al complejo desde la temperatura de absorción a la de generación más el calor latente necesario para efectuar la desorción.

$$Q_{Tg} = Q_{sg} + Q_g \quad (3.3.3.13.1.)$$

$$Q_{sg} = (M_S + M_{R_1}) C_{(S,n_1R)} (t_g - t_a) \quad (3.3.3.13.2.)$$

donde:

$$C_{(S,n_1R)} = \frac{(M_S)(C_S) + (M_{R_1})(C_{RS})}{M_S + M_{R_1}} \quad (3.3.3.13.3.)$$

$$Q_g = (M_{R_1} - M_{R_2}) L_g(t_g) \quad (3.3.3.13.4.)$$

El calor de desorción puede ser evaluado a partir de la ecuación de Clausius - Clapeyron.

#### 3.3.3.14. REQUERIMIENTOS TERMICOS DURANTE EL PERIODO DE CONDENSACION

$$Q_{Tc} = (M_{R_1} - M_{R_2}) (h_v(t_g) - h_l(t_c)) \quad (3.3.3.14.1.)$$

#### 3.3.3.15. REQUERIMIENTOS TERMICOS DURANTE EL PERIODO DE EVAPORACION

$$Q_{Te} = (M_{R_1} - M_{R_2}) (Q_R) \quad (3.3.3.15.1.)$$

#### 3.3.3.16. REQUERIMIENTOS TERMICOS DURANTE EL PERIODO DE ABSORCION

Esta constituido por el calor sensible que se necesita eliminar para llevar el sistema de la temperatura de generación a la de absorción - menos el calor sensible para llevar al refrigerante de la temperatura de evaporación a la temperatura de absorción y más el calor de absorción, el

cual es necesario extraer.

$$Q_{Ta} = Q_{ssa} + Q_a - Q_{sRa} \quad (3.3.3.16.1.)$$

$$Q_{ssa} = (M_S + M_{R_2}) C_{(S,n_2R)} (t_g - t_a) \quad (3.3.3.16.2.)$$

donde:

$$C_{(S,n_2R)} = \frac{(M_S)(C_S) + (M_{R_2})(C_{RS})}{M_S + M_{R_2}} \quad (3.3.3.16.3.)$$

$$Q_a = (M_{R_1} - M_{R_2}) L_a(t_a) \quad (3.3.3.16.4.)$$

El calor latente de absorción  $L_a$  puede ser evaluado al igual que en el caso de generación a partir de la ecuación de Clausius - Clapeyron.

$$Q_{sRa} = (M_{R_1} - M_{R_2}) (h_v(t_a) - h_v(t_e)) \quad (3.3.3.16.5.)$$

### 3.3.3.17. CALCULO DEL RENDIMIENTO DE CARNOT

Este efecto térmico se reporta a régimen interior, es decir a las - reacciones y transformaciones del refrigerante y del absorbente durante un ciclo cerrado y reversible, el cual supone en particular que los calores de absorción y generación son iguales.

De acuerdo a la figura 3.3.1.1. que representa el ciclo de refrigeración, se tienen involucrados los calores de generación, condensación, evaporación y absorción.

El rendimiento de Carnot viene expresado por:

$$\gamma_c = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (3.3.3.17.1.)$$

Aplicando un balance de energía al sistema:

$$Q_g + Q_e = Q_a + Q_c \quad (3.3.3.17.2.)$$

Haciendo un balance de entropía:

$$\frac{Q_g}{T_g} + \frac{Q_e}{T_e} = \frac{Q_a}{T_a} + \frac{Q_c}{T_c} \quad (3.3.3.17.3.)$$

Despejando a  $Q_c$  de la ec. 3.3.3.17.2.

$$Q_c = Q_g + Q_e - Q_a \quad (3.3.3.17.4.)$$

Sustituyendo la ec. 3.3.3.17.4. en 3.3.3.17.3. se tiene:

$$\frac{Q_g}{T_g} + \frac{Q_e}{T_e} = \frac{Q_a}{T_a} + \frac{Q_g}{T_c} + \frac{Q_e}{T_c} + \frac{Q_a}{T_c} \quad (3.3.3.17.5.)$$

Reordenando y agrupando:

$$Q_g \left[ \frac{1}{T_g} - \frac{1}{T_c} \right] + Q_e \left[ \frac{1}{T_e} - \frac{1}{T_c} \right] = Q_a \left[ \frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_c} \right] \quad (3.3.3.17.6.)$$

Despejando  $Q_e$  de la ecuación anterior

$$Q_e = Q_a \left[ \frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_c} \right] - Q_g \left[ \frac{1}{T_g} - \frac{1}{T_c} \right] \left[ \frac{1}{\frac{1}{T_e} - \frac{1}{T_c}} \right] \quad (3.3.3.17.7.)$$

Por condición de reversibilidad:

$$Q_g = Q_a \quad (3.3.3.17.8.)$$

Sustituyendo la ec. 3.3.3.17.8. en 3.3.3.17.7. y agrupando términos:

$$Q_e = Q_g \left[ \frac{\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_g}}{\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_e}} \right] \quad (3.3.3.17.9.)$$

Sustituyendo la ec. 3.3.3.17.9. en 3.3.3.17.1. :

$$\eta_c = \frac{Q_g}{Q_g} \left[ \frac{\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_g}}{\frac{1}{T_e} - \frac{1}{T_c}} \right] \quad (3.3.3.17.10.)$$

Quedando finalmente expresado el rendimiento de Carnot para una má-

quina frigorífica funcionando a cuatro temperaturas como:

$$\eta_c = \frac{\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_g}}{\frac{1}{T_e} - \frac{1}{T_c}} \quad (3.3.3.17.11.)$$

Si la máquina funciona con tres temperaturas, es decir  $T_a = T_c$  o si estas no son muy diferentes; tomando en cuenta la relación:

$$T_z = \frac{T_a + T_c}{2} \quad (3.3.3.17.12.)$$

Se tiene como efecto térmico:

$$\eta_c = \frac{\frac{1}{T_z} - \frac{1}{T_g}}{\frac{1}{T_e} - \frac{1}{T_z}} \quad (3.3.3.17.13.)$$

### 3.3.3.18. CALCULO DEL RENDIMIENTO TERMICO

Sin considerar calores sensibles:

$$\eta_T = \frac{v(t_e)}{L_a(t_a)} \quad (3.3.3.18.1.)$$

Considerando calores sensibles:

$$\eta_{T'} = \frac{Q_{Te}}{Q_{Tg}} \quad (3.3.3.18.2.)$$

donde:

$Q_{Te}$  es evaluado por la ecuación 3.3.3.15.1.

$Q_{Tg}$  por la ecuación 3.3.3.13.1.

### 3.4. SELECCION DEL SISTEMA SOLIDO - GAS

Con objeto de seleccionar el sistema sólido - gas más adecuado, es necesario considerar ciertos factores basados principalmente en sus propiedades termofísicas ( Sección 3.3.2. ), los cuales determinan las diferentes posibilidades de utilización en las máquinas frigoríficas.

El sistema sólido - gas más utilizado en la refrigeración solar es cloruro de calcio - amoníaco (  $\text{CaCl}_2 - \text{NH}_3$  ) {8}, {12} y {16}, seguido -- del cloruro de estroncio - amoníaco (  $\text{SrCl}_2 - \text{NH}_3$  ), debido a las bajas temperaturas de disociación, lo cual permite la integración de dispositivos solares. Sin embargo, existen inconvenientes; altas presiones debidas a las temperaturas de disociación, elevados calores de reacción y -- problemas de envenenamiento; además, las temperaturas de disociación deben ser superiores a las del equilibrio gas - sólido correspondiente si se considera el sobrecalentamiento para mejorar las velocidades de disociación.

Con el fin de obtener temperaturas de disociación más bajas, es necesario que los sistemas sólido - gas tengan presiones de vapor inferiores a los sistemas sólido - amoníaco. Esto implica seleccionar otro refrigerante, el cual pueda formar con los absorbentes sólidos sistemas -- con las mismas características que los amoniacatos ( sólido - amoníaco ). Siendo el caso de la monometilamina (  $\text{CH}_3\text{NH}_2$  ), la cual forma compuestos de adición con las mismas características de reversibilidad que los amoniacatos {49}, pero con presiones de vapor inferiores y rendimientos térmicos aceptables, su calor de vaporización es elevado pero inferior al -- del amoniacato {14}.

Las propiedades de la monometilamina pura y en soluciones acuosas - han sido objeto de numerosos estudios: Mehl {31}{32}, Hofmann {25}, Thom- pson {47}, Muler {33}, Bonauguri {6}, Felsing y Wohlfard {15}.

La presión de vapor de la monometilamina fué determinada experimen- talmente por Berthoud {5} entre  $-7.5^{\circ}\text{C}$  y  $156^{\circ}\text{C}$ . Felsing y Thomas {14} - determinaron la presión de vapor entre  $-80^{\circ}\text{C}$  y  $-10^{\circ}\text{C}$ , y utilizando los - datos de Berthoud propusieron una relación única entre  $-80^{\circ}\text{C}$  y  $156^{\circ}\text{C}$  que es la siguiente:

$$\log P = \frac{-138.60647}{T} + 38.730167 \log T - 6.600156 \times 10^{-2} T + 3.870056 \times 10^{-5} T^2 - 75.7030015 \quad (3.4.1.)$$

donde: P en mm Hg y T en  $^{\circ}\text{K}$

Hsia {27} propuso igualmente una relación para el cálculo de la pre- sión de vapor de la monometilamina entre  $-77^{\circ}\text{C}$  y  $9^{\circ}\text{C}$ . Felsing y Thomas - {14} reportan una relación para evaluar la densidad de la monometilamina líquida entre  $-80^{\circ}\text{C}$  y  $20^{\circ}\text{C}$  que es la siguiente:

$$= 0.93249 - 6.09221 \times 10^{-4} T - 106.443 \times 10^{-8} T^2 \quad (3.4.2.)$$

donde: en  $\text{g}/\text{cm}^3$  y T en  $^{\circ}\text{K}$

En la tabla 3.4.1. se encuentran las constantes físicas de la mono- metilamina {30} y en la tabla 3.4.2. sus propiedades termodinámicas {30}. La figura 3.4.1. es el diagrama de Mollier para la monometilamina {31}.

Ephraim y Linn {13}, Simon y Glauner {44}, Peters {37}, Lang {29} y Vahl {49}, han estudiado las combinaciones de la monometilamina con dife- rentes sólidos. En la tabla 3.4.3. se muestran los aminoatos estudiados con sus respectivas temperaturas de disociación ( $t_d$ ) a presión atmosfé- rica, así como el calor de formación.

Como se puede observar en la tabla 3.4.3. los complejos : LiCl —



Tabla 3.4.1.

PROPIEDADES FISICAS MONOMETILAMINA

Peso molecular	31.058 Kg/Kg mol
Punto de ebullición	-6.32°C
Punto de congelación	-93.5°C
Gravedad específica, gas (15°C, 1 atm)	1.07
Densidad, líquido (20°C, P sat.)	0.6624 Kg/l
Temperatura crítica	156.9°C
Presión crítica	73.6 atm
Densidad crítica	0.216 Kg/l
Calor latente de vaporización (p.e.)	198.6 Kcal/Kg
Calor latente de fusión (p.f.)	47.197 Kcal/Kg
Calor específico, líquido (-13.88°C)	0.7835 Kcal/Kg°C
Calor específico, gas, Cp (25°C, 1 atm)	0.4343 Kcal/Kg°C
Relación calores específicos gas, Cp/Cv (25°C, 1 atm)	1.202
Temperatura de autoignición	430°C
Tensión superficial (25°C)	19.19 dinas/cm
Solubilidad en agua (25°C, 1 atm)	108 Kg/100 Kg agua

Tabla 3.4.2.

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DE MONOMETILAMINA EN CONDICIONES DE SATURACION

TEMPERATURA (°C)	PRESION (Kg/cm <sup>2</sup> )	VOLUMEN		ENTALPIA		CALOR LATENTE Kcal/Kg	ENTROPIA	
		ESP. LIQUIDO m <sup>3</sup> /Kg	ESP. VAPOR m <sup>3</sup> /Kg	LIQUIDO Kcal/Kg	VAPOR Kcal/Kg		LIQUIDO Kcal/Kg°C	VAPOR
-50	0.09297	0.00135	6.1754	-6.88	208.04	214.92	-0.0503	0.9135
-45	0.13101	0.00136	4.7378	-3.50	209.92	213.42	-0.0350	0.9020
-40	0.17806	0.00137	3.5406	0.00	211.87	211.87	0.0000	0.9092
-35	0.23980	0.00138	2.7247	3.50	213.70	210.20	0.0148	0.8981
-30	0.32004	0.00139	2.0325	7.05	215.59	208.54	0.0294	0.8877
-25	0.42335	0.00140	1.5755	10.60	217.36	206.76	0.0440	0.8780
-20	0.54712	0.00141	1.2385	14.27	219.25	204.98	0.0586	0.8689
-15	0.70534	0.00142	0.9700	18.10	221.19	203.09	0.0731	0.8603
-10	0.89100	0.00143	0.7784	21.59	222.69	201.10	0.0874	0.8529
-5	1.12447	0.00144	0.6248	25.31	224.41	199.10	0.1015	0.8443
0	1.39451	0.00146	0.5150	29.09	226.08	196.99	0.1154	0.8369
5	1.72222	0.00147	0.4242	32.86	227.63	194.77	0.1294	0.8300
10	2.10056	0.00148	0.3529	36.69	229.30	192.61	0.1429	0.8235
15	2.55063	0.00150	0.2945	40.58	230.91	190.33	0.1564	0.8175
20	3.06048	0.00151	0.2488	44.52	232.46	187.94	0.1698	0.8115
25	3.66104	0.00152	0.2105	48.46	234.01	185.55	0.1831	0.8060
30	4.32700	0.00154	0.1849	52.45	235.57	183.12	0.1963	0.8008
35	5.10619	0.00156	0.1545	56.56	237.12	180.56	0.2096	0.7960
40	5.86146	0.00157	0.1342	60.67	238.62	177.95	0.2228	0.7915
45	6.94515	0.00158	0.1165	64.89	240.12	175.23	0.2360	0.7873
50	8.01688	0.00160	0.1022	69.16	241.79	172.63	0.2493	0.7835

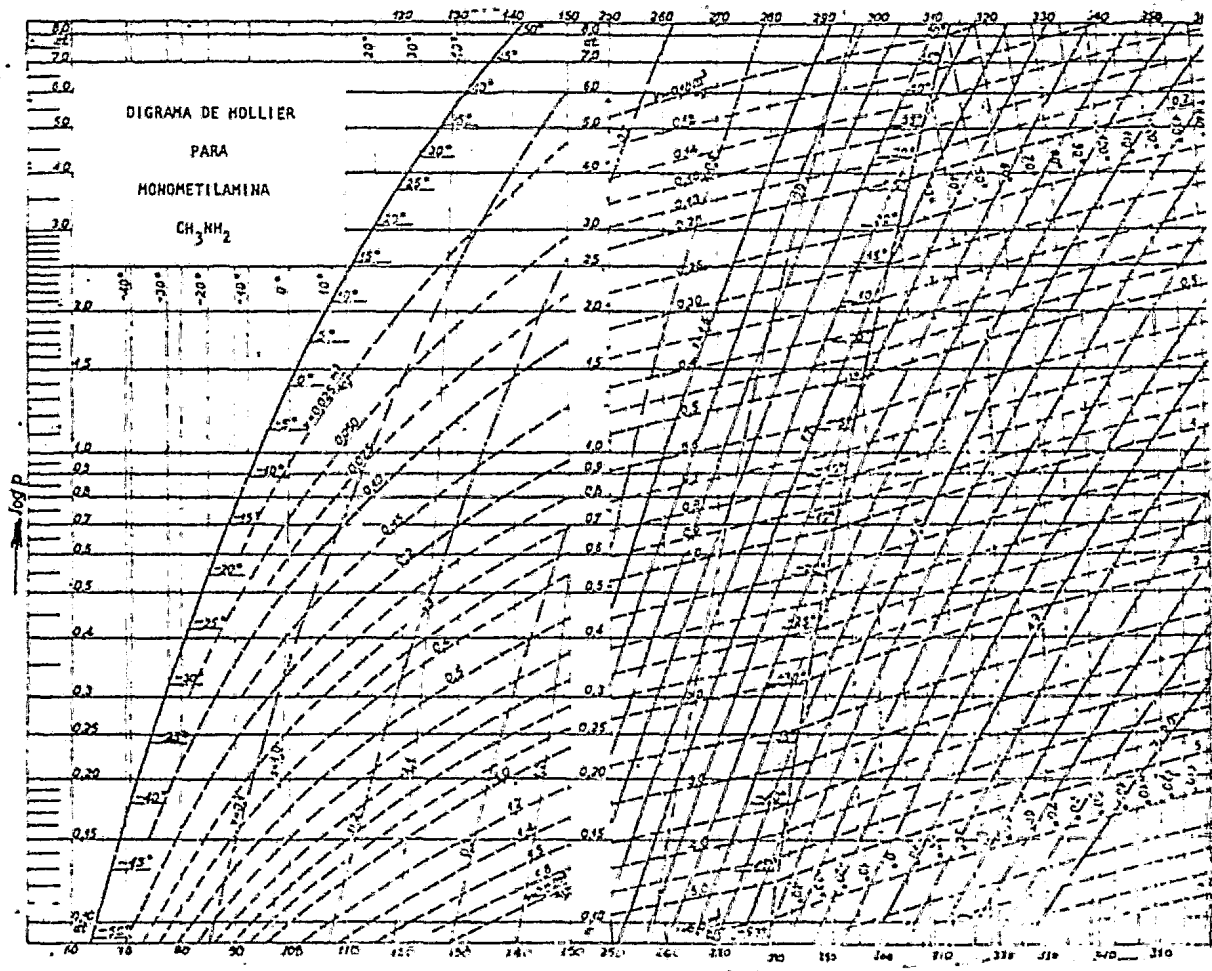


Fig. 3.4.1

Tabla 3.4.3.

AMINOATO	$t_d$ (°C)	$Q_f$ (Kcal/Kg)
$CuCl_2, 4NH_3NH_2$	111.8	443.33
$CdI_2, 3CH_3NH_2$	107.8	438.18
$CoCl_2, 6CH_3NH_2$	102.8	432.06
$MgCl_2, 8CH_3NH_2$	100.0	-
$FeCl_2, 5CH_3NH_2$	96.8	424.30
$ZnCl_2, 5CH_3NH_2$	86.8	411.78
$ZnBr_2, 5CH_3NH_2$	78.8	401.80
$CdBr_2, 3CH_3NH_2$	75.8	397.93
$MnCl_2, 6CH_3NH_2$	72.8	394.39
$ZnI_2, 5CH_3NH_2$	70.8	391.82
$LiCl, 3CH_3NH_2$	38.0	340.00
$CaCl_2, 6CH_3NH_2$	29.0	385.00
$SrCl_2, 3CH_3NH_2$	28.0	414.00

-  $CH_3NH_2$ ,  $CaCl_2 - CH_3NH_2$  y  $SrCl_2 - CH_3NH_2$  presentan las temperaturas de disociación más bajas. La tabla 3.4.4. presenta algunas propiedades de diferentes sistemas sólido - gas para una producción de 1000 Kcal/ciclo de refrigeración, para una temperatura de condensación de 40°C y una de evaporación de -10°C [48].

De los resultados presentados en la tabla 3.4.4. puede verse que el sistema cloruro de calcio - monometilamina es el más adecuado en cuanto a la aplicación solar, ya que presenta los niveles de temperatura más bajos, lo cual permite la utilización de sistemas simples de captación de

Tabla 3.4.4.

SISTEMA	$n_1 \rightarrow n_2$	$M_G$		$Q_S$		$M_S$	$t_g$	$t_a$
		(Kg R/Kg S)	(Kg R/Kg S)	(Kg R/Kg S)	(Kg S)	(°C)	(°C)	
$SrCl_2 - NH_3$	8 → 2	0.64	163	6.12	98	58		
$CaCl_2 - NH_3$	8 → 2	0.91	232	4.29	106	64		
$MnCl_2 - NH_3$	6 → 2	0.54	136	7.30	160	113		
$SrBr_2 - NH_3$	8 → 6	0.13	34	28.7	135	89		
$LiCl - CH_3NH_2$	3 → 1	1.46	231	4.32	113	37		
$MgCl_2 - CH_3NH_2$	8 → 4	1.30	205	4.85	138	99		
$CaCl_2 - CH_3NH_2$	6 → 2	1.11	176	5.66	59	27		

energía solar ( colectores solares planos ) y la posibilidad de enfriamiento con aire en los procesos de absorción y condensación.

ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL SISTEMA  $\text{CaCl}_2 - \text{CH}_3\text{NH}_2$ 

## 4.1. PROPIEDADES

En base al estudio y análisis de los diferentes sólidos que pueden absorber la monometilamina, el cloruro de calcio es el más interesante. De acuerdo a los estudios de Vahl [49] existen dos compuestos de adición a seis y dos moléculas. El compuesto a dos moléculas es relativamente estable. El ciclo termodinámico de refrigeración se realiza entre los compuestos a seis y dos moléculas de acuerdo a la reacción siguiente:



Las presiones de vapor en función de la temperatura de este equilibrio monovariante fueron determinadas experimentalmente por Vahl [49] resultando la siguiente relación:

$$\log P = 11.4937 - \frac{2605}{T} \quad (4.1.2.)$$

donde: P en mm Hg y T en °K

La figura 4.1.1. representa la variación de la presión de vapor en función de la temperatura para los equilibrios de la monometilamina ( A ) y del sistema Cloruro de calcio - monometilamina ( B ).

Esta figura permite determinar las condiciones de operación de un ciclo de refrigeración. Como puede verse para una temperatura de condensación de 40°C la temperatura de disociación teórica es de 58°C, valores bastante bajos comparados con los niveles de temperatura requeridos en -

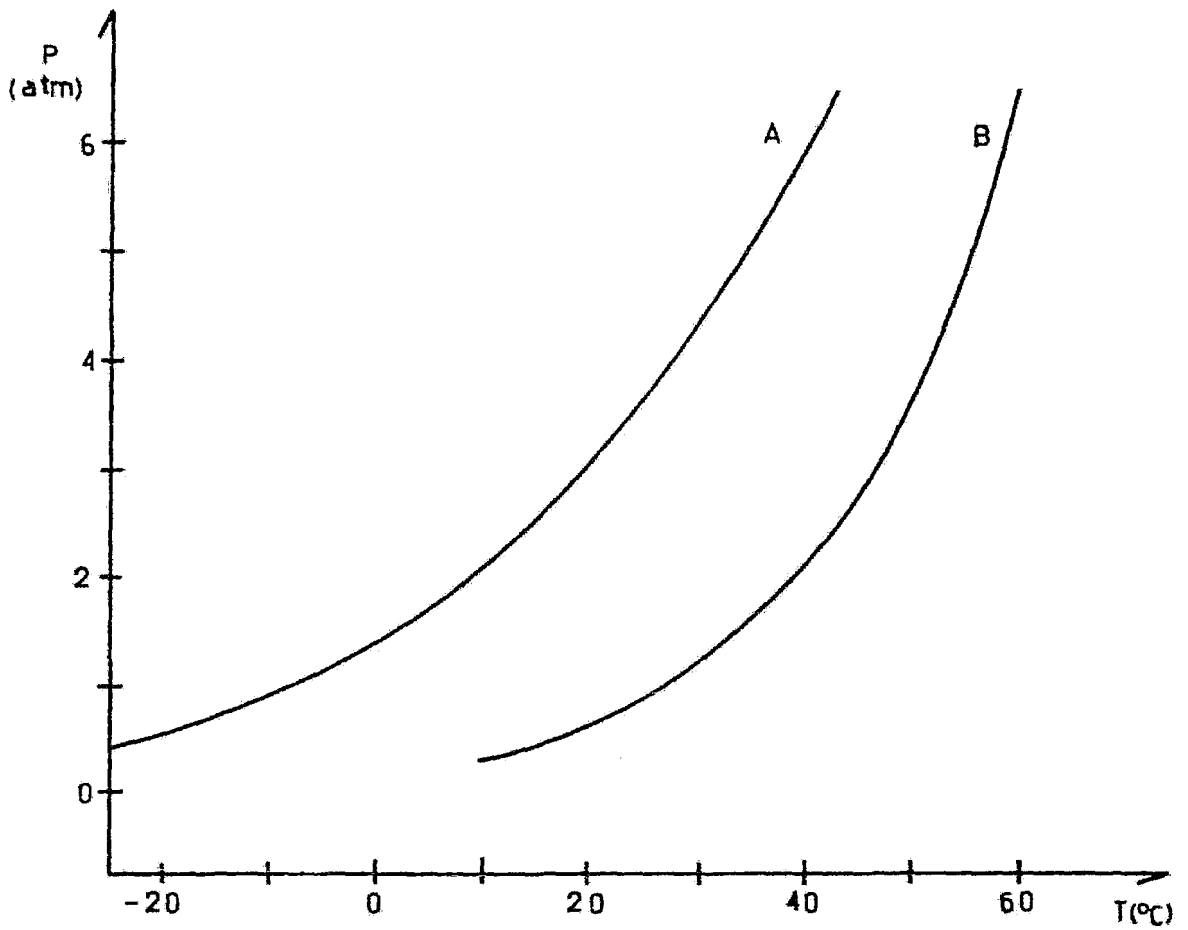


Fig. 4.1.1.

DIAGRAMA DE EQUILIBRIO PARA EL REFRIGERANTE  $\text{CH}_3\text{NH}_2$  ( A )  
 Y PARA EL COMPUESTO  $\text{CaCl}_2 - \text{CH}_3\text{NH}_2$  ( B )

otros sistemas, lo cual permite la utilización de colectores solares planos.

El compuesto de adición con seis moléculas equivale a 1.6790 Kg de  $\text{CH}_3\text{NH}_2/\text{Kg CaCl}_2$  y el de dos moléculas a 0.5597 Kg  $\text{CH}_3\text{NH}_2/\text{Kg CaCl}_2$ , recuperándose para el ciclo de refrigeración 1.1193 Kg de  $\text{CH}_3\text{NH}_2$  por cada Kg de  $\text{CaCl}_2$ .

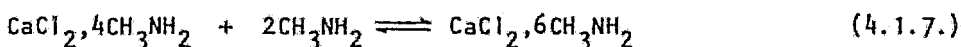
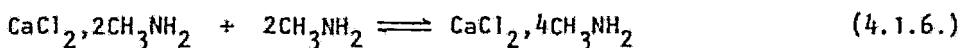
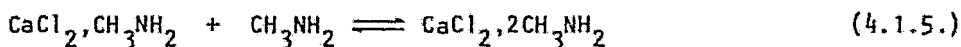
El calor de reacción se determinó haciendo uso de la ecuación de Clausius - Clapeyron, obteniendo resultados muy similares a los experimentales reportados por Vahl [49], sin tener una variación muy apreciable en el rango de utilización. Los valores así obtenidos están comprendidos entre 386 y 384.9 Kcal/Kg  $\text{CH}_3\text{NH}_2$  entre 0 y 70°C. Debido a esta pequeña variación para cálculos posteriores se utilizará un valor constante de 385 Kcal/Kg  $\text{CH}_3\text{NH}_2$ .

Por lo que respecta al calor específico del hexa y diaminoato, se evalúan como la suma de los calores específicos parciales de los compuestos involucrados [35] ( Método de Cálculo, Sección 3.3.3. ). Los calores específicos usados son los reportados por Vahl [48]:

$$C_p \text{CH}_3\text{NH}_2(\text{sólido}) = 0.5 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} \quad (4.1.3.)$$

$$C_p \text{CaCl}_2 = 0.164 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} \quad (4.1.4.)$$

Furrer [17] en 1980 reporta la existencia de los siguientes equilibrios para el sistema cloruro de calcio - monometilamina:



Las presiones de vapor en función de la temperatura para estos equilibrios se encuentran representadas en la figura 4.1.2., así también co-



mo los encontrados por Vahl. Como se puede observar los equilibrios intermedios " hexa - tetra " y " tetra - di " se separan aproximadamente  $3^{\circ}\text{C}$  a ambos lados del equilibrio " hexa - di " encontrado por Vahl. Ya que Furrer no describe la forma en que obtuvo sus determinaciones y siendo esta variación muy pequeña sólo se tomará el equilibrio " hexa - di " como único para los cálculos posteriores, siendo el efecto final el mismo, ya que la masa disociada y absorbida del refrigerante es la misma, - siendo el complejo " di " prácticamente estable. Por lo tanto la evaluación de los efectos térmicos no se verá sensiblemente afectada.

Furrer también reporta las constantes cinéticas para cada uno de los equilibrios representados por las ecuaciones 4.1.5. a 4.1.7. ( Fig. 4.1.3., 4.1.4. y 4.1.5. ).

## 4.2. ANALISIS TERMODINAMICO

En base a el Método de Cálculo propuesto ( Sección 3.3.3. ) para un sistema de refrigeración por absorción sólido - gas, se elaboró un programa de computación, el cual permite evaluar el rendimiento termodinámico del sistema propuesto ( Anexo 1 ), para temperaturas de condensación de  $20$  a  $40^{\circ}\text{C}$  y temperaturas de evaporación de  $-20$  a  $15^{\circ}\text{C}$ . Los resultados obtenidos se presentan en forma gráfica.

La figura 4.2.1. representa el rendimiento de Carnot del sistema  $\text{CaCl}_2 - \text{CH}_2\text{NH}_2$  operando a tres temperaturas. Se puede observar la influencia de las condiciones de operación sobre el rendimiento, cuyo aumento esta ligado a la disminución de la temperatura de condensación y - al aumento de la temperatura de evaporación. El rendimiento de la máqui-

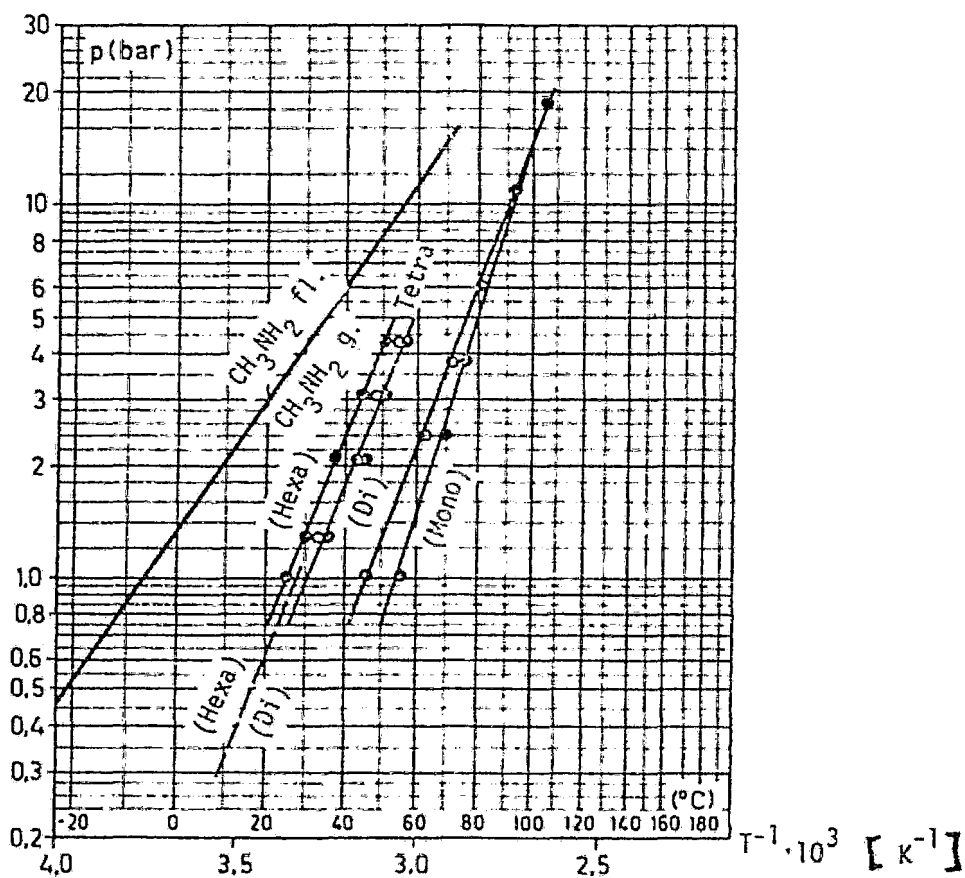


Fig. 4.1.2.

