



12 201

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

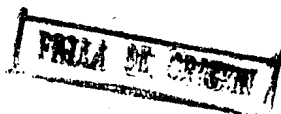
FACULTAD DE QUÍMICA

Diseño y Construcción de un Refrigerador Solar
para la Conservación de Medicamentos en Zonas
Aridas utilizando el Sistema $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO QUÍMICO
PRESENTA

MARIO BARROSO MORENO



México, D. F.

EXAMENES PROFESIONALES
FAC. DE QUÍMICA

1990.



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

CAPITULO I

CONTENIDO

I.-) INTRODUCCION	1
1.0.-) Problemática Nacional	5
1.1.-) Objetivos	6
1.2.-) Generalidades	9
Definición: Refrigeración	9
1.21.-) Ciclos de Refrigeración	9
1.22.-) Refrigeración por Compresión	9
1.23.-) Refrigeración por absorción	11
1.24.-) Refrigeración por absorción Líquido-gas .	12
1.25.-) Refrigeración por absorción Sólido-gas .	17
1.3.-) Selección del Sistema	20
1.4.-) Programa de Expansión de Inmunización	25
1.5.-) Antecedentes Actuales	30
Refrigerador Fotovoltaico por Compresión	30
Refrigerador Fotovoltaico Termoelectrico	35
Refrigerador por absorción Sólida Zeolita-agua ...	38
Refrigerador por absorción Sólida $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$...	41
Refrigerador por absorción Líquida $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$..	43
1.6.-) Refrigerador Solar para la Conservación de Medicamentos en Zonas Áridas utilizando el Sistema por absorción Sólido-gas, $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$	45
1.7.-) Glosario	54
1.8.-) Bibliografía	55

CAPITULO II

CONTENIDO

II.-) SISTEMAS DE ABSORCION SOLIDO-GAS	57
2.1.-) Método de Cálculo	57
2.110.-) Cantidad de Refrigerante por Cantidad de Sólido.	59
2.111.-) Relación Máxima de Refrigerante Absorbida por el Sólido.	59
2.112.-) Relación de Refrigerante Fijo después de la Desorción.	60
2.113.-) Relación de Refrigerante Desorbida.	60
2.120.-) Potencia Frigorífica Específica del Refrigerante.	60
2.121.-) Potencia Frigorífica Específica por Unidad de Masa de Absorbente Sólido.	61
2.122.-) Potencia de Refrigeración.	61
2.130.-) Cantidad de Sólido Necesario.	62
2.131.-) Cantidad de Refrigerante Absorbido.	62
2.132.-) Cantidad de Sólido Complejo.	62
2.140.-) Requerimientos Térmicos Durante la Disociación.	62
2.141.-) Requerimientos Térmicos Durante la Condensación.	64

2.142.-)	Requerimientos Térmicos Durante la Evaporación.	64
2.143.-)	Requerimientos Térmicos Durante la absorción.	64
2.160.-)	Cálculo del Rendimiento de Carnot. ..	66
2.161.-)	Efecto Térmico Ideal.	69
	1.-) Cálculos Estequiométricos. ...	69
	2.-) Rendimiento Térmico.	71
2.2.-)	Bibliografía.	73

CAPITULO III

CONTENIDO

III.-) ANALISIS TERMODINAMICO DEL SISTEMA

$\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$	74
3.-) Resultados y Conclusiones	76
3.1.-) Rendimiento de Carnot η_c	78
3.2.-) Rendimiento Térmico Ideal η_o	80
3.3.-) Cálculo del Rendimiento Térmico Teórico η'_o	82
3.4.-) Cálculo de la Garantía η_g	87
3.5.-) Bibliografía	88

CAPITULO IV

CONTENIDO

IV.-) DISEÑO DEL PROTOTIPO	90
4.1.-) Condiciones de Diseño	90
4.11.-) Condiciones Teóricas de	90
funcionamiento	
4.2.-) Diseño Mecánico y Cálculos	92
4.21.-) Diseño del Recipiente Isotérmico ..	92
4.22.-) Carga Térmica	95
1.-) Ganancia de Calor a Través	
de la pared.	95
2.-) Cambios de Aire	103
3.-) Calor de Productos	105
4.23.-) Cálculo de la Carga Térmica	
Total	106
4.24.-) Métodos Cortos	107
4.25.-) Comparación de Resultados	108
4.3.-) Diseño del Colector (Desorbedor - Absorbedor)	109
4.31.-) Cálculos Estequiométricos	110
4.310.-) Relación Mónica	110
4.311.-) Amoníaco Liberado en	
la desorción	112

4.312.1)	Potencia Frigorífica Específica del Refrigerante	114
4.312.2)	Potencia Frigorífica Específica del Absorbente	112
4.312.3)	Potencia de Refrigeración	113
4.313.-)	Masa de Sólido Necesaria.	113
4.314.-)	Potencia Frigorífica Disponible del sólido	115
4.315.-)	Masa de Refrigerante Absorbido por etapa	115
4.316.-)	Masa de Refrigerante Disociado por etapa	115
4.317.-)	Masa Disociada total de Refrigerante	115
4.318.-)	Potencia Frigorífica Disponible del Refrigerante	116
4.319.-)	Masa del Compuesto en cada etapa ..	116
4.32)	Requerimientos Térmicos	116
1)	Calor Sensible	116
1.11.-)	Primera Etapa de Disociación	116
1.12.-)	Segunda Etapa de Disociación	116
1.13.-)	Calor Sensible de la Masa del absorbedor	117

2.-) Calor Latente	118
2.21.-) Primera Etapa de Disociación	118
2.22.-) Segunda Etapa de Disociación	118
2.23.-) Calor Latente Total	118
4.33.-) Requerimiento Térmico Total	118
4.34.-) Requerimiento Térmico sin consi- derar pérdidas térmicas	118
4.35.-) Cálculo de la Potencia de Calentamiento	119
4.4.-) Diseño del Condensador	125
4.5.-) Diseño del Recipiente de Condensados	137
4.6.-) Diseño del Evaporador	139
4.7.-) Instrumentación	143
4.8.-) Balance de Energía	145
1.-) Condensador	145
2.-) Absorbedor	145
2.1.-) Calor Sensible	145
2.2.-) Calor Total de Absorción	145
2.3.-) Calor de Reacción	145
2.4.-) Calor de Reacción Total	146

2.5.-)	Sub enfriamiento	146
2.6.-)	Enfriamiento de la masa del Absorbedor	146
2.7.-)	% de Error del Balance Térmico ..	147
4.9.-)	Bibliografía	148

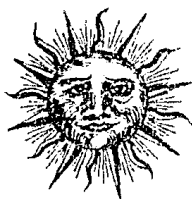
CAPITULO V

CONTENIDO

V.-) CONCLUSIONES	149
Proyecto del Plan de Prueba	150

CAPITULO I

I.-) INTRODUCCION

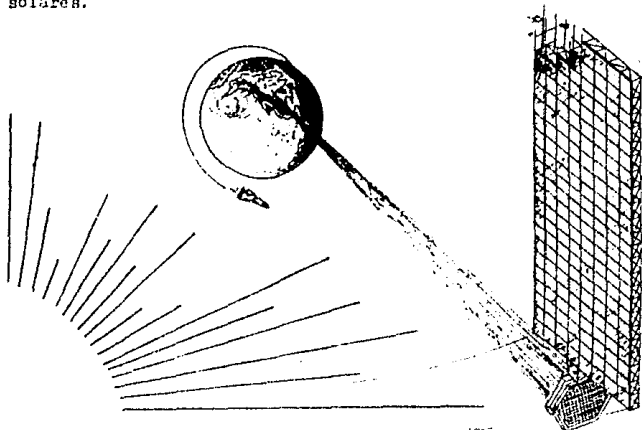


*“Construyamos
más alto el
lado sur de
las casas,
para captar el
sol en invierno.”*

Jenofonte (450 a.C.-345 a.C.)

PROYECTO 2000
PLANTA ELECTRICA ORBITAL

Ingenio compuesto por un enorme panel de colectores de energía, que recibirían la luz solar y la transmitirían a la tierra en forma de microondas. De esta forma, se eliminaría la posibilidad de que largos periodos nublados provocaran escasez de energía. Por otro lado, el satélite colector obvia el problema que padecen los países situados en latitudes extremas (muy al norte ó muy al sur), que reciben radiación solar debilitada y demasiado oblicua como para ser debidamente aprovechada. El satélite estaría programado para mantenerse constantemente en ángulo de incidencia ideal con los rayos solares.



DESIERTO ENERGETICO

El hombre empezó a ser consciente de ello en 1973, cuando la Organización de Países Exportadores de Petróleo (OP&P) dió su primer gran golpe, aumentando el precio de un barril de petróleo crudo (260 litros) de US\$ 2.6 a US\$ 10.0.

Eso significó que, para todo el mundo, se acabaron los días de la energía barata. Aumentos posteriores dispuestos por la OP&P determinaron que un barril de crudo pueda costar hoy mucho más.

Sin embargo, lo peor de la situación fué que los estudiosos se dieron cuenta de que el petróleo no solamente se estaba haciendo más caro, sino que también se estaba acabando.

En un primer momento nadie se preocupó demasiado, había fuentes alternativas de energía, en la fisión del uranio, en la fusión de los átomos de hidrógeno, en el carbón y otros recursos.

La casi tragedia de Three Miles Island, cerca de Harrisburg, en Estados Unidos, sirvió para subrayar que la energía nuclear es muy práctica, pero que todavía no ha sido comprendida en todos sus aspectos, en especial en lo que se refiere a seguridad.

La fusión, entretante se demora de manera alarmante los científicos no han podido establecer la reacción en cadena controlada que se requiere para emplear este medio tecnológico.

El carbón, es atacado por la gran cantidad de contaminación que crea. Aparte de ser mucho menos versátil que el petróleo (no puede ser combustible de vehículo automotora). Si se usara en las mismas proporciones que los hidrocarburos, el aire de las ciudades sería poco menos que irrespirable.