DIAGRAMA PRESION DE VAPOR CONTRA TEMPERATURA PARA LOS  
 DIFERENTES EQUILIBRIOS DEL SISTEMA  $\text{CaCl}_2 - \text{CH}_3\text{NH}_2$

- Furrer
- Vahl

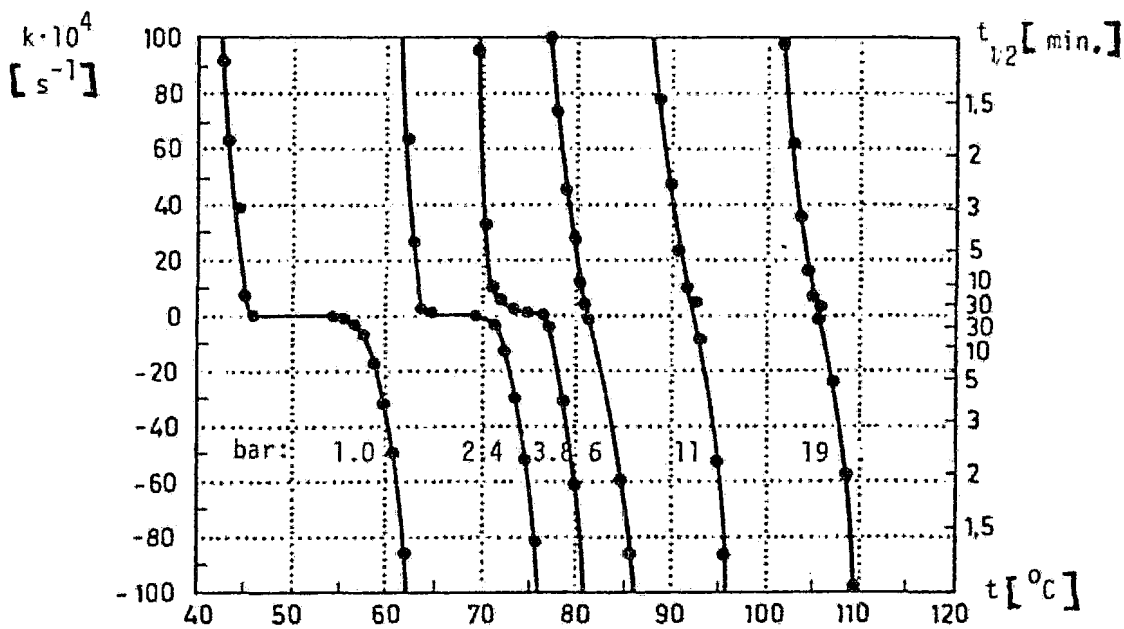
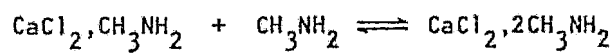


Fig. 4.1.3.

Equilibrio:



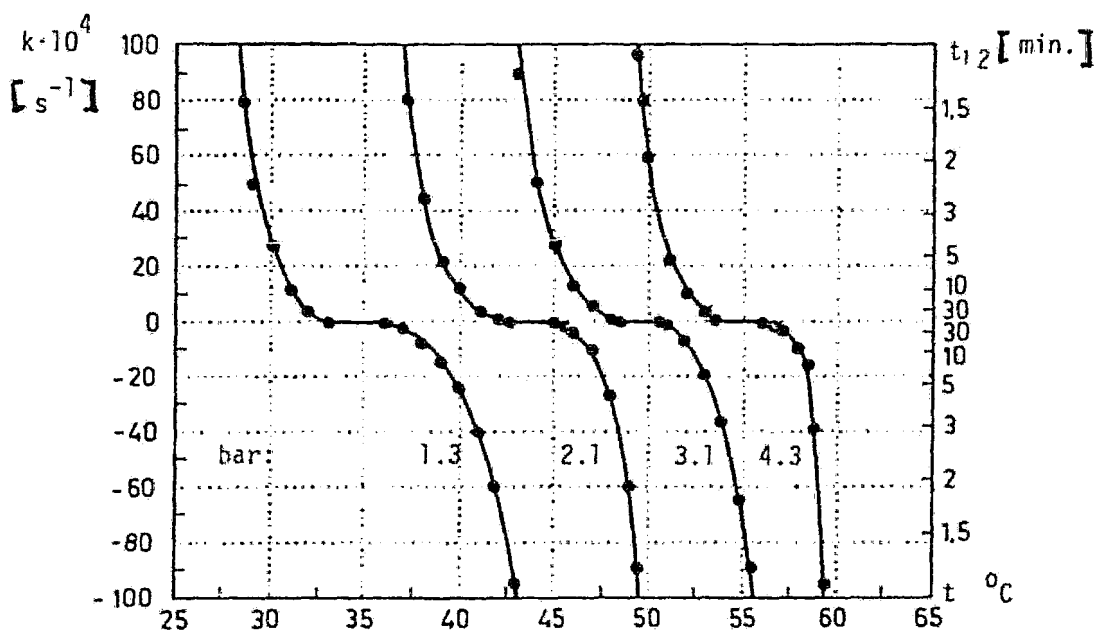
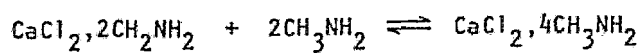


Fig. 4.1.4.

Equilibrio:



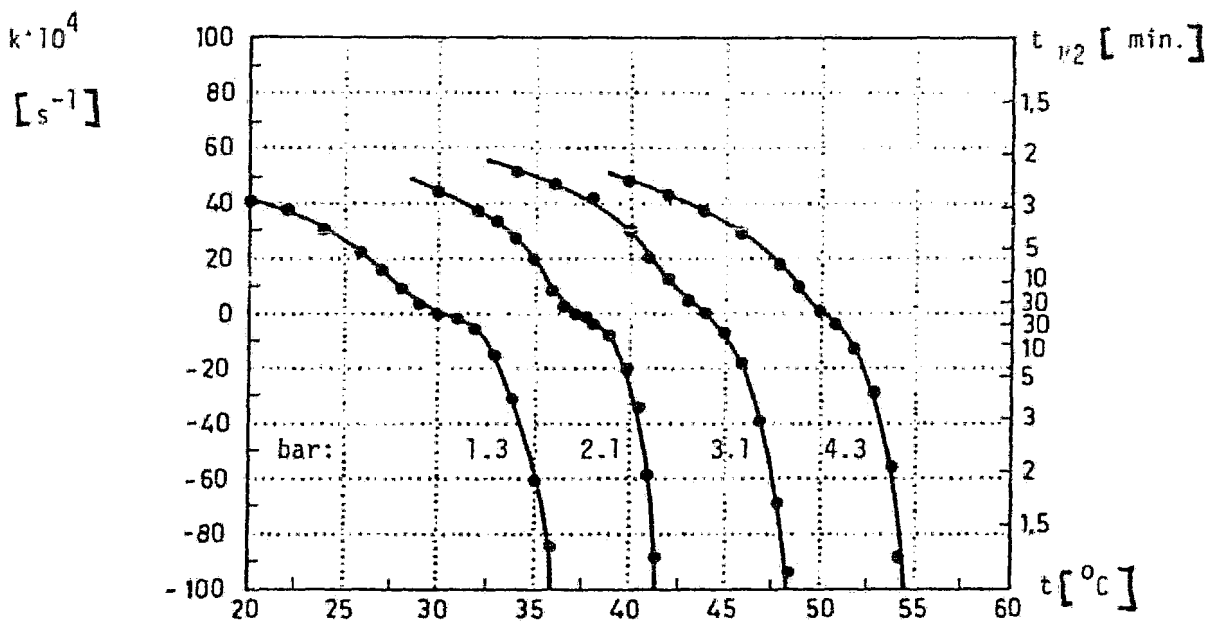
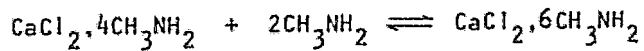


Fig. 4.1.5.

Equilibrio:



na funcionando a cuatro temperaturas no esta representado ya que es casi constante e independiente de las condiciones de operación ( 51 a 53 % ).

La figura 4.2.2. representa los requerimientos de calor sensible, - estos varían de 13 a 100 Kcal/Kg  $\text{CaCl}_2$ , disminuyendo a medida que la temperatura de condensación disminuye y la temperatura de evaporación aumenta. Para aplicación al acondicionamiento de aire, éste varía entre 42 y 48 Kcal/Kg  $\text{CaCl}_2$  para temperaturas de condensación entre 35 y 40°C y temperaturas de evaporación entre 0 y 10°C. El calor de disociación no se encuentra representado en forma gráfica, ya que depende muy poco de las condiciones de operación con una variación de 408 a 412 Kcal/Kg  $\text{CaCl}_2$  para temperaturas de disociación entre 46 y 58°C.

La figura 4.2.3. representa el calor total requerido en Kcal/Kg de  $\text{CaCl}_2$ . Como se puede observar el calor de disociación representa de un - 80 a un 90 % del calor total.

La figura 4.2.4. representa la variación de la potencia frigorífica del sistema en Kcal/Kg  $\text{CaCl}_2$ . Esta es ligeramente superior a la potencia frigorífica del refrigerante debido a que por Kg de  $\text{CaCl}_2$  se libera --- 1.119 Kg de refrigerante. La potencia frigorífica varía poco con las condiciones de operación en un rango de 175 a 208 Kcal/Kg  $\text{CaCl}_2$ , aumentando cuando la temperatura de condensación disminuye y la temperatura de evaporación aumenta.

En la figura 4.2.5. esta trazada la evolución del rendimiento térmico teórico determinado a partir del balance térmico ( sin considerar pér didas térmicas ). Este varía para un amplio rango de condiciones de operación entre 37.5 a 49.5 % para las condiciones de operación características del acondicionamiento de aire ( temperatura de evaporación entre -

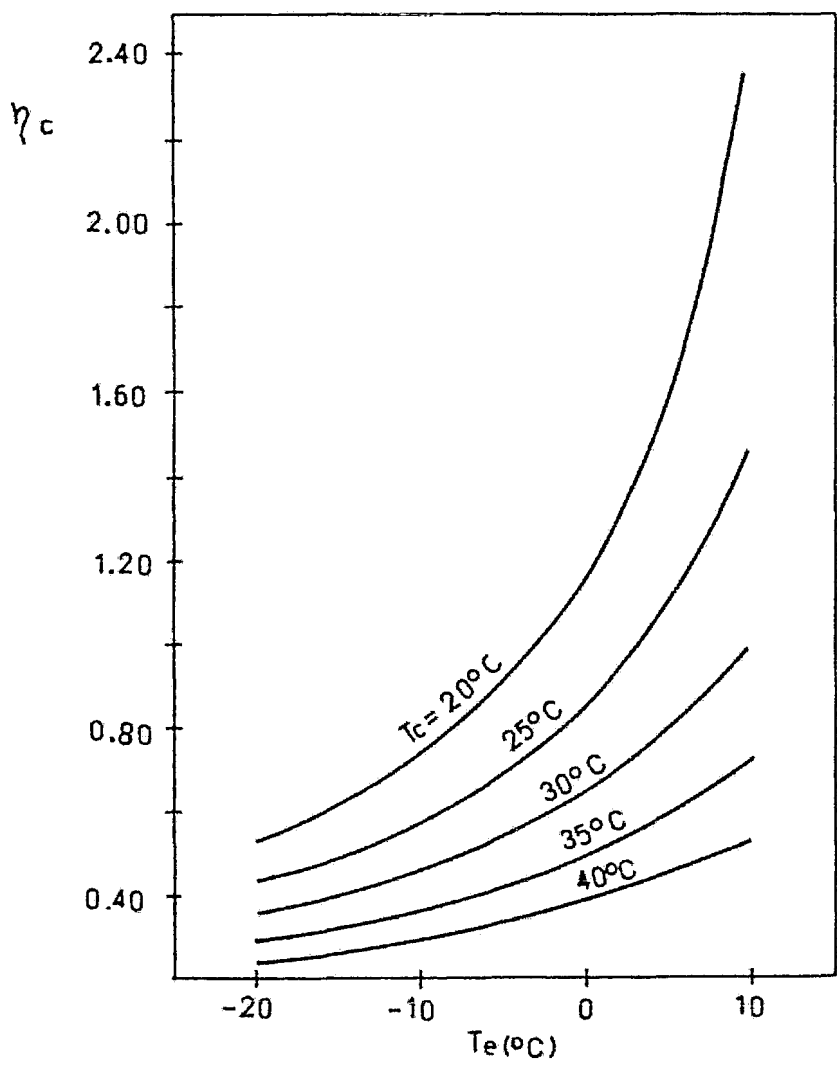


Fig. 4.2.1.

RENDIMIENTO DE CARNOT A TRES TEMPERATURAS

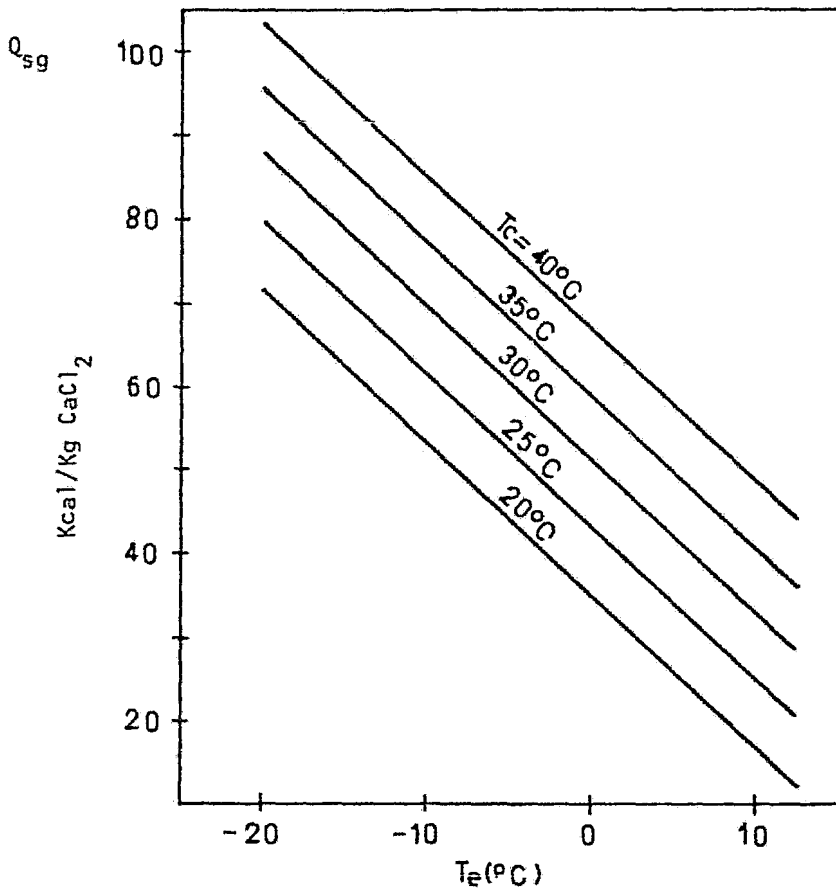


Fig. 4.2.2.

REQUERIMIENTOS DE CALOR SENSIBLE



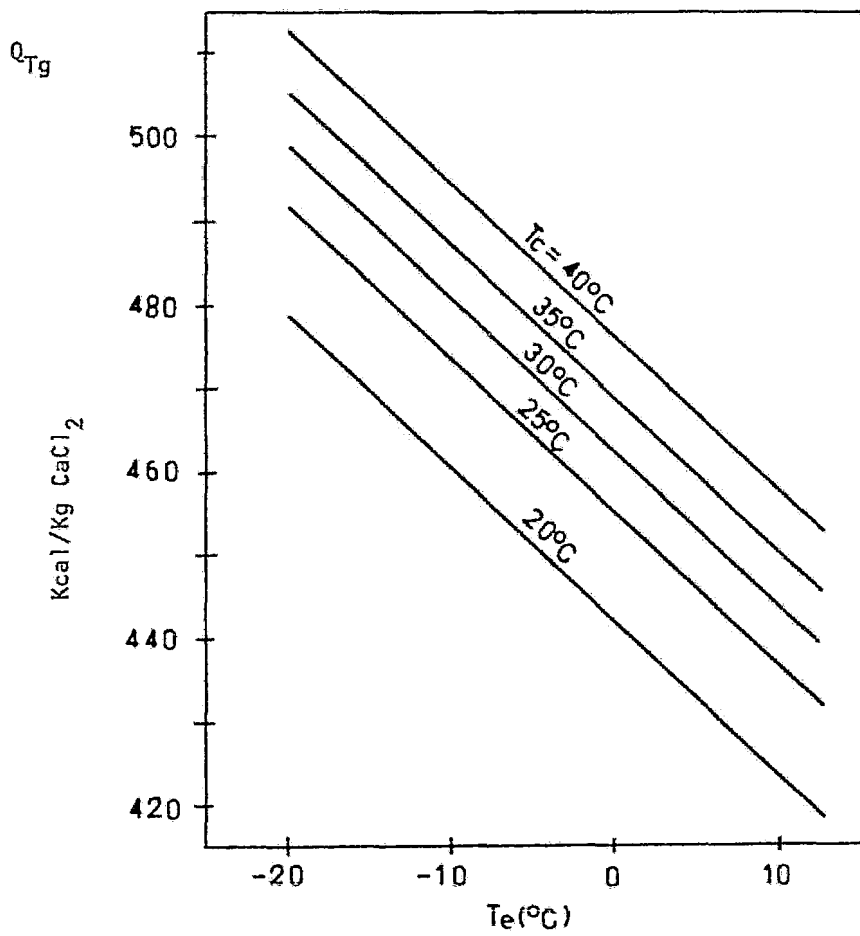


Fig. 4.2.3.

CALOR TOTAL REQUERIDO

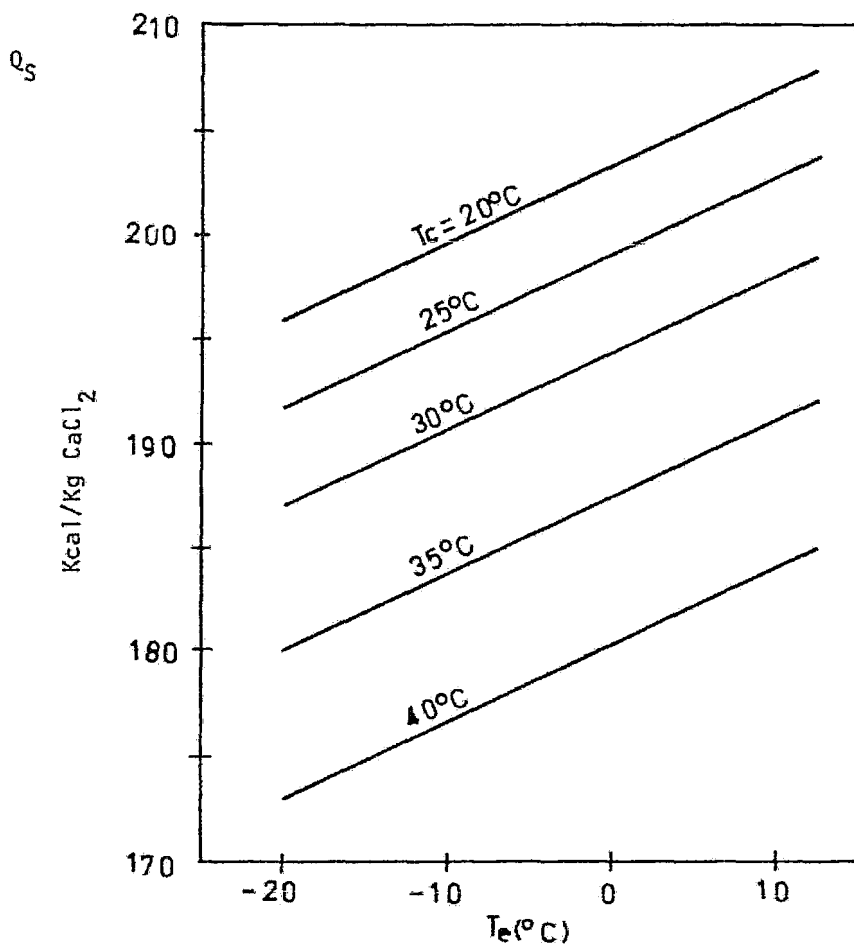


Fig. 4.2.4.

POTENCIA FRIGORIFICA ESPECIFICA POR Kg DE SOLIDO

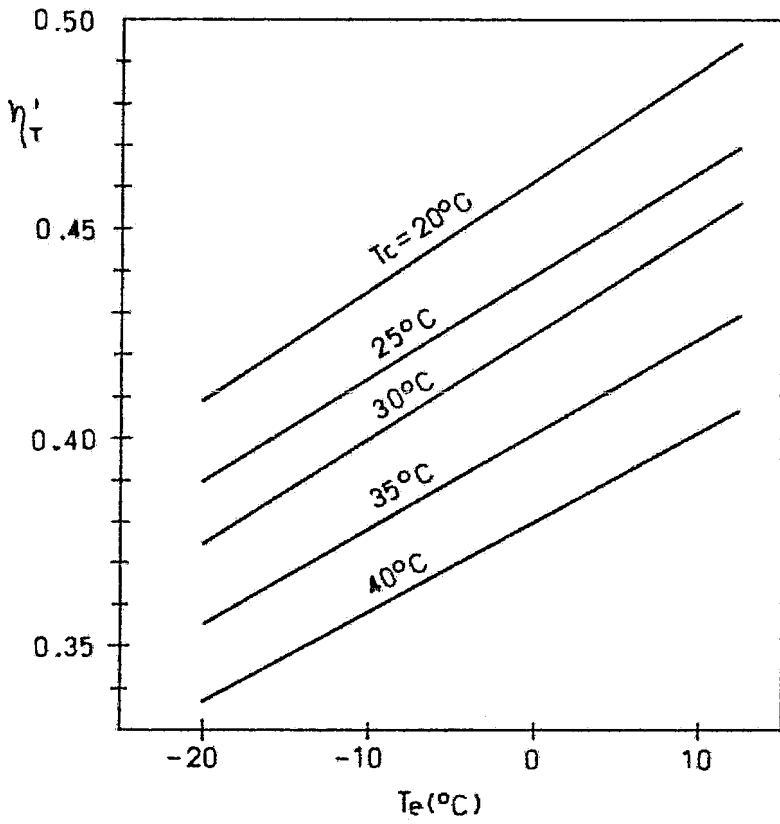


Fig. 4.2.5.

RENDIMIENTOS TERMICOS DEL SISTEMA  $\text{CaCl}_2 - \text{CH}_3\text{NH}_2$

0 y 10°C ), bajo condiciones extremas de condensación ( temperatura de - condensación entre 35 y 40°C )se obtienen rendimientos térmicos del 38 - al 43 %.

#### 4.3. ANALISIS COMPARATIVO

En la figura 4.3.1. se encuentran representados los rendimientos -- térmicos de diferentes sistemas en funcionamiento intermitente (  $\text{NH}_3$  ---  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{CaCl}_2 - \text{NH}_3$  y  $\text{CaCl}_2 - \text{CH}_3\text{NH}_2$  ).

En el caso del sistema  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ , se observa tanto la influencia de las condiciones de operación, como de la rectificación sobre el rendi--- miento térmico. El efecto de la rectificación no influye para temperatur- ras de generación inferiores a los 80°C, para una temperatura límite de condensación de 25°C; sin embargo, la influencia de la temperatura de -- evaporación es importante como se puede observar, se tiene un rendimien- to máximo del 52 % a 0°C y de 37.3 % a -10°C. Para una temperatura de ge- neración de 100°C se observa un ligero abatimiento del rendimiento sien- do apreciable a 120°C, en donde, para temperatura de condensación de 35°C y temperatura de evaporación de 0°C se obtienen rendimientos del 46 % -- con rectificación y 44.3 % sin rectificación, reduciéndose al 30 % para una temperatura de evaporación de -10°C.

En cuanto a la utilización de los sistemas sólido - gas se observa la poca influencia de las condiciones de operación sobre el rendimiento térmico para los sistemas analizados (  $\text{CaCl}_2 - \text{NH}_3$  y  $\text{CaCl}_2 - \text{CH}_3\text{NH}_2$  ) el cual varía del 35 al 46.6 %.

En la tabla 4.3.1. se resume el análisis comparativo de los tres di

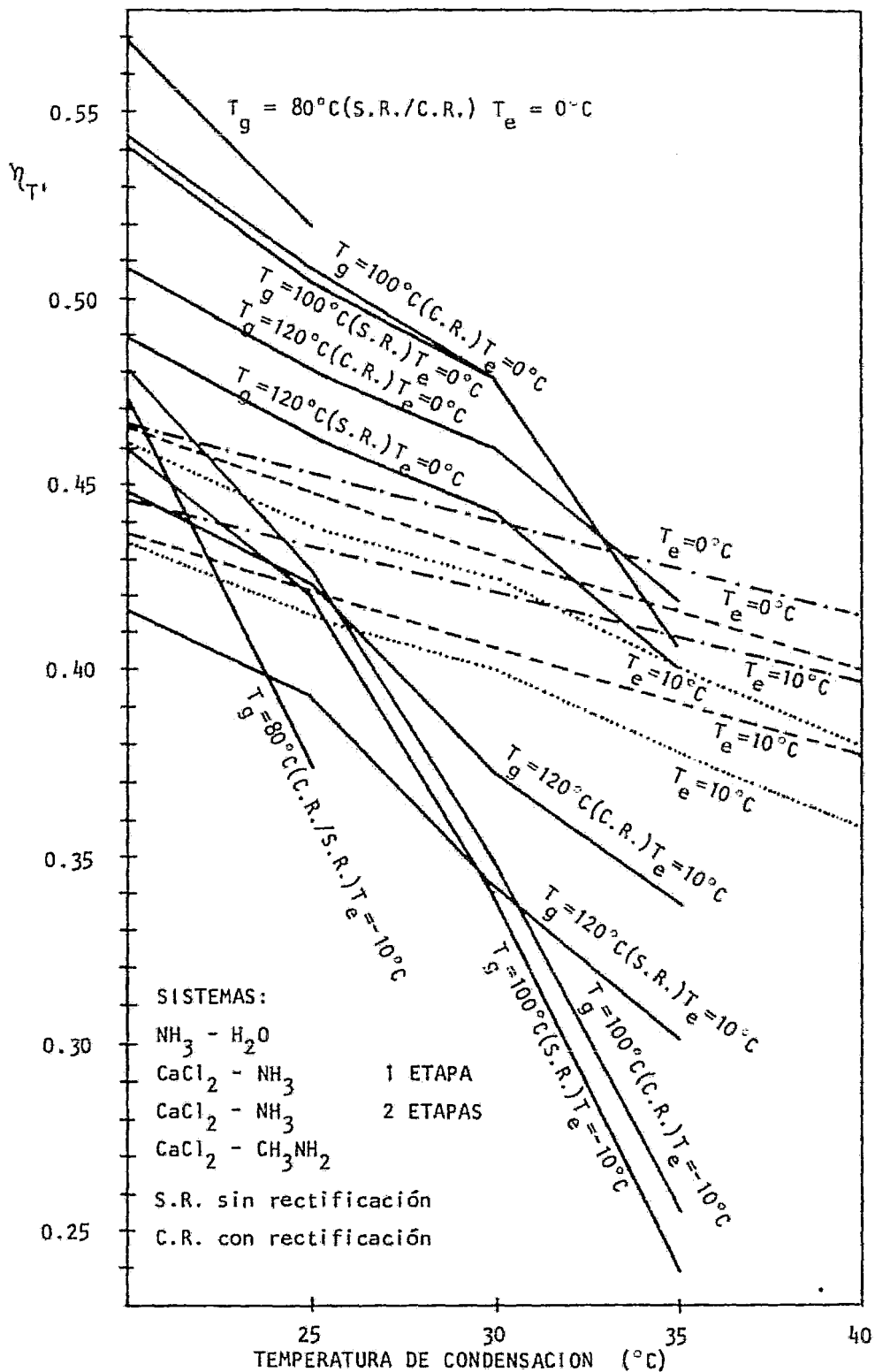


Fig. 4.3.1.

Tabla 4.3.1.

CONDICIONES DE OPERACION DE DIFERENTES SISTEMAS  
 ABSORBENTE - REFRIGERANTE EN FUNCIONAMIENTO INTERMITENTE

SISTEMA	$X_1 - X_2$ (Kg δ %)	$T_g$ (°C)	$T_a$ (°C)	RECTIFICACION		RENDIMIENTO	
				SI	NO	$T_e$ (°C)	
						0	-10
CaCl <sub>2</sub> - NH <sub>3</sub>	0.91	102	61 *		X	42.8	40.9
	0.61	90	53**		X	41.6	39.1
CaCl <sub>2</sub> - CH <sub>3</sub> NH <sub>2</sub>	1.11	55	34**		X	40.0	37.8
			27 *		X		
NH <sub>3</sub> - H <sub>2</sub> O	13 % *	100	35		X	40.6	25.5
	6.4 % **	100	35	X		40.6	23.9
	22.8 % *	120	35	X		41.9	33.7
	15.5 % **	120	35		X	40.0	30.1

La recuperación del refrigerante ( $X_1 - X_2$ ), así como  $T_a$  están referidos a  $T_e$  de 0°C (\*) y de -10°C (\*\*).

ferentes sistemas a temperaturas de condensación de 35°C y temperaturas de evaporación de 0 y -10°C. Para temperaturas de evaporación de 0°C los rendimientos son prácticamente los mismos siendo sensible su abatimiento para temperaturas de evaporación de -10°C en el caso del sistema  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ .

Sin embargo, como se puede observar el sistema  $\text{CaCl}_2 - \text{CH}_3\text{NH}_2$  es el más adecuado para utilizarse en ciclos de acondicionamiento de aire operados con energía solar. debido principalmente a sus bajas temperaturas de disociación, las cuales son compatibles con las temperaturas de operación de un colector solar plano, así como a la eliminación del proceso de rectificación, además de no ser necesaria la utilización de agua para fines de enfriamiento. Por lo que respecta a sus temperaturas de absorción no son tan elevadas como en el caso del sistema  $\text{CaCl}_2 - \text{NH}_3$ , lo cual hace que el proceso de absorción sea factible de ser llevado a cabo utilizando aire como medio de enfriamiento.

## DISEÑO DE EQUIPO

## 5.1. PARAMETROS DE DISEÑO

## 5.1.1. CARACTERISTICAS DEL ESPACIO A ACONDICIONAR

Como ejemplo de aplicación del sistema  $\text{CaCl}_2 - \text{CH}_3\text{NH}_2$  se seleccionó una aula como espacio a acondicionar. El aula pertenece a una Escuela -- Preparatoria Federal localizada en el municipio de Temixco en el estado de Morelos.

La orientación de esta escuela y sus dimensiones se encuentran en -- la figura 5.1.1.1., las coordenadas de su ubicación son: Latitud  $17^\circ 44'$  N; Longitud  $99^\circ 42' 0$ ; Altitud 1350 m ( Datos obtenidos de la Secretaría de Agricultura y Recursos Hidráulicos ). Las características de los mate riales de construcción, así como el área total de transferencia para cada una de las secciones de construcción se tienen en la tabla 5.1.1.1.

Otros parámetros importantes a considerar son:

- . No hay efecto de sombra por estructuras próximas.
- . No se tienen superficies reflejantes próximas.
- . El número de ocupantes es de 60 con actividad escolar.
- . El sistema de iluminación está constituido por 20 lámparas fluorescentes de 40 W cada una.
- . El horario de ocupación del salón es de 15:30 a 21:30 tiempo civil



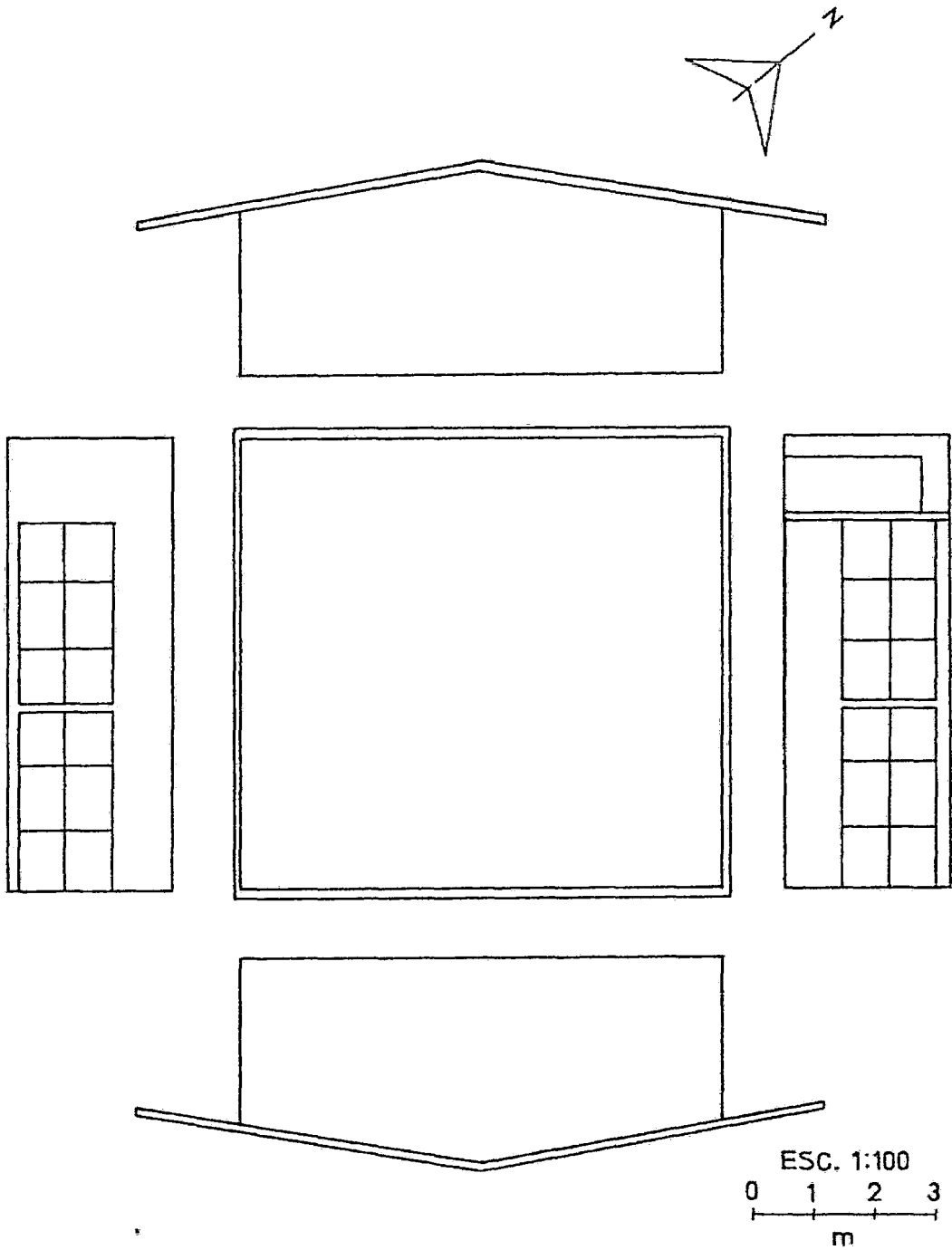


Fig. 5.1.1.1.

DIMENSIONES Y ORIENTACION DEL AULA

Tabla 5.1.1.1.

CARACTERISTICAS DE LOS MATERIALES DE CONSTRUCCION Y  
 SUPERFICIE TOTAL DE TRANSFERENCIA PARA CADA UNA  
 DE LAS SECCIONES

SECCION		CARACTERISTICAS	SUPERFICIE TOTAL DE TRANSFERENCIA (m <sup>2</sup> )
TECHO		101.6 mm concreto + ladrillo 20 mm	58.460
P A R E D	NE	10 mm cemento + ladrillo 101.6 mm + 10 mm yeso	8.929
	SO		10.953
	NO	ladrillo 101.6 mm + 10 mm yeso	23.779
	SE		23.779
VENTANAS	NE	tipo guillotina, metálicas con vidrio de 6 mm polarizado gris	9.027
	SO		9.027
PUERTA		madera 50.8 mm	2.024
VOLUMEN INTERNO: 175.96 m <sup>3</sup>			

### 5.1.2. CONDICIONES CLIMATOLÓGICAS

De acuerdo a los datos estadísticos proporcionados por la Secretaría de Agricultura y Recursos Hidráulicos {43}, las temperaturas más elevadas que se alcanzan en el lugar se presentan en los meses de abril, mayo, junio y julio; siendo el mes de mayo en el que se presentan los valores máximos en un rango de 33 a 37°C entre las 13:00 y 18:00 horas, con el máximo a las 16:00 horas.

Las condiciones externas consideradas en el diseño son las siguientes: ( Obtenidas en base a los valores promedio anuales, mensuales y diarios )

Tabla 5.1.2.1.

#### CONDICIONES EXTERNAS DE DISEÑO

Mes	mayo
Temperatura de bulbo seco máxima	35°C
Temperatura de bulbo seco mínima	17°C
Temperatura media	26°C
Humedad relativa máxima	60 - 65 %
Humedad relativa mínima	35 - 40 %
Velocidad viento máxima	5 m/seg
Hora civil	16:00

Las condiciones del ambiente interior de confort recomendadas por Carrier {10} para este tipo de aplicación son:

Tabla 5.1.2.2.

CONDICIONES INTERNAS DE DISEÑO

Temperatura de bulbo seco	23 - 24°C
Humedad relativa	45 - 50 %

5.2. ESTIMACION DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

El método de cálculo utilizado para evaluar la carga de enfriamiento para aire acondicionado es el recomendado en ASHRAE FUNDAMENTALS 1981 Capítulo 21 {3}.

5.2.1. NOMENCLATURA PARA CALCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO

A	Area de transferencia ( $m^2$ )
AVI	Aire por ventilación e infiltración (l/seg)
CS	Coefficiente de sombreado para vidrios
E.T.	Valor de ecuación del tiempo
F	Factor de ventilación o ductos
FCEI	Factor de carga de enfriamiento para iluminación
FCEO	Factor de carga de enfriamiento por ocupante
FCEV	Factor de carga de enfriamiento por vidrios
FE	Factor especial para iluminación
FGSM	Factor de ganancia solar máxima ( $W/m^2$ )
FU	Factor de uso para iluminación
GCLO	Ganancia de calor latente por ocupante (W/ocupante)
GCSO	Ganancia de calor sensible por ocupante (W/ocupante)

K	Factor de ajuste de color para paredes y techos
LM	Corrección latitud - mes para paredes y techos
N	Número de ocupantes
PT	Potencia total de iluminación
$q_I$	Ganancia térmica por iluminación (W)
$q_{LO}$	Ganancia térmica latente por ocupantes (W)
$q_{LVI}$	Ganancia térmica latente por ventilación e infiltración (W)
$q_P$	Ganancia térmica por paredes y puerta (W)
$q_{SO}$	Ganancia térmica sensible por ocupantes (W)
$q_{SVI}$	Ganancia térmica sensible por ventilación e infiltración (W)
$q_T$	Ganancia térmica por techos (W)
$q_{VC}$	Ganancia térmica por vidrios por conducción (W)
$q_{VS}$	Ganancia térmica por vidrios por efecto solar (W)
TC	Tiempo civil
TE	Temperatura exterior de diseño ( $^{\circ}\text{C}$ )
TI	Temperatura interior de diseño ( $^{\circ}\text{C}$ )
TSV	Tiempo solar verdadero
U	Coefficiente de transferencia de calor para diseño ( $\text{W}/\text{m}^2\text{^{\circ}\text{C}}$ )
WT	Watts totales
$\Delta T$	Diferencia de temperatura aire interno - externo ( $^{\circ}\text{C}$ )
$\Delta T_{CEP}$	Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento para <u>pare</u> des y puertas ( $^{\circ}\text{C}$ )
$\Delta T_{CET}$	Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento por techos ( $^{\circ}\text{C}$ )
$\Delta T_{CEV}$	Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento por vi--- drios ( $^{\circ}\text{C}$ )

$\Delta T_{CEPC}$	Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento por paredes y puertas corregida ( $^{\circ}\text{C}$ )
$\Delta T_{CETC}$	Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento por techos corregida ( $^{\circ}\text{C}$ )
$\Delta W$	Diferencia de humedades aire interno - externo ( $\text{Kg H}_2\text{O/Kg aire}$ )
$\Psi_L$	Longitud del meridiano del lugar (grados)
$\Psi_R$	Longitud del meridiano de referencia (grados)

### 5.2.2. METODO DE CALCULO

En la tabla 5.2.2.1. se presentan las ecuaciones básicas que describen el procedimiento para el cálculo de la carga de enfriamiento para diseño en un espacio a acondicionar.

### 5.2.3. CALCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

#### 5.2.3.1. DETERMINACION DEL TIEMPO SOLAR VERDADERO

Es necesario el cálculo del tiempo solar verdadero ya que la evaluación de algunas de las cargas térmicas es función del tiempo solar y no del tiempo civil.

$$TSV = TC + E.T. + (\Psi_R - \Psi_L) \quad (5.2.3.1.1.)$$

$$TC = 16:00 \text{ h (de Tabla 5.1.2.1.)}$$

El valor de la ecuación del tiempo se obtiene del analema presentado por Hernández {21}, con declinaciones solares que varían para el mes de mayo de  $14.4^{\circ}$  a  $22^{\circ}$  N, el valor obtenido es:

Tabla 5.2.2.1.

RESUMEN DE ECUACIONES PARA CALCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO

T I P O	ECUACION
GANANCIA EXTERNA	
TECHO	$q_T = U_T A_T \Delta T_{CE} T_C$
PAREDES Y PUERTAS	$q_P = U_P A_P \Delta T_{CE} P_C$
VIDRIOS: POR CONDUCCION POR EFECTO SOLAR	$q_{VC} = U_V A_V \Delta T_{CE} V_C$ $q_{VS} = A_V C_S F_{GSM} F_{CEV}$
VENTILACION E INFILTRACION: SENSIBLE LATENTE	$q_{SVI} = 1.232 A_{VI} \Delta T$ $q_{LVI} = 3012 A_{VI} \Delta W$
GANANCIA INTERNA	
ILUMINACION	$q_I = P_T F_{CEV}$
OCUPANTES: SENSIBLE LATENTE	$q_{SO} = N G_{CSO} F_{CEO}$ $q_{LO} = N G_{CLO}$

para los dos valores límites de la declinación:

$$E.T._1 = 2.8 \text{ min} ; E.T._2 = 4.2 \text{ min} ; \text{ ambos con sol rápido (+)}$$

para esta localidad el meridiano de referencia es de  $90^\circ 0'$  y el meridiano del lugar es de  $99^\circ 44' = 99.7^\circ 0'$  (de Sección 5.1.1.)

$$\psi_R - \psi_L = 90^\circ - 99.7^\circ = -9.7^\circ = -38.8 \text{ min}$$

$$TSV_1 = 16 \text{ h} + 2.8 \text{ min} - 38.8 \text{ min} = 15 \text{ h } 24 \text{ min}$$

$$TSV_2 = 16 \text{ h} + 4.2 \text{ min} - 38.8 \text{ min} = 15 \text{ h } 25.4 \text{ min}$$

Por lo tanto el tiempo solar verdadero esta comprendido entre las - 15 h 24 min y las 15 h 25.4 min, ya que las tablas que se usan para la evaluación de la carga de enfriamiento están expresadas por cada hora, - se tomó el valor de 15 h tiempo solar para todos los cálculos subsecuentes.

#### 5.2.3.2. GANANCIA TERMICA POR EL TECHO

$$q_T = U_T A_T \Delta TCETC \quad (5.2.3.2.1.)$$

$U_T = 1.136 \text{ W/m}^2\text{C}$  (de Tabla A.2.1., construcción 9);  $A_T = 58.46 \text{ m}^2$  (de - Tabla 5.1.1.1.)

$$\Delta TCETC = ((\Delta TCET + LM)K + (25.5 - T_I) + (T_E - 29.4))F \quad (5.2.3.2.2.)$$

$\Delta TCET = 25^\circ\text{C}$  (de Tabla A.2.1.);  $LM = 0.0$  (de Tabla A.2.2.);  $K = 1.0$  (de Tabla A.2.1.);  $T_I = 23^\circ\text{C}$ ;  $T_E = 26^\circ\text{C}$ ;  $F = 1.0$  (de Tabla A.2.1.)

Sustituyendo estos valores en la ecuación 5.2.3.2.2. se tiene:

$$\Delta TCETC = 24.1^\circ\text{C}$$

y

$$q_T = 1\ 600.49 \text{ W} = 1\ 377.33 \text{ Kcal/h}$$



## 5.2.3.3. GANANCIA TERMICA POR PAREDES Y PUERTA

- POR PAREDES:

$$q_p = U_p \Delta T_{CEPC} \quad (5.2.3.3.1.)$$

$U_p = 2.356 \text{ W/m}^2\text{°C}$  (de Tabla A.2.3., grupo 1-D);  $A_p$ : pared NE  $8.929 \text{ m}^2$ , - pared SO  $10.953 \text{ m}^2$ . Las otras dos paredes no se consideran por estar localizadas junto a otros salones también acondicionados.

$$\Delta T_{CEPC} = (\Delta T_{CEP} + LM)K + (25.5 - T_I) + (T_E - 29.4) \quad (5.2.3.3.2.)$$

$\Delta T_{CEP}$ : pared NE  $13\text{°C}$ , pared SO  $9\text{°C}$  (de Tabla A.2.4.); LM: pared NE 1.6, pared SO -2.7 (de Tabla A.2.2.);  $K = 0.83$  para ambas paredes (de Tabla - A.2.4.);  $T_I = 23\text{°C}$ ;  $T_E = 26\text{°C}$

Resultando:  $\Delta T_{CEPC}$  (pared NE) =  $11.21\text{°C}$

$$\Delta T_{CEPC}$$
 (pared SO) =  $4.33\text{°C}$

Obteniéndose las siguientes ganancias térmicas:

$$q_p \text{ (pared NE)} = 235.82 \text{ W} = 202.94 \text{ Kcal/h}$$

$$q_p \text{ (pared SO)} = 111.74 \text{ W} = 96.16 \text{ Kcal/h}$$

- POR PUERTA:

$$q_p = U_p A_p \Delta T_{CEPC} \quad (5.2.3.3.3.)$$

$U_p = 2.28 \text{ W/m}^2\text{°C}$  (de Tabla A.2.5., tipo B 10);  $A_p = 2.024 \text{ m}^2$  (de Tabla - 5.1.1.1.)

$$\Delta T_{CEPC} = (\Delta T_{CEP} + LM)K + (25.5 - T_I) + (T_E - 29.4) \quad (5.2.3.3.4.)$$

$\Delta T_{CEP} = 10\text{°C}$  (de Tabla A.2.4., tipo B); LM = 1.6 (de Tabla A.2.2.); ---  $K = 0.83$  (de Tabla A.2.4.);  $T_I = 23\text{°C}$ ;  $T_E = 26\text{°C}$

$$\Delta T_{CEPC} = 10.7\text{°C}$$

Obteniéndose:

$$q_p = 49.38 \text{ W} = 42.49 \text{ Kcal/h}$$

#### 5.2.3.4. GANANCIA TERMICA POR VIDRIOS

- POR CONDUCCION:

$$q_{VC} = U_V A_V \Delta T_{CEV} \quad (5.2.3.4.1.)$$

$U_V = 5.9 \text{ W/m}^2\text{°C}$  (de Tabla A.2.6.);  $A_V = 18.054 \text{ m}^2$  tanto NE como SO (de Tabla 5.1.1.1.);  $\Delta T_{CEV} = 8^\circ\text{C}$  (de Tabla A.2.7.), resultando:

$$q_{VC} = 852.13 \text{ W} = 733.32 \text{ Kcal/h} \quad (\text{la mitad para cada una de las orientaciones})$$

- POR EFECTO SOLAR:

$$q_{VS} = A_V CS FGSM FCEV \quad (5.2.3.4.2.)$$

$A_V$ : ventanas NE  $9.027 \text{ m}^2$ , ventanas SO  $9.027 \text{ m}^2$ ;  $CS = 0.69$  (de Tabla A.2.8.);  $FGSM$ : ventanas NE  $148 \text{ W/m}^2$ , ventanas SO  $129 \text{ W/m}^2$  (de Tabla A.2.9.);  $FCEV$ : ventanas NE 0.28, ventanas SO 0.53 (de Tabla A.2.10., construcción media), obteniéndose las siguientes ganancias térmicas:

$$q_{VS} \text{ (ventanas NE)} = 258.11 \text{ W} = 222.12 \text{ Kcal/h}$$

$$q_{VS} \text{ (ventanas SO)} = 425.85 \text{ W} = 366.47 \text{ Kcal/h}$$

#### 5.2.3.5. GANANCIA TERMICA DEBIDA A VENTILACION E INFILTRACION

Ya que se tendrá un equipo mediante el cual se suministra el aire a condicionado al interior del local, esto ocasiona el escape de aire por las ranuras de puertas y ventanas, lo cual elimina las infiltraciones -- del aire exterior al interior del espacio, por lo que solamente se tomará en cuenta el aire por ventilación.

- GANANCIA SENSIBLE:

$$q_{SVI} = 1.232 \text{ AVI } \Delta T \quad (5.2.3.5.1.)$$

1.232 W/(1/seg)°C: que es un factor de conversión evaluado en base a propiedades físicas promedio del aire en el rango de condiciones de uso en aire acondicionado.

AVI: Stoecker {46} en el Capítulo 22 de su libro presenta en la Tabla -- 22.16 datos de ventilación normal para condiciones de verano de aire exterior requerido; de donde para este caso es necesario 0.140 m<sup>3</sup>/min persona de aire exterior. Y ya que el salón esta ocupado por 60 personas, - se tiene: AVI = 140 l/seg

$$\Delta T = 35^{\circ}\text{C} - 23^{\circ}\text{C} = 12^{\circ}\text{C} \text{ (de Sección 5.1.2.)}$$

$$q_{SVI} = 2\ 069.76 \text{ W} = 1\ 781.17 \text{ Kcal/h}$$

- GANANCIA LATENTE:

$$q_{LVI} = 3012 \text{ AVI } \Delta W \quad (5.2.3.5.2.)$$

3012 W/(1/seg)(Kg H<sub>2</sub>O/Kg aire): que es el factor de conversión evaluado a las condiciones de uso en aire acondicionado.

$$\text{AVI} = 140 \text{ l/seg}$$

$$\Delta W = 0.0217 \text{ Kg H}_2\text{O/Kg aire} - 0.008 \text{ Kg H}_2\text{O/Kg aire} = 0.0137 \text{ Kg H}_2\text{O/Kg aire}$$

$$q_{LVI} = 5\ 777.02 \text{ W} = 4\ 971.53 \text{ Kcal/h}$$

#### 5.2.3.6. GANANCIA TERMICA DEBIDA A ILUMINACION

$$q_I = PT \text{ FCEI} \quad (5.2.3.6.1.)$$

donde:

$$PT = WT \text{ FU FE} \quad (5.2.3.6.2.)$$

WT = 800 W (20 lámparas de 40 W c/u); FU = 1.0 (relación de Watts usados a Watts instalados); FE = 1.25 (factor especial para cada tipo de lámpara, ASHRAE HANDBOOK 1981 FUNDAMENTALS Capítulo 26 {3} )

$$PT = 1\ 000\ W$$

FCEI = 0.60 (de Tabla A.2.13., con a = 0.55 y b = B de Tabla A.2.11. y - A.2.12.), obteniéndose:

$$q_1 = 600.00\ W = 516.34\ Kcal/h$$

#### 5.2.3.7. GANANCIA TERMICA DEBIDA A OCUPANTES

- GANANCIA SENSIBLE:

$$q_{S0} = N\ GCSO\ FCEO \quad (5.2.3.7.1.)$$

N = 60 ocupantes (de Sección 5.1.1.); GCSO = 65 W/ocupante (de Tabla A.2.14.); FCEO = 0.50 (de Tabla A.2.15.)

$$q_{S0} = 1\ 950\ W = 1\ 678.11\ Kcal/h$$

- GANANCIA LATENTE:

$$q_{L0} = N\ GCL0 \quad (5.2.3.7.2.)$$

N = 60 ocupantes (de Sección 5.1.1.); GCL0 = 55 W/ocupante (de Tabla A.2.14.), obteniéndose:

$$q_{L0} = 3\ 300.00\ W = 2\ 839.88\ Kcal/h$$

En la Tabla 5.2.3.1. se encuentran los resultados de las ganancias térmicas para cada sección.

Tabla 5.2.3.1.

RESUMEN DE GANANCIAS TERMICAS

SECCION	GANANCIA TERMICA	
	( W )	( Kcal/h )
TECHO	1 600.49	1 377.33
PARED NE	235.82	202.94
PARED SO	111.74	96.16
VENTANAS NE:		
CONDUCCION	426.07	366.66
SOLAR	258.11	222.12
VENTANAS SO:		
CONDUCCION	426.07	366.66
SOLAR	425.85	366.47
PUERTA	49.38	42.49
ILUMINACION	600.00	516.34
OCUPANTES:		
SENSIBLE	1 950.00	1 678.11
LATENTE	3 300.00	2 839.88
VENTILACION E INFILTRACION:		
SENSIBLE	2 069.76	1 781.17
LATENTE	5 777.02	4 971.53
TOTAL	17 230.31	14 827.86

### 5.3. FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

Debido a que el sistema de aire acondicionado debe funcionar durante las horas de enseñanza ( 15:30 a 21:30 ), la condición de intermitencia del sistema se resolvió mediante el empleo de dos unidades, como se muestra en la figura 5.3.1.

La descripción del funcionamiento es la siguiente: durante el primer día de operación la unidad I se expone a la radiación solar con el objeto de efectuar en los generadores - absorbedores ( GA I ) la desorción, al mismo tiempo se condensa el refrigerante en el sistema de condensación ( SC I ) y se almacena en el recipiente de condensados ( RC I ). En este primer día la unidad II se mantiene cubierta. Al segundo día se expone ésta a la insolación, cubriéndose la unidad I. En este segundo día ya es posible obtener una potencia frigorífica al evaporar el condensado de la unidad I obtenido el primer día. Durante el periodo nocturno del segundo día, la unidad I transfiere al medio el calor sensible del absorbente alcanzando las condiciones de temperatura y presión requeridas para la absorción, así también el calor de reacción durante la absorción es disipado a manera de obtener una absorción constante. Al tercer día se cubre la unidad II y se descubre la unidad I para alcanzar las condiciones adecuadas para absorción y generación respectivamente. Así subsecuentemente esta alternación de funciones hace posible la disponibilidad de potencia frigorífica durante las horas de ocupación del salón a pesar del carácter intermitente del sistema de refrigeración por absorción sólido - gas.

Como se puede observar de los datos cinéticos presentados en la Sec

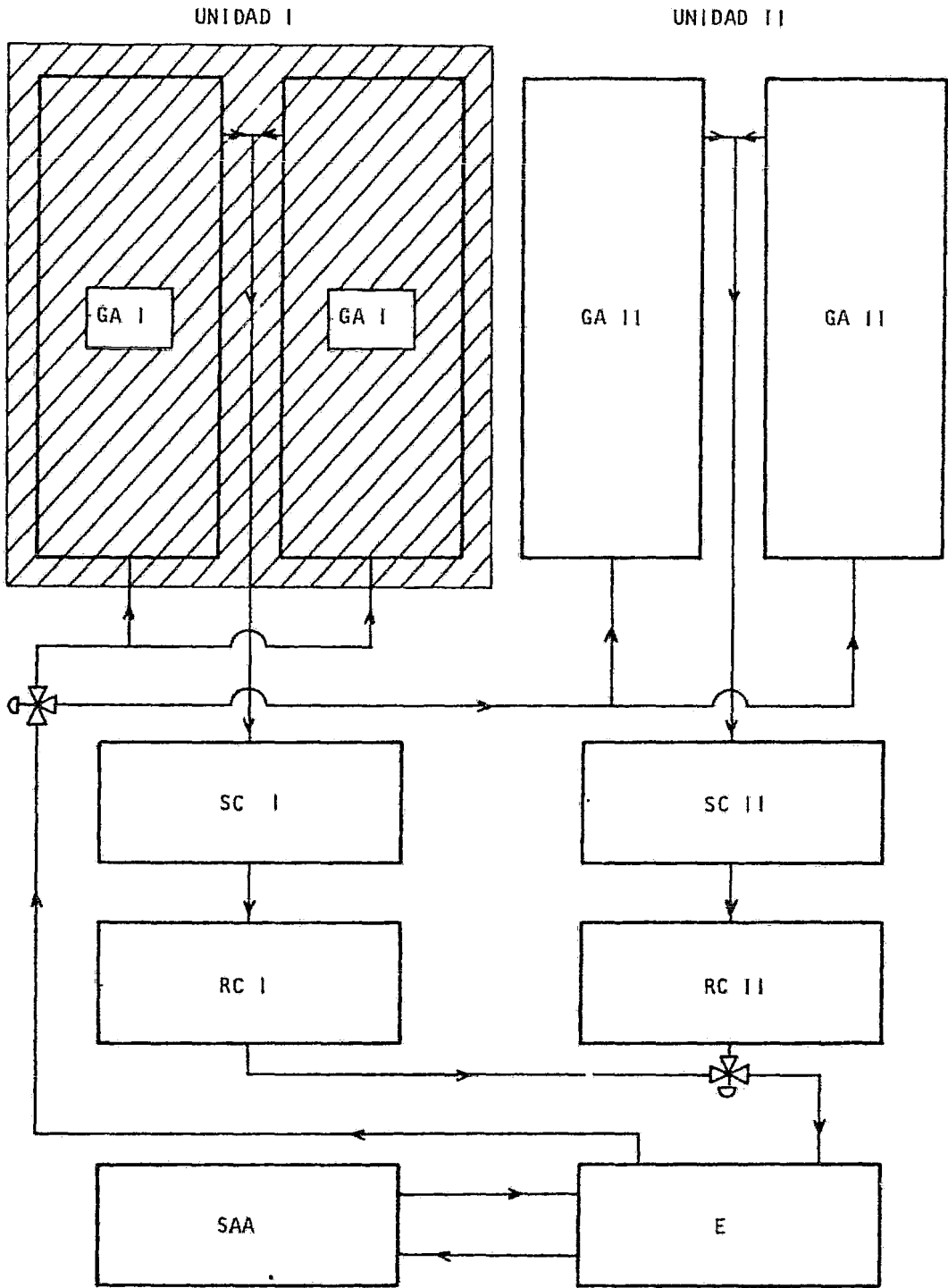


Fig. 5.3.1.

OPERACION ALTERNADA DE LAS DOS UNIDADES DE REFRIGERACION

ción 4.1., el tiempo de duración tanto del periodo de generación - condensación como el de evaporación - absorción son suficientes para llevar a cabo las reacciones completamente de desorción y absorción respectivamente.

#### 5.4. CONDICIONES DE OPERACION DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

Siguiendo el procedimiento para la determinación de las condiciones de operación planteado en la Sección 3.3.3.2. sobre el diagrama que representa la variación de la presión de vapor en función de la temperatura para los equilibrios de la monometilamina y el sistema cloruro de calcio - monometilamina ( Fig. 4.1.1. ) se establece para una temperatura de condensación de 35°C ( por enfriamiento por aire ) y la de evaporación de 0°C ( fijada por el tipo de aplicación ), las siguientes condiciones de operación:

Tabla 5.4.1.

#### CONDICIONES DE OPERACION

TEMPERATURA (°C)	PROCESO	PRESION (Kg/cm <sup>2</sup> )
56	generación	5.106
35	condensación	5.106
0	evaporación	1.395
34	absorción	1.395



## 5.5. DISEÑO DEL ABSORBEDOR - GENERADOR

Con el objeto de eliminar los intercambiadores de calor, se hace la integración del absorbedor - generador en el colector solar plano.

### 5.5.1. NOMENCLATURA

CM	Capacidad volumétrica del módulo (l/módulo)
Cp <sub>A</sub>	Calor específico del acero (Kcal/Kg°C)
Cp <sub>C</sub>	Calor específico del cobre (Kcal/Kg°C)
EDUC	Energía disponible por unidad de colección (Kcal/unidad periodo)
MACM	Masa de aletas de cobre por módulo (Kg cobre/módulo)
M <sub>CM</sub>	Masa de complejo por módulo (Kg complejo/módulo)
M <sub>CU</sub>	Masa de complejo por unidad (Kg complejo/unidad)
M <sub>G</sub>	Refrigerante desorbido por masa de sólido (Kg CH <sub>3</sub> NH <sub>2</sub> /Kg CaCl <sub>2</sub> )
M <sub>GC</sub>	Masa de refrigerante desorbido por masa de complejo (Kg CH <sub>3</sub> NH <sub>2</sub> /Kg complejo)
M <sub>R</sub>	Refrigerante total absorbido por masa de sólido (Kg CH <sub>3</sub> NH <sub>2</sub> / -- Kg CaCl <sub>2</sub> )
M <sub>S</sub>	Masa de sólido necesaria (Kg CaCl <sub>2</sub> /unidad)
MTAM	Masa de tubos de acero por módulo (Kg acero/módulo)
M <sub>TG</sub>	Refrigerante total desorbido por unidad (Kg CH <sub>3</sub> NH <sub>2</sub> /unidad periodo)
N <sub>M</sub>	Número de módulos de colección por unidad (módulos/unidad)
QCM	Carga de calentamiento por módulo de absorción - generación (Kcal/módulo)

$Q_{CU}$	Carga de calentamiento por unidad de absorción generación (Kcal/unidad)
$Q_0$	Potencia de refrigeración (Kcal/periodo)
$Q_R$	Potencia frigorífica específica de refrigerante (Kcal/Kg $CH_3NH_2$ )
$Q_{TG}$	Requerimientos térmicos totales para generación por unidad (Kcal/unidad)
$Q_{TU}$	Potencia frigorífica total por unidad (Kcal/unidad periodo)
$q_g$	Calor latente de generación (Kcal/Kg $CaCl_2$ periodo)
$q_{sg}$	Calor sensible en el periodo de generación (Kcal/Kg $CaCl_2$ periodo)
$q_{Tg}$	Requerimientos térmicos en el periodo de generación (Kcal/Kg $CaCl_2$ periodo)
$SCD$	Superficie de colección disponible ( $m^2$ )
$SCDU$	Superficie de colección disponible por unidad ( $m^2$ /unidad)
$SUC$	Superficie por unidad de colección ( $m^2$ /unidad)
$t_a$	Temperatura de absorción ( $^{\circ}C$ )
$t_g$	Temperatura de generación ( $^{\circ}C$ )
$\rho_c$	Densidad del complejo (Kg complejo/l)

### 5.5.2. SUPERFICIE DE COLECCION DISPONIBLE

De la figura 5.1.1.1. el área horizontal proyectada por el techo es de:  $83.3092 \text{ m}^2$ , el sistema de colección es fijo y se considera orientado hacia el sur con un ángulo de inclinación de  $17^{\circ}44'$  ( igual que la latitud del lugar ). Con esta inclinación el área disponible es de:  $87.4651 \text{ m}^2$ , considerando que se tiene la posibilidad de aumentar esta área en la

dirección de la inclinación, se puede obtener mediante una serie de bastidores una superficie de:  $SDC = 88.8 \text{ m}^2$  (12.0 m de largo; 7.40 m de ancho ).