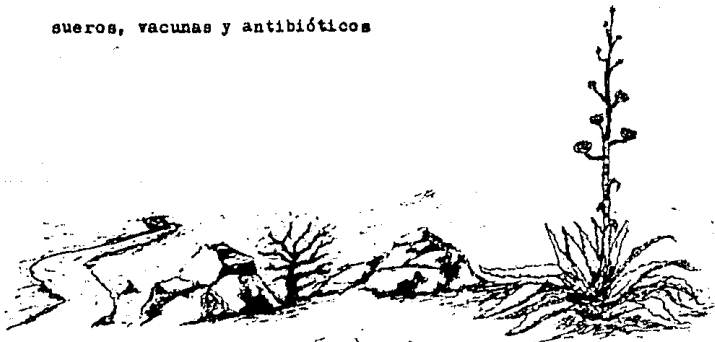
De modo que, atrapado en la temible pinza del aumento de los precios del petróleo y el incremento en los peligros comprobados de otros combustibles, el hombre se vió obligado a volver la vista a las fuentes energéticas que siempre han existido en la naturaleza: el Sol, las mareas, los vientos, la geotermia, etc.

Entre todos ellos, el Sol descuella de manera señalada. Una gran bola ignea, con una masa 330 000 veces la de la tierra y una temperatura de 30 000 000 de °F, capaz de generar la energía necesaria que consume la humanidad en un año. - de acuerdo con los patrones actuales y que la tierra recibe - en doce horas a razón de 85 billones de Kilovatios.

1.0.-) PROBLEMATICA NACIONAL

En México, la mayoría de las poblaciones marginadas - (alrededor de 60 000) se encuentran en regiones áridas ó semiáridas, en donde la distribución de servicios como electricidad, agua y combustibles es escasa y en algunos casos nula. La dotación de energía eléctrica en estas localidades no está prevista, por lo menos a corto plazo. La política de electrificación de zonas rurales ha establecido que no se dotará de este servicio a poblaciones con un número de usuarios menores de 1 000.

Lo antes dicho, origina la búsqueda de una solución energética a corto plazo para enfrentar la demanda de la conservación de productos perecederos así como de medicamentos, sueros, vacunas y antibióticos



1.1.-) OBJETIVOS

La falta de servicios y el clima de nuestro país se prestan como fondo del presente estudio, el cual está encaminado a utilizar la energía térmica del Sol. En particular las zonas áridas y semiáridas presentan una gran insolación, que en algunos casos rebasa los 900watts./m^2 de superficie de exposición fig. (1.10), lo cual permite utilizar la energía solar

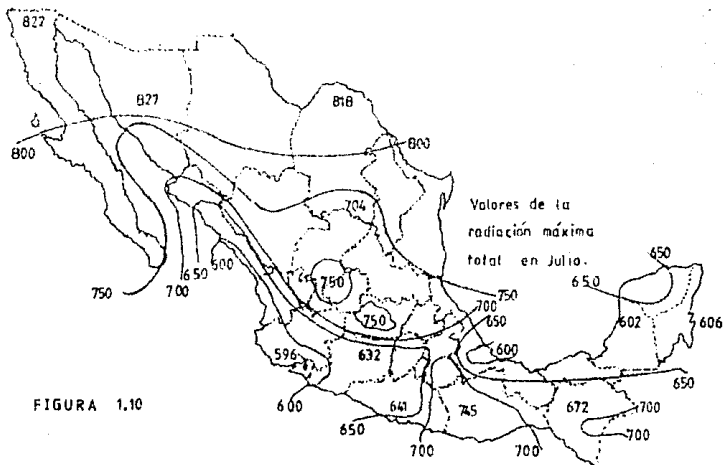


FIGURA 1.10

para la conservación de medicamentos, sueros y vacunas en las zonas diseminadas por el norte de la República, con refrigeradores sin las complicaciones mecánicas de la utilización de compresores ya sea eléctricos ó activados por motores de com-

combustión interna, lo que implicaría más problemas por la escasez de combustible (gasolina ó diesel), y el aumento constante de los precios de éstos, sin la utilización de agua como refrigerante, vital líquido carente en muchos lugares.

Este planteamiento posibilita la utilización de la gran insolación 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, compatible con estos sistemas de captación.

Sin embargo, las condiciones climatológicas de estas regiones; temperatura diurna elevada (> 30 °C.), la poca ó nula disponibilidad de agua, etc., limitan la selección del sistema refrigerante utilizado en el ciclo de refrigeración.

Al examinar las características de los ciclos de refrigeración posibles de operar con energía solar se propone utilizar el fenómeno de la absorción, como absorbato amoníaco (NH_3), como absorbente cloruro de calcio (Ca Cl_2), con las limitaciones antes mencionadas y las características necesarias del sistema químico, así como con un análisis termodinámico del mismo, se pretende solucionar la problemática de la utilización de la energía solar que por otros medios sería más complicada, como en el caso de los sistemas absorbente líquido-refrigerante los que generan una serie de inconvenientes como: en primer lugar la rectificación del vapor del absorbente, la integración de recuperadores de calor sensible, gran cantidad de agua de enfriamiento, el bombeo de las soluciones en circu-

lución. Por otro lado, el operar a temperaturas de condensación elevadas, implica generar a las mismas (liberación del refrigerante) condiciones, sobrepasando en algunos casos los límites de funcionamiento de un colector solar plano ($> 120^{\circ}\text{C}$). Factores que deben de tomarse en cuenta si se quiere obtener un buen rendimiento termodinámico.

De lo anterior expuesto se desprende la argumentación necesaria, para enmarcar nuestro objetivo principal en el esquema del desarrollo de la tecnología de la refrigeración solar propuesta por la Organización Mundial de la Salud (O.M.S.) para lo cual se plantea El Diseño y Construcción de un Refrigerador Solar para la conservación de medicamentos en Zonas Áridas utilizando el sistema Cloruro de Calcio - Amoniaco.

1.2.-) GENERALIDADES

DEFINICION:

REFRIGERACION

Se llama refrigeración al procedimiento mediante el cual se consigue la eliminación del calor, de un espacio cerrado y de lo que él contenga para mantenerlo a una temperatura inferior a la del medio ambiente. Este calor eliminado se utiliza para evaporar un líquido cuya temperatura de ebullición a presión atmosférica es inferior a 0°C . Ejemplo: (gases licuados), cuya posterior condensación permite su reutilización para una subsecuente evaporación, estableciéndose un ciclo termodinámico.

1.21) CICLOS DE REFRIGERACION

De los ciclos de refrigeración los más usados son los de compresión y absorción. En ellos existen procesos sensibles o latentes. El proceso es latente cuando la temperatura del refrigerante al absorber calor, permanece constante y cambia de estado, es sensible, cuando la temperatura del refrigerante varía al absorber calor. En los usos, la temperatura del agente de refrigeración es menor que la del espacio por refrigerar.

1.22) REFRIGERACION POR COMPRESION

En la refrigeración por compresión, se confina un vapor de baja presión aplicando un esfuerzo mecánico y descargándolo

lo al condensador, a las condiciones de presión necesarias para su licuefacción.

Utilizándose un ciclo cerrado de funcionamiento con el fin de mantener las mismas cantidades de refrigerante y sin la necesidad de un abasto continuo.

En la fig. (1.22) se presentan las fases de un ciclo cerrado de refrigeración por compresión. A la salida del compresor el refrigerante sobrecalentado (1, 1') y alta presión es enviado al condensador, cambia de vapor a líquido,

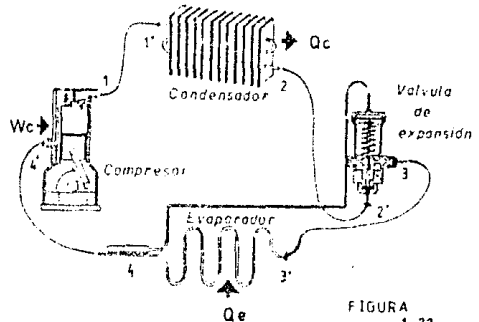


FIGURA 1.22

bajando su temperatura, (1', 2). El condensado pasa a través de la válvula de expansión, en donde mediante una expansión isotérmica (2', 3) se alcanzan las condiciones de evaporación, el refrigerante a baja presión absorbe calor del espacio a enfriar, evaporándose espontáneamente (3', 4). El vapor proveniente del evaporador es succionado por el compresor, comprimido isentrópicamente (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 (P_c) en la línea de descarga del compresor y la entrada de la válvula de expansión y la zona de baja presión

(Fe) comprendida entre la salida de la válvula de expansión, el evaporador y la línea de succión del compresor.

1.23) Refrigeración por absorción

El sistema de absorción es el que utilizan los refrigeradores a base de kerosina, gas o resistencias eléctricas.

Este sistema se utiliza preferentemente en el campo (donde no hay electricidad, se usan los refrigeradores a base de kerosina o gas).

En la figura (1.23), se presenta el ciclo de refrigeración por absorción.

Como dentro de la refrigeración por absorción se presentan dos alternativas dependiendo del absorbente empleado (líquido o sólido) presentará un estudio de las características de ambos sistemas, para adecuar la solución.

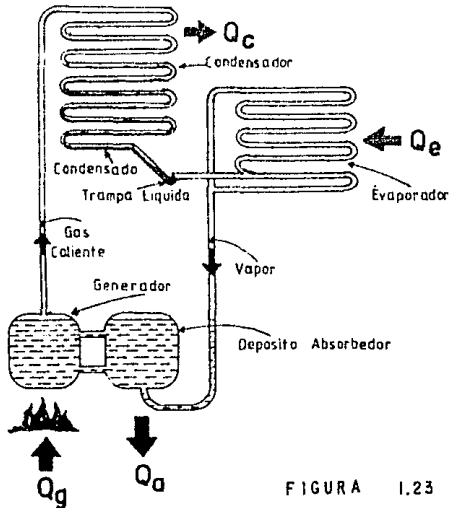


FIGURA 1.23

En este sistema de refrigeración, por el contrario de lo que sucede en el de compresión, no hay ningún movimiento mecánico. La continuidad del ciclo está asegurada por la fuente de ca

lor.