De acuerdo a la forma de funcionamiento ( Sección 5.3. ), la superficie de colección disponible por unidad será:

$$SCDU = 44.4 \text{ m}^2/\text{unidad}$$

### 5.5.3. ENERGIA DISPONIBLE POR UNIDAD DE COLECCION

A partir de estimaciones, para la insolación de la localidad se ha tomado un valor promedio para la radiación solar instantánea de  $850 \text{ W/m}^2$  para los meses de utilización del sistema de aire acondicionado ( primavera y verano ).

En base a la temperatura de desorción, a la inmovilidad del absorbente y a las características de este tipo de sistemas de colección, se estima una eficiencia de colección de la energía solar del 50 %, lo que representa una energía utilizable promedio de:  $425 \text{ W/m}^2$  .

Considerando un periodo máximo de insolación entre las 10:00 y 16:00 horas, se dispondrá de la siguiente cantidad de energía por unidad de colección y por periodo de operación:

$$EDUC = 97\ 433.74 \text{ Kcal/unidad periodo}$$

### 5.5.4. PRIMERA APROXIMACION DE LA CAPACIDAD DEL SISTEMA

De acuerdo a las condiciones de operación ( Sección 5.4. ) y usando los resultados obtenidos en el análisis termodinámico, se tienen los si-

guientes requerimientos térmicos para el periodo de generación:

$$q_{Tg} = q_{sg} + q_g = 468.51 \text{ Kcal/Kg CaCl}_2 \text{ periodo} \quad (5.5.4.1.)$$

Con la energía disponible y el calor necesario para la desorción, -  
la cantidad de  $\text{CaCl}_2$  necesaria es:

$$M_s = \frac{EDUC}{q_{Tg}} = 207.97 \text{ Kg CaCl}_2 / \text{unidad} \quad (5.5.4.2.)$$

Conociendo que un mol de  $\text{CaCl}_2$  puede absorber seis moles de  $\text{CH}_3\text{NH}_2$   
y que sólo se pueden desorber cuatro moles de  $\text{CH}_3\text{NH}_2$  se tienen las si-  
guientes relaciones:

$$M_R = 1.6790 \text{ Kg CH}_3\text{NH}_2 / \text{Kg CaCl}_2$$

$$M_G = 1.1193 \text{ Kg CH}_3\text{NH}_2 / \text{Kg CaCl}_2$$

Por lo tanto la cantidad total de  $\text{CH}_3\text{NH}_2$  desorbida será:

$$M_{TG} = M_s M_G = 232.78 \text{ Kg CH}_3\text{NH}_2 / \text{unidad periodo} \quad (5.5.4.3.)$$

Para las condiciones de operación se tiene una potencia frigorífica  
específica de:

$$Q_R = 167.5 \text{ Kcal/Kg CH}_3\text{NH}_2$$

Obteniendo una potencia frigorífica total por unidad de:

$$Q_{TU} = Q_R M_{TG} = 38\ 990.65 \text{ Kcal/unidad periodo} \quad (5.5.4.4.)$$

En base a los resultados de la carga de enfriamiento son necesarias  
eliminar 14 827.86 Kcal/h. Teniendo en cuenta que el sistema de colec-  
ción cubre el techo, las ganancias térmicas por este efecto se eliminan,  
siendo necesario finalmente solamente eliminar: 13 450.53 Kcal/h. Ya que  
son 6 horas de utilización del sistema es necesaria la siguiente poten-  
cia de refrigeración:

$$Q_D = 80\ 703.18 \text{ Kcal/periodo}$$

Bajo estas condiciones, en esta primera aproximación, sólo es posi-

ble cubrir un 48.31 % de los requerimientos de enfriamiento.

Ya que no es posible cubrir la totalidad de la carga de enfriamiento requerida ( 4.9 Toneladas de refrigeración ) Bajo las condiciones limitantes de las características del sistema, tipo de funcionamiento y superficie de colección disponible. Los diseños se harán para la capacidad de refrigeración limitada por la superficie de colección disponible.

#### 5.5.5. CALCULO DEL ABSORBEDOR - GENERADOR

De acuerdo a los estudios de disipación térmica en un absorbedor sólido - gas {24} y resistencia térmica en absorción y desorción para el sistema  $\text{CaCl}_2 - \text{CH}_3\text{NH}_2$  llevados a cabo por Pilatowsky {38}, se proponen seis módulos de colección para cada unidad, formado cada uno de ellos -- por diez tubos de 2 1/2 plg ced. 40 ( cuyo espesor es suficiente para soportar la presión de trabajo máxima del sistema, así como el efecto por corrosión y temperatura ), con un distribuidor de acero inoxidable de -- 1/4 plg en el centro de cada tubo. Sobre los tubos se tienen aletas de cobre BWG 30. Cada módulo ocupa una superficie de  $5.89 \text{ m}^2$  (  $1.55 \text{ m} \times 3.80 \text{ m}$  ). En la figura 5.5.5.1. se muestra el arreglo de los módulos de absorción - generación en las dos unidades de colección, así como detalles de los tubos de los módulos.

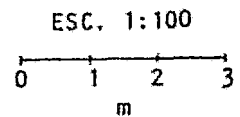
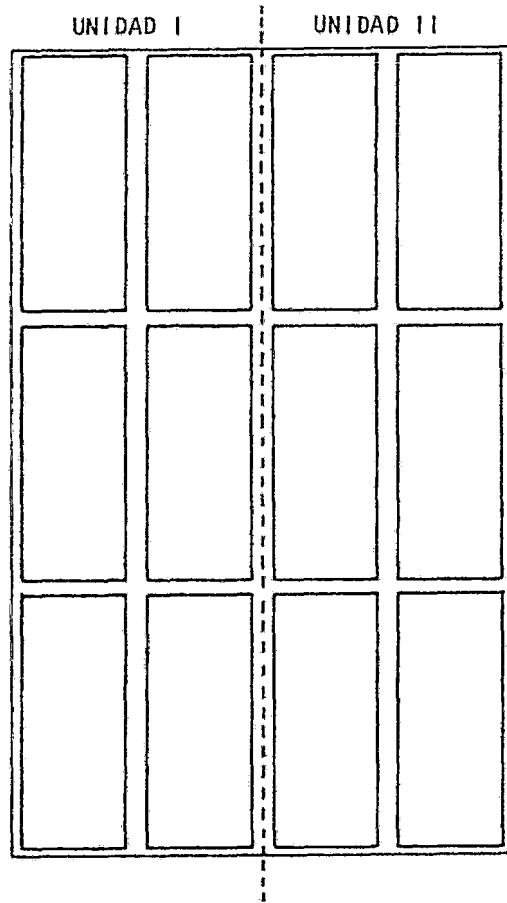
Por lo tanto se tiene una superficie por unidad de colección de:

$$\text{SUC} = 35.34 \text{ m}^2$$

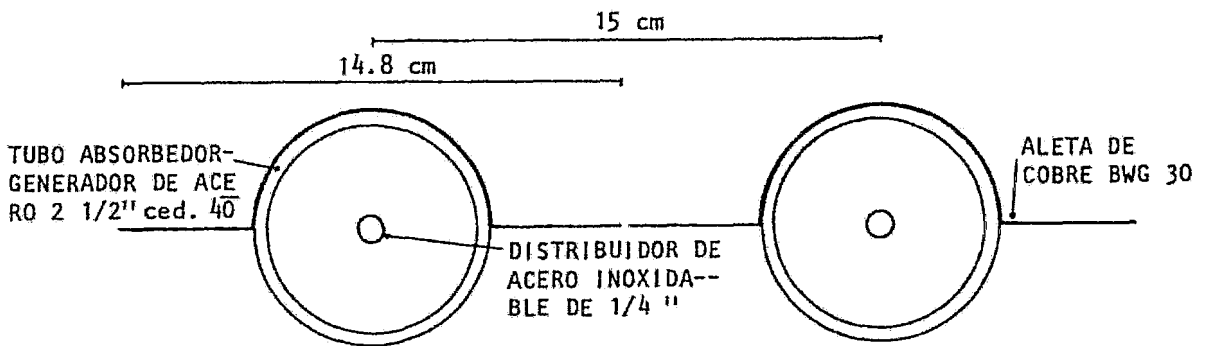
lo que representa una energía disponible de :

$$\text{EDUC} = 77\ 551.99 \text{ Kcal/unidad periodo}$$

Capacidad por módulo:



ARREGLO DE LOS MODULOS DE ABSORCIÓN - GENERACION



DETALLES DE LOS TUBOS ABSORBEDORES - GENERADORES

Fig. 5.5.5.1.

$$CM = 82.2 \text{ l/módulo}$$

Densidad del complejo " hexa " formado:

$$\rho_C = 0.83 \text{ Kg/l} \quad 48$$

Cantidad de complejo por módulo:

$$M_{CM} = \rho_C CM = 68.23 \text{ Kg complejo/módulo} \quad (5.5.5.1.)$$

y por unidad se tiene:

$$M_{CU} = M_{CM} N_M = 409.38 \text{ Kg complejo/unidad} \quad (5.5.5.2.)$$

Teniendo en cuenta que la masa de refrigerante desorbido a masa de complejo es:

$$M_{GC} = 0.4178 \text{ Kg } CH_3NH_2/\text{Kg complejo}$$

se tiene una cantidad total de gas desorbido por unidad de:

$$M_{TG} = M_{CU} M_{GC} = 171.04 \text{ Kg } CH_3NH_2/\text{unidad} \quad (5.5.5.3.)$$

Obteniendo una potencia frigorífica total disponible de:

$$Q_{TU} = M_{TG} Q_R = 28\,649.20 \text{ Kcal/unidad} \quad (5.5.5.4.)$$

Por lo tanto sólo se puede cubrir un 35.50 % de la carga de enfriamiento bajo estas condiciones.

Falta conocer si el calor disponible es suficiente para llevar a cabo la generación:

$$M_S = \frac{M_{TG}}{M_G} = 152.81 \text{ Kg } CaCl_2/\text{unidad} \quad (5.5.5.5.)$$

$$Q_{TG} = M_S q_{Tg} = 71\,593.01 \text{ Kcal/unidad} \quad (5.5.5.6.)$$

Comparando  $Q_{TG}$  y EDUC se tiene un excedente de calor disponible de 5 958.98 Kcal/unidad, que representa un 7.68 % del calor disponible. Este excedente tiene que ser suficiente para llevar a las unidades de absorción - generación de las condiciones de absorción a las de generación. El objetivo de la Sección siguiente es evaluar este requerimiento.

## 5.5.6. CARGA DE CALENTAMIENTO PARA CADA UNIDAD DE ABSORCIÓN - GENERACIÓN

La carga de calentamiento para cada unidad viene dada por:

$$Q_{CU} = Q_{CM} N_M \quad (5.5.6.1.)$$

donde:  $Q_{CM} = (MTAM C_{p_A} + MACM C_{p_C}) (t_g - t_a)$  (5.5.6.2.)

De acuerdo a las características de cada módulo de absorción - generación presentadas en la Sección 5.5.5. se tiene:

MTAM = 327.70 Kg acero/módulo; MACM = 13.878 Kg cobre/módulo;  $C_{p_A} = 0.1178 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$  28 ;  $C_{p_C} = 0.1712 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$  28 ;  $t_a = 34.0^\circ\text{C}$ ;  $t_g = 56.0^\circ\text{C}$ .

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones 5.5.6.1. y 5.5.6.2. se tiene:

$$Q_{CM} = 901.54 \text{ Kcal/módulo}$$

$$Q_{CU} = 5 409.24 \text{ Kcal/unidad}$$

Comparando el valor obtenido para  $Q_{CU}$  con el calor excedente disponible, este último es suficiente para llevar cada unidad de absorción - generación, de las condiciones de absorción a las de generación, quedando una diferencia de 549.74 Kcal/unidad, que pueden ser empleadas para un ligero sobrecalentamiento, ayudando al proceso de generación.

## 5.6 DISEÑO DEL DESOBRECALENTADOR - CONDENSADOR

### 5.6.1. NOMENCLATURA ( \* )

$A_a$  Ancho de aleta (pies)



$A_{Dt}$	Area descubierta de tubo por unidad de longitud ( $\text{pie}^2/\text{pie tubo}$ )
$A_i$	Area interna de transferencia de calor por unidad de longitud de tubo ( $\text{pie}^2/\text{pie tubo}$ )
$A_{inc}$	Area interna necesaria para condensación ( $\text{pie}^2$ )
$A_{ind}$	Area interna necesaria para desobrecalentamiento ( $\text{pie}^2$ )
$A_m$	Area media de transferencia de calor para tubo por unidad de longitud ( $\text{pie}^2/\text{pie tubo}$ )
$A_s$	Area de superficie extendida por unidad de longitud de tubo -- ( $\text{pie}^2/\text{pie tubo}$ )
$A_{sa}$	Area superficial por aleta ( $\text{pie}^2/\text{aleta}$ )
$A_t$	Area transversal de tubo ( $\text{pie}^2$ )
$A_{TE}$	Area total exterior por unidad de longitud de tubo ( $\text{pie}^2/\text{pie tubo}$ )
$C_{pM(v)}$	Calor específico monometilamina vapor ( $\text{Btu}/\text{lb}^\circ\text{F}$ )
$D_a$	Espaciamiento de aletas (pies)
$DE$	Diámetro externo del tubo (pies)
$DE_R$	Diámetro externo del recipiente de condensados (plg)
$d_e$	Diámetro exterior del tubo (plg)
$DI$	Diámetro interno del tubo (pies)
$DI_R$	Diámetro interno del recipiente de condensados (m)
$DI_{Rn}$	Diámetro interno del recipiente de condensados mínimo necesario (m)
$E$	Eficiencia de junta
$E_a$	Espesor de aleta (pies)
$E_p$	Espesor de pared de tubo (pies)
$G_{tc}$	Masa velocidad por tubo para condensación ( $\text{lb}/\text{h pie}$ )

$G_{td}$	Masa velocidad por tubo para sobrecalentamiento ( $lb/h \text{ pie}^2$ )
$g$	Aceleración de la gravedad ( $\text{pie}/h^2$ )
$h_{fc}$	Coefficiente de transferencia de calor por incrustación interna en condensación ( $\text{Btu}/h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ )
$h_{fd}$	Coefficiente de transferencia de calor por incrustación interna en sobrecalentamiento ( $\text{Btu}/h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ )
$h_{ic}$	Coefficiente de transferencia de calor para fluido interno en condensación ( $\text{Btu}/h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ )
$h_{id}$	Coefficiente de transferencia de calor para fluido interno en sobrecalentamiento ( $\text{Btu}/h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ )
$h_{oc}$	Coefficiente de transferencia de calor de fluido externo en condensación ( $\text{Btu}/h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ )
$h_{od}$	Coefficiente de transferencia de calor de fluido externo en sobrecalentamiento ( $\text{Btu}/h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ )
$h_R$	Altura de recipiente de condensados (m)
$h_{Rn}$	Altura de recipiente de condensados mínima necesaria (m)
$k_{M(l)}$	Conductividad térmica monometilamina líquida ( $\text{Btu}/h \text{ pie}^\circ\text{F}$ )
$k_{M(v)}$	Conductividad térmica monometilamina vapor ( $\text{Btu}/h \text{ pie}^\circ\text{F}$ )
$k_m$	Conductividad térmica del material de aletas ( $\text{Btu}/h \text{ pie}^\circ\text{F}$ )
$k_T$	Conductividad térmica del material del tubo ( $\text{Btu}/h \text{ pie}^\circ\text{F}$ )
$L$	Longitud del tubo (pies tubo)
$L_a$	Longitud de aleta (pies)
$L_c$	Longitud de tubo para condensación (pies tubo)
$L_{nc}$	Longitud de tubo necesaria para condensación (pies tubo)
$L_{nd}$	Longitud de tubo necesaria para sobrecalentamiento (pies tubo)
$L_T$	Longitud total de tubo (pies tubo)

$l_a$	Mitad de largo de la aleta (pies)
$M_{GU}$	Masa de monometilamina generada por unidad (Kg $CH_3NH_2$ /unidad - periodo)
$MLDT_c$	Media logarítmica de diferencias de temperatura para condensación ( $^{\circ}F$ )
$MLDT_d$	Media logarítmica de diferencias de temperatura para sobrecalentamiento ( $^{\circ}F$ )
$N_a$	Número de aletas por unidad de longitud de tubo (aletas/pie tubo)
$N_{tc}$	Número de tubos para condensación
$PD$	Presión de diseño ( $lb/plg^2$ )
$PO$	Presión de operación ( $lb/plg^2$ )
$q_c$	Flujo de calor en condensación (Btu/h)
$q_d$	Flujo de calor en sobrecalentamiento (Btu/h)
$R$	Radio interno de la coraza cilíndrica (plg)
$Re$	Número de Reynolds
$R_f$	Resistencia térmica de aleta, adimensional
$R_{fm}$	Resistencia térmica de aleta máxima, adimensional
$S$	Esfuerzo permisible ( $lb/plg^2$ )
$t_c$	Temperatura de condensación ( $^{\circ}F$ )
$t_g$	Temperatura de condensación ( $^{\circ}F$ )
$t_s$	Espesor mínimo de coraza cilíndrica (plg)
$t_t$	Espesor mínimo de tapas de recipiente de condensados (plg)
$t_x$	Espesor por corrosión (plg)
$U_{ic}$	Coefficiente total de transferencia de calor de diseño para condensación basado en superficie interna ( $Btu/h\ pie^2\ ^{\circ}F$ )

$U_{id}$	Coeficiente total de transferencia de calor de diseño para desobrecalentamiento basado en superficie interna (Btu/h pie <sup>2</sup> °F)
$V_{eM}$	Volumen específico monometilamina (m <sup>3</sup> /Kg)
$V_{nR}$	Volumen necesario para recipiente de condensados (m <sup>3</sup> )
$V_R$	Volumen de recipiente de condensados (m <sup>3</sup> )
$W_a$	Mitad del ancho de la aleta (pies)
$W_M$	Gasto másico de monometilamina por módulo (lb CH <sub>3</sub> NH <sub>2</sub> /h)
$\Delta H_M$	Calor latente de condensación de monometilamina (Btu/lb)
$\Delta t$	Diferencia de temperatura entre superficie caliente y fluido - frío (°F)
$\mu_{M(l)}$	Viscosidad monometilamina líquida (lb/h pie)
$\mu_{M(v)}$	Viscosidad monometilamina vapor (lb/h pie)
$\pi$	Constante pi
$\rho_{M(l)}$	Densidad monometilamina líquida (lb/pie <sup>3</sup> )
$\Phi$	Resistencia térmica para aletas, adimensional
$\Phi_m$	Resistencia térmica para aletas máxima, adimensional
$\phi$	Eficiencia de aleta
$\phi_s$	Eficiencia de superficie extendida
$\phi_{sc}$	Eficiencia de superficie extendida para condensación
$\phi_{sd}$	Eficiencia de superficie extendida para desobrecalentamiento

( \* ) En el diseño del desobrecalentador - condensador, así como en el del evaporador, se utilizan unidades en sistema inglés, ya que las ecuaciones y algunas relaciones gráficas empleadas en el cálculo son empíricas y se encuentran expresadas en estas unidades.

### 5.6.2. CONSIDERACIONES Y DATOS BASICOS

- . Se diseñó un desobrecalentador - condensador de superficie extendida enfriado por aire para cada módulo.
- . La monometilamina ( fluido caliente ) circula por el interior de los tubos y el aire ( fluido de enfriamiento ) por fuera de los tubos aletados en circulación natural.
- . Los desobrecalentadores-condensadores estarán localizados abajo de cada módulo de colección, con una ligera inclinación para que por gravedad se colecte el condensado.
- . Se calcula un recipiente de condensado para cada unidad.
- . Temperatura de vapor refrigerante a la entrada del desobrecalentador - condensador:  $56.0^{\circ}\text{C}$
- . Temperatura de condensación del vapor refrigerante:  $35.0^{\circ}\text{C}$
- . Temperatura de aire de enfriamiento:  $28.0^{\circ}\text{C}$
- . Presión de condensación:  $5.106 \text{ Kg/cm}^2$
- . Gasto másico de monometilamina:  $4.75 \text{ Kg CH}_3\text{NH}_2/\text{h módulo}$

### 5.6.3. CARACTERISTICAS DE LA SUPERFICIE EXTENDIDA

ASHRAE {2} recomienda para este tipo de aplicación el uso de tubos de 3/4 plg de diámetro con aletas transversales rectangulares, las cuales de acuerdo a Kern {28} deben ser de cobre BWG 30. Matheson {30} recomienda usar acero para equipo en contacto con monometilamina, por lo cual se usará para el diseño tubo de 3/4 plg de acero ced. 40 ( suficiente para soportar el efecto de presión y corrosión ). En la tabla 5.6.3.1.

se tienen las características del tubo elegido.

Tabla 5.6.3.1.

CARACTERISTICAS DE TUBO 3/4" ACERO CED. 40

DI	0.0687 pies
DE	0.0875 pies
E <sub>p</sub>	0.0094 pies
A <sub>t</sub>	0.0037 pies <sup>2</sup>

ASHRAE [3] recomienda las siguientes relaciones para aletas transversales:

$$\frac{W}{DE} = 3.0 \quad \text{y} \quad \frac{1}{W} = 2.0 \quad (5.6.3.1.)$$

De acuerdo a lo anterior se tienen las siguientes dimensiones de aletas:

- L<sub>a</sub> = 0.5249 pies
- A<sub>a</sub> = 0.2625 pies
- E<sub>a</sub> = 0.0023 pies
- N<sub>a</sub> = 48 aletas/pie tubo
- D<sub>a</sub> = 0.0208 pies

Considerando que los desobrecalentadores - condensadores se ubicarán bajo los módulos de colección, este espacio es el que se tiene como limitante para el dimensionamiento de estos.

#### 5.6.4. BALANCE DE CALOR

PARA MONOMETILAMINA:

- Desobrecalentamiento

$$q_d = W_M c_{pM(v)} (t_g - t_c) \quad (5.6.4.1.)$$

$W_M = 10.46 \text{ lb CH}_3\text{NH}_2/\text{h}$ ;  $c_{pM(v)} = 0.4343 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$  (de tabla 3.4.1.);  $t_g = 132.8^\circ\text{F}$ ;  $t_c = 95.0^\circ\text{F}$

$$q_d = 171.72 \text{ Btu/h}$$

- Condensación

$$q_c = W_M \Delta H_M \quad (5.6.4.2.)$$

$\Delta H_M = 325.3 \text{ Btu/lb}$  (de tabla 3.4.2.)

$$q_c = 3402.64 \text{ Btu/h}$$

#### 5.6.5. CALCULO DE MEDIA LOGARITMICA DE DIFERENCIAS DE TEMPERATURA

- Desobrecalentamiento

Fluido caliente		Fluido frío	Diferencia
132.8°F	Alta temperatura	82.4°F	50.4°F
95.0°F	Baja temperatura	82.4°F	12.6°F

$$MLDT_d = 27.27^\circ\text{F}$$

- Condensación

Fluido caliente		Fluido frío	Diferencia
95.0°F	Alta temperatura	82.4°F	12.6°F
95.0°F	Baja temperatura	82.4°F	12.6°F

$$MLDT_c = 12.6^\circ\text{F}$$

### 5.6.6. CALCULO DE LA SECCION DE DESOBRECALENTAMIENTO

#### . COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA MONOMETILAMINA

$$G_{td} = \frac{W_M}{A_t} = 2\,819.41 \text{ lb/h pie}^2 \quad (5.6.6.1.)$$

$$Re = \frac{DI G_{td}}{\mu_{M(v)}} \quad (5.6.6.2.)$$

$\mu_{M(v)} = 0.0210 \text{ lb/h ft}$  (evaluada por el método de estimación propuesto - por Perry, 3a. Sección {36} a una temperatura promedio de  $113.9^\circ\text{F}$ )

$$Re = 9\,223.50$$

De la figura 24 presentada por Kern {28} se tiene:

$$J_H = 38$$

$$J_H = \frac{h_{id} DI}{k_{M(v)}} \left[ \frac{Cp_{M(v)} \mu_{M(v)}}{k_{M(v)}} \right]^{-1/3} \quad (5.6.6.3.)$$

de donde:

$$h_{id} = 4.8998 \text{ Btu/h pie}^2\text{F}$$

#### . COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA EL AIRE

Kern {28} propone la siguiente relación para aire a convección natural por fuera de los tubos:

$$h_{od} = 0.50 \left[ \frac{\Delta t}{d_e} \right]^{0.25} \quad (5.6.6.4.)$$

$$\Delta t = 132.8^\circ\text{F} - 82.4^\circ\text{F} = 50.4^\circ\text{F}; d_e = 1.050 \text{ pig}$$

$$h_{od} = 1.3161 \text{ Btu/h pie}^2\text{F}$$



. ESTIMACION DE LA EFICIENCIA DE LA SUPERFICIE EXTENDIDA

ASHRAE {3} presenta las siguientes relaciones:

$$\phi_s = 1 - (A_s/A_{TE}) (1 - \phi) \quad (5.6.6.5.)$$

$$\bar{\phi} = (R_f E_a k_m/W^2) \quad (5.6.6.6.)$$

$$R_f = (1/h_o) (1/\phi - 1) \quad (5.6.6.7.)$$

Con los parámetros establecidos en la Sección 5.6.3.:

$$\frac{W}{d_e} = 3.0 \quad \text{y} \quad \frac{1}{W} = 2.0$$

de la figura A.3.1. como primera aproximación se tiene:

$$\bar{\phi}_m = 3.7$$

y

$$R_{fm} = \frac{\bar{\phi}_m}{E_a k_m} \quad (5.6.6.8.)$$

$k_m = 220 \text{ Btu/h pie } ^\circ\text{F}$  (para cobre {28} )

$$R_{fm} = 0.1244 \text{ h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/Btu}$$

de la ecuación 5.6.6.6.:

$$\phi_m = 0.8593$$

de la figura A.3.2.  $\bar{\phi}/\bar{\phi}_m = 0.95$

por lo que ahora:  $\bar{\phi} = 3.515$

utilizando este valor en una segunda aproximación se tiene:

$$R_f = 0.1182 \text{ h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/Btu}$$

$$\phi = 0.8654$$

$$\bar{\phi}/\bar{\phi}_m = 0.95$$

Obteniendo  $\bar{\phi} = 3.515$  que es el valor encontrado en la aproximación anterior, por lo que los valores que se usarán en el cálculo son:

$$R_f = 0.1182 \text{ h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/Btu} \quad \text{y} \quad \phi = 0.8654$$

$$A_s = A_{sa} N_a \quad (5.6.6.9.)$$

$$A_{sa} = 0.2637 \text{ pie}^2/\text{aleta}; N_a = 48 \text{ aletas/pie tubo}$$

$$A_s = 12.6576 \text{ pie}^2/\text{pie tubo}$$

$$A_{TE} = A_s + A_{Dt} \quad (5.6.6.10.)$$

$$A_{Dt} = 0.2443 \text{ pie}^2/\text{pie tubo}$$

$$A_{TE} = 12.9019 \text{ pie}^2/\text{pie tubo}$$

De acuerdo a los resultados anteriores:

$$\phi_{sd} = 0.8679$$

. FACTOR DE INCRUSTACIONES POR EL INTERIOR DEL TUBO

De Kern {28}:

$$\frac{1}{h_{fd}} = 0.0005 \text{ pie}^2 \text{ h } ^\circ\text{F}/\text{Btu}$$

. RESISTENCIA TERMICA DEBIDA AL TUBO

De Kern para el tubo de acero empleado:

$$k_T = 26 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$A_m = \frac{\pi L (DE + DI)}{2} \quad (5.6.6.11.)$$

Considerando:  $L = 1$  pie de tubo

$$A_m = 0.2454 \text{ pie}^2/\text{pie tubo}$$

. CALCULO DEL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA  $D_i$

SEÑO BASADO EN LA SUPERFICIE INTERNA DEL TUBO

$$U_{id} = \frac{1}{\frac{1}{h_{id}} + \frac{1}{h_{fd}} + \frac{1}{\frac{k_T A_m}{E_p A_i}} + \frac{1}{h_{od} \phi_{sd} \frac{A_{TE}}{A_i}}} \quad (5.6.6.12.)$$

$$A_i = \pi D I L \quad (5.6.6.13.)$$

Considerando:  $L = 1$  pie de tubo

$$A_i = 0.2158 \text{ pie}^2/\text{pie tubo}$$

Sustituyendo los valores antes calculados en la ecuación 5.6.6.12.

$$U_{id} = 4.5554 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

. CALCULO DEL AREA INTERNA NECESARIA

$$A_{ind} = \frac{q_d}{U_{id} \text{MLDT}_d} = 1.38 \text{ pie}^2 \quad (5.6.6.14.)$$

. LONGITUD NECESARIA DE TUBO

$$L_{nd} = \frac{A_{ind}}{A_i} = 6.39 \text{ pie tubo} \quad (5.6.6.15.)$$

### 5.6.7. CALCULO DE LA SECCION DE CONDENSACION

. COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA MONOMETILAMINA

Kern propone la siguiente relación:

$$G_{tc} = \frac{W_M}{0.5 L_c N_{tc}} \quad (5.6.7.1.)$$

Suponiendo una longitud de 30 pies para condensación:

$$G_{tc} = 0.6973 \text{ lb/h pie}$$

Para condensación se tiene:

$$h_{ic} \left[ \frac{\mu_{M(1)}}{k_{M(1)}^3 \rho_{M(1)}^2 g} \right]^{1/3} = 1.51 \left[ \frac{4 G_{tc}}{\mu_{M(1)}} \right]^{-1/3} \quad (5.6.7.2.)$$

$\mu_{M(1)} = 0.5721 \text{ lb/h pie}$  (evaluada por el método propuesto por Reid y Sherwood {42});  $k_m = 0.09143 \text{ Btu/h pie}^\circ\text{F}$  (evaluada por el método propuesto por Perry, 3a. Sección {36});  $\rho_{M(1)} = 39.94 \text{ lb/pie}^3$  (de Tabla 3.4.2.);  $g = 4.18 \times 10^8 \text{ pie/h}^2$

$$h_{ic} = 1\,032.08 \text{ Btu/h pie}^2\text{°F}$$

. COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA AIRE

Se evalúa con la ecuación 5.6.6.4., sólo que en este caso:

$$\Delta t = 12.6 \text{ °F}$$

$$h_{oc} = 0.9306 \text{ Btu/h pie}^2\text{°F}$$

. EFICIENCIA DE SUPERFICIE EXTENDIDA

Siguiendo el mismo procedimiento que en la sección de sobrecalentamiento, se tiene la siguiente eficiencia para la superficie extendida:

$$\phi_{sc} = 0.9009$$

. FACTOR DE INCRUSTACIONES PARA EL INTERIOR DEL TUBO

De Kern:

$$\frac{1}{h_{fd}} = 0.002 \text{ h pie}^2\text{°F/Btu}$$

. RESISTENCIA TERMICA DEBIDA AL TUBO

Es la misma que la evaluada en la sección de sobrecalentamiento.

$$k_T = 26 \text{ Btu/h pie}^2\text{°F}$$

$$A_m = 0.2454 \text{ pie}^2/\text{pie tubo}$$

- . CALCULO DEL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA DI  
DISEÑO BASADO EN LA SUPERFICIE INTERNA DEL TUBO

$$U_{ic} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ic}} + \frac{1}{h_{fc}} + \frac{1}{\frac{k_T A_m}{E_p A_i}} + \frac{1}{h_{oc} \phi_{sc} \frac{A_{TE}}{A_i}}} \quad (5.6.7.3.)$$

$$U_{ic} = 43.3088 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- . CALCULO DEL AREA INTERNA NECESARIA

$$A_{inc} = \frac{q_c}{U_{ic} \text{MLDT}_c} = 6.24 \text{ pies}^2 \quad (5.6.7.4.)$$

- . LONGITUD NECESARIA DE TUBO

$$L_{nc} = \frac{A_{inc}}{A_i} = 28.92 \text{ pies de tubo} \quad (5.6.7.5.)$$

que concuerda con la supuesta originalmente.