El principio de la refrigeración por absorción consiste, en aprovechar la propiedad que puede tener una sustancia para absorber otra, estas soluciones pueden regenerarse térmicamente y la concentración obtenida es función de la temperatura y presión.

En el absorbedor el vapor refrigerante es absorbido a baja presión y baja temperatura por el absorbente. En la mayoría del casos la solubilidad del vapor, genera calor de solución.

Absorbido el refrigerante pasa al generador donde es sometido a una fuente de calor para desorberlo y por efecto de la elevación de temperatura se obtiene un aumento de presión, consiguiendo de esta manera las condiciones que genera un compresor mecánico.

1.24) REFRIGERACION POR ABSORCION LIQUIDO - GAS

En este sistema el absorbente es líquido, la solución se forma bajo las condiciones termodinámicas de la mezcla gas-líquido de concentración X_1 en el absorbedor, esta llega al generador donde se suministra calor, el refrigerante vaporizado se se para a alta presión y temperatura, resultando una mezcla con concentración final X_2 siendo la concentración inicial mayor que la concentración final. Este vapor es licuado en el condensador y enviado al evaporador por la válvula de expansión, en donde gra

cias a esta expansión, se vaporiza nuevamente absorbiendo el calor necesario del medio ambiente a enfriar. A la salida del evaporador, el refrigerante es absorbido, liberando una determinada cantidad de calor, formando nuevamente la concentración inicial X_1 y enviado al generador para iniciar un nuevo ciclo.

Estos sistemas presentan un funcionamiento de manera - continua o intermitente.

En los sistemas de funcionamiento continuo se puede - mediante una bomba lograr la circulación continua fig. (1.24).

El refrigerante, que suele ser amoníaco, se aspira de los serpentinas de expansión (P) a una presión dada (P_1) y se

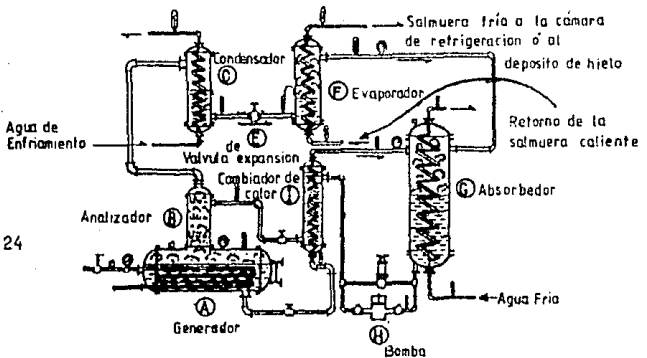


FIGURA 1.24

disuelve en el absorbedor (G) en el que la presión combinada -

del disolvente y el refrigerante tienen que ser inferior a (P_1). El refrigerante se recupera aplicando calor al generador (A); - se separa del agua arrastrada en el rectificador (B), se licúa en el condensador (C); y vuelve a los serpentines de expansión (F) por la válvula de expansión (E). Puesto que el absorbedor está a una presión inferior a la del generador se requiere una - bomba (H) entre ambos. El generador no elimina todo el amoníaco del agua y esta solución débil vuelve al absorbedor a través del cambiador de calor (I). Esta absorción va acompañada de calor, - y hay que suministrar agua de enfriamiento.

En los sistemas de funcionamiento continuo puede lo--- grarse este objetivo mediante fuerzas hidrostáticas en el inte--- rior del mismo. Para producir estas fuerzas es necesario añadir - un tercer componente, cuya densidad tiene que ser diferente de la del refrigerante y poder separarse de éste. La combinación usual es amoníaco, hidrógeno y agua.

En la fig. (1.241) pueden verse las características esenciales. En la parte inferior del generador (G) se calienta la solución concentrada de amoníaco enviando al solución diluida hacia el absorbedor (A), mientras que los vapores de amoníaco y agua se separan en el rectificador (R) y los vapores de amoníaco líquido pasan por el cambiador de calor (D) al evaporador (F). En el evaporador fluye en una atmósfera de hidrógeno y se vaporiza. La mezcla de hidrógeno y amoníaco es enviada luego al absorbe

dor (A) a través del cambiador de calor, y el amoníaco se disuelve quedando hidrógeno prácticamente puro.

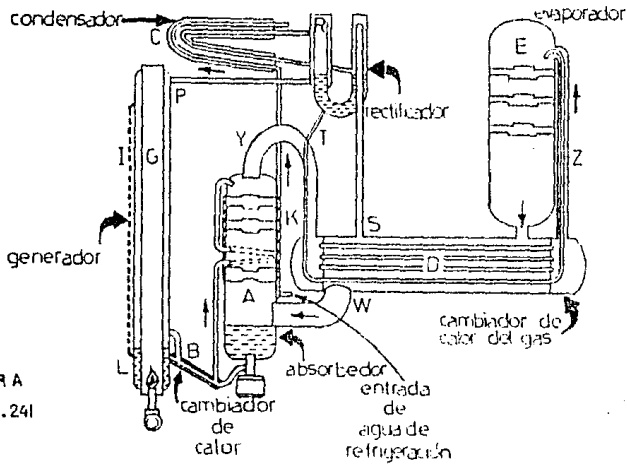


FIGURA
1.241

La circulación se produce porque a la columna de hidrógeno en el absorbedor se opone una columna más pesada en el evaporador, aunque la presión en todo el aparato es la misma. Entre el generador y el absorbedor también existe una diferencia de presión hidrostática.

En los sistemas intermitentes, el principio básico es el mismo que el de los continuos. La diferencia es que en éste se desarrolla en dos periodos: El de generación - condensación y el de evaporación - absorción.

CONDICIONES DESEABLES DE UN SISTEMA LIQUIDO-GAS

Las condiciones de funcionamiento de un refrigerador - por absorción líquido - gas, dependen de las propiedades físico - químicas del refrigerante y el absorbente, son deseables las siguientes:

PRESION DE VAPOR: La presión de vapor del refrigerante debe ser moderada. Las presiones altas requieren de un equipo reforzado, las presiones bajas de un equipo con gran volumen.

AFINIDAD: Para los refrigeradores por absorción es necesario que el absorbente sea capaz de recoger grandes cantidades de refrigerante.

ESTABILIDAD QUIMICA: Los constituyentes del sistema - deben ser químicamente estables, inertes con respecto a los metales, no venenosos, ni inflamables .

CALOR DE DISOLUCION: Valores elevados de calor de solución se asocian con buenas propiedades de equilibrio, aunque plantean problemas de separación.

VISCOSIDAD: La viscosidad adecuada favorece la transferencia de masa y calor.

VOLATILIDAD DEL ABSORBENTE: La volatilidad debe ser lo más baja posible, para lograr la separación del refrigerante y del absorbente, aún cuando es necesario un rectificador para lograr la separación.

FUENTES DE ENFRÍAMIENTO.- La utilización de absorbentes líquidos exige una fuente fría para llevar a cabo la condensación a una temperatura inferior a la ambiente.

Existen otras condiciones específicas de la refrigeración como los "trazadores" que avisan de fugas, así el anhídrido carbónico puede agregarse menta, y el cloruro de metilo, acroleína (productos que tienen olores característicos).

1.25) REFRIGERACION POR ABSORCION SOLIDO - GAS

En un sistema sólido-gas, el refrigerante es el único que circula, pues el absorbente por su estado sólido se mantiene estático, por lo cual es que un solo dispositivo funciona como absorbedor y generador. El condensador y el evaporador pueden estar juntos o bien separados, funcionando intermitentemente. Despues de la evaporación, el refrigerante es absorbido a baja temperatura y baja presión en el absorbedor - generador, el que sometido a calentamiento funciona como generador, lograndose la separación del refrigerante, a las condiciones de presión para su condensación. Ya licuado es enviado al evaporador a través de la válvula de expansión y reabsorbido por el sólido terminando el ciclo.

CONDICIONES DESEABLES DE UN SISTEMA SOLIDO-GAS

Las condiciones optimas de funcionamiento de un refrigerador por absorción sólido-gas dependen de los sig. factores:

MOLES LIBRES.- El número de moles litros más elevado de refrigerante, por mol de sólido, en el rango de operación de -

temperatura y presión, durante la absorción (saturación completa) y el menos elevado al final de la disociación. Estas molas determinan la capacidad de absorción del sólido.

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

PRESIÓN DE VAPOR.- Durante la disociación solo el refrigerante debe evaporarse, la presión del absorbente debe ser mínima y por tanto despreciable comparándola con la del refrigerante, aún a temperaturas elevadas.

ESTABILIDAD DE LAS FASES.- El absorbente no debe licuarse en ninguna etapa del ciclo termodinámico de refrigeración. En ocasiones, cuando se tiene alta concentración de refrigerante, los sólidos pueden licuarse dando lugar a soluciones concentradas.

INTEGRIDAD DEL ABSORBENTE.- El sólido no debe pulverizarse durante los ciclos de absorción y disociación. Este polvo puede ser arrastrado por la corriente gaseosa hacia otras partes del refrigerador. Este problema ha sido parcialmente resuelto por Smith⁽³⁾

CAPACIDAD CALORÍFICA.- La capacidad calorífica del absorbente 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 del calor sensible. Los calores específicos de las sales usadas - como absorbentes varía entre 0.12 y 0.30 kcal./ Kg. °C.

CINETICA DEL SISTEMA.- Es importante el conocimiento de la cinética de reacción, ya que nos permite calcular la rapidez de absorción y desorción, sobre todo en un ciclo intermitente en donde los tiempos de estos procesos estan establecidos.

CONDUCTIBILIDAD TÉRMICA.- La conductibilidad térmica debe ser elevada con el objeto de mejorar las condiciones de transferencia de calor. Sin embargo, en la mayoría de los casos, la conductividad térmica de los compuestos varía entre 0.1 a 0.2 Kcal. / m. hr. °C. y para las sales metálicas puras de 2 a 10 Kcal./ m. hr. °C., valores bajos comparados con otros materiales haciendo necesaria la integración de dispositivos para aumentar la superficie de contacto.

CONDICIONES TERMODINÁMICAS.- El conocimiento de la variación de la presión de vapor en función de la temperatura para cada equilibrio monovariante, ($\log p = f(1/T)$). Estas variaciones nos permiten conocer la temperatura mínima de disociación, la temperatura máxima de absorción, en función de la temperatura de condensación y evaporación respectivamente.