- . CAIDA DE PRESION

Por lo que respecta a la caída de presión esta se evaluó con las ecuaciones propuestas por Kern para este tipo de equipo obteniendo valores despreciables del orden de  $10^{-2} \text{ lb/plg}^2$

#### 5.6.8. DIMENSIONES DE LOS DESOBRECALENTADORES - CONDENSADORES

En base a los cálculos anteriores se necesita una longitud total de tubo de:

$$L_T = L_{nd} = L_{nc} = 37.73 \text{ pies tubo} = 10.89 \text{ m tubo} \quad (5.6.8.1.)$$

Ya que la dimensión de estos equipos esta limitada al área bajo ca-

da módulo de colección, se propone que cada desobrecalentador - condensador este formado por nueve tubos en U con una longitud de tubo recto de 1.30 m cada uno, con los cuales se cubre el área necesaria para la transferencia de calor más un 7 % de área excedente. En la figura 5.6.8.1. se presentan las dimensiones básicas de cada una de estas unidades de desobrecalentamiento - condensación.

### 5.6.9. CALCULO DE LOS RECIPIENTES DE CONDENSADOS

Volumen necesario para cada recipiente de condensados:

$$V_{nR} = M_{GU} V_{eM} \quad (5.6.9.1.)$$

$M_{GU} = 171.04 \text{ Kg } \text{CH}_3\text{NH}_2/\text{unidad periodo}$ ;  $V_{eM} = 0.00156 \text{ m}^3/\text{Kg}$  (de Tabla 3.- 4.2. a  $t_c$ )

$$V_{nR} = 0.2668 \text{ m}^3$$

Considerando forma cilíndrica para cada recipiente Rase y Barrow --

{41} recomiendan la siguiente relación entre altura y diámetro:

$$h_R = 3 \text{ DI}_R \quad (5.6.9.2.)$$

sustituyendo en la ecuación del volumen de un cilindro:

$$\text{DI}_R = \left[ \frac{4 V_{nR}}{3} \right]^{1/3} \quad (5.6.9.3.)$$

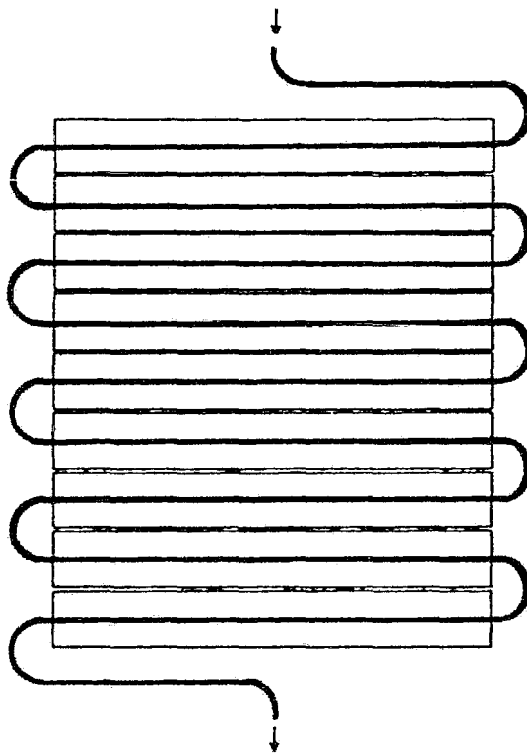
$$\text{DI}_{Rn} = 0.4838 \text{ m}$$

$$h_{Rn} = 1.4514 \text{ m}$$

Por lo tanto las dimensiones internas de cada recipiente de condensados son:

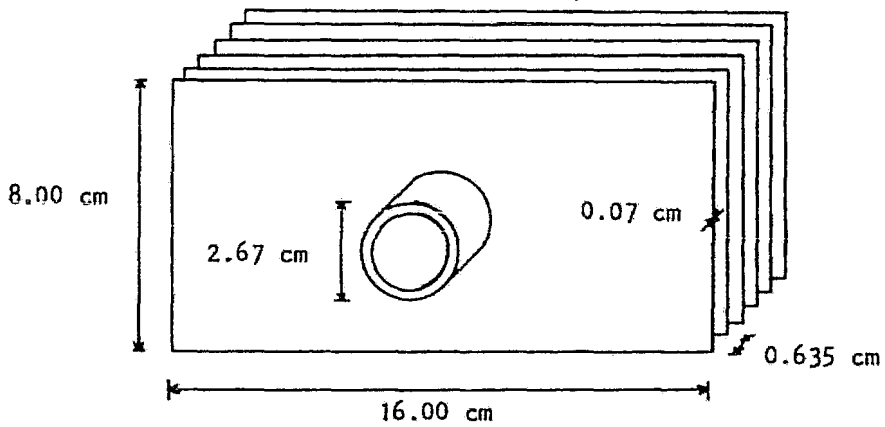
$$\text{DI}_R = 0.50 \text{ m} \quad \text{y} \quad h_R = 1.50 \text{ m}$$

En base a lo anterior y a las condiciones de operación se presenta una estimación de los espesores mínimos necesarios para los recipientes:



ESC. 1:20  
 0 0.2 0.4  
 m

DIMENSIONES BASICAS DE UN DESOBRECALENTADOR - CONDENSADOR



DETALLES DE LA SUPERFICIE EXTENDIDA

Fig. 5.6.8.1.

Para coraza cilíndrica

$$t_s = \frac{PD R}{S E - 0.6 PD} + t_x \quad \{9\} \quad (5.6.9.4.)$$

PD = 1.5 PO = 108.9 lb/plg<sup>2</sup>; R = 9.795 plg; S = 15 400 lb/plg<sup>2</sup> (para acero al carbón SA - 30 con radiografiado); E = 0.70; t<sub>x</sub> = 0.02 plg (considerando una vida de 20 años)

$$t_s = 0.1196 \text{ plg}$$

Por lo cual se sugiere usar placa de 1/8 plg

Rase {41} recomienda usar tapas planas para este diámetro

$$t_t = DE_R \sqrt{0.162 PD/S} + t_x \quad \{9\} \quad (5.6.9.5.)$$

utilizando el mismo acero que para la coraza:

$$t_t = 0.6915 \text{ plg}$$

Por lo cual se sugiere usar placa de 3/4 plg para las tapas

## 5.7. DISEÑO DEL EVAPORADOR

### 5.7.1. NOMENCLATURA

A	Area de transferencia de calor (pie <sup>2</sup> )
A <sub>i</sub>	Area interna de transferencia de calor por unidad de longitud de tubo (pie <sup>2</sup> /pie tubo)
A <sub>m</sub>	Area media de transferencia de calor para tubo por unidad de longitud (pie <sup>2</sup> /pie tubo)
A <sub>o</sub>	Area externa de transferencia de calor por unidad de longitud de tubo (pie <sup>2</sup> /pie tubo)
A <sub>on</sub>	Area externa de transferencia necesaria (pie <sup>2</sup> )
A <sub>§</sub>	Area transversal de flujo de coraza (pie <sup>2</sup> )



$A_{TO}$	Area total externa de transferencia ( $\text{pie}^2$ )
B	Espaciado de deflectores (plg)
C	Sección libre entre tubos (plg)
$C_{p_s}$	Calor específico de salmuera ( $\text{Btu/lb}^\circ\text{F}$ )
DE	Diámetro externo de tubo (pie)
De	Diámetro equivalente de coraza (pie)
DI	Diámetro interno de tubo (pies)
$DI_s$	Diámetro interno de coraza (plg)
$d_o$	Diámetro externo de tubo (plg)
EP	Espesor de tubo (pies)
$G_s$	Masa velocidad del fluido externo ( $\text{lb/h pie}^2$ )
g	Aceleración de la gravedad ( $\text{pie/h}^2$ )
$h_{fi}$	Coefficiente de transferencia de calor por incrustaciones del fluido interno ( $\text{Btu/h pie}^2\text{ }^\circ\text{F}$ )
$h_{fo}$	Coefficiente de transferencia de calor por incrustaciones del fluido externo ( $\text{Btu/h pie}^2\text{ }^\circ\text{F}$ )
$h_i$	Coefficiente de transferencia de calor por ebullición para fluido interno ( $\text{Btu/h pie}^2\text{ }^\circ\text{F}$ )
$h_{io}$	Coefficiente de transferencia de calor por ebullición para fluido interno basado en la superficie externa del tubo ( $\text{Btu/h pie}^2\text{ }^\circ\text{F}$ )
$h_o$	Coefficiente de transferencia de calor para fluido externo ( $\text{Btu/h pie}^2\text{ }^\circ\text{F}$ )
$k_m$	Conductividad térmica del tubo ( $\text{Btu/h pie}^\circ\text{F}$ )
$L_T$	Longitud de tubo (pies tubo)
MLDT	Media logarítmica de diferencias de temperatura ( $^\circ\text{F}$ )

$N_t$	Número de tubos
$P$	Presión de vaporización (lb/plg <sup>2</sup> )
$P_c$	Presión crítica de monometilamina (lb/plg <sup>2</sup> )
$P_T$	Pitch (pies); $P_t$ (plg)
$q$	Flujo de calor (Btu/h)
$(q/A)_m$	Flux de calor máximo en vaporización (Btu/h pie <sup>2</sup> )
$Re_s$	Número de Reynolds flujo de coraza
$T_c$	Temperatura calórica fluido externo (°F)
$T_w$	Temperatura de pared (°F)
$t_c$	Temperatura calórica del fluido interno (°F)
$T_1$	Temperatura de entrada de salmuera (°F)
$T_2$	Temperatura de salida de salmuera (°F)
$U_o$	Coefficiente de transferencia de calor para diseño basado en la superficie externa (Btu/h pie <sup>2</sup> °F)
$W$	Gasto másico de salmuera (lb/h)
$w$	Gasto másico de monometilamina (lb/h)
$\lambda_v$	Calor latente de vaporización monometilamina (Btu/lb)
$\mu_s$	Viscosidad salmuera (lb/h pie)
$\mu_{sw}$	Viscosidad de salmuera en la pared del tubo (lb/h pie)
$\pi$	Constante pi
$\rho_l$	Densidad monometilamina líquida (lb/pie <sup>3</sup> )
$\rho_v$	Densidad monometilamina vapor (lb/pie <sup>3</sup> )
$\sigma$	Tensión superficial monometilamina (lb/pie)
$\phi$	Relación de viscosidad fluido interno
$\phi_s$	Relación de viscosidad fluido externo

### 5.7.2. CONSIDERACIONES Y DATOS BASICOS

- . Se diseñó un evaporador tubular horizontal de un solo paso con disposición de flujo a contracorriente.
- . La monometilamina vaporiza en el interior de los tubos y en la coraza circular la salmuera.
- . De acuerdo a las recomendaciones de ASHRAE {3}, la salmuera es de cloruro de sodio al 13 % en masa, con un punto de congelación de  $-9^{\circ}\text{C}$ .
- . En base a lo propuesto por Kern {28} se usa tubo de acero de  $3/4$  " en arreglo cuadrangular con un pitch de 1.25 plg (en la Figura A.3.3. se presenta el número de tubos en diferentes corazas de acero -- IPS).
- . Temperatura de refrigerante líquido a la entrada del evaporador:  $0^{\circ}\text{C}$
- . Temperatura de refrigerante vapor a la salida del evaporador:  $0^{\circ}\text{C}$
- . Temperatura de salmuera a la entrada del evaporador:  $15^{\circ}\text{C}$
- . Temperatura de salmuera a la salida del evaporador:  $5^{\circ}\text{C}$
- . Presión de vaporización:  $1.395 \text{ Kg/cm}^2$
- . Gasto másico de monometilamina:  $28.50 \text{ CH}_3\text{NH}_2/\text{h}$

### 5.7.3. BALANCE DE CALOR

#### . PARA MONOMETILAMINA

$$q = w \lambda_v \quad (5.7.3.1.)$$

$$w = 62.80 \text{ lb/h}; \lambda_v = 354.9 \text{ Btu/lb (de tabla 3.4.2.)}$$

$$q = 22\,287.72 \text{ Btu/h}$$

• PARA SALMUERA

$$q = W \overline{Cp}_s (T_1 - T_2) \quad (5.7.3.2.)$$

$$\overline{Cp}_s = \frac{Cp_s(T_1) + Cp_s(T_2)}{2} \quad (5.7.3.3.)$$

$T_1 = 59^\circ\text{F}$ ;  $T_2 = 41^\circ\text{F}$ ;  $Cp_s(T_1) = 0.858 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$  y  $Cp_s(T_2) = 0.863 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$  (de Figura A.3.4.)

$$\overline{Cp}_s = 0.860 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$$

Con el valor del calor obtenido en la vaporización de la monometilamina y sustituyendo los valores obtenidos anteriormente en la ec. 5.7.3.2. el flujo de salmuera necesario es:

$$W = 1\,439.78 \text{ lb/h}$$

#### 5.7.4. CALCULO DE MEDIA LOGARITMICA DE DIFERENCIAS DE TEMPERATURA

Fluido caliente		Fluido frío	Diferencia
59 °F	Alta temperatura	32 °F	29 °F
41 °F	Baja temperatura	32 °F	9 °F

$$MLDT = 16.38 \text{ °F}$$

#### 5.7.5. CALCULO DEL EVAPORADOR

Para el diseño térmico del evaporador se sigue un procedimiento iterativo, en el cual se propone una superficie de transferencia, se llevan a cabo las estimaciones de los coeficientes de transferencia y se calcula una superficie de transferencia necesaria, la cual se compara con la

originalmente propuesta, desarrollando nuevamente los cálculos hasta que ambas coincidan.

A continuación se presenta el último cálculo iterativo efectuado para el diseño del evaporador.

. COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA MONOMETILAMINA

El coeficiente de transferencia de calor por ebullición se evaluó por la ecuación de Mostinski recomendada por Perry [36].

$$h_i = 0.00658 p_c^{0.69} \left[ \frac{q}{A} \right]^{0.7} \left[ 1.8 \left[ \frac{p}{p_c} \right]^{0.7} + 4 \left[ \frac{p}{p_c} \right]^{1.2} + 10 \left[ \frac{p}{p_c} \right]^{10} \right] \quad (5.7.5.1.)$$

Así mismo Perry recomienda para la evaluación del flux máximo de calor en ebullición para un banco de tubos la siguiente relación:

$$\left[ \frac{q}{A} \right]_m = 61.6 \frac{P_T}{DE \sqrt{N_t}} \rho_v \lambda_v \left[ \frac{g \sigma (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{1/4} \quad (5.7.5.2.)$$

= Área de transferencia propuesta:

Para una coraza de 8 plg se tienen 24 tubos de 3/4 de plg con una longitud de 8 pies ( de figura A.3.3. ), los cuales presentan una área de transferencia de:

$$A_{To} = A_o N_t L_T \quad (3.7.5.3.)$$

$$A_o = 0.275 \text{ pies}^2 / \text{pie tubo}; N_t = 24; L_T = 8 \text{ pies tubo}$$

$$A_{To} = 52.80 \text{ pies}^2$$

Obteniendo:

$$\frac{q}{A} = 422.12 \text{ Btu/h pie}^2$$

que no debe ser superior al  $(q/A)_m$ , teniendo:  $P_T = 0.1042$  pies;  $DE = 0.0875$  pies;  $\rho_v = 0.1212 \text{ lb/pie}^3$  y  $\rho_l = 42.88 \text{ lb/pie}^3$  (de Tabla 3.4.2.);  $\sigma = 0.001315 \text{ lb/pie}$  (de Tabla 3.4.1.), sustituyendo estos valores en la ecuación 5.7.5.2.

$$(q/A)_m = 128\,817 \text{ Btu/h pie}^2$$

Teniendo:  $P = 19.83 \text{ lb/plg}^2$ ;  $P_c = 1\,081.6 \text{ lb/plg}^2$  y sustituyendo los demás valores calculados en la ecuación 5.7.5.1.

$$h_i = 53.06 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

#### . COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA SALMUERA

Area transversal de flujo por la coraza:

$$A_s = \frac{DI_s C B}{144 P_t} \quad [28] \quad (5.7.5.4.)$$

$DI_s = 7.981 \text{ plg}$ ;  $C = 0.2 \text{ plg}$ ;  $B = 8 \text{ plg}$ ;  $P_t = 1.25 \text{ plg}$

$$A_s = 0.0709 \text{ pies}^2$$

Masa velocidad por la coraza:

$$G_s = \frac{W}{A_s} = 20\,307.19 \text{ lb/h pie}^2 \quad (5.7.5.5.)$$

Número de Reynolds de coraza:

$$Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu_s} \quad (5.7.5.6.)$$

donde:

$$De = \frac{4(P_t - d_o/4)}{12 d_o} = 0.0704 \text{ pies} \quad [28] \quad (5.7.5.7.)$$

$$\mu_s = 4.114 \text{ lb/h pie (evaluada a una temperatura promedio de } 50^\circ\text{F)}$$

$$Re_s = 347.5$$

De la Figura 28 presentada por Kern:

$$J_H = 9.8$$

$$h_o = \frac{J_H k_s}{De} \left[ \frac{Cp_s \mu_s}{k_s} \right]^{1/3} \phi_s \quad \{28\} \quad (5.7.5.8.)$$

donde:

$$\phi_s = (\mu_s/\mu_{sw})^{0.14} \quad (5.7.5.9.)$$

Evaluando las propiedades de la salmuera a una temperatura media de  $50^\circ\text{F}$ :

$k_s = 0.29 \text{ Btu/h pie}^\circ\text{F}$  (de Figura A.3.6.);  $Cp_s = 0.861 \text{ Btu/lb }^\circ\text{F}$  (de Figu

ra A.3.4.), sustituyendo estos valores en la ecuación 5.7.5.8.:

$$\frac{h_o}{\phi_s} = 92.97 \text{ Btu/h pie}^2\text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_w = t_c + \frac{h_o/\phi_s}{h_{io}/\phi + h_o/\phi_s} (T_c - t_c) \quad (5.7.5.10.)$$

donde:  $h_{io} = h_i A_i/A_o$  (5.7.5.11.)

teniendo:  $A_i = 0.216 \text{ pie}^2/\text{pie tubo}$ ;  $t_c = 32^\circ\text{F}$ ;  $T_c = 50^\circ\text{F}$ ;  $\phi = 1.0$

$$h_{io} = 41.68 \text{ Btu/h pie}^2\text{ }^\circ\text{F}$$

y

$$T_w = 44.4 \text{ }^\circ\text{F}$$

por lo tanto:

$$\mu_{sw} = 4.598 \text{ lb/h pie}$$

de la ecuación 5.7.5.9.

$$\phi_s = 0.9845$$

obteniendo:

$$h_o = 91.53 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

- FACTOR DE INCRUSTACION POR FLUIDO INTERIOR

$$1/h_{fi} = 0.002 \text{ h pie}^2\text{°F/Btu (de Tabla 12 de Kern)}$$

- FACTOR DE INCRUSTACION POR FLUIDO EXTERNO

$$1/h_{fo} = 0.005 \text{ h pie}^2\text{°F/Btu (de Tabla 12 de Kern)}$$

- RESISTENCIA TERMICA DEBIDA AL TUBO

De Kern para acero:  $k_m = 26 \text{ Btu/h pie}^2\text{°F}$

$$EP = 0.00942 \text{ pies}$$

$$A_m = \frac{\pi L (DE + DI)}{2} \quad (5.7.5.12.)$$

con  $L = 1$  pie de tubo:

$$A_m = 0.2454 \text{ pie}^2/\text{pie tubo}$$

- CALCULO DEL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA DI SEÑO BASADO EN LA SUPERFICIE EXTERNA DEL TUBO

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{fo}} + \frac{1}{\frac{k_m A_m}{EP A_i}} + \frac{1}{h_{fi} \frac{A_i}{A_o}} + \frac{1}{h_i \frac{A_i}{A_o}}} \quad (5.7.5.13.)$$

Sustituyendo los valores ya calculados:

$$U_o = 27.33 \text{ Btu/h pie}^2\text{°F}$$



. CALCULO DE AREA DE TRANSFERENCIA NECESARIA

$$A_{on} = \frac{q}{U_o \text{ LMDT}} = 49.79 \text{ pies}^2 \quad (5.7.5.14.)$$

Con base a esto, la superficie de transferencia originalmente propuesta sí cumple con los requerimientos.

. CARACTERISTICAS BASICAS DEL EVAPORADOR

De acuerdo a los cálculos para el diseño térmico, las características básicas del evaporador son las siguientes:

- Coraza de 8 plg de diámetro Ced. 40 IPS.
- 24 tubos de 3/4 plg Ced. 40 IPS con una longitud de 8 pies, en arreglo cuadrangular, Pitch de 1.25 plg, de un solo paso con cabezal fi  
jo.
- Deflectores con 25 % de corte con una separación entre ellos de 8 -  
plg.

## VI

### CONCLUSIONES

En base al análisis termodinámico, se demuestra la factibilidad del sistema  $\text{CaCl}_2 - \text{CH}_3\text{NH}_2$  para su integración en ciclos de refrigeración. Su bajo nivel de temperaturas de operación lo hacen compatible con la utilización de colectores solares planos, presentando un buen rendimiento térmico en su aplicación para el acondicionamiento de aire, bajo las condiciones de funcionamiento y climatológicas propuestas. Sin embargo en la actualidad no se cuenta con una caracterización completa del sistema, por lo tanto propongo para un estudio experimental posterior, la determinación completa de las propiedades térmicas, cinéticas y físicas del sistema.

En lo que respecta a la aplicación del sistema de refrigeración, en base a los resultados de la carga de enfriamiento, el sistema no es capaz de cubrir la totalidad de los requerimientos de enfriamiento a causa del funcionamiento intermitente. Esto es debido principalmente a la elevada carga de enfriamiento a causa de los materiales de construcción empleados y a la orientación del local. A tal efecto sugiero llevar a cabo una evaluación de las características térmicas de los materiales de construcción más adecuados, susceptibles de ser empleados, así como considerar también el efecto térmico de la orientación para futuras construcciones en este tipo de escuelas, con lo cual sería posible disminuir las ganancias térmicas del local.

Por otra parte este sistema de refrigeración con el área de colección disponible y funcionamiento intermitente puede proporcionar 1.74 TR, capacidad que puede ser utilizada para operar un refrigerador de medicinas o de conservación de alimentos, contribuyendo de esta forma a la solución de otros problemas en las zonas marginadas de nuestro país.

No se presenta una evaluación económica, ya que el objetivo del trabajo es diseñar el sistema de refrigeración desde el punto de vista termodinámico y dimensionamiento básico del equipo necesario desde el punto de vista térmico, como un estudio preliminar para el diseño y construcción de un posterior prototipo. Sin embargo el sistema presenta grandes atractivos, por lo que respecta al sistema de colección, éste representa más del 50 % del costo del sistema, pero se puede preveer un bajo costo, ya que se emplean colectores solares planos que no necesitan doble vidrio, ni superficie selectiva, ni grandes espesores de aislamiento y ya que se trabaja a temperaturas inferiores de los 80 °C se tienen buenos rendimientos. Considerando al sistema en conjunto, ya que no son necesarios materiales de construcción especiales, ni una tecnología especializada para su construcción, no se preveé un costo elevado. Además si los requerimientos térmicos necesarios son proporcionados por la energía solar, no se tiene costo por consumo de energía.

Una de las características importantes del sistema diseñado es que no solamente pueden ser cubiertos los requerimientos térmicos para su funcionamiento con energía solar, ya que es posible, modificando el sistema de absorción - generación, operar el sistema con cualquier tipo de energía convencional. Siendo esta posibilidad atractiva, debido a los bajos requerimientos térmicos, así como por sus buenos rendimientos y sus

bajos niveles de temperatura y presión necesarios para su operación.

## A N E X O S

ANEXO 1. LISTADO DE PROGRAMA USADO EN EL ANALISIS TERMODINAMICO

ANEXO 2. INFORMACION USADA PARA LA EVALUACION DE LA CARGA DE EN--  
FRIAMIENTO

ANEXO 3. INFORMACION USADA PARA EL DISEÑO TERMICO DEL EQUIPO

ANEXO 1



```

5500 "RI FRIGEPANTE KCAL/KG. **",5(//>>))
4000 FCI I:=1 STEP 1 UNTIL 21 DC
4100 BEGIN
4200 WRITE(SALIDA,<X40,"TEMPERATURA DE CONDENSACION "
4300 F4.1,3(//>>,"TC(1))");
4400 WRITE(SALIDA, "//,OC(1,*))");
4500 WRITE(SALIDA,SPACE(5));
4600 ENI;
4700 WRITE(SALIDA,"SKIP 1");
4800 WRITE(SALIDA,<X34,"** POTENCIA FRIGERIFICA ESPECIFICA "
4900 "KCAL/KG SCLIND (IA. ETAPA) **",5(//>>))
5000 FCI I:=1 STEP 1 UNTIL 21 DC
5100 BEGIN
5200 WRITE(SALIDA,<X48,"TEMPERATURA DE CONDENSACION "
5300 F4.1,3(//>>,"TC(1))");
5400 WRITE(SALIDA, "//,OC(1,*))");
5500 WRITE(SALIDA,SPACE(5));
5600 ENI;
5700 WRITE(SALIDA,"SKIP 1");
5800 WRITE(SALIDA,<X35,"** POTENCIA FRIGERIFICA DISPONIBLE "
5900 "KCAL/REPICDC (IA. ETAPA) **",5(//>>))
6000 FCI I:=1 STEP 1 UNTIL 21 DC
6100 BEGIN
6200 WRITE(SALIDA,<X48,"TEMPERATURA DE CONDENSACION "
6300 F4.1,3(//>>,"TC(1))");
6400 WRITE(SALIDA, "//,OC(1,*))");
6500 WRITE(SALIDA,SPACE(5));
6600 ENI;
6700 ZI ALANCE TERMICO Y PENDINGENTE
6800 FCI I:=1 STEP 1 UNTIL 21 DC
6900 BEGIN
7000 FOR J:=1 STEP 1 UNTIL 34 DC
7100 Q1(I+J)=H1(I+J)+G1(I+J)+T1(I+J)-T1(J));
7200 ENI;
7300 WRITE(SALIDA,"SKIP 1");
7400 WRITE(SALIDA,<X43,"** CALOR SENSIBLE (IA. ETAPA) "
7500 "KCAL/KG SCLIND **",5(//>>))
7600 FCI I:=1 STEP 1 UNTIL 21 DC
7700 BEGIN
7800 WRITE(SALIDA,<X48,"TEMPERATURA DE CONDENSACION "
7900 F4.1,3(//>>,"TC(1))");
8000 WRITE(SALIDA, "//,OC(1,*))");
8100 WRITE(SALIDA,SPACE(5));
8200 ENI;
8300 WRITE(SALIDA,"SKIP 1");
8400 WRITE(SALIDA,<X41,"** CALOR DE LIOCCACION (IA. ETAPA) "
8500 "KCAL/KG DEF **",5(//>>))
8600 FCI I:=1 STEP 1 UNTIL 21 DC
8700 WRITE(SALIDA, "//,OC(1,*))");
8800 ZI CALULO DEL PENDINGENTE
8900 FCI I:=1 STEP 1 UNTIL 21 DC
9000 BEGIN
9100 QPRIMAT(I,J)=(Q1(I,J)+G1(I,J));
9200 QLAT(I,J)=(Q1(I,J)+QPRIMAT(I,J))*100.0;
9300 QLAT(I,J)=(Q1(I,J)+QPRIMAT(I,J))*120.0;
9400 QLAT(I,J)=(Q1(I,J)+QPRIMAT(I,J))*100.0;
9500 ENI;
9600 WRITE(SALIDA,"SKIP 1");
9700 WRITE(SALIDA,<X39,"** PENDINGENTE (IA. ETAPA) **",
9800 "5(//>>))

```

```

700059000
700060000
700061000
700062000
700063000
700064000
700065000
700066000
700067000
700068000
700069000
700070000
700071000
700072000
700073000
700074000
700075000
700076000
700077000
700078000
700079000
700080000
700081000
700082000
700083000
700084000
700085000
700086000
700087000
700088000
700089000
700090000
700091000
700092000
700093000
700094000
700095000
700096000
700097000
700098000
700099000
700100000
700101000
700102000
700103000
700104000
700105000
700106000
700107000
700108000
700109000
700110000
700111000
700112000
700113000
700114000
700115000
700116000
700117000
700118000
700119000

```



130000  
131000  
132000  
133000  
134000  
135000  
136000  
137000  
138000  
139000  
140000  
141000  
142000  
143000  
144000  
145000  
146000  
147000  
148000  
149000  
150000  
151000  
152000  
153000  
154000  
155000  
156000  
157000  
158000  
159000  
160000  
161000  
162000  
163000  
164000  
165000  
166000  
167000  
168000  
169000  
170000  
171000  
172000  
173000  
174000  
175000  
176000  
177000  
178000  
179000  
180000

```
130000  I=1 STEP 1 UNTIL 21 DO  
131000  BELIN  
132000    WRITE(SALIDA,"<X48,"TEMPERATURA DE CONDENSACION  "  
133000    F4.1>32/)>T(C(I));  
134000    WRITE(SALIDA,"//EFICIENCIA(I)*100);  
135000    WRITE(SALIDA,"SPACE 5));  
136000  ENI;  
137000  WRITE(SALIDA,"SKIP 1));  
138000  BELIN(SALIDA,"<X46,"* CALOR TOTAL REQUERIDO (2 ETAPAS)  **",  
139000  5(//)>);  
140000  I=1 STEP 1 UNTIL 21 DO  
141000  BELIN  
142000    WRITE(SALIDA,"<X48,"TEMPERATURA DE CONDENSACION  "  
143000    F4.1>32/)>T(C(I));  
144000    WRITE(SALIDA,"//COMPRESION(I)*100);  
145000    WRITE(SALIDA,"SPACE 5));  
146000  ENI;  
147000  WRITE(SALIDA,"SKIP 1));  
148000  BELIN(SALIDA,"<X53,"* X CALOR SENSIBLE  **",5(//)>);  
149000  I=1 STEP 1 UNTIL 21 DO  
150000  BELIN  
151000    WRITE(SALIDA,"<X48,"TEMPERATURA DE CONDENSACION  "  
152000    F4.1>32/)>T(C(I));  
153000    WRITE(SALIDA,"//COP(T)(I)*100);  
154000    WRITE(SALIDA,"SPACE 5));  
155000  ENI;  
156000  WRITE(SALIDA,"SKIP 1));  
157000  BELIN(SALIDA,"<X50,"* X CALOR DE DISOCIACION  **",5(//)>);  
158000  I=1 STEP 1 UNTIL 21 DO  
159000  BELIN  
160000    WRITE(SALIDA,"<X48,"TEMPERATURA DE CONDENSACION  "  
161000    F4.1>32/)>T(C(I));  
162000    WRITE(SALIDA,"//COP(T)(I)*100);  
163000    WRITE(SALIDA,"SPACE 5));  
164000  ENI;  
165000  I=1 STEP 1 UNTIL 21 DO  
166000  BELIN  
167000    T(KELVIN(I))=T(C(I))+KELVIN;  
168000    T(KELVIN(I))=T(F(I))+KELVIN;  
169000    T(KELVIN(I))=1.0/T(KELVIN(I));  
170000    T(KELVIN(I))=1.0/T(KELVIN(I));  
171000  END;  
172000  I=1 STEP 1 UNTIL 20 DO  
173000  BELIN  
174000    T(KELVIN(I))=T(F(I))+KELVIN;  
175000    T(KELVIN(I))=T(F(I))+KELVIN;  
176000    T(KELVIN(I))=1.0/T(KELVIN(I));  
177000    T(KELVIN(I))=1.0/T(KELVIN(I));  
178000  END;  
179000  I=1 STEP 1 UNTIL 31 DO  
180000  BELIN  
181000    T(KELVIN(I))=(T(KELVIN(I))+KELVIN)/T(KELVIN(I));  
182000    T(KELVIN(I))=(T(KELVIN(I))+KELVIN)/T(KELVIN(I));  
183000    T(KELVIN(I))=(T(KELVIN(I))+KELVIN)/T(KELVIN(I));  
184000    T(KELVIN(I))=(T(KELVIN(I))+KELVIN)/T(KELVIN(I));  
185000    T(KELVIN(I))=(T(KELVIN(I))+KELVIN)/T(KELVIN(I));  
186000    T(KELVIN(I))=(T(KELVIN(I))+KELVIN)/T(KELVIN(I));  
187000    T(KELVIN(I))=(T(KELVIN(I))+KELVIN)/T(KELVIN(I));  
188000    T(KELVIN(I))=(T(KELVIN(I))+KELVIN)/T(KELVIN(I));  
189000    T(KELVIN(I))=(T(KELVIN(I))+KELVIN)/T(KELVIN(I));  
190000    T(KELVIN(I))=(T(KELVIN(I))+KELVIN)/T(KELVIN(I));
```