1.3.-) SELECCION DEL SISTEMA

La selección del método más adecuado va a depender principalmente en nuestro diseño de las limitantes propias de las condiciones ambientales.

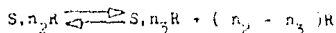
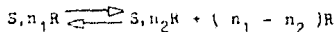
En la posibilidad de la utilización del sistema líquido - gas, la necesidad de una fuente de enfriamiento a base de agua en el proceso de condensación, resulta una limitante en las zonas desérticas, del mismo modo la rectificación del vapor de la solución en el generador funciona en forma similar, este diseño requeriría del bombeo de la solución, problema que en zonas remotas no electrificadas, inducen a la utilización de combustible para generar electricidad a base de motores de combustión interna, argumentos todos ellos que nos encaminan a la selección de un sistema del tipo sólido - gas.

El uso de un absorbente sólido es más práctico, ya que para lograr una temperatura de evaporación en el rango de 0 °C. , las temperaturas de absorción son superiores a la ambiental, permitiendo un enfriamiento del absorbente con aire.

Desde el punto de vista del volumen necesario de absorbente sólido, este es de aproximadamente el 50% del requerido en el caso de los líquidos para una misma potencia frigorífica, suprimiendo los intercambiadores de calor y la bomba para la solución.

Por otro lado, la presión de vapor de los sólidos bajo las condiciones de funcionamiento es despreciable con lo cual el problema de la rectificación queda resuelto.

Los absorbentes sólidos forman con el refrigerante gaseoso compuestos de adición del tipo:



Donde:

S = absorbente sólido.

R = refrigerante.

n = número de moles de gas absorbido.

de diferentes composiciones en los cuales el proceso de desorción del gas es reversible en función de la temperatura.

Como se ve en las ecuaciones químicas planteadas anteriormente, esa reversibilidad podría ser llevada a cabo mediante la utilización de la energía solar la que aportaría energía térmica suficiente para disociar el refrigerante.

Sin embargo debido a que el sólido no se desplaza dentro del equipo, el sistema estará sujeto a la duración de la insolación y por lo tanto a la fase de generación - condensación y la absorción - evaporación al periodo de enfriamiento lo que generará un ciclo intermitente.

A continuación presento la tabla (1.31) que compara algunas propiedades de los sistemas sólido - gas.

T A B L A (1.31)

Sistema	$n_1 - n_2$	M_D	Q_R	M_S	T_D	T_A
$SrCl_2 - NH_3$	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	28.70	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

Donde:

- $n_1 - n_2$ = Moles Libres de Refrigerante utilizados para la refrigeración.
- M_D = Masa Disociada por Kg. de Sólido.
- Q_R = Potencia Frigorífica en Kcal/Kg. Sólido.
- M_S = Masa necesaria de Sólido Puro en Kg.
- T_D = Temperatura de disociación en °C.
- T_A = Temperatura de absorción en °C.

en donde se comparan algunas propiedades de diferentes sistemas sólido-gas para una producción frigorífica de 1000 Kcal/ciclo de refrigeración (equivalente a la producción de 10 Kg. de hielo) - para una temperatura de condensación de 40°C . y una temperatura de evaporación de -10°C .

La tabla (1.32) muestra en función de los diferentes sistemas las posibilidades de aplicación, tomando como base las condiciones climatológicas de las zonas áridas ($T_c = 40^{\circ}\text{C}$.) enfriamiento con aire y el tipo de colector solar necesario para obtener las diferentes temperaturas de utilización ($< 120^{\circ}\text{C}$.).

TABLA 1.32

Sistema	COLECTOR SOLAR		ENFRIAMIENTO		PRODUCCION DE HIELO	AIRE ACONDICIONADO
	SN	SS	AIRE	AGUA		
$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	X	X		X	X	X
$\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$		X	X		X	X
$\text{SrCl}_2\text{-NH}_3$		X	X		X	X
$\text{LiCl-CH}_3\text{NH}_2$		X	X			X
$\text{CaCl}_2\text{-CH}_3\text{NH}_2$	X		X			X

S.N. = Superficie Negra

S.S. = Superficie Selectiva

Y por último analizando las diferentes posibilidades de utilización de los sistemas sólido - gas⁽¹¹⁾, podemos concluir:

1.-) Los sistemas $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ y $\text{SrCl}_2\text{-NH}_3$ son compatibles en el rango de temperaturas de operación de un colector solar con posibilidad de enfriamiento a base de aire en los procesos de absorción y condensación, disociándose fácilmente a las condiciones ambientales.

2.-) El sistema $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$, proporciona el mayor número de moles litros de refrigerante.

3.-) La masa disociada por kg. de sólido es de un valor intermedio de 0.91 por kg. de sólido contra 1.40 del sistema $\text{LiCl} - \text{CH}_3\text{NH}_2$.

4.-) La potencia frigorífica de 232 Kcal./ Kg. de sólido es la más alta proporcionada de entre los demás sistemas.

Por lo anterior expuesto elijo la utilización del sistema $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$, ya que los argumentos antes citados, este lo proporciona con la menor proporción de sólido, lo que favorecerá al dimensionamiento del colector, pues el sólido ocupará el mínimo espacio, con una temperatura de 106°C . alcanzable con un colector solar sencillo de superficie selectiva y de 64°C . para la fase de absorción, misma que a condiciones ambientales se lograría por convección natural y que en caso dado se forzaría el enfriamiento con un mecanismo manual.

1.4.-) PROGRAMA DE EXPANSION DE INMUNIZACION

La necesidad urgente de refrigeración de vacunas, así como los usos más variados en los hospitales y clínicas rurales ha impulsado una serie de programas tendientes a fomentar el desarrollo de la tecnología de la refrigeración a partir de la energía solar. Ya que las tradicionales fuentes energéticas vienen siendo poco prácticas, unido a todo esto el alza inevitable de los precios del petróleo, con la constante necesidad de abastecimiento de este combustible y la poca disponibilidad de servicio para los sistemas de refrigeración movidos por motores de combustión interna - lo que resulta problemático y no proporciona un buen funcionamiento para almacenar vacunas y producir hielo para transportarlas. Y aunque los costos de experimentación son altos se piensa que los refrigeradores solares tendrán un funcionamiento eficiente y un costo aceptable pudiendo satisfacer las necesidades del sector. Por lo que La Organización Mundial de la Salud ha establecido una serie de Normas Mínimas de Diseño para estos sistemas.

ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

- a.-) Capacidad neta de 30 a 40 lts.
- b.-) Producción mínima de hielo, de 1 Kg./ 24 hrs. para generar el frío necesario a través de la fusión del mismo.

c.-) Ninguna parte del almacenamiento de las vacunas -
 podrá exceder de 8 °C. o descender de -3 °C. en las siguientes -
 condiciones:

Temperatura ambiente de 37 a 43 °C.

Temperatura diurna máxima de 43 °C. y nocturna de 15 °C.

a.-) El material externo no debe corroerse.

e.-) el uso de baterías de 12 V. para proporcionar fun-
 cionamiento a un motor de compresión de corriente directa tipo R12
 y generar el frío por la descarga en el almacenamiento de electri-
 cidad de las mistas en periodos nublados. Con la duración mínima -
 de un año y escaso mantenimiento.

f.-) El aislamiento debe ser de espuma rígida de -
 poliuretano.

g.-) La tendencia en el costo (U.S. dollar de 1964)
 menor de \$ 1,500.00 .

REFRIGERADORES SOLARES PARA VACUNAS

La W.H.O. tiene registrados cinco métodos de enfria-
 miento solar y varios proyectos en estudio, los que se encuentran -
 resumidos en la tabla (1.41).

La tabla (142) reúne las conclusiones obtenidas sobre -
 las ventajas y desventajas potenciales de cada método. Los siste-
 mas de enfriamiento tienen el potencial para mantener las vacunas
 abajo de 8 °C. con una temperatura externa de 43 °C. durante el

TABLA 1.41

Métodos de Enfriamiento	Pruebas de Campo	Rendimiento en Hielo	Potencial Local de Fabricación	Facilidad de Instalación	Eficiencia	Costos de los Refrigeradores
1.-Fotovoltaico con Compresor	1 año	1 a 2 Kgrs.	Bajo	Difícil	Media	1000 a 2000
2.-Fotovoltaico Termoelectrico	1 a 2 años	no hay	Bajo	Difícil	Media	1500 a 2000
3.-Adsorción Zeolita-Agua	1 año	0,5-1 Kgrs.	Muy alto	Media	Muy alta	500 a 1000
4.-Absorción Sólida $\text{CaCl}_2 \cdot \text{NH}_3$	2 a 3 años	2 a 6 Kgrs.	Media	Media	Media	1000 a 1500
5.-Absorción Sólida $\text{NH}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$	1 año	0,5-1 Kgrs.	Alto	Fácil a Media	Alta	700 a 1500

Comparación de los diferentes métodos de enfriamiento solar.

ría y de 32.0°C . durante la noche.

El volumen necesario de vacunas para una comunidad de 20,000 a 100,000 habitantes como promedio es de cuatro litros. Opiniones en este aspecto difieren en la cantidad y volumen de otros medicamentos que podrían ser almacenados en el refrigerador del centro de salud y mucha gente piensa que un refrigerador más grande podría tener un mejor mercado a un costo menor.

POTENCIAL DE INSTALACION

El tamaño, peso y complejidad de los sistemas de enfriamiento solar varían mucho.

Esto afecta la facilidad con la cual pueden ser transportados al lugar y el número de técnicos que sean necesarios para su instalación.

En general los refrigeradores son más difíciles de instalar debido al dispositivo de tipo solar necesario para su funcionamiento.

PROGRAMA DE EXPANSION DE INMUNIZACION 2 0

Refrigerador Solar	Institución ó fabrica	Capacidad de		Estado del Proyecto	Fondos solicitados para su desarrollo
		Vacunas en litros,	Prod. de hielo		
1 Fotovoltaico con Compresor	-NASA -CDC (Centro para Control de enfermedades) Atlanta USA	50 80	2	Prototipo de laboratorio experimentado en 6 países en desarrollo en Enero de 1912	Fondos no Identificados
	-Electrolux, Luxemburgo -Solarex S.A. Suiza -Danfoss, Dinamarca	25	1	Planes discutidos y en la fase de preparación	Fondos no requeridos al presente
	-Western Solar Co. U.S.A.	70 (+4°C) 15 (-12°C)	1	Refrigerador ofrecido en \$1560,00 más el costo del panel fotovoltaico y las baterías	No se han determinado costos para su fabricación. Pero la información costó WHO/EPI \$100,00
	-Leroy Somer, Francia	150	0	Refrigerador ofrecido entre \$9,370,00 y \$10,220,00 para el sistema completo	
	-Lucas Energy Systems, Inglaterra	90 200	1	Refrigerador ofrecido entre \$8,000,00 y \$18,700,00 el equipo completo	
2 Fotovoltaico Termoelectrico	-Champion Solar Co, U.S.A.	6,5	1	Propuesta para desarrollar un refrigerador de vacunas	\$87,500,00
	-Leroy Somer, Francia	10	0	Propuesta para desarrollar un refrigerador solar de vacunas	\$112,000,00
	-Texas A&M. University, U.S.A.	3,6	0	Propuesta para su desarrollo y que ha sido preparada	\$20,130,00
3 Adsorción Sólida Zeolita-agua	-Zeopower Company U.S.A.	25	0,5 a 1	Propuesta para adaptar refrigeradores con los requerimientos del E.P.I.	\$125,000,00
Absorción Sólida CaCl ₂ -NH ₃	-Technical University of Denmark	no Aplicable	5-9	Propuesta para desarrollar un congelador	\$250,000,00
	-Institute for Energy Research K. Sudan	no Aplicable		Propuesta para fabricar 600 congeladores para usarios en Sudan	\$850,000,00
5 Absorción Líquida NH ₃ -H ₂ O	-Centre for Appropiate Technology, Delft University Holanda -Institute of Tech. Bandung, Indonesia -Group for Appropiate Tech. Sri Lanka	no Aplicable	5 - -	Propuesta para desarrollar y experimentar un refrigerador congelador Progreso de estos proyectos es desconocido	Fondos no requeridos hasta el presente por ninguna de estas Instituciones
	-Centre for Industrial Innovation, University of Strathclyde, Inglaterra	no Aplicable	0,5 a 1	Congelador probado por la WHO. Propuesta para desarrollar un concentrador solar que suministre la energía.	\$121,000,00

T A B L A 1.42

POTENCIAL DE FUNCIONAMIENTO

Los sistemas con pocos componentes y simplicidad de operación con partes inmóviles, tienen posibilidades de durar más tiempo sin que requieran reparaciones. Sobre esta base el sistema con Zeolita es el de mayor duración y funcionamiento. Los refrigeradores fotovoltaicos tienden a tener una eficiencia más alta.

COSTOS POR DIEZ AÑOS DE SERVICIO

Los costos de combustible, gas embotellado y Kerosina varían mucho, pero están en relación del 12% al 35% de los costos de compra del equipo por año.

Los costos comparativos calculados por diez años entre un refrigerador solar y uno convencional son:

	<u>Convencional</u>	<u>Solar</u>
	U.S. dollar	U.S. dollar
	en 1980	en 1980
Precio de compra	400.00	1,000.00
Refacciones por 5 años	400.00	00.00
Combustible	950.00	00.00
	<hr/>	<hr/>
	1,750.00	1,000.00

E.- Cálculos sin tomar en consideración la inflación.

E.- Mantenimiento y refacciones están excluidos para ambos sistemas.

1.5.-) ANTECEDENTES ACTUALES

REFRIGERADORES FOTOVOLTAICOS/COMPRESION

FUNCIONAMIENTO

La electricidad es generada por paneles fotovoltaicos expuestos a la luz del sol, esta es usada para operar un compresor de 12 voltios a corriente directa, que provee enfriamiento a través de un ciclo ordinario "Reon" fig. (1.51), como un refrigerador doméstico. Se puede proveer el enfriamiento durante periodos sin sol a base de un almacenaje de electricidad en baterías. La fuerza eléctrica es automáticamente controlada por un regulador.

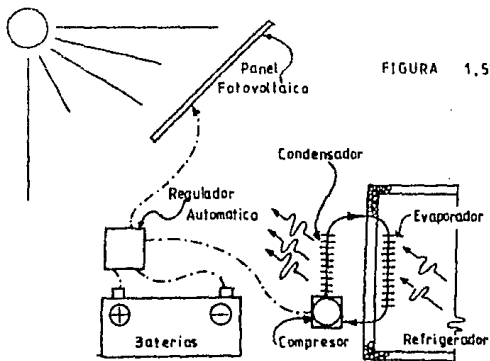
PROYECTOS

EXISTENTES/ PRODUCTOS

La refrige

ración fotovoltaica/compresión es la tecnología de enfriamiento solar más avanzada que se puede obtener.

La Electrolux en colaboración con solarex (productores de paneles fotovoltaicos en los E.U.A.) y Danfoss (Danish manufac



tures of refrigerator compressors), presentaron un refrigerador - basado en el nuevo Electrolux RCV 42 desarrollado para almacenaje de vacunas y producción de hielo equipado con un compresor Dan--foss BD y paneles solares fotovoltaicos policristalinos PL 100.

Los refrigeradores fotovoltaicos / compresión (no se han diseñado especialmente para almacenar vacunas), se puede obtener de Western Solar (USA), Arco Solar (USA), Leroy Somer (Francia) y Lucas Aerospace (United Kingdom, Inglaterra).

POTENCIAL PARA FABRICAR EN PAISES EN DESARROLLO

La tabla (1.52) sugiere que la mayoría de los componentes de un refrigerador fotovoltaico / compresión no serán producidos en los países en desarrollo durante los próximos cinco años. El ensamblaje y la construcción de los gabinetes de los refrigeradores es posible, aunque no desarrollan sus propios modelos. En estos países, se ha probado que es difícil de producir un número de refrigeradores especiales sobre una línea de ensamblaje en existencia.

Otros países, por ejemplo la India y el Brasil producen sus propios modelos de refrigeración.

TABLA No. 1,52

COMPONENTES	PROBABILIDAD DE CONSTRUCCION EN LOS PROXIMOS 5 AÑOS EN PAISES DE DESARROLLO	MATERIALES Y COMPONENTES IMPORTADOS POR LOS PAISES EN DESARROLLO
PANEL FOTOVOLTAICO	POCO PROBABLE	TODO IMPORTADO
COMPRESOR Y TERMOSTATO (BAJO VOLTAJE EN C.D.)	POCO PROBABLE	LA MAYOR PARTE
EVAPORADOR / CONDENSADOR	PROBABLE	ALGUNA IMPORTACION
REGULADOR DE VOLTAJE	POCO PROBABLE	TODO IMPORTADO
BATERIAS	YA FABRICADAS	ALGUNA IMPORTACION
CAJA DEL REFRIGERADOR	MUY PROBABLE	ALGUNA IMPORTACION

POTENCIAL DE CONFIABILIDAD

Hay razones para pensar que la confiabilidad en los refrigeradores /compresión con fuentes de poder a base de paneles fotovoltaicos y de baterías es más alta que la de los refrigeradores estandar de compresión.

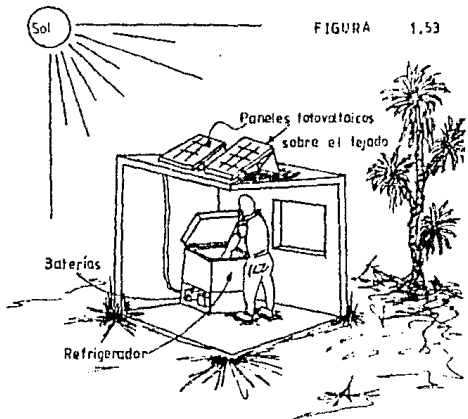
El compresor de un equipo trabaja continuamente en climas tropicales expuesto a voltajes amplios en escala, frecuentemente se calientan demasiado teniendo periodos cortos de vida. En cambio el compresor de un sistema solar trabaja a vol---

taje constante por un periodo de operación más corto.

El punto más débil de este sistema es el número de componentes electrónicos. El uso de las baterías requiere de su sustitución después de dos años.

FACILIDAD DE INSTALACION

La fig. (1.53), muestra la instalación típica de un refrigerador fotovoltaico por compresión. El panel está usualmente montado sobre un marco conectado al resto del equipo. La mayoría de los sistemas requiere que la batería se instale después que la unidad haya sido transportada e instalada. Por este motivo se requiere de un experto para instalar el dispositivo.



COSTOS

El componente más valioso del refrigerador fotovoltaico por compresión es por el momento el panel. La proporción en lo que este costo redundará es de 20% a 35% cada año, dependiendo de los efectos de la inflación de los precios crecientes de la materia prima.

Ejemplos de una tendencia a la baja de los precios - se reporta en la tabla (1.55), y el valor actual se calcula - con la ecuación (1.54), para sistemas experimentales fotovoltaicos, tomando como ejemplo un equipo de 29 dm³, con un costo reportado en 1985⁽¹³⁾.

CALCULO DEL VALOR NETO PRESENTE

k = Costo mantenimiento anual = \$ 23.65

R_1 = Costo de reposición a los 5 años (baterías + regulador)=\$412

R_2 = Costo de reposición a los 10 años (refrigerador) = \$712

P_0 = Costo inicial = \$ 2367.20

$PV = P_0 + k * P/A$ (10%, 20 años) + $R_1 * A/P$ (10%, 5 años)

* P/A (10%, 15 años) + $R_2 * P/F$ (10%, 10 años) -- ecc.(1.54)

$PV = \$ 3356.52$

Entonces:

el PV/unidad de capacidad es de $3356.52/29 = A\$ 115.74/dm^3$.

$A\$ 115.74/dm^3$. = U.S.\$ 70.10/dm³.