00012000  
00012100  
00012200  
00012300  
00012400  
00012500  
00012600  
00012700  
00012800  
00012900  
00013000  
00013100  
00013200  
00013300  
00013400  
00013500  
00013600  
00013700  
00013800  
00013900  
00014000  
00014100  
00014200  
00014300  
00014400  
00014500  
00014600  
00014700  
00014800  
00014900  
00015000  
00015100  
00015200  
00015300  
00015400  
00015500  
00015600  
00015700  
00015800  
00015900  
00016000  
00016100  
00016200  
00016300  
00016400  
00016500  
00016600  
00016700  
00016800  
00016900  
00017000  
00017100  
00017200  
00017300  
00017400  
00017500  
00017600  
00017700  
00017800  
00017900  
00018000

```

114100      LC(17,0)=I*V(10)/C(11)
114200      LC(17,0)=EFICIE(CI(11)/CC(11))
114300      ELD=
114400      WRITE(SALIDA,SKIP(1))
114500      WRITE(SALIDA,XX41,"** RESUMEN DE 3 TEMPERATURAS(CARNCT) 1 ETAPA  **")
114600      SC(7)>
114700      FC(1)=1 STEP 1 UNTIL 21 DE
114800      BEGIN
114900      WRITE(SALIDA,XX42,"TEMPERATURA DE CONDENSACION  "
115000      FC(1,1)>T(17))
115100      WRITE(SALIDA,XX43,"")
115200      WRITE(SALIDA,SPAC(5))
115300      END
115400      WRITE(SALIDA,SKIP(1))
115500      WRITE(SALIDA,XX44,"** RESUMEN DE 4 TEMPERATURAS(CARNCT) 1 ETAPA  **")
115600      SC(7)>
115700      FC(1)=1 STEP 1 UNTIL 21 DE
115800      BEGIN
115900      WRITE(SALIDA,XX45,"TEMPERATURA DE CONDENSACION  "
116000      FC(1,1)>T(17))
116100      WRITE(SALIDA,XX46,"")
116200      WRITE(SALIDA,SPAC(5))
116300      LOP(ACIPR1)
116400      COT
116500      WRITE(SALIDA,XX46,"** GARANTIA 3 TEMPERATURAS 1 ETAPA  **">5(/)>))
116600      LOP(ACIPR1)
116700      COT
116800      WRITE(SALIDA,XX46,"** GARANTIA 4 TEMPERATURAS 1 ETAPA  **">5(/)>))
116900      LOP(ACIPR1)
117000      COT
117100      WRITE(SALIDA,XX43,"** RESUMEN DE SIN CALOR SENSIBLE 1 ETAPA  **")
117200      SC(7)>
117300      LOP(AC1)
117400      COT
117500      WRITE(SALIDA,XX44,"** GARANTIA SIN CALOR SENSIBLE 1 ETAPA  **")
117600      SC(7)>
117700      LOP(AC1)
117800      COT
117900      X CALOR DE CONDENSACION
118000      FLR(1)=1 STEP 1 UNTIL 21 DE
118100      C(11)=K(11)*T(17)-H(17))
118200      X CALOR DE FUSION
118300      FLR(2)=1 STEP 1 UNTIL 26 DE
118400      H(2)=H(17)+C(11)*T(17)-H(17))
118500      FLR(3)=1 STEP 1 UNTIL 21 DE
118600      H(3)=1 STEP 1 UNTIL 27 DE
118700      BEGIN
118800      APROXIM(1)=H(3)-C(11)*T(17)
118900      APROXIM(2)=H(3)-C(11)*T(17)+C(11)
119000      APROXIM(3)=C(11)*T(17)+C(11)
119100      END
119200      WRITE(SALIDA,SKIP(1))
119300      WRITE(SALIDA,XX46,"** CALOR DE CONDENSACION (1 ETAPA)  **")
119400      SC(7)>
119500      WRITE(SALIDA,XX47,"")
119600      WRITE(SALIDA,XX47,"** CALOR DE ABSORCION  **">5(/)>))
119700      WRITE(SALIDA,SKIP(1))
119800      WRITE(SALIDA,XX48,"** CALOR TOTAL EN EL ABSORBER (1 ETAPA) **")
119900      WRITE(SALIDA,XX48,"")

```

```

100114100
100114200
100114300
100114400
100114500
100114600
100114700
100114800
100114900
100115000
100115100
100115200
100115300
100115400
100115500
100115600
100115700
100115800
100115900
100116000
100116100
100116200
100116300
100116400
100116500
100116600
100116700
100116800
100116900
100117000
100117100
100117200
100117300
100117400
100117500
100117600
100117700
100117800
100117900
100118000
100118100
100118200
100118300
100118400
100118500
100118600
100118700
100118800
100118900
100119000
100119100
100119200
100119300
100119400
100119500
100119600
100119700
100119800
100119900

```

```

242CC " *", "(/)>>);
243CC FCI I:=1 STEP 1 UNTIL 51 DC
244CC BELIN
245CC WRITE(SALIDA<<X48,"TEMPERATURA DE CONDENSACION "
246CC F4.1,3(7)>>T(1));
247CC WRITE(SALIDA//>>AFTERIMATI,*));
248CC WRITE(SALICAL SPACE 5));
249CC ENI;
250CC WRITE(SALIDA (SKIP 1));
251CC WRITE(SALIDA<<X58,"* X CAPRIMA1 **">>5(7)>>);
252CC FCI I:=1 STEP 1 UNTIL 51 DC
253CC BELIN
254CC WRITE(SALIDA<<X48,"TEMPERATURA DE CONDENSACION "
255CC F4.1,3(7)>>T(1));
256CC WRITE(SALIDA//>>AFTERIMATI,*));
257CC WRITE(SALICAL SPACE 5));
258CC ENI;
259CC WRITE(SALIDA (SKIP 1));
260CC WRITE(SALIDA<<X55,"* CALOR SENSIBLE **">>5(7)>>);
261CC FCI I:=1 STEP 1 UNTIL 51 DC
262CC BELIN
263CC WRITE(SALIDA<<X48,"TEMPERATURA DE CONDENSACION "
264CC F4.1,3(7)>>T(1));
265CC WRITE(SALIDA//>>AFTERIMATI,*));
266CC WRITE(SALICAL SPACE 5));
267CC ENI;
268CC FCI I:=1 STEP 1 UNTIL 51 DC
269CC FCI I:=1 STEP 1 UNTIL 51 DC
270CC BELIN
271CC CESPRI(I,J):=DEFPRIMATI(J)+CESP(I,J);
272CC CESPRI(I,J):=CSPRIMATI(I,J)+CESP(I,J);
273CC CESPRI(I,J):=CSPRIMATI(I,J)+CESP(I,J);
274CC CESPRI(I,J):=CSPRIMATI(I,J)+CESP(I,J)*100.));
275CC ENI;
276CC WRITE(SALIDA (SKIP 1));
277CC WRITE(SALIDA<<X45,"* CALOR INTRODUCCION KCAL(1 ETAPAS) **">>);
278CC FCI I:=1 STEP 1 UNTIL 51 DC
279CC BELIN
280CC WRITE(SALIDA<<X48,"TEMPERATURA DE CONDENSACION "
281CC F4.1,3(7)>>T(1));
282CC WRITE(SALIDA//>>AFTERIMATI,*));
283CC WRITE(SALICAL SPACE 5));
284CC ENI;
285CC WRITE(SALIDA (SKIP 1));
286CC WRITE(SALIDA<<X47,"* CALOR EXTRAÍDO KCAL(1 ETAPAS) **">>);
287CC FCI I:=1 STEP 1 UNTIL 51 DC
288CC BELIN
289CC WRITE(SALIDA<<X48,"TEMPERATURA DE CONDENSACION "
290CC F4.1,3(7)>>T(1));
291CC WRITE(SALIDA//>>AFTERIMATI,*));
292CC WRITE(SALICAL SPACE 5));
293CC ENI;
294CC WRITE(SALIDA (SKIP 1));
295CC WRITE(SALIDA<<X47,"* DEFICIT DEL BALANCE (1 ETAPAS) **">>);
296CC FCI I:=1 STEP 1 UNTIL 51 DC
297CC BELIN
298CC WRITE(SALIDA<<X48,"TEMPERATURA DE CONDENSACION "
299CC F4.1,3(7)>>T(1));

```

```

000242CC
000243CC
000244CC
000245CC
000246CC
000247CC
000248CC
000249CC
000250CC
000251CC
000252CC
000253CC
000254CC
000255CC
000256CC
000257CC
000258CC
000259CC
000260CC
000261CC
000262CC
000263CC
000264CC
000265CC
000266CC
000267CC
000268CC
000269CC
000270CC
000271CC
000272CC
000273CC
000274CC
000275CC
000276CC
000277CC
000278CC
000279CC
000280CC
000281CC
000282CC
000283CC
000284CC
000285CC
000286CC
000287CC
000288CC
000289CC
000290CC
000291CC
000292CC
000293CC
000294CC
000295CC
000296CC
000297CC
000298CC
000299CC
000300CC

```

30300  
30400  
30500  
30600  
30700  
30800  
30900  
31000  
31100  
31200  
31300  
31400  
31500  
31600

```
WRITE(SALIDA//OFFEINVA(I,*))  
E.I.D.  
WRITE(SALIDA('SPACE 5'))  
WRITE(SALIDA('SKIP 1'))  
WRITE(SALIDA('X 51, 52') & DEFICIT DEL BALANCE (1 ETAPA) ***)  
FCI I:=1 STEP 1 UNTIL 91 DO  
  BELIN  
  WRITE(SALIDA('X 48: TEMPERATURA DE CONDENSACION '))  
  WRITE(SALIDA('X 49: TCI'))  
  WRITE(SALIDA//OFFEINVA(I,*))  
E.I.D.  
E.I.D.
```

00030300  
00030400  
00030500  
00030600  
00030700  
00030800  
00030900  
00031000  
00031100  
00031200  
00031300  
00031400  
00031500  
00031600

A N E X O 2



Tabla A.2.2. CORRECCION POR LATITUD Y MES PARA PAREDES Y TECHOS

(LATITUD NORTE)

Lat.	Month	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SSE	S	HOR
0	Dec	-1.6	-2.7	2.7	-2.7	-1.1	0.0	1.6	3.3	5.0	-0.5
	Jan/Nov	-1.6	-2.7	2.2	2.2	-0.5	0.0	1.1	2.2	3.8	-0.5
	Feb/Oct	-1.6	1.1	-1.1	-1.1	0.5	-0.5	0.0	-0.5	3.8	-0.0
	Mar/Sept	1.6	0.0	0.5	-0.5	-0.5	1.6	1.6	-2.7	4.4	0.0
	Apr/Aug	2.7	2.2	1.6	0.0	-1.1	2.7	-3.3	-4.4	-4.4	-1.1
	May/Jul	5.5	3.8	2.7	0.0	-1.6	1.8	4.4	-5.0	-4.4	2.2
	Jun	6.6	5.0	2.7	0.0	-1.6	-3.8	-5.0	-5.5	-4.4	-2.7
8	Dec	-2.2	-3.3	-3.3	-3.3	1.6	0.0	2.2	4.4	6.6	-2.7
	Jan/Nov	-1.6	-2.7	-3.3	-2.7	-1.1	0.0	1.6	3.3	5.5	-2.2
	Feb/Oct	-1.6	-2.2	-1.6	-1.6	-0.5	0.5	0.5	1.1	2.2	-0.5
	Mar/Sept	-1.6	-1.1	-0.5	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	-1.6	-2.2	0.0
	Apr/Aug	1.1	1.1	1.1	0.0	-0.5	-2.2	-2.7	-3.8	-3.8	-0.5
	May/Jul	3.8	2.7	2.2	0.0	-1.1	-2.7	-3.8	-5.0	-3.8	-1.1
	Jun	5.0	3.3	2.2	0.0	-1.1	-3.3	-4.4	-5.0	-3.8	-1.1
16	Dec	-2.2	-3.3	-4.4	-4.4	-2.2	-0.5	2.2	5.0	7.2	-5.0
	Jan/Nov	-2.2	3.3	-3.8	-3.8	-2.2	-0.5	2.2	4.4	6.6	-3.8
	Feb/Oct	-1.6	-2.7	-2.7	-2.2	-1.1	0.0	1.1	2.7	3.8	-2.2
	Mar/Sept	-1.6	-1.6	-1.1	-1.1	-0.5	-0.5	0.0	0.0	0.0	-0.5
	Apr/Aug	-0.5	0.0	-0.5	-0.5	-0.5	1.6	-1.6	-2.7	-3.3	0.0
	May/Jul	2.2	1.6	1.6	0.0	-0.5	-2.2	-2.7	-3.8	-3.8	0.0
	Jun	3.3	2.2	2.2	0.5	-0.5	-2.2	-3.3	-4.4	-3.8	0.0
24	Dec	-2.7	-3.8	-5.0	-5.5	-3.8	-1.6	1.6	5.0	7.2	-7.2
	Jan/Nov	-2.2	-3.3	-4.4	-5.0	-3.3	-1.6	1.6	5.0	7.2	-6.1
	Feb/Oct	-2.2	-2.7	-3.3	-3.3	-1.6	-0.5	1.6	3.8	5.5	-3.8
	Mar/Sept	-1.6	-2.2	-1.6	-1.6	-0.5	-0.5	0.5	1.1	2.2	-1.6
	Apr/Aug	-1.1	-0.5	0.0	-0.5	-0.5	-1.1	-0.5	-1.1	-1.6	0.0
	May/Jul	0.5	1.1	1.1	0.0	0.0	-1.6	-1.6	-2.7	-3.3	0.5
	Jun	1.6	1.6	1.6	0.5	0.0	-1.6	-2.2	-3.3	-3.3	0.5
32	Dec	-2.7	-3.8	5.5	-6.1	-4.4	-2.7	1.1	5.0	6.6	-9.4
	Jan/Nov	-2.7	-3.8	-5.0	-6.1	-4.4	-2.2	1.1	5.0	6.6	-8.3
	Feb/Oct	-2.2	-3.3	-3.8	-4.4	-2.2	-1.1	2.2	4.4	6.1	-5.5
	Mar/Sept	-1.6	-2.2	-2.2	-2.2	-1.1	-0.5	1.6	2.7	3.8	-2.7
	Apr/Aug	-1.1	-1.1	-0.5	-1.1	0.0	-0.5	0.0	0.5	0.5	-0.5
	May/Jul	0.5	0.5	0.5	0.0	0.0	0.5	-0.5	-1.6	-1.6	0.5
	Jun	0.5	1.1	1.1	0.5	0.0	-1.1	-1.1	-2.2	-2.2	1.1
40	Dec	-3.3	-4.4	-5.5	-7.2	-5.5	-3.8	0.0	3.8	5.5	-11.6
	Jan/Nov	-2.7	-3.8	-5.5	-6.6	-5.0	-3.3	0.5	4.4	6.1	-10.5
	Feb/Oct	-2.7	-3.8	-4.4	-5.0	-3.3	-1.6	1.6	4.4	6.6	-7.7
	Mar/Sept	-2.2	-2.7	-2.7	-3.3	-1.6	0.5	2.2	3.8	5.5	-4.4
	Apr/Aug	-1.1	-1.6	-1.1	-1.1	0.0	0.0	1.1	1.6	2.2	1.6
	May/Jul	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.5	0.5
	Jun	0.5	0.5	0.5	0.0	0.5	0.0	0.0	-0.5	-0.5	1.1
48	Dec	-3.3	-4.4	-6.1	-7.7	-7.2	-5.5	-1.6	1.1	3.3	-13.8
	Jan/Nov	-3.3	-4.4	-6.1	-7.2	-6.1	-4.4	-0.5	2.7	4.4	-13.3
	Feb/Oct	-2.7	-3.8	-5.5	-6.1	-4.4	-2.7	0.5	4.4	6.1	-10.0
	Mar/Sept	-2.2	-3.3	-3.3	-3.8	-2.2	-0.5	2.2	4.4	6.1	-6.1
	Apr/Aug	-1.6	-1.6	-1.6	-1.6	-0.5	0.0	2.2	3.3	3.8	-2.7
	May/Jul	0.0	-0.5	0.0	0.0	0.5	0.5	1.6	1.6	2.2	0.0
	Jun	0.5	0.5	1.1	0.5	1.1	0.5	1.1	1.1	1.6	1.1
56	Dec	-3.8	-5.0	-6.6	-8.8	-8.8	-7.7	-5.0	-2.7	-1.6	-15.5
	Jan/Nov	-3.3	-4.4	-6.1	-8.3	-7.7	-6.6	-3.3	-0.5	1.1	-15.0
	Feb/Oct	-3.3	-4.4	-5.5	-6.6	-5.5	-3.8	0.0	3.3	5.0	-12.2
	Mar/Sept	-2.7	-3.3	-3.8	-4.4	-2.7	-1.1	2.2	4.4	6.6	-8.3
	Apr/Aug	-1.6	-2.2	-2.2	-2.2	-0.5	0.5	2.7	3.8	5.0	-4.4
	May/Jul	0.0	0.0	0.0	0.0	1.1	1.1	2.7	3.3	3.8	-1.1
	Jun	1.1	0.5	1.1	0.5	1.6	1.6	2.2	2.7	3.3	0.5
64	Dec	-3.8	-5.0	-6.6	-8.8	-9.4	-10.0	-8.8	-7.7	-6.6	-16.6
	Jan/Nov	-3.8	-5.0	-6.6	-8.8	-8.8	-8.8	-7.2	-5.5	-4.4	-16.1
	Feb/Oct	-3.3	-4.4	-6.1	-7.7	-7.2	-5.5	-2.2	0.5	2.2	-14.4
	Mar/Sept	-2.7	-3.3	-5.5	-5.5	-3.8	-2.2	1.1	3.5	6.1	-11.1
	Apr/Aug	-1.6	-2.2	-2.2	-2.2	-0.5	0.5	2.7	5.0	6.1	-6.1
	May/Jul	0.5	0.0	0.5	0.0	1.6	2.2	3.3	4.4	5.5	-1.6
	Jun	1.1	1.1	1.1	1.1	2.2	2.2	3.3	3.8	5.0	0.0

Tabla A.2.3. COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA DIFERENTES

TIPOS DE CONSTRUCCION

Weight (kg m <sup>-2</sup> )	U-Value (W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup> )	Group No.	Description of Construction	Weight (kg m <sup>-2</sup> )	U-Value (Btu h <sup>-1</sup> ft <sup>2</sup> °F <sup>-1</sup> )	Code Numbers of Layers (see Table 1)
404	2.035	101	6-mm (4-in) Face Brick + (Brick)			
405	2.035	C	Air Space + 101.6-mm (4-in) Face Brick	83	0.378	A0, A2, B1, A2, F0
439	2.356	D	101.6-mm (4-in) Common Brick	90	0.415	A0, A2, C4, F1, E0
439	0.987-1.709	C	25.4-mm (1-in) Insulation or Air Space + 101.6-mm (4-in) Common Brick	90	0.174-0.305	A0, A2, C4, B1, B2, E1, E0
450	0.632	B	50.8-mm (2-in) Insulation + 101.6-mm (4-in) Common Brick	88	0.111	A0, A2, B1, C4, E1, E0
634	1.714	B	203.2 mm (8-in) Common Brick	130	0.367	A0, A2, C9, E1, E0
635	0.874-1.319	A	Insulation or Air Space + 203.2 mm (8-in) Common Brick	130	0.154-0.243	A0, A2, C9, B1, B2, E1, E0
459	1.987	101	6-mm (4-in) Face Brick + (H.W. Concrete)			
474	0.618	C	Air Space + 50.8 mm (2-in) Concrete	94	0.150	A0, A2, B6, C1, E1, E0
698-928	0.625-0.616	B	50.8 mm (2-in) Insulation + 101.6 mm (4-in) Concrete	97	0.116	A0, A2, B1, C1, E1, E0
		A	Air Space or Insulation + 203.2 mm (8-in) or more Concrete	143-190	0.110-0.102	A0, A2, B1, C10-11, E1, E0
303	1.811	101	6-mm (4-in) Face Brick + (C.W. or H.W. Concrete Block)			
303	0.838-1.397	E	101.6-mm (4-in) Block	67	0.319	A0, A1, C3, E1, E0
342	1.351	D	Air Space or Insulation + 101.6-mm (4-in) Block	62	0.153-0.246	A0, A2, C3, B1, B2, E1, E0
356-434	1.215-1.361	D	203.2 mm (8-in) Block	70	0.274	A0, A2, C3, A6, E0
434	0.544-0.607	C	Air Space or 25.4 mm (1-in) Insulation + 192.4 mm (8-in) or 203.2 mm (8-in) Block	73-89	0.221-0.275	A0, A2, B1, C7, C8, E1, E0
		B	50.8 mm (2-in) Insulation + 203.2 mm (8-in) Block	89	0.096-0.107	A0, A2, B1, C7, C8, E1, E0
347	2.163	101	6-mm (4-in) Face Brick + (Clay Tile)			
347	1.595	D	101.6-mm (4-in) Tile	71	0.281	A0, A2, C1, E1, E0
347	0.919	C	Air Space + 101.6 mm (4-in) Tile	71	0.281	A0, A2, C1, B1, E1, E0
469	1.561	C	Insulation + 101.6 mm (4-in) Tile	71	0.169	A0, A2, C1, B2, E1, E0
469	0.806-1.255	C	203.2 mm (8-in) Tile	96	0.275	A0, A2, C8, E1, E0
474	0.551	B	Air Space or 25.4 mm (1-in) Insulation + 203.2 mm (8-in) Tile	90	0.142-0.221	A0, A2, C8, B1, B2, E1, E0
		A	50.8 mm (2-in) Insulation + 203.2 mm (8-in) Tile	97	0.097	A0, A2, B3, C6, E1, E
308	2.321	H.W.	Concrete Wall + (Finish)			
308	0.675-1.116	E	101.6 mm (4-in) Concrete	63	0.285	A0, A1, C1, E1, E0
		D	101.6 mm (4-in) Concrete + 25.4 mm (1-in) or 50.8 mm (2-in) Insulation	63	0.119-0.300	A0, A1, C1, B2, B1, E1, E0
308	0.675	C	50.8 mm (2-in) Insulation + 101.6 mm (4-in) Concrete	63	0.119	A0, A1, B6, C9, E1, E0
332	2.782	C	203.2 mm (8-in) Concrete	109	0.490	A0, A1, C10, E1, E0
337	0.653-1.061	B	203.2 mm (8-in) Concrete + 25.4 mm (1-in) or 50.8 mm (2-in) Insulation	110	0.115-0.187	A0, A1, C10, B5, B6, E1, E0
537	0.653	A	50.8 mm (2-in) Insulation + 203.2 mm (8-in) Concrete	110	0.115	A0, A1, B1, C10, E1, E0
762	2.390	B	304.8 mm (12-in) Concrete	136	0.421	A0, A1, C11, E1, E0
762	0.642	A	304.8 mm (12-in) Concrete + Insulation	136	0.113	A0, C11, B6, A6, E0
142	0.914-1.493	L.W.	and H.W. Concrete Block + (Finish)			
142-181	0.394-0.647	F	101.6 mm (4-in) Block + Air Space, Insulation	29	0.161-0.263	A0, A1, C7, B1, B2, E1, E0
229-249	1.649-2.282	E	50.8 mm (2-in) Insulation + 101.6 mm (4-in) Block	29-37	0.105-0.114	A0, A1, B1, C2, C3, E1, E0
250-278	0.846-0.982	E	203.2 mm (8-in) Block	47-51	0.294-0.402	A0, A1, C7, C8, E1, E0
		D	203.2 mm (8-in) Block + Air Space, Insulation	41-57	0.149-0.173	A0, A1, C7, C8, B1, B2, E1, E0
190	2.379	Clay	Tile + (Finish)			
190	1.720	F	101.6 mm (4-in) Tile	39	0.459	A0, A1, C1, E1, E0
190	0.993	F	101.6 mm (4-in) Tile + Air Space	39	0.307	A0, A1, C1, B1, E1, E0
195	0.625	E	101.6 mm (4-in) Tile + 25.4 mm (1-in) Insulation	39	0.175	A0, A1, C1, B2, E1, E0
308	1.681	D	50.8 mm (2-in) Insulation + 101.6 mm (4-in) Tile	40	0.110	A0, A1, B1, C1, E1, E0
308	0.857-1.312	D	203.2 mm (8-in) Tile	63	0.296	A0, A1, C8, B1, B2, E1, E0
		C	203.2 mm (8-in) Tile + Air Space + 25.4 mm (1-in) Insulation	63	0.151-0.254	A0, A1, C8, B1, B2, E1, E0
308	0.562	B	50.8 mm (2-in) Insulation + 203.2 mm (8-in) Tile	63	0.099	A0, A1, B1, C8, E1, E0
24-29	0.516-1.306	Meta	Curtain Wall			
		B	With 25.4 mm (1-in) Air Space + 25.4 mm (1-in) 50.8 mm (2-in) 76.2 mm (3-in) Insulation	3-6	0.091-0.235	A0, A3, B5, B6, B12, A1, E1
78	0.459-1.010	Frame	Wall			
		G	25.4 mm (1-in) to 76.2 mm (3-in) Insulation	16	0.081-0.178	A0, A1, B1, B2, B3, B4, E1, E1



Tabla A.2.4. DIFERENCIA DE TEMPERATURA PARA CARGA DE ENFRIAMIENTO  
POR PAREDES Y PUERTAS (°C)

North Latitude Wall Facing	Solar Time, h																							Heat Loss CLTD	Mini- mum CLTD	Heat- Loss CLTD	Differ- ence CLTD					
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23									
<b>Group A Walls</b>																																
N	8	8	8	7	7	7	7	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	7	7	7	7	8	8	8	8	2	6	8	2			
NE	11	11	10	10	10	9	9	9	8	8	8	8	9	9	9	10	10	10	11	11	11	11	11	11	11	22	8	11	3			
E	14	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	13	13	13	13	13	14	14	22	10	14	4	
SE	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	13	13	13	13	13	14	14	22	10	13	3	
S	11	11	11	10	10	9	9	9	9	9	9	8	8	8	8	8	8	8	9	9	10	10	11	11	11	11	11	21	8	11	3	
SW	14	14	14	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14	24	9	14	5		
W	15	15	14	14	14	13	13	12	12	11	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	14	14	15	1	10	13	3		
NW	12	12	11	11	11	10	10	10	10	9	9	8	8	8	8	8	8	8	9	9	10	11	11	11	11	1	8	12	4	4		
<b>Group B Walls</b>																																
N	8	8	8	7	7	6	6	6	6	5	5	5	5	5	5	6	6	7	7	8	8	8	8	8	24	5	8	3	3			
NE	11	10	10	9	9	8	8	7	7	7	7	7	8	8	9	10	10	11	11	11	12	12	12	11	11	21	7	12	5	3		
E	13	12	12	11	10	10	9	8	8	8	9	9	10	10	12	13	13	14	14	15	15	15	15	14	14	20	8	15	7	6		
SE	13	12	12	11	10	10	9	8	8	8	8	8	9	10	11	12	13	14	14	14	14	14	14	14	14	21	8	14	6	7		
S	12	11	11	10	9	9	8	7	7	6	6	6	6	7	8	8	9	10	11	11	12	12	12	12	23	6	12	6	6			
SW	15	15	14	13	13	12	11	10	9	9	8	8	7	7	8	9	10	11	11	13	14	15	15	16	16	24	7	16	9	9		
W	16	16	15	14	14	13	12	11	10	9	9	8	8	8	8	9	11	12	14	16	18	19	20	19	18	24	8	17	9	9		
NW	13	12	12	11	11	10	9	9	8	7	7	7	6	6	7	7	8	8	9	11	12	13	13	13	24	6	13	7	7			
<b>Group C Walls</b>																																
N	9	8	7	7	6	5	5	4	4	4	4	4	5	5	5	6	6	7	8	9	9	9	9	10	9	9	22	4	10	6		
NE	10	10	9	8	7	6	6	6	6	6	7	8	10	10	11	12	12	12	13	13	13	13	13	12	12	11	30	6	13	7		
E	13	12	11	10	9	8	7	7	7	8	9	11	13	14	15	16	17	17	16	16	16	16	16	16	15	14	13	18	7	17	10	
SE	13	12	11	10	9	8	7	6	6	7	7	9	10	12	14	15	16	16	16	16	16	16	16	16	15	14	13	19	6	16	10	
S	12	11	10	9	8	7	6	6	6	6	6	7	8	9	11	12	13	14	14	14	14	14	14	13	12	20	5	14	9	9		
SW	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	7	7	7	8	9	11	12	14	16	18	18	18	18	18	17	22	6	18	12	12		
W	17	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	7	7	8	9	11	12	14	16	18	19	20	19	18	22	7	20	13	13	13		
NW	14	13	12	11	10	9	8	7	6	6	5	5	6	6	6	7	8	10	12	14	15	15	15	15	22	5	15	10	10	10		
<b>Group D Walls</b>																																
N	8	7	7	6	5	4	3	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7	8	9	10	11	11	10	10	9	21	3	31	8	8		
NE	9	8	7	6	5	4	4	4	4	4	6	8	10	11	12	13	13	14	14	14	14	13	13	12	11	10	19	4	14	10	10	
E	11	10	9	7	6	5	5	5	5	7	10	13	15	17	18	18	18	18	18	18	17	17	16	15	14	13	18	5	18	13	13	
SE	11	10	9	7	6	5	5	5	5	7	10	12	14	16	17	18	18	18	17	17	16	15	14	13	12	19	3	16	10	10		
S	11	10	8	7	6	5	4	4	4	4	5	7	9	11	13	15	16	16	16	16	16	16	14	13	12	20	5	14	9	9		
SW	15	14	12	10	9	8	6	5	5	4	4	5	7	9	12	15	18	20	21	21	20	19	18	17	22	6	18	12	12	12		
W	17	15	13	12	10	9	7	6	5	5	5	6	8	10	13	17	20	22	23	23	22	21	19	18	22	7	20	13	13	13		
NW	14	12	11	9	8	7	6	5	4	4	4	4	5	6	7	8	10	12	14	15	15	15	15	22	5	15	10	10	10	10		
<b>Group E Walls</b>																																
N	7	6	5	4	3	2	2	2	2	3	3	4	5	6	7	8	10	10	11	12	12	11	10	9	8	20	2	12	10	10		
NE	7	6	5	4	3	2	2	2	2	3	5	8	11	13	14	14	14	14	13	14	14	13	12	11	9	8	16	2	13	13	13	
E	8	7	6	5	4	3	3	3	3	6	10	15	20	21	21	20	19	18	18	17	15	14	12	11	9	13	3	21	18	18	18	
SE	8	7	6	5	4	3	3	3	3	4	7	10	14	17	19	20	20	19	18	17	16	14	12	11	10	15	3	20	17	17	17	
S	8	7	6	5	4	3	2	2	2	3	5	7	10	14	16	18	19	18	17	16	14	13	11	10	17	2	19	17	17	17		
SW	12	10	8	7	6	4	3	3	3	4	5	7	10	14	18	21	24	25	24	22	19	17	14	13	19	3	25	22	22	22		
W	14	12	10	8	6	5	4	3	3	4	5	6	8	11	15	20	24	27	27	25	22	19	16	16	20	3	27	24	24	24		
NW	11	9	8	6	5	4	3	3	3	3	4	5	6	7	9	11	14	18	21	21	20	18	15	13	20	3	21	18	18	18		
<b>Group F Walls</b>																																
N	5	4	3	2	1	1	1	2	3	4	5	6	8	9	11	12	13	13	13	13	11	9	7	6	19	1	13	12	12	12		
NE	5	4	3	2	1	1	1	3	5	8	13	16	17	16	15	15	15	15	14	13	12	10	9	7	6	11	1	17	16	16	16	
E	5	4	3	2	2	1	4	9	16	21	24	25	24	22	20	19	18	17	15	13	11	10	8	7	12	1	25	24	24	24	24	
SE	5	4	3	2	2	1	2	6	10	15	20	23	24	23	22	20	19	17	16	14	12	10	8	7	13	1	24	23	23	23	23	
S	5	4	3	2	2	1	1	2	4	7	11	15	19	21	22	21	19	17	15	12	10	8	7	16	1	22	21	21	21	21	21	
SW	8	6	5	4	3	2	1	1	2	3	4	6	10	14	20	24	28	30	29	25	20	16	13	10	18	1	30	29	29	29	29	
W	9	7	5	4	3	2	2	2	3	4	6	8	11	16	22	27	32	33	30	24	19	15	12	19	1	33	31	31	31	31		
NW	8	6	4	3	2	2	1	1	2	3	4	6	7	9	12	15	19	24	26	24	20	16	12	10	19	1	26	25	25	25	25	
<b>Group G Walls</b>																																
N	2	1	0	0	0	1	4	5	5	7	8	10	12	13	14	14	15	12	8	6	5	4	3	18	0	13	15	15	15	15		
NE	2	1	1	0	0	5	15	20	22	20	16	15	15	15	15	15	14	12	10	8	6	5	4	3	9	0	22	22	22	22	22	
E	2	1	1	0	0	6	17	26	30	31	28	22	19	17	16	15	13	11	8	7	5	4	3	10	0	31	31	31	31	31	31	
SE	2	1	1	0	0	3	10	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	0	28	28	28	28	28	
S	2	1	1	0	0	0	7	12	17	22	25	26	24	21	17	14	11	8	7	5	4	3	14	0	26	26	26	26	26	26	26	26
SW	3	2	2	1	0	0	1	3	4	6	9	14	21	28	33	35	34	29	20	13	10	7	6	4	18	0	35	35	35	35	35	
W	4	3	2	1	0	1	1	3	5	6	8	10	15	23	31	37	40	37	27	16	11	8	6	5	17	1	40	39	39	39	39	
NW	3	2	1	1	0	0	1	3	4	6	8	10	12	15	20	26	31	31	25	14	10	7	5	4	18	0	31	31	31	31	31	

Tabla A.2.5. PROPIEDADES TERMICAS PARA DIFERENTES TIPOS DE CONSTRUCCION

Thickness and Thermal Properties <sup>a</sup>						Description	Code Number	Thickness and Thermal Properties <sup>b</sup>					
L	K	D	SH	R	WT			L	K	D	SH	R	WT
				0.039			AD					0.333	
25.4	0.692	1838	0.233	0.016	47.2	25.4-mm (1 in.) Stucco (asbestos cement or wood siding plaster, etc)	A1	0.0833	0.4	116	0.20	0.204	9.66
101.6	1.298	2082	0.256	0.078	211.4	101.6-mm (4-in.) facebrick (dense concrete)	A2	0.3333	0.75	190	0.22	0.644	43.5
1.5	44.99	2649	0.116	0.00003	11.7	Sealcoating (aluminum or other lightweight cladding)	A3	0.0050	28.0	480	0.10	0.000	2.40
				0.039								0.333	
12.7	1.143	881	0.465			Outside surface resistance	A4	0.0417	0.33	53	0.40		
9.3	0.190	1121	0.465			12.7-mm (0.5 in.) slag membrane	A5	0.0313	0.11	70	0.40		
12.7	0.415	1249	0.302	0.031	13.9	9.3 mm (0.375 in.) felt	A6	0.0417	0.34	78	0.26	0.174	3.25
10.16	1.332	2002	0.256	0.076	203.1	101.6-mm (4 in.) facebrick	A7	0.3333	0.77	125	0.22	0.413	41.6
				0.160		Finish	A8						
				0.160		101.6-mm (4 in.) facebrick	A9						
				0.160		Air Space Resistance	B1					0.91	
25.4	0.043	32	0.233	0.185	0.8	25.4-mm (1 in.) insulation	B2	0.0833	0.025	2.0	0.2	332	0.17
50.8	0.043	32	0.233	1.176	1.6	50.8 mm (2 in.) insulation	B3	0.1667	0.025	2.0	0.2	6.64	0.33
76.2	0.043	32	0.233	1.766	2.4	76.2 mm (3 in.) insulation	B4	0.2500	0.025	2.0	0.2	10.01	0.50
25.4	0.043	91	0.233	0.586	2.3	25.4 mm (1 in.) insulation	B5	0.0917	0.025	3.7	0.2	3.33	0.47
30.8	0.043	91	0.233	1.176	4.6	30.8 mm (2 in.) insulation	B6	0.1667	0.025	3.7	0.2	6.64	0.95
25.4	0.116	592	0.699	0.209	15.0	25.4-mm (1 in.) wood	B7	0.0833	0.067	37.0	0.6	1.19	3.08
42.4	0.116	592	0.699	0.325	37.6	42.5 mm (2 in.) wood	B8	0.2087	0.067	37.0	0.6	3.98	7.71
101.6	0.116	592	0.699	0.818	60.0	101.6 mm (4 in.) wood	B9	0.5133	0.067	37.0	0.6	4.76	23.1
30.8	0.116	592	0.699	0.421	30.2	30.8 mm (2 in.) wood	B10	0.1667	0.067	37.0	0.6	2.19	4.18
76.2	0.116	592	0.699	0.631	43.7	76.2 mm (3 in.) wood	B11	0.2500	0.067	37.0	0.6	3.58	9.25
76.2	0.043	91	0.233	1.761	6.9	76.2 mm (3 in.) insulation	B12	0.2500	0.025	3.7	0.2	10.00	1.42
101.6	0.043	91	0.233	2.346	9.3	101.6 mm (4 in.) insulation	B13	0.3333	0.025	3.7	0.2	13.31	1.90
127.0	0.043	91	0.233	2.934	11.6	127.0 mm (5 in.) insulation	B14	0.4167	0.025	3.7	0.2	16.67	2.38
152.4	0.043	91	0.233	3.520	13.9	152.4 mm (6 in.) insulation	B15	0.5000	0.025	3.7	0.2	20.00	2.85
101.6	0.571	1121	0.233	0.178	113.7	101.6-mm (4 in.) clay tile	C1	0.3333	0.33	70.0	0.2	1.01	23.1
101.6	0.781	608	0.233	0.246	62.0	101.6 mm (4 in.) concrete block	C2	0.3333	0.22	34.0	0.2	1.51	12.7
101.6	0.813	977	0.233	0.123	99.1	101.6 mm (4 in.) concrete block	C3	0.3333	0.47	61.0	0.2	0.78	20.3
101.6	0.727	1922	0.233	0.139	193.1	101.6 mm (4 in.) common brick	C4	0.3333	0.42	120.0	0.2	0.79	40.0
101.6	1.730	2242	0.233	0.039	221.5	101.6 mm (4 in.) concrete	C5	0.3333	1.00	140.0	0.2	0.33	46.6
203.2	0.371	1121	0.233	0.336	227.9	203.2 mm (8 in.) clay tile	C6	0.6667	0.33	70.0	0.2	2.02	46.7
203.2	0.371	608	0.233	0.336	124.0	203.2 mm (8 in.) concrete block	C7	0.6667	0.33	34.0	0.2	2.02	28.4
203.2	1.038	977	0.233	0.195	199.7	203.2 mm (8 in.) concrete block	C8	0.6667	0.6	61.0	0.2	1.11	40.7
203.2	0.727	1922	0.233	0.240	390.6	203.2 mm (8 in.) common brick	C9	0.6667	0.42	120.0	0.2	1.59	80.0
203.2	1.730	2242	0.233	0.117	435.9	203.2 mm (8 in.) concrete	C10	0.6667	1.00	140.0	0.2	0.667	93.0
304.8	1.730	2242	0.233	0.176	643.3	304.8 mm (12 in.) concrete	C11	1.0000	1.00	140.0	0.2	1.08	140.0
30.8	1.730	2242	0.233	0.029	134.2	30.8 mm (1 1/2 in.) concrete	C12	1.6667	1.00	140.0	0.2	1.107	23.6
152.4	1.730	2242	0.233	0.068	341.7	152.4 mm (6 in.) concrete	C13	0.8667	1.00	140.0	0.2	0.500	70.0
101.6	0.173	640	0.233	0.586	64.9	101.6 mm (4 in.) concrete	C14	0.3333	0.10	40.0	0.2	3.333	13.1
152.4	0.173	640	0.233	0.088	97.6	152.4 mm (6 in.) concrete	C15	0.5000	0.10	40.0	0.2	5.000	20.0
203.2	0.173	640	0.233	1.174	130.3	203.2 mm (8 in.) concrete	C16	0.6667	0.10	40.0	0.2	6.667	26.7
203.2	0.138	288	0.233	1.584	54.6	203.2 mm (8 in.) concrete block (filled insulation)	C17	0.6667	0.08	18.0	0.2	9.00	13.0
203.2	0.138	240	0.233	0.542	172.2	203.2 mm (8 in.) concrete block (filled insulation)	C18	0.6667	0.34	33.0	0.2	1.94	33.4
304.8	0.138	304	0.233	2.376	93.8	304.8 mm (12 in.) concrete block (filled insulation)	C19	1.0000	0.09	19.0	0.2	13.5	19.0
304.8	0.673	897	0.233	0.456	272.4	304.8 mm (12 in.) concrete block (filled insulation)	C20	1.0000	0.39	34.0	0.2	2.59	54.0
				0.121		Inside surface resistance	E1						
19.0	0.727	1601	0.233	0.026	30.5	19.0-mm (0.75 in.) plaster, 19.0-mm (0.75 in.) gypsum or other similar finishing layer	E2	0.0625	0.42	100	0.2	0.149	6.25
12.7	1.436	881	0.465	0.009	11.2	12.7 mm (0.5 in.) slag or stone	E3	0.0417	0.33	53	0.40	0.009	2.39
9.3	0.190	1121	0.465	0.020	10.7	9.3 mm (0.375 in.) felt & membrane	E4	0.0313	0.11	70	0.40	0.024	2.19
				0.156		Ceiling space	E5					1.0	
15.9	0.061	440	0.233	0.315	9.2	Acoustic tile	E6	0.0625	0.015	30	0.29	1.786	1.88

<sup>a</sup>Units: L = mm, K = W/m °C, D = kg/m<sup>3</sup>, SH = kJ/kg °C, R = m<sup>2</sup> °C/W, WT = kg/m<sup>2</sup>  
<sup>b</sup>Units: L = ft, K = Btu/h ft °F, D = lb/ft<sup>3</sup>, SH = Btu/lb °F, R = ft<sup>2</sup> °F/Btu, WT = lb/ft<sup>2</sup>

Tabla A.2.6. COEFICIENTES TOTALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA

VENTANAS  $W/m^2$  (Btu/h pie<sup>2</sup> °F)

Part A. Exterior\* Vertical Panels

	No Storm Sash				Glass Outdoor Storm Sash 25-mm (1-in.) Air Space <sup>b</sup>			
	No Shade		Indoor Shade		No Shade		Indoor Shade	
	Winter	Summer <sup>a</sup>	Winter	Summer	Winter	Summer	Winter	Summer
<b>Flat Glass<sup>c</sup></b>								
Single Glass,	6.2(1.10)	5.9(1.04)	4.7(0.83)	4.6(0.81)	2.3(0.50)	2.8(0.50)	2.5(0.44)	2.8(0.49)
<b>Insulating Glass; Double<sup>d</sup></b>								
5 mm (3/16-in.) air space <sup>e</sup>	3.5(0.62)	3.7(0.65)	1.0(0.52)	1.3(0.48)	2.1(0.37)	2.3(0.40)	1.7(0.29)	2.1(0.37)
6 mm (1/4-in.) air space <sup>e</sup>	3.3(0.59)	3.5(0.61)	2.7(0.48)	3.1(0.55)	2.0(0.35)	2.2(0.39)	1.6(0.28)	2.0(0.36)
13-mm (1/2-in.) air space <sup>e</sup>	2.8(0.49)	1.2(0.36)	2.4(0.42)	3.0(0.52)	1.8(0.32)	2.2(0.39)	1.4(0.25)	2.1(0.30)
13-mm (1/2-in.) air space, low emittance coating <sup>h</sup>								
ε = 0.60	2.4(0.43)	3.9(0.51)	2.2(0.38)	2.7(0.48)	1.7(0.30)	2.0(0.36)	1.4(0.24)	2.0(0.35)
ε = 0.40	2.2(0.38)	2.6(0.48)	2.0(0.36)	2.5(0.43)	1.5(0.27)	1.9(0.33)	1.3(0.22)	1.8(0.32)
ε = 0.20	1.8(0.32)	2.2(0.38)	1.7(0.30)	2.1(0.37)	1.4(0.24)	1.7(0.30)	1.1(0.20)	1.6(0.28)
<b>Insulating Glass; Triple<sup>d</sup></b>								
6-mm (1/4-in.) air space <sup>e</sup>	2.3(0.39)	2.5(0.44)	1.8(0.31)	2.3(0.40)	1.5(0.27)	1.8(0.32)	1.3(0.22)	1.7(0.30)
13-mm (1/2-in.) air space <sup>e</sup>	1.8(0.31)	2.2(0.39)	1.5(0.26)	2.0(0.36)	1.3(0.23)	1.8(0.31)	1.1(0.19)	1.7(0.29)
	Glass Indoor Storm Sash 25-mm (1-in.) Air Space <sup>b</sup>				Acrylic Indoor Storm Sash 25-mm (1-in.) Air Space <sup>b</sup>			
	No Shade		Indoor Shade		No Shade		Indoor Shade	
	Winter <sup>a</sup>	Summer <sup>a*</sup>	Winter <sup>a</sup>	Summer <sup>a*</sup>	Winter <sup>a</sup>	Summer <sup>a*</sup>	Winter <sup>a</sup>	Summer <sup>a*</sup>
<b>Flat Glass<sup>c</sup></b>								
Single Glass,	2.8(0.50)	2.5(0.50)	2.5(0.44)	2.8(0.49)	2.7(0.48)	2.7(0.48)	2.4(0.42)	2.7(0.47)
<b>Insulating Glass; Double<sup>d</sup></b>								
5 mm (3/16-in.) air space <sup>e</sup>	2.1(0.37)	2.3(0.40)	1.7(0.29)	2.0(0.36)	2.0(0.35)	2.2(0.39)	1.6(0.28)	2.0(0.35)
6 mm (1/4-in.) air space <sup>e</sup>	2.0(0.35)	2.2(0.39)	1.6(0.28)	2.0(0.36)	1.9(0.34)	2.2(0.38)	1.5(0.27)	1.9(0.34)
13-mm (1/2-in.) air space <sup>e</sup>	1.8(0.31)	2.2(0.38)	1.4(0.25)	2.0(0.35)	1.7(0.30)	2.1(0.37)	1.4(0.24)	1.9(0.33)
13-mm (1/2-in.) air space, low emittance coating <sup>h</sup>								
ε = 0.60	1.7(0.29)	2.0(0.36)	1.4(0.24)	1.9(0.33)	1.6(0.28)	2.0(0.35)	1.3(0.23)	1.8(0.32)
ε = 0.40	1.5(0.27)	1.9(0.33)	1.3(0.22)	1.8(0.31)	1.5(0.26)	1.9(0.32)	1.3(0.22)	1.7(0.30)
ε = 0.20	1.4(0.25)	1.7(0.29)	1.1(0.20)	1.5(0.26)	1.4(0.24)	1.6(0.28)	1.1(0.20)	1.5(0.27)
<b>Insulating Glass; Triple<sup>d</sup></b>								
6-mm (1/4-in.) air space <sup>e</sup>	1.5(0.27)	1.8(0.32)	1.3(0.22)	1.7(0.30)	1.5(0.26)	1.8(0.31)	1.3(0.22)	1.7(0.29)
13-mm (1/2-in.) air space <sup>e</sup>	1.3(0.23)	1.7(0.30)	1.1(0.19)	1.6(0.28)	1.3(0.22)	1.7(0.29)	1.0(0.18)	1.6(0.28)

Part B. Exterior\* Horizontal Panels (Skylights)

Description	Winter <sup>d</sup>	Summer <sup>e</sup>
<b>Flat Glass<sup>c</sup></b>		
Single Glass	7.0 (1.23)	4.7 (0.83)
<b>Insulating Glass; Double<sup>d</sup></b>		
5 mm (3/16-in.) air space <sup>e</sup>	4.0 (0.70)	3.2 (0.57)
6 mm (1/4-in.) air space <sup>e</sup>	3.7 (0.65)	3.1 (0.54)
13-mm (1/2-in.) air space <sup>e</sup>	3.4 (0.59)	2.8 (0.49)
13-mm (1/2-in.) air space, low emittance coating <sup>f</sup>		
ε = 0.20	2.7 (0.48)	2.0 (0.36)
ε = 0.40	3.0 (0.52)	2.4 (0.42)
ε = 0.60	3.2 (0.56)	2.6 (0.46)
<b>Plastic Domes<sup>g</sup></b>		
Single Walled	6.5 (1.15)	4.5 (0.80)
Double Walled	4.0 (0.70)	2.6 (0.46)

Part C. Adjusting Factors for Various Windows and Sliding Patio Door Types (Multiply U-Values in Parts A and B by These Factors)

Description	Single Glass	Double or Triple Glass	Storm Windows
<b>Windows</b>			
All Glass <sup>h</sup>	1.00	1.00	1.00
Wood Sash, 80% Glass	0.90	0.95	0.90
Wood Sash, 60% Glass	0.80	0.85	0.80
Metal Sash, 80% Glass	1.00	1.20 <sup>m</sup>	1.20 <sup>m</sup>
<b>Sliding Patio Doors</b>			
Wood Frame	0.95	1.00	—
Metal Frame	1.00	1.10 <sup>m</sup>	—

<sup>a</sup>Use Part C for adjustments for various windows and sliding patio doors.

<sup>b</sup>Emissivity of uncoated glass surface = 0.84.

<sup>c</sup>Double and triple refer to number of lights of glass.

<sup>d</sup>3-mm (1/8-in.) glass.

<sup>e</sup>6 mm (1/4-in.) glass.

<sup>f</sup>Coating on either glass surface facing air space, all other glass surfaces uncoated.

<sup>g</sup>Window design: 6 mm (1/4-in.) glass, 3 mm (1/8-in.) glass, 6 mm (1/4-in.) glass.

<sup>h</sup>Refers to windows with negligible opaque areas.

<sup>i</sup>For heat flow up.

<sup>j</sup>For heat flow down.

<sup>k</sup>Based on area of opening, not total surface area.

<sup>m</sup>Values will be less than these when metal sash and frame incorporate thermal breaks. In such thermal break designs U-values will be equal to or less than those for the glass. Window manufacturers should be consulted for specific data.

<sup>n</sup>24 km/h (15 mph) outdoor air velocity, 15°C (60°F) outdoor air, 21°C (70°F) indoor air temperature and no wind direction.

<sup>o</sup>12 km/h (7.5 mph) outdoor air velocity, 12°C (59°F) outdoor air, 21°C (70°F) indoor air temperature, solar radiation = 2 W/m<sup>2</sup> (248.1 Btu/h ft<sup>2</sup>).

The removal of the above U factors is the thermal resistance, R, for each type of glazing. If highly reflective shades (e.g., zinc oxide), tinted Venetian blinds, or closely fitted roller shades are used internally, the thermal R is approximately 0.05 m<sup>2</sup> °C/W (0.29 ft<sup>2</sup> °F ft/Btu). If highly reflective solar screens are used in close proximity to the outer fenestration surface, the additional R value is approximately 0.14 m<sup>2</sup> °C/W (0.24 ft<sup>2</sup> °F ft/Btu).

Tabla A.2.7. DIFERENCIA DE TEMPERATURA PARA CARGA DE ENFRIAMIENTO

POR VIDRIOS (°C)

Solar Time, h	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
CLTD																									
°C	1	0	-1	-1	-1	-1	-1	0	1	2	4	5	7	7	8	8	7	7	6	4	3	2	2	1	1
°F	1	0	-1	-2	-2	-2	-2	0	2	4	7	9	12	13	14	14	13	12	10	8	6	4	3	2	1

Corrections: The values in the table were calculated for indoor air temperature of 25.5°C (78°F) and outdoor air maximum temperature of 35°C (95°F) with an outdoor daily range of 11.6°C (21°F). The table remains applicable only correct for other outdoor maximums 33.3 to 38°C (92 to 100°F) and other outdoor daily ranges 8.9 to 9°C (16 to 16°F), provided the outdoor daily average temperature remains approximately 29.4°C (85°F). If the indoor air temperature is different from 25.5°C (78°F) and/or the outdoor daily average temperature is different from 29.4°C (85°F), the following rules apply: (a) For indoor air temperature less than 25.5°C (78°F), add the difference between 25.5°C (78°F) and indoor air temperature (if greater than 25.5°C (78°F), subtract the difference); (b) For outdoor daily average temperature less than 29.4°C (85°F), subtract the difference between 29.4°C (85°F) and the daily average temperature; if greater than 29.4°C (85°F), add the difference.

Tabla A.2.8. COEFICIENTES DE SOMBREADO

A. Single Glass			Shading Coefficient		
Type of Glass	Nominal Thickness <sup>b</sup>	Solar Trans. <sup>b</sup>	$h_g=22.7$ (4.0)	$h_g=17.0$ (3.0)	
Clear	3 mm (1/8 in.)	0.86	1.00	1.00	
	6 mm (1/4 in.)	0.78	0.94	0.93	
	10 mm (3/8 in.)	0.72	0.90	0.92	
	12 mm (1/2 in.)	0.67	0.87	0.88	
Heat Absorbing	3 mm (1/8 in.)	0.64	0.83	0.85	
	6 mm (1/4 in.)	0.46	0.69	0.73	
	10 mm (3/8 in.)	0.33	0.60	0.64	
	12 mm (1/2 in.)	0.24	0.53	0.58	
B. Insulating Glass					
Clear Out, Clear In	3 mm (1/8 in.) <sup>c</sup>	0.71 <sup>c</sup>	0.88	0.88	
Clear Out, Clear In	6 mm (1/4 in.)	0.61	0.81	0.82	
Heat Absorbing <sup>d</sup>	Out, Clear In	6 mm (1/4 in.)	0.36	0.55	0.58

<sup>a</sup> Refers to factory-fabricated units with 5, 6, or 12 mm (3/16, 1/4, or 1/2 in.) air space or to prime windows plus storm sash.  
<sup>b</sup> Refer to manufacturer's literature for values.  
<sup>c</sup> Thickness of each pane of glass, not thickness of assembled unit.  
<sup>d</sup> Refers to gray, bronze, and green tinted heat absorbing float glass.  
<sup>e</sup> Combined transmittance for assembled unit.

Tabla A.2.9. FACTOR DE GANANCIA SOLAR MAXIMA  $W/m^2$

Use for latitudes 0-24 deg.  
 For latitudes greater than 24, use north orientation, Table 11.  
 For horizontal glass in shade, use the tabulated values for all latitudes.

Month	LATITUDE							
	0	5	10	15	20	25	30	35
Jan	98	98	98	101	107	114	117	117
Feb	107	107	107	110	114	117	120	120
Mar	114	114	117	120	123	126	126	123
Apr	126	126	130	133	133	133	129	126
May	137	139	142	145	142	136	129	126
June	142	145	148	148	145	139	129	126
July	142	142	145	148	148	142	133	129
Aug	133	133	136	142	145	142	134	133
Sept	117	117	120	126	129	133	133	129
Oct	107	107	107	114	120	123	126	126
Nov	101	101	101	101	107	114	120	120
Dec	95	95	95	98	101	107	114	117

Tabla A.2.10. FACTOR DE CARGA DE ENFRIAMIENTO POR VIDRIOS

Exposure Facing	Room Construction	Solar Time, h																								
		1	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35	37	39	41	43	45		
N (Shaded)	L	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.13	0.22	0.48	0.56	0.63	0.71	0.76	0.80	0.82	0.82	0.79	0.75	0.84	0.61	0.48	0.38	0.31	0.25	0.20	
	M	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.53	0.59	0.65	0.70	0.73	0.75	0.76	0.74	0.75	0.79	0.62	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27	
	H	0.23	0.21	0.21	0.20	0.19	0.38	0.45	0.49	0.55	0.60	0.65	0.69	0.72	0.72	0.72	0.70	0.70	0.73	0.57	0.46	0.39	0.34	0.31	0.28	
NNE	L	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.26	0.47	0.47	0.44	0.41	0.40	0.39	0.39	0.38	0.36	0.33	0.30	0.27	0.20	0.16	0.13	0.10	0.08	0.07	
	M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.06	0.34	0.38	0.42	0.39	0.37	0.37	0.36	0.36	0.36	0.36	0.34	0.33	0.30	0.27	0.22	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10
	H	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08	0.26	0.39	0.42	0.39	0.36	0.35	0.34	0.34	0.33	0.32	0.31	0.28	0.23	0.21	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	
NE	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.23	0.41	0.51	0.51	0.45	0.39	0.36	0.33	0.31	0.28	0.26	0.23	0.19	0.13	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.27	0.36	0.44	0.45	0.40	0.36	0.33	0.31	0.30	0.28	0.26	0.24	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.09	0.08	
	H	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.23	0.37	0.44	0.44	0.39	0.34	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.17	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	
ENE	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.21	0.40	0.52	0.57	0.53	0.45	0.39	0.34	0.31	0.28	0.25	0.23	0.18	0.14	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05	
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.20	0.33	0.43	0.49	0.47	0.41	0.36	0.33	0.30	0.28	0.26	0.23	0.20	0.17	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	
	H	0.09	0.09	0.08	0.07	0.07	0.22	0.36	0.46	0.49	0.45	0.38	0.33	0.30	0.27	0.25	0.23	0.21	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	
E	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.19	0.37	0.51	0.57	0.57	0.50	0.42	0.37	0.32	0.29	0.25	0.22	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.18	0.33	0.44	0.50	0.51	0.46	0.39	0.35	0.31	0.29	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	
	H	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.20	0.34	0.45	0.49	0.49	0.43	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	
ESE	L	0.03	0.04	0.03	0.03	0.02	0.17	0.34	0.49	0.58	0.61	0.57	0.48	0.41	0.34	0.32	0.28	0.24	0.20	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	
	M	0.06	0.07	0.06	0.05	0.05	0.16	0.31	0.43	0.51	0.54	0.51	0.44	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26	0.23	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	
	H	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.19	0.32	0.43	0.50	0.52	0.49	0.41	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.21	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11	
SE	L	0.03	0.04	0.04	0.03	0.03	0.13	0.28	0.43	0.55	0.62	0.63	0.57	0.48	0.42	0.37	0.33	0.28	0.24	0.19	0.17	0.12	0.10	0.08	0.07	
	M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.14	0.26	0.38	0.48	0.54	0.56	0.51	0.45	0.40	0.36	0.33	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10	
	H	0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.17	0.28	0.40	0.49	0.53	0.53	0.48	0.43	0.38	0.33	0.30	0.27	0.24	0.20	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	
SSE	L	0.07	0.05	0.04	0.04	0.03	0.06	0.13	0.29	0.43	0.55	0.63	0.64	0.60	0.52	0.45	0.40	0.35	0.29	0.23	0.18	0.15	0.12	0.10	0.08	
	M	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.08	0.16	0.26	0.38	0.48	0.55	0.57	0.54	0.48	0.41	0.39	0.35	0.30	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	
	H	0.12	0.11	0.11	0.10	0.09	0.12	0.19	0.29	0.40	0.49	0.54	0.55	0.51	0.44	0.39	0.35	0.31	0.27	0.23	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	
S	L	0.08	0.07	0.05	0.04	0.04	0.06	0.09	0.14	0.22	0.34	0.48	0.59	0.65	0.65	0.59	0.52	0.43	0.36	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.10	
	M	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.08	0.11	0.14	0.21	0.31	0.42	0.52	0.57	0.54	0.48	0.41	0.34	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	
	H	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.11	0.14	0.17	0.24	0.33	0.43	0.51	0.56	0.55	0.50	0.43	0.37	0.32	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	
SSW	L	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.06	0.09	0.11	0.13	0.19	0.27	0.39	0.52	0.62	0.67	0.65	0.58	0.46	0.36	0.28	0.23	0.19	0.15	0.12	
	M	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.18	0.25	0.35	0.46	0.55	0.59	0.59	0.53	0.44	0.35	0.25	0.22	0.19	0.16	0.14	
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.14	0.16	0.18	0.21	0.27	0.37	0.46	0.53	0.57	0.55	0.49	0.40	0.32	0.26	0.23	0.20	0.18	0.16	
SW	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.24	0.36	0.49	0.60	0.66	0.66	0.58	0.43	0.33	0.27	0.22	0.18	0.14	
	M	0.15	0.14	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.23	0.33	0.44	0.53	0.58	0.58	0.49	0.31	0.24	0.20	0.18	0.16	0.14	
	H	0.13	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.25	0.34	0.44	0.52	0.56	0.56	0.49	0.37	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17	
WSW	L	0.12	0.10	0.08	0.07	0.05	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13	0.17	0.26	0.40	0.52	0.63	0.66	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.15	
	M	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.17	0.24	0.33	0.46	0.54	0.58	0.55	0.42	0.34	0.28	0.24	0.21	0.18	
	H	0.13	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.19	0.26	0.36	0.46	0.53	0.56	0.53	0.38	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17	
W	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12	0.14	0.20	0.32	0.45	0.57	0.64	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14	
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.19	0.29	0.40	0.50	0.56	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17	
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.14	0.15	0.16	0.21	0.30	0.40	0.49	0.54	0.52	0.38	0.30	0.24	0.21	0.18	0.16	
WNW	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.26	0.40	0.53	0.63	0.62	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14	
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.17	0.24	0.33	0.47	0.53	0.53	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17	
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.25	0.36	0.46	0.53	0.52	0.38	0.30	0.24	0.20	0.18	0.16	
NW	L	0.11	0.09	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.23	0.33	0.47	0.58	0.60	0.42	0.31	0.26	0.21	0.17	0.14	
	M	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.42	0.51	0.54	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17	
	H	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10	0.10	0.12	0.13	0.13	0.14	0.16	0.18	0.18	0.19	0.22	0.30	0.41	0.50	0.51	0.36	0.29	0.23	0.20	0.17	
NNW	L	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05	0.07	0.11	0.14	0.18	0.22	0.23	0.27	0.29	0.30	0.31	0.44	0.57	0.62	0.44	0.33	0.28	0.21	0.17	0.14	
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.10	0.12	0.13	0.18	0.21	0.23	0.26	0.27	0.28	0.31	0.39	0.51	0.56	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17	
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.12	0.13	0.17	0.20	0.23	0.23	0.26	0.28	0.28	0.31	0.38	0.49	0.53	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.16	
HOR	L	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.07	0.14	0.24	0.36	0.48	0.58	0.66	0.72	0.74	0.73	0.67	0.59	0.47	0.37	0.29	0.24	0.19	0.16	0.13	
	M	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.11	0.18	0.28	0.41	0.53	0.63	0.72	0.79	0.81	0.80	0.76	0.62	0.56	0.47	0.38	0.28	0.24	0.21	0.18	
	H	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.15	0.20	0.28	0.36	0.45	0.52	0.59	0.62	0.64	0.62	0.58	0.47	0.39	0.29	0.26	0.21	0.21	0.19	0.16	

L = Light construction frame exterior wall, 50 mm (2 in) concrete floor slab, approximately 148 kg (30 lb) of material m<sup>2</sup> (ft<sup>2</sup>) of floor area  
M = Medium construction 101.6 mm (4-in) concrete exterior wall, 101.6 mm (4-in) concrete floor slab, approximately 347 kg (75 lb) of building material m<sup>2</sup> (ft<sup>2</sup>) of floor area  
H = Heavy construction 152.4 mm (6-in) concrete exterior wall, 152.4 mm (6-in) concrete floor slab, approximately 635 kg (130 lb) of building material m<sup>2</sup> (ft<sup>2</sup>) of floor area

Tabla A.2.11. COEFICIENTE " a " PARA CARGA DE ILUMINACION

a	Furnishings	Air Supply and Return	Type of Light Fixture
0.45	Heavyweight, simple furnishings, no carpet	Low rate, supply and return below ceiling [ $V < 2.5 (0.5)$ ]*	Recessed, not vented
0.55	Ordinary furniture, no carpet	Medium to high ventilation rate; supply and return below ceiling or through ceiling grill and space [ $V > 2.5 (0.5)$ ]*	Recessed, not vented
0.65	Ordinary furniture, with or without carpet	Medium to high ventilation rate or fan coil or induction type air-conditioning terminal unit, supply through ceiling or wall diffuser, return around light fixtures and through ceiling space. [ $V > 2.5 (0.5)$ ]*	Vented
0.75 or greater	Any type of furniture	Ducted returns through light fixtures	Vented or free-hanging in air stream with ducted returns

\*Minimum air supply rate is  $0.176 \text{ m}^3 \text{ (6.2 ft}^3\text{) of floor area}$ .