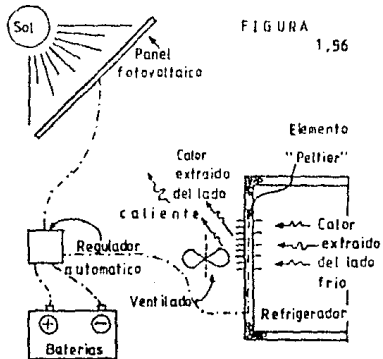
* El cálculo de NPV fué realizado en A\$ (Dólar Australia)

COMPONENTES	1981	1985
PANEL FOTOVOLTAICO	64	30,61
CABINA CON COMPRESOR	29	30,00
BATERIAS	4	13,64
REGULADOR AUTOMATICO	3	3,76
OTROS	-	13,99
TOTAL %	1 00	100,00

TABLA 1.55

REFRIGERADOR FOTOVOLTAICO/TERMOELECTRICOFUNCIONAMIENTO

La electricidad es generada por medio de paneles fotovoltaicos expuestos a la luz del sol. Esta es usada para producir un flujo de calor a través de un elemento bi-metal (Peltier) de estado sólido. El lado frío de este elemento está expuesto al interior del refrigerador y el lado caliente al exterior. Este sencillo elemento produce una diferencia de temperatura de 27°C entre el interior y el exterior, -- los elementos pueden ser conectados juntos (sistema en cascada) con el fin de proveer un mejor funcionamiento figura (1.56). Requiriendose un ventilador para remover el calor en el exterior.

PRODUCTOS EN EXISTENCIA Y PROYECTOS PROPUESTOS

Tres tipos de refrigeradores termoelectricos se pueden obtener en el mercado y que fueron probados en 1979 por la WHO. No podían mantener temperatura internas menores de 8°C con una temperatura externa de 43°C aunque dos operaron satisfactoriamente con temperaturas externas de 32°C (ver tabla 1.565) Ninguno de estos refrigeradores ha sido capaz de producir hielo.

RESULTADOS DE PRUEBAS A REFRIGERADORES TERMoeLECTRICOS

		TEMPERATURA EXTERNA		
		32 °C		43 °C
		TEMPERATURA INTERNA MAXIMA °C	HORAS A 10 °C SIN ENERGIA	TEMPERATURA INTERNA MAXIMA °C
MODELO	CAPACIDAD EN LITROS DE VACUNAS			
A	32	10	0	11
B	4	4	1	16
C	6	1	1	16

T A B L A 1.565

Estos refrigeradores, pueden ser usados como alternativa de enfriamiento para el transporte de vacunas.

Aunque estos equipos han sido diseñados para un mercado variable de temperaturas moderadas hay varias propuestas para desarrollarlos específicamente para climas tropicales.

POTENCIAL PARA LA PRODUCCION LOCAL

La simplicidad del sistema sugiere que el ensamblaje local de componentes podría ser en serie, no obstante los componentes mismos seguramente tendrían que ser importantes al país en desarrollo.

POTENCIAL DE CONFIABILIDAD

El refrigerador termoeléctrico tiene una sola parte - que se mueve, el ventilador. Sin duda es el punto más débil en el sistema. Ni el elemento termoeléctrico, ni los paneles fotovoltaicos pueden ser reparados.

PACILIDAD DE INSTALACION

Los refrigeradores fotovoltaicos termoeléctricos tienen el mismo procedimiento de instalación como los refrigeradores fotovoltaicos por compresión (ver fig. 1.51). No obstante son - más ligeros y más compactos y por esta razón considerablemente - más fáciles de transportar.

COSTOS

El costo de desarrollo y costo probable de unidad se - muestran en la tabla No. 1.42

REFRIGERADOR POR ADSORCION SOLIDA ZEOLITA-AGUA

FUNCIONAMIENTO

El colector llenado con el mineral genera vapor de agua durante el día, este se condensa con agua y es almacenado en el tanque evaporador. Cuando el colector se enfría se produce un vacío en el sistema lo que causa que el agua en el evaporador hierva constantemente a una temperatura alrededor de 0 °C. Cuando el tanque evaporador se enfría, el vapor vuelve al colector, donde es reabsorbido por la Zeolita. Solo 10% del agua en el evaporador vuelve al colector, el resto se queda como hielo en éste para enfriar el refrigerador durante el día o para periodos nublados de hasta tres días fig. (1.57).

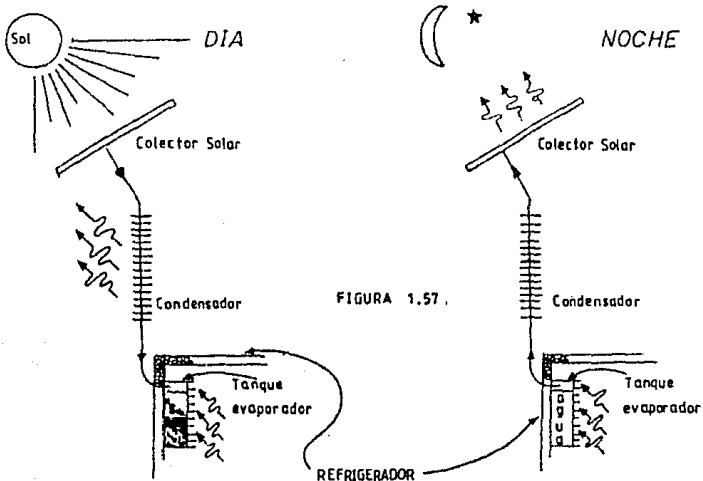


FIGURA 1.57.

PRODUCTOS EN EXISTENCIA Y PROYECTOS PROPUESTOS

El refrigerador con zeolita es producido para el mercado de los U.S.A. por Zeopower Company. El aparato fué desarrollado por el departamento del medio ambiente para el Gobierno de U.S.A. Como producto de un proyecto para diseñar sistemas de energía solar, usando Zeolita.

Este refrigerador fig. (1.575) fué diseñado para operar con temperaturas externas localizadas en climas templados. No puede congelar, los vestigios de escarcha producidos en el tanque evaporador y en el sistema de enfriamiento no pueden ser considerados como hielo, y no puede utilizarse como tal.

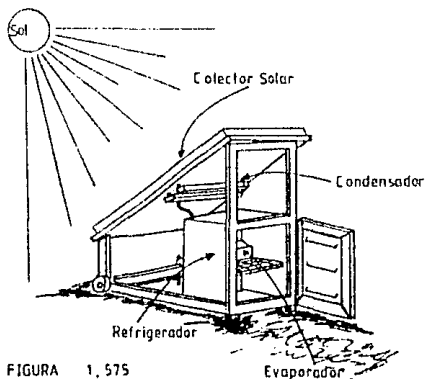


FIGURA 1.575

Evaporador

POTENCIAL PARA PRODUCIR EN PAISES EN DESARROLLO

El sistema de adsorción Zeolita-agua se presta muy bien para producirse en países en desarrollo. Y algunos de ellos ya están produciendo gabinetes aislados con poliuretano de alta calidad, bastante satisfactoria para los refrigeradores solicitados por el programa de expansión de inmunización de La Organización Mundial de la Salud. El resto del sistema que no es complejo se construye con tubería de cobre para agua de uso doméstico, lá-

minas de cobre y de un marco de aluminio. El mineral probablemente tendría que ser importado de los E.U.A. y el refrigerante será agua.

POTENCIAL DE CONFIABILIDAD

El refrigerador con Zeolita no tiene ninguna parte móvil y ningún producto químico corrosivo. No hay evidencia, después de más de 2 años de pruebas de un cambio en las propiedades de absorción de la Zeolita. El colector es invulnerable a daños físicos y el estimado de vida del equipo excede de los 10 años.

FACILIDAD DE INSTALACION

El refrigerador del tamaño de un aire acondicionado grande. Si se instala en una ventana de un Centro de Salud fig. (1.5750), se requerirá que este bien apoyado.

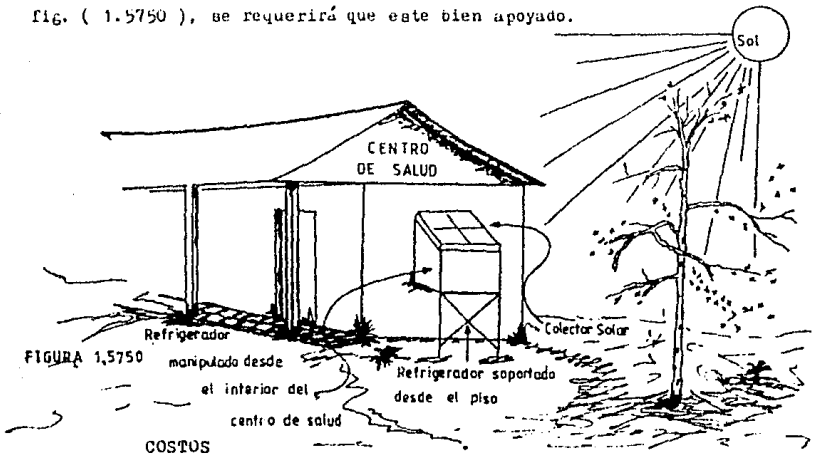


FIGURA 1,5750

Refrigerador manipulado desde el interior del centro de salud

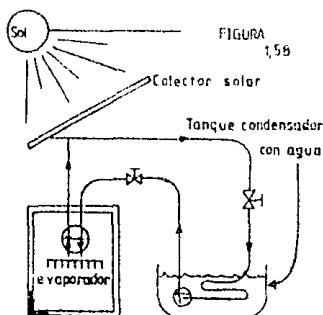
Refrigerador soportado desde el piso

COSTOS

Los costos de un refrigerador son de \$ 1,750 US.dollar

REFRIGERADOR POR ABSORCIÓN SOLIDA, $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ FUNCIONAMIENTO

Durante el día el amoníaco se disocia en el colector. El gas se condensa por enfriamiento en un tanque de agua, pasando posteriormente al evaporador. En la noche como el colector se enfría disminuye la presión, el amoníaco líquido pasa al evaporador y hierve a una temperatura de -12°C . El amoníaco vuelve al colector y es reabsorbido por el cloruro de calcio iniciándose un nuevo ciclo. La superficie helada del evaporador puede producir aproximadamente 9 kilos de hielo en 8 hrs. El hielo se puede dejar para enfriar el refrigerador cuando el día esté nublado ver figura (1.58)

PROYECTOS EN EXISTENCIA Y OTROS QUE HAN SIDO PROPUESTOS

En el mercado no hay ningún producto que use este sistema de refrigeración. El proyecto más avanzado, es el prototipo diseñado por la Universidad Técnica de Dinamarca y probado en el Institute for Energy Research, Khartoum, Sudán. El prototipo fue ensamblado a principios de 1978 y ha producido de 5 a 9 kilos de hielo cada 24 horas. Hasta el presente el prototipo ha sido un equipo experimental, todo el aparato cubre un área de 10 m^2 . Se requiere de más pruebas para desarrollar un equipo suficientemente pequeño para ser instalado en el lugar donde se requiera.

POTENCIAL DE PRODUCCION EN PAISES EN DESARROLLO

El refrigerador de absorción s61ido $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ inevitablemente ser6 grande y dif6cil para transportarlo a largas distancias.

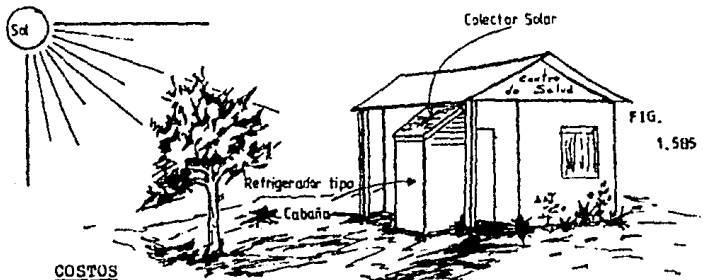
La mayor6a de los componentes pueden ser manufacturados en los pa6ses en desarrollo aunque la construcci6n y el llenado del colector es dif6cil.

POTENCIAL DE CONFIABILIDAD

Este refrigerador no tiene ninguna parte que se mueva y ha trabajado con 6xito por m6s de dos a6os. Hay evidencia, no obstante de una fatiga en el cloruro de calcio. La vida del equipo se espera que sea de diez a6os.

FACILIDAD DE INSTALACION

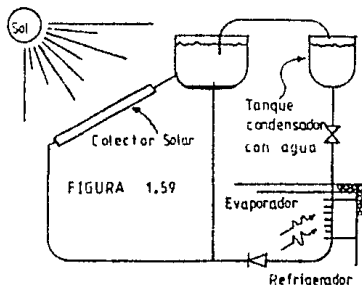
Puede ser montado totalmente al lado del centro de salud, fig. (1.585).

COSTOS

El costo del desarrollo fue de US.\$ 500,000 que incluye la herramienta requerida para manufacturar los componentes.

REFRIGERACION POR ABSORCION LIQUIDA NH₃-H₂OFUNCIONAMIENTO

Durante el día el amoníaco se desprende de una solución amoníaco-agua contenida en el colector. El gas es condensado y almacenado hasta que el colector se enfría por la noche y la presión en el sistema baja. El refrigerante pasa al evaporador donde hierve a -12°C ., luego este vuelve al colector donde es reabsorbido por la solución. La superficie puede producir aproximadamente 5 Kg. de hielo en 8 hrs. - este puede mantener el refrigerador frío en los días nublados, - fig. (1.59), o ser utilizado - para otros fines.

PROYECTOS PROPUESTOS

Ningún equipo existe en el mercado con este sistema - el cual es buen instrumento para enseñar a los estudiantes la - refrigeración.

Los proyectos más importantes están localizados en: - Holanda (CaT), Tailandia (AIT) e Inglaterra (CII).

El CaT tiene ensamblados algunos prototipos en el ITB (Indonesia) y The Group for Appropriate Technology, Sri Lanka.

El proyecto (AIT) está desarrollando desde hace 5 años un equipo experimental muy grande que pueda producir hielo pero - el refrigerador tiene que ser controlado manualmente.

El CII ha fabricado un productor de hielo portátil capaz de hacer de 0.5 a 1 KG. de hielo cada dos horas con una temperatura exterior de +32 °C. El productor de hielo opera hasta ahora a base de Kerosina, pero se han hecho propuestas de hacerlo funcionar a base de un concentrador solar.

POTENCIAL PARA LA FABRICACION LOCAL

El CAT y el CII ambos dicen que sus sistemas se presentan bien para la producción local. El productor de hielo del CII es un poco más compacto y más fácil de transportar que el equipo productor de hielo del CAT.

Para el productor de hielo del CII, los materiales principales usados son: Tubos de acero y laminas de cobre que pueden ser obtenidos localmente.

POTENCIAL DE CONFIABILIDAD

La unidad de enfriamiento por absorción se sabe que opera por 20 años y fácilmente excede los 10 años de trabajo continuo.

FACILIDAD DE INSTALACION

Estos sistemas de absorción líquida, amoníaco - agua con una similitud a los de absorción sólida $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ son fáciles de transportar por lo que su instalación es sumamente simple.

COSTOS

El costo de desarrollo probable por unidad se muestra en la tabla No. 1.42

1.6.-) REFRIGERADOR SOLAR PARA LA
CONSERVACION DE MEDICAMENTOS EN
ZONAS ARIDAS UTILIZANDO EL SISTEMA
POR ABSORCION SOLIDO-GAS $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$

DESARROLLO BIBLIOGRAFICO

El primer antecedente histórico de la refrigeración por absorción se remonta al año 1829, en el que Michael Faraday - realizó algunos experimentos para lograr la licuefacción de gases como el amoníaco que se creía que solo existía en fase vapor.

Posteriormente se inicia la construcción de refrigeradores comerciales, después de casi un siglo de los experimentos de Faraday.

Los refrigeradores basados en el principio de la absorción sólido-gas fueron utilizados desde 1924 en donde surgió la primera máquina intermitente funcionando con $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ y agua a 100° para su calentamiento, de marca SICFRIDO. Posteriormente surgieron las: PROTOS FRIGO que funcionaba con electricidad, - PREX calentado electricamente fig. (1.61),

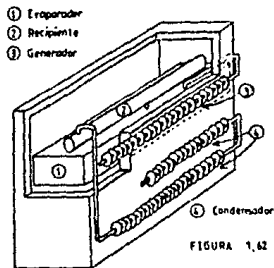


FIGURA 1.62

PRESCO cuyo calentamiento se realizaba eléctricamente o a base de petróleo fig. (1.62).

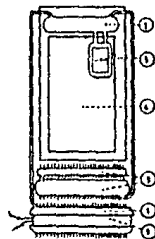


FIGURA 1.61

HOMANN-WERKE calentado con gas fig. (1.63),
 PARADAY con un sistema $SrCl_2-NH_3$ y gas para
 su calentamiento, BLISSR con un ciclo a base -
 de $CaCl_2, NH_4NO_3-NH_3$ calentado con leña o va-
 por y el equipo de MIDLAND & SCOTTISH RAIL -

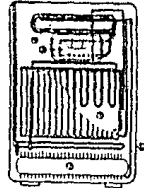
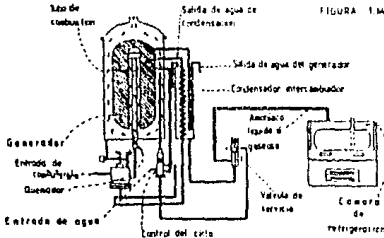


FIGURA 1.63

PARADAY para locomotoras funcionan
 do con vapor como medio de calen-
 tamiento al igual que el -
 refrigerador MARCO-O-LATOR -
 fig. (1.64).



Con la aparición del
 motor de compresión funciona-
 do con electricidad, se abando-

nan los viejos esquemas con base en el fenómeno de la absorción,
 se utilizan nuevos refrigerantes, dando un impulso industrial a -
 los nuevos refrigeradores.

En 1967, E. Bonauguri publica los primeros trabajos -
 sobre la utilización de la energía solar en la refrigeración -
 reutilizando un viejo esquema (el sistema por absorción sólido -
 gas $CaCl_2-NH_3$), basado en estudios realizados en 1960.

En 1966, E. Bilgen realiza un estudio experimental con -
 el sistema sólido - gas ($CaCl_2-NH_3$), utilizando un concentrador
 solar del tipo cilíndrico - parabólico .

En 1971, J. Kuracov y O. Smolyev reportaron sus experiencias con un sistema sólido - gas.

Posteriormente en 1972, O. Smolyev y Y. Smarov determinaron la distribución de la temperatura y la conductividad térmica del compuesto $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ en los procesos de generación y absorción en un refrigerador del tipo sólido - gas.

En 1974, la A.H.O. fundó el programa de expansión de la inmunización para el control de las enfermedades y la mortalidad infantil, con el desarrollo de técnicas para sistemas de refrigeración portátiles y para zonas remotas o inaccesibles, basados en atención al potencial solar.

En 1975, Eggers - Lura M., Bechtolt Nielsen, P. Stubkier, B.A. Morse, Schmidt P., publicaron sus experiencias sobre un refrigerador sólido - gas funcionando con energía solar. Se estudiaron diferentes mezclas: $\text{LiCl-H}_2\text{O}$, LiCl-NH_3 , LiCl-NH_3 , $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ y $\text{SrCl}_2\text{-NH}_3$ utilizando las dos últimas.

En 1979, J. Kleban y P. Machizand realizan estudios sobre el equilibrio termodinámico del sistema $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$.

PROPUESTAS DE DISEÑO

Dentro del marco del programa de expansión de la inmunización, proponemos la utilización del sistema sólido - gas, para las zonas desérticas de nuestro país, basados en la utilización del potencial solar.

Considerando las normas de diseño, cumplimos con algunos de los puntos:

1.-) Proponemos un equipo de pequeña capacidad, 40 a 50 lts.

2.-) Generaremos refrigeración equivalente de 500 a 1,000 frigorías por día.

3.-) La temperatura de diseño para la conservación será de 5 °C., ubicada dentro de los límites de -3 a + 8 °C. y condiciones ambientales de 37 a 43 °C.