Tabla A.2.12. COEFICIENTE " b " PARA CARGA DE ILUMINACION

Room Envelope Construction* [mass of floor area, (kg/m <sup>2</sup> , lb/ft <sup>2</sup> )]	Room Air Circulation and Type of Supply and Return**			
	Low	Medium	High	Very High
50.8-mm (2-in.) Wood Floor (48.8, 10)	B	A	A	A
76.2-mm (3-in.) Concrete Floor (195.3, 40)	B	B	B	A
152.4-mm (6-in.) Concrete Floor (366.2, 75)	C	C	C	B
203.2-mm (8-in.) Concrete Floor (485.8, 120)	D	D	C	C
304.8-mm (12-in.) Concrete Floor (781.1, 160)	D	D	D	D

\*Floor covered with carpet and rubber pad, for a floor covered only with floor tile take next classification to the right in the same row.

\*\*Low: Low ventilation rate minimum required to cope with cooling load due to lights and occupants in office zone. Supply through floor, wall or ceiling diffuser. Ceiling space not vented and  $A = 1.2 \text{ W/m}^2 \text{ (0.4 Btu/h ft}^2\text{)}$ . (For here  $k = \text{inside/outside convection coefficient used in calculation of } Q \text{ class factor.)}$

Medium: Medium ventilation rate supply through floor, wall or ceiling diffuser. Ceiling space not vented and  $A = 2.4 \text{ W/m}^2 \text{ (0.6 Btu/h ft}^2\text{)}$ .

High: Room air circulation induced by primary air of induction unit or by fan coil unit. Return through ceiling space and  $A = 4.8 \text{ W/m}^2 \text{ (1.2 Btu/h ft}^2\text{)}$ .

Very High: High room air circulation used to minimize temperature gradients in a room. Return through ceiling space and  $A = 8.8 \text{ W/m}^2 \text{ (2.2 Btu/h ft}^2\text{)}$ .

Tabla A.2.13. FACTOR DE CARGA DE ENFRIAMIENTO POR ILUMINACION

°a) Coef. de Reduccion	°b) Clase Iluminacion	Number of hours after lights are turned on																						
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0.40	A	0.02	0.46	0.51	0.55	0.57	0.58	0.59	0.60	0.61	0.62	0.63	0.64	0.65	0.66	0.67	0.68	0.69	0.70	0.71	0.72	0.73	0.74	0.75
	B	0.07	0.51	0.56	0.60	0.62	0.64	0.65	0.66	0.67	0.68	0.69	0.70	0.71	0.72	0.73	0.74	0.75	0.76	0.77	0.78	0.79	0.80	0.81
	C	0.11	0.55	0.59	0.63	0.65	0.67	0.68	0.69	0.70	0.71	0.72	0.73	0.74	0.75	0.76	0.77	0.78	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84
	D	0.14	0.58	0.62	0.66	0.68	0.70	0.71	0.72	0.73	0.74	0.75	0.76	0.77	0.78	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87
0.55	A	0.01	0.56	0.61	0.64	0.66	0.67	0.68	0.69	0.70	0.71	0.72	0.73	0.74	0.75	0.76	0.77	0.78	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84
	B	0.06	0.60	0.64	0.68	0.70	0.71	0.72	0.73	0.74	0.75	0.76	0.77	0.78	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88
	C	0.09	0.63	0.66	0.70	0.72	0.73	0.74	0.75	0.76	0.77	0.78	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.90
	D	0.11	0.66	0.69	0.73	0.75	0.76	0.77	0.78	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93
0.65	A	0.01	0.66	0.71	0.74	0.76	0.77	0.78	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94
	B	0.04	0.69	0.72	0.76	0.78	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96
	C	0.07	0.72	0.75	0.79	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99
	D	0.09	0.73	0.76	0.80	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	1.00
0.75	A	0.01	0.76	0.80	0.84	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	B	0.03	0.78	0.82	0.87	0.90	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	C	0.05	0.80	0.84	0.89	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	D	0.06	0.81	0.85	0.90	0.93	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

Tabla A.2.14. GANANCIA DE CALOR LATENTE Y SENSIBLE POR OCUPANTE

Degree of Activity	Typical Application	Total Heat Adults, Male		Total Heat Adjusted <sup>b</sup>		Sensible Heat		Latent Heat	
		Watts	Btu/h	Watts	Btu/h	Watts	Btu/h	Watts	Btu/h
Seated at rest	Theatre, movie	115	400	100	350	60	210	40	140
Seated, very light work writing	Offices, hotels, apt.	140	480	120	420	65	230	55	190
Seated, eating	Restaurants	150	520	170	580 <sup>c</sup>	75	255	95	325
Seated, light work, typing	Offices, hotels, apt.	185	640	150	510	75	255	75	255
Standing, light work or walking slowly	Retail Store, bank	235	800	185	640	90	315	95	325
Light bench work	Factory	255	880	230	780	100	345	130	435
Walking, 1.3 m/s (3 mph), light machine work	Factory	305	1040	305	1040	100	345	205	695
Bowling <sup>d</sup>	Bowling alley	350	1200	280	960	100	345	180	615
Moderate dancing	Dance hall	400	1360	375	1280	120	405	255	875
Heavy work, heavy machine work, lifting	Factory	470	1600	470	1600	165	565	300	1000
Heavy work, athletics	Gymnasium	585	2000	525	1800	185	635	340	1165

<sup>a</sup>Note. Tabulated values are based on 25.5°C (78°F) room dry bulb temperature. For 26.6°C (80°F) room dry bulb, the total heat gain is the same, but the sensible heat values should be decreased by approximately 8% and the latent heat values increased accordingly.

<sup>b</sup>Adjusted total heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, with the provision that the gain from an adult female is 85% of that for an adult male, and that the gain from a child is 75% of that for an adult male.

<sup>c</sup>Adjusted total heat value for eating in a restaurant is 170 W (580 Btu/h) for food per individual (1.8 W (60 Btu/h) sensible and 1.8 W (60 Btu/h) latent).

<sup>d</sup>For bowling figure one person per alley actually bowling, and all others assisting (170 W (400 Btu/h) of standing and walking slowly 210 W (700 Btu/h).

Also refer to Tables 4 and 7, Chapter 8.

All values rounded to nearest 5 watts or to nearest 10 Btu/h.

Tabla A.2.15. FACTOR DE CARGA DE ENFRIAMIENTO POR OCUPANTE

Total Hours in Space	Hours after Each Hour into Space																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	0.49	0.58	0.67	0.73	0.77	0.80	0.82	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	1.00
4	0.49	0.54	0.66	0.71	0.75	0.79	0.82	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	1.00
6	0.50	0.60	0.67	0.72	0.76	0.79	0.82	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	1.00
8	0.51	0.61	0.67	0.72	0.76	0.80	0.82	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	1.00
10	0.51	0.61	0.67	0.72	0.76	0.80	0.82	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	1.00
12	0.55	0.64	0.70	0.74	0.78	0.81	0.84	0.86	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	1.00	1.00	
14	0.58	0.66	0.72	0.76	0.80	0.83	0.85	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	1.00	1.00	1.00	
16	0.62	0.70	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	
18	0.66	0.74	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.97	0.98	0.99	1.00	1.00	1.00	

A N E X O 3



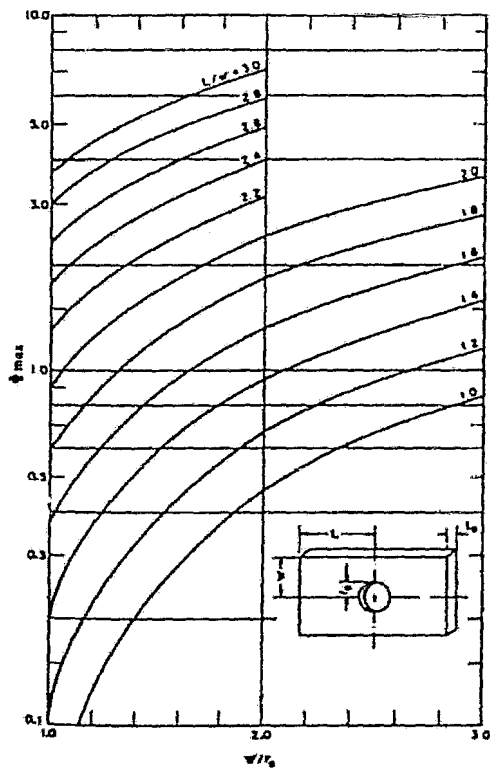


Fig. A.3.1. RESISTENCIA MAXIMA PARA ALETAS RECTANGULARES

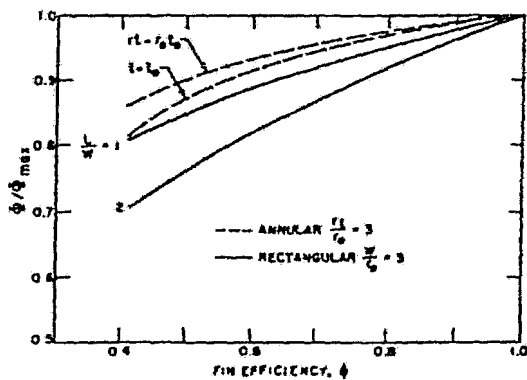
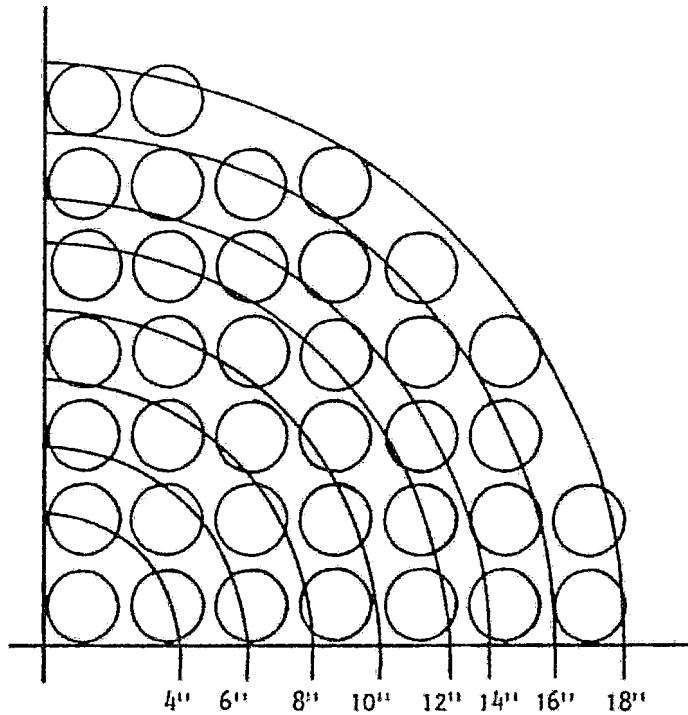


Fig. A.3.2. VARIACION DE LA RESISTENCIA EN FUNCION DE LA EFICIENCIA PARA ALETAS ANULARES Y RECTANGULARES



Diámetro de coraza	Número de tubos	
	por cuadrante	total
4'' Ced. 40	1	4
6'' Ced. 40	3	12
8'' Ced. 40	6	24
10'' Ced. 40	8	32
12'' Ced. 40	13	52
14'' Ced. 30	19	76
16'' Ced. 30	24	96
18'' Ced. 20	31	124

Fig. A.3.3. DISPOSICION Y NUMERO DE TUBOS PARA DIFERENTES DIAMETROS DE CORAZA IPS

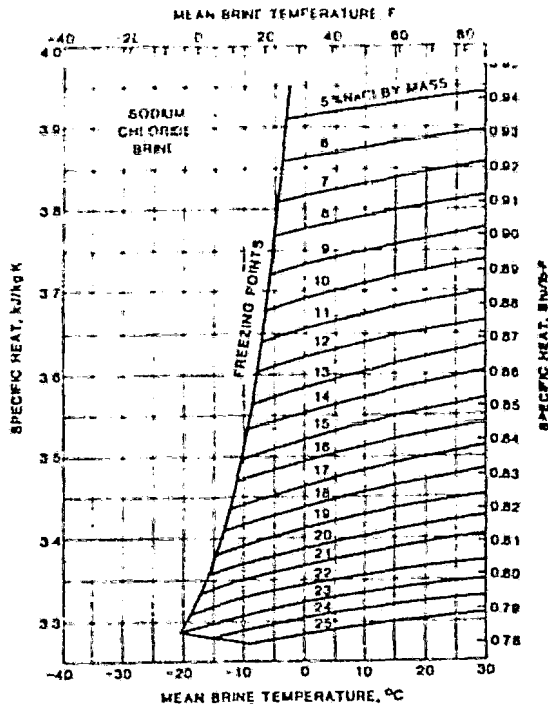


Fig. A.3.4. CALOR ESPECIFICO DE SALMUERA DE NaCl

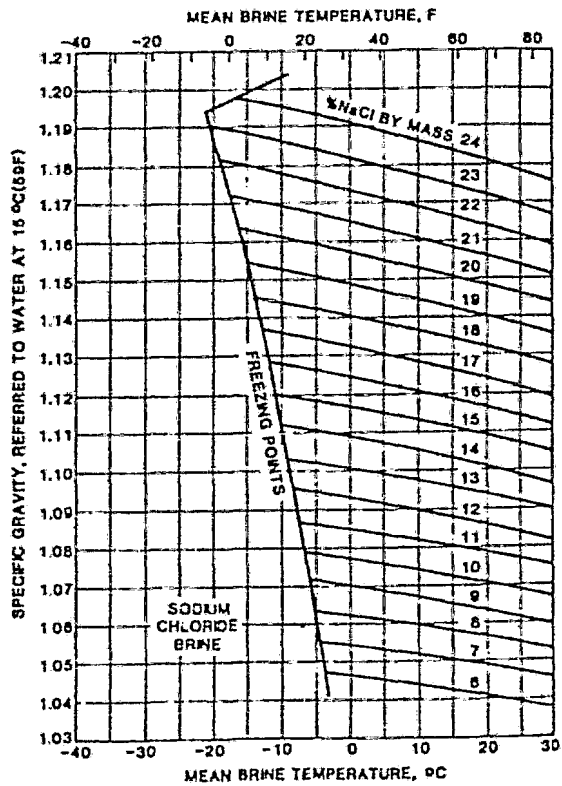


Fig. A.3.5. GRAVEDAD ESPECIFICA DE SALMUERA DE NaCl

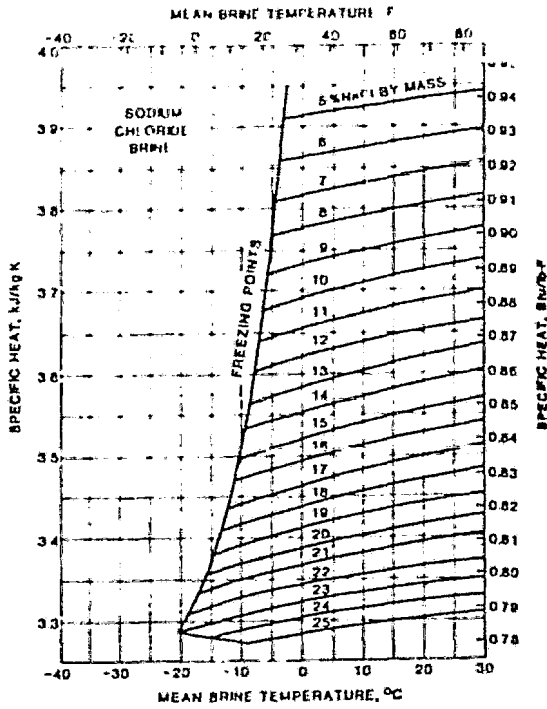


Fig. A.3.4. CALOR ESPECIFICO DE SALMUERA DE NaCl

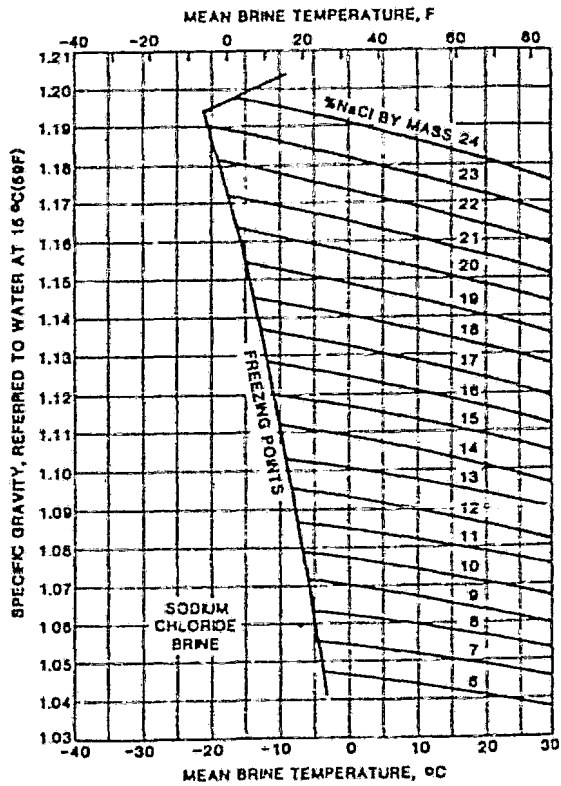


Fig. A.3.5. GRAVEDAD ESPECIFICA DE SALMUERA DE NaCl

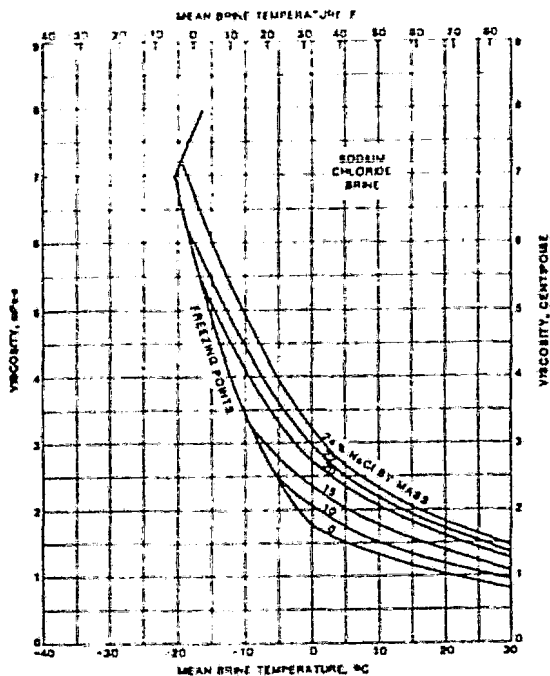


Fig. A.3.6. VISCOSIDAD DE SALMUERA DE NaCl

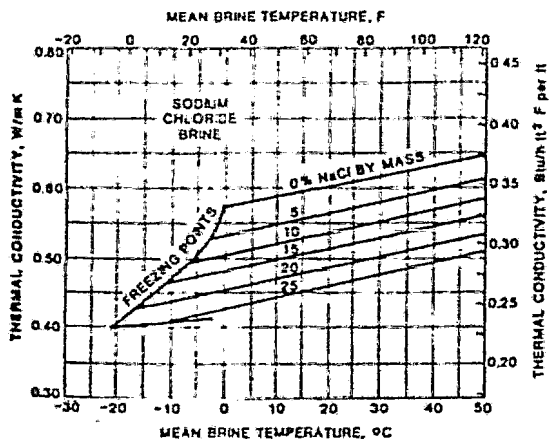


Fig. A.3.7. CONDUCTIVIDAD TERMICA SALMUERA DE NaCl

## B I B L I O G R A F I A

1. ALVAREZ, OJEA, E.  
REFRIGERACION POR ABSORCION  
EDITORIAL BELL, S. A.  
1975
2. AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR - CONDITIO-  
NING ENGINEERS, INC.  
ASHRAE HANDBOOK 1979 EQUIPMENT VOLUME  
U. S. A. 1979
3. AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR - CONDITIO-  
NING ENGINEERS, INC.  
ASHRAE HANDBOOK 1981 FUNDAMENTALS  
U. S. A. 1981
4. BALZHISER, E. R.; SAMUELS, R. M.; ELIASSEN, D. J.  
TERMODINAMICA QUIMICA PARA INGENIEROS  
PRENTICE/HALL INTERNACIONAL  
1974
5. BERTHOUD, A.  
DETERMINATION DES TEMPERATURES ET DES PRESSIONS CRITIQUES DES  
AMINES ET DES CHLORURES D'ALCOYLES  
JOURN. DE CHEM. ET PHYS. 15, 1-29 (1929)
6. BONAUGURI, E.; BONFANTI, A.  
PROPIETAS DELLA COPPIA  $\text{CH}_3\text{NH}_2 - \text{H}_2\text{O}$   
LA TERMOTECNICA, 5, (1954)

7. BONAUGURI, E.  
PRELIMINARY NOTES ON A SOLAR ABSORTION UNIT  
PROGR. REFRIG. SCI. TECH.  
PROCCEDINGS OF 12th INT. CONG. OF REFRIGERATION  
PUBL. INST. INTER. FROID, 1967
8. BONAUGURI, E.  
MACHINE FRIGORIFIRE AD ASSORBIMENTO A SECCO CON AMMONIACATI  
DI  $\text{CaCl}_2$   
LA TERMODINAMICA, 7, 362 (1961)
9. BROWNELL, E. L.; YOUNG, H. E.  
PROCESS EQUIPMENT DESING  
JOHN WILEY AND SONS  
U. S. A., 1976
10. CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY  
HANDBOOK OF AIR CONDITIONING COMPANY  
MC. GRAW HILL  
1965
11. CRANE CO.  
FLOW OF FLUIDS  
U. S. A., 1976
12. EGGERS-LAURA, A.; BECHTOFT, N.; STUBKIER, B.; WORSE-SCHMIDT, P.  
POTENCIAL USE OF SOLAR POWDERED REFRIGERATION BY AN INTERMITTENT  
SOLID ABSORPTION SYSTEM  
THE TECHNICAL UNIVERSITY OF DENMARK  
1965

13. EPHRAIM, F.; LINN, R.  
VEBER DIE NATUR DER NEBENVALENZEN VI DER EINFLUBS DES NAUTRAI-  
TEILS ANF DIE BESTANDIGKEIT VON KOMPLEXEN  
BER. D. CHEM. GES., 46, 3742-62 (1913)
14. FELSING, W. A.; THOMAS, A.  
VAPOR PRESSURES AND OTHER PHYSICAL CONSTANTS OF METHYLAMINE  
AND METHYLAMINE SOLUTIONS  
IND. ENG. CHEM., 21, 1269, (1929)
15. FELSING, W. A.; WOHLFORD, P. H.  
THE HEATS OF SOLUTION OF GASEOUS METHYLAMINE  
J. AMER. CHEM. SOC., 54, 1442-45 (1932)
16. FLECHON, J.; MACHIZAND, F.  
RECHERCHE D' UN COUPLE FRIGORIFIRE ADAPTE A LA REFRIGERATION  
SOLAIRE EN ZONE TROPICALE  
REV. PHYS. APPL., 14, 97 (1979)
17. FURRER, M.  
THERMOANALYTISCHE UNTERSUCHUNG AUSGEWAHLTER KOMPLEXE VON  
ANORGANISCHEN CHLORIDEN MIT AMMONIAK - DERIVATEN  
EIDG. INSTITUT FUR REAKTORFORSCHUNG WURENLINGEN  
SCHWEIZ  
EIR - BERICHT NR. 392  
WURENUNGEN, APRIL, 1980
18. GILLESPIE, J. L.  
EQUATIONS FOR VAPOR PRESURES AND LATENT HEATS, INCLUDING  
APROXIMATE EQUATIONS FOR SOLID COMPOUNDS CONTAINING A GASEUS  
COMPONENT  
AMERICAN ACADEMY OF ART AND SCIENCES, 66, 3 (DEC. 1930)



19. GONZALES, E. A.; ACEVEDO, R. M.; BUENDIA, D. E.  
ESTUDIO TEORICO EXPERIMENTAL SOBRE LA UTILIZACION DE HELIO  
EN UN CICLO DE REFRIGERACION POR DIFUSION  
TESIS  
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M. (1981)
20. HARTOULARI, R.  
CONTRIBUTION A L' ETUDE DE L' EVOLUTION DES SYSTEMES SOLIDE (1)  
- GAS - SOLIDE (2) AN VOISINAGE DE L' EQUILIBRE, EXEMPLES DE  
QUELQUES SYSTEMES SELS METALIQUES AMONIAC - AMONIACATES  
THESE  
UNIVERSITE DE DIJON (1973)
21. HERNANDEZ, A. E.  
LAS COORDENADAS HORARIAS DE LA TRAYECTORIA DIARIA DEL SOL SO--  
BRE EL HORIZONTE Y SU REPRESENTACION POLAR EN LA REPUBLICA ME--  
XICANA  
CENTRO DE INVESTIGACION DE MATERIALES U.N.A.M. (1977)
22. HERNANDEZ, E.; MARTINEZ, R.  
LA VARIACION ANUAL EN MEXICO DE LA RADIACION SOLAR DIRECTA SO--  
BRE PLANOS VERTICALES ORIENTADOS HACIA LOS CUATRO PUNTOS CARDI--  
NALES  
CENTRO DE INVESTIGACION DE MATERIALES U.N.A.M. (1977)
23. HERNANDEZ, GORIBAR, E.  
FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION  
LIMUSA  
1980

24. HERNANDEZ, J.; SAMANO, A.; BEST, R.; PILATOWSKY, I.  
ESTUDIO DE LA DISIPACION TERMICA EN UN ABSORBEDOR SOLIDO - GAS  
MEMORIAS DE LA VI REUNION NACIONAL DE ENERGIA SOLAR  
LA PAZ, BAJA CALIFORNIA SUR, MEXICO  
1982
25. HOFMANN, A. W.  
NOCH EINIGES UBER DIE AMINE DER METHYL-AETHYLREIHE  
BER. D. CHEM. GES., 22, 699-705 (1889)
26. HOUGEN, O. A.; WATSON, K. M.; RAGATZ, R. A.  
PRINCIPIOS DE LOS PROCESOS QUIMICOS, VOL II. TERMODINAMICA  
EDITORIAL REVERTE S. A.  
1975
27. HSIA, W.  
DISSERTATION KARLSRUHE; ERSCHEINT DEMMACHST  
KALTE - TECHNISCHEN INSTITUT IN KARLSRUHE
28. KERN, W.  
PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR  
C.E.C.S.A.  
1978
29. LANG, W. R.  
NOTE ON THE FORMATION ON DI - AND - HEXAMETHYLAMONID - CADMIUM  
CHLORIDES  
PROCEEDINGS, CHEM. SOC., 19, 125 (1903)
30. MATHESON GAS PRODUCTS  
MATHESON GAS DATA BOOK , FIFTH EDITION  
U. S. A., 1971

31. MEHL, W.  
DIE THERMISCHEN EIGENSCHAFTEN VON METHYLAMIN UND ATHYLAMIN UND  
IHRE VERWENDUNG IN KALTE MASCHINEN  
B. Z. GES. KALTEIND. REIHE 1, H. 3, BERLIN (1933)
32. MEHL, W.  
Z. GAS KALTEINDUSTRIE, 42, 13 (1935)
33. MULER, A.  
BULLETIN DE LA SOC. CHIM. DE LA FRANCE  
SER 1, T 45, 439
34. NATIONAL RESEARCH COUNCIL OF THE UNITED STATES OF AMERICA  
INTERNATIONAL CRITICAL TABLES OF NUMERICAL DATA, PHYSICS,  
CHEMISTRY AND TECHNOLOGY  
1933
35. NIERBERGALL, H. P.  
HANDBUCH DES KALTETECHNIK  
SORPTIONS-KALTEMASCHINEN VOL. VII  
SPRINGER - VERLAG, BERLIN/GOTTINGEN/WEIDELBERG  
1959
36. PERRY, H. R.; CHILTON, H. C.  
CHEMICAL ENGINEERS HANDBOOK, FIFTH EDITION  
MC. GRAW HILL  
1973
37. PETERS, W.  
UBER ADDITIONEN VON ALIPHATISCHEN AMINEN AND METAL - ISALZE  
Z. F. ANORG. UND ALLG. CHEM., 89, 191-209 (1914)

38. PILATOWSKY, I.  
ETUDE SUR L' UTILISATION DU SYSTEME  $\text{CaCl}_2 - \text{CH}_3\text{NH}_2$  DANS LA  
REFRIGERATION SOLAIRE PAR ABSORPTION  
THESE  
UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNIQUES DU LANGUEDOC, 1978
39. PILATOWSKY, I.; BEST, R.  
ANALISIS SOBRE LA UTILIZACION DE ABSORBENTES SOLIDOS EN LA RE-  
FRIGERACION SOLAR  
MEMORIAS DE LA IV REUNION DE LA ASOCIACION NACIONAL DE ENERGIA  
SOLAR  
1980
40. PILATOWSKY, I.; BEST, R.  
ANALISIS TERMODINAMICO DEL SISTEMA CLORURO DE CALCIO - MONOMETIL  
AMINA (  $\text{CaCl}_2 - \text{CH}_3\text{NH}_2$  ) PARA EL ACONDICIONAMIENTO DE --  
UTILIZANDO ENERGIA SOLAR  
MEMORIAS DE LA III REUNION LATINOAMERICANA Y V REUNION NACIONAL  
DE ENERGIA SOLAR  
1981
41. RASE, H. P.; BARROW, M. H.  
INGENIERIA DE PROYECTO PARA PLANTAS DE PROCESO  
C.E.C.S.A.  
1979
42. REID, C. R.; SHERWOOD, K. T.  
THE PROPERTIES OF GASES AND LIQUIDS THEIR ESTIMATION AND CORRE  
LATION  
MC. GRAW HILL  
1966

43. SECRETARIA DE AGRICULTURA Y RECURSOS HIDRAULICOS  
NORMALES CLIMATOLOGICAS DEL SERVICIO METEOROLOGICO NACIONAL
44. SIMON, A.; GLAUNER, R.  
BEITRAGE ZUR KENNTNIS DES KOMPLEX CHEMISCHEN VERHALTENS DES  
LITHIUMS DIE SYSTEME LITHIUM - HALOGENID, MONO-DI-UND TRIME-  
THYLAMIN  
Z. F. ANORG. UND ALLG. CHEM., 178, 177-201 (1929)
45. SMITH, J. M.; VAN NESS, H. C.  
INTRODUCTION TO CHEMICAL ENGINEERING THERMODYNAMICS  
MC. GRAW HILL  
1975
46. STOECKER, W. F.  
REFRIGERACION Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE  
MC. GRAW HILL  
1981
47. THOMSON  
CHEM. NEWS , 123, 204 (1921)
48. VAHL, L.  
METHYLAMIN ALS KALTEMITTEL IN TROCKENEN ABSORPTIONS - KALTEMAS-  
CHINEN  
Z. F. D. GES. KALTE - INDUSTRIE 1 HELF, 39 JAHRGANG, 7-12 (1932)
49. VAHL, L.  
METHYLAMIN ALS KALTEMITTEL IN TROCKEN ABSORPTIONS KALTEMASCHINEN  
Z. F. D. GES KALTE - INDUSTRIE, 2 HELF, 39 JAHRGANG, 23-26  
(1932)