4.-) Se utilizará madera recubierta con fibra de vidrio y materiales metálicos que pueden recubrirse con pintura anticorrosiva.

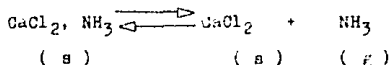
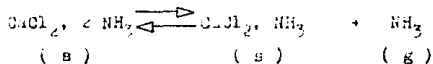
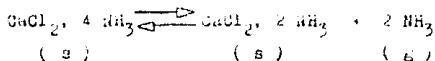
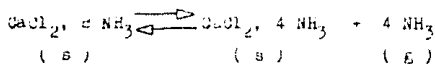
5.-) Este punto nos ubica fuera de norma, ya que utilizaremos un ciclo de refrigeración por absorción, es decir eliminamos del diseño el motor de compresión, baterías, módulos fotovoltaicos, el control termostático el cableado y los conectores, lo cual nos permite no requerir de mantenimiento mecánico o electrónico en nuestro equipo.

6.-) El aislamiento que utilizamos es a base de polietileno expandido, ligero y con bajo coeficiente de conductividad.

7.-) El costo lo abatimos sencillamente debido a la supresión de los módulos fotovoltaicos y baterías junto con el cableado y conectores, todos elementos caros.

FUNCIONAMIENTO

Este tipo de sistemas se sitúan en el 4º grupo de los métodos de enfriamiento solar para la w.m.o. por lo que su funcionamiento es distinto a los fotovoltaicos (con compresor o termoeléctrico, grupos más desarrollados técnicamente), ya que en el caso de la absorción de gases por los sólidos, se efectúan reacciones químicas de compuestos bien definidos las cuales para nuestro sistema $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$, los equilibrios son los siguientes:



mecanismos que requieren de energía térmica para su disociación - que será aportada por el potencial solar.

El mecanismo de la reacción química y los consecuentes cambios de estado involucrados por aportación o extracción de calor en las diversas secciones del refrigerador (evaporador, absorbedor, desorbedor y condensador), se representan en la fig. 1.65

El balance térmico sin considerar pérdidas está representado por la relación.

$$Q_D + Q_E = Q_A + Q_C$$

Donde:

Q_D = calor de desorción -

Q_E = calor de evaporación

Q_A = calor de absorción -

Q_C = calor de condensación

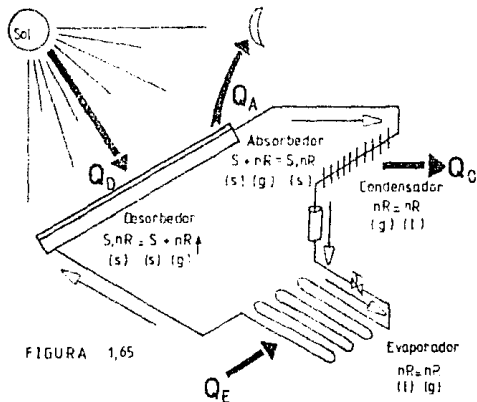


FIGURA 1,65

Donde el tiempo de 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.

Si analizamos un poco la frase anterior, aclaramos un poco el funcionamiento del equipo.

Dando un vistazo al mecanismo de reacción notamos que al aplicar el potencial solar, el equilibrio se desplaza al segundo miembro de la ecuación, así notamos la aparición de un número de moles libres de amoníaco, mismas que en el equipo deben ser colectadas, y almacenadas para su posterior reutilización. Haciendo un breve análisis sobre un diagrama de Molliere, podemos cono-

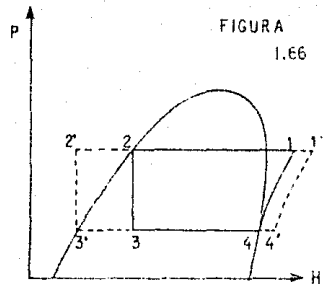
cer las propiedades termodinámicas de nuestro ciclo.

al aplicarse, el calentamiento solar, tenemos en nuestro generador ciertas moles m de refrigerante en fase gaseosa, alta temperatura y como consecuencia a presión elevada (1 ó 1') situación semejante a la obtenida por un compresor, en estas condiciones es enviado al condensador, donde cambia su estado físico de vapor a líquido, bajando su temperatura, condiciones termodinámicas (1 - 2 ó 1' - 2') ó de sub-enfriamiento (1 - 2' ó 1' - 2'), llevándose a cabo este enfriamiento por convección natural del aire ambiente fig. (1.66).

El condensado pasa a través de la válvula de expansión en donde mediante una expansión iso-entálpica (2 - 3 ó 2' - 3') se alcanzan las condiciones de 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 nuevamente reabsorbido por el CaCl_2 contenido en el colector solar, para posteriormente ser calentado y dissociado, condiciones termodinámicas (4 - 1 ó 4' - 1'), y descargado en el condensador completa el ciclo.



POTENCIAL DE FABRICACION

La mayoría de los componentes pueden ser manufacturados en cualquier país en desarrollo, por la simplicidad de su diseño.

POTENCIAL DE CONFIABILIDAD

Este refrigerador no tiene partes móviles, por lo que no requiere de mantenimiento mecánico.

Se sabe que hay una fatiga en el compuesto CaCl_2 después de 2 a 3 años de funcionamiento, debido a compactación y rompimiento generado por la expansión y contracción del mismo. Problema a resolver en el trabajo de desarrollo.

Se espera que la vida útil del equipo este entre los 10 y 20 años.

PACILIDAD DE INSTALACION

Este equipo inevitablemente tendrá un colector voluminoso, 3.5 m^2 de superficie, lo que no permite que sea portátil - por otro lado el llenado del mismo es algo difícil, por lo que se requiere de un experto.

Aún cuando el captador es grande, puede ser montado a un lado del centro de salud sin mucho problema.

REFRIGERADOR SOLAR PARA ZONAS ARIDAS 53

COSTOS

El costo de desarrollo real no ha sido determinado, es difícil calcular las hrs./ hombre de trabajo, etc.

Sin embargo tenemos la idea de que los gastos han sido de la siguiente manera:

Componentes	precio U.S. \$	total
Sodio- 2.5 kg.	20.00 / kg.	50.00
Alc. - 5.0 kg.	0.5 / kg.	2.50
Colector / m ² .	500.00 / m ² .	1750.00
condensador	100.00	100.00
evaporador	400.00	400.00
Tuberia y conexiones	300.00	300.00
		<hr/>
Total		\$ 2602.50

Equipo que ya producido en serie puedan reducir su costo a U.S.\$ 1000.00.

GLOSARIO

- OPEP .- Organización de Países exportadores de Petróleo
- WHO .- World Health Organization
Organización Mundial de la Salud
- EPI .- Expanded Programme of Immunization
Expansión del Programa de Inmunización
- NASA .- National Aeronautics and Space Administration
Administración Nacional de la Aeronáutica y del Espacio
- CDC .- Center for Disease Control
Centro para Control de enfermedades
- CAT .- Centre for Appropriate Technology
Centro de Divulgación Tecnológica
- CII .- Centre for Industrial Innovation
Centro para la Innovación Industrial
- TUW .- Technical University of Denmark
Universidad Técnica de Dinamarca
- IER .- Institute for Energy Research
Instituto para el desarrollo de la Energía
- ITB .- Institute of Technology Bandung
Instituto de Tecnología de Bandung
- CTB .- Centre for Technology Bandung
Centro para la Tecnología de Bandung
- AIT .- The Asian Institute of Technology
Instituto Asiático de Tecnología de Tailandia

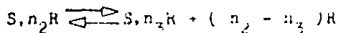
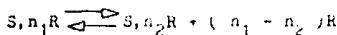
BIBLIOGRAFIA

- 1.-) A. Eggers - Lara, A. Bechtolt, G. Stutzler and P. Jorse.
 Seminar "Potential use of solar powered refrigeration by
 an intermittent solar absorption systems".
 The Technical University of Denmark
 August 1975.
- 2.-) E. Bonaguri
 "Preliminary notes on a solar absorption unit"
 Prog. Refrig. Ser. Techn. Proc. of 12th.
 Int. Cong. of Refrig.
 Pub. I. I. P., 1967.
- 3.-) H. P. Smith,
 "Absorbent for Refrigerating apparatus Patented"
 Patent 1,791,515, patented Feb. 10, 1931
 United States Patent Office.
- 4.-) Farrington Daniels
 Uso directo de la Energía Solar
 N. Blume 1964
- 5.-) Hernández Goribar Eduardo
 Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración
 Limusa 1982.
- 6.-) H. Perry Jona
 Manual del Ingeniero químico
 Utens 1974
- 7.-) I. Pilatowsky, R. Best.
 Memorias de AICHE - IRIQ. Joint Meeting y
 IX Convención Nacional del IRIQ, 1 - 15, México 1980

- 8.-) I. Pilatowsky, R. Best.
 "Etude de L'utilisation du $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ dans un
 Systeme de Refrigeration Solaire par absorption"
 Proceedings of the Meeting of the International
 Institute of Refrigeration, 89 - 90, Israel 1982
- 9.-) I. Pilatowsky
 Proyecto I.I.I.R., UNAM - UNICEF, S.S.
 Para la Secretaría de Salud.
 Dirección Gral. del Centro de Obras y Equipo en Salud
 Temixco Mor. Agosto 1980.
- 10.-) Patrick Rolando
 Refrigeración
 Editec 1977
- 11.-) R. L. Suffington.
 "Absorption refrigeration with solid absorbents"
 Refrigerating Engineering,
 26 Sept., P. 137, 1983
- 12.-) Wilhelm Niebergall
 Handbuch der Kältetechnik, Band 7
 Sorptions - Kältemaschinen
 Springer - Verlag Berlin Heidelberg New York
- 13.-) W. W. S. Charters and Y. L. Ou.
 Solar vaccine storage units for remote areas
 Rev. Int. Proid. Vol. 10 September 1987
- 14.-) World Health Organization
 WPI/3.01/cc
 24 february 1981

El cálculo se inicia considerando las condiciones de operación, teniendo definida la ecuación química de manera general la que posteriormente se desarrollará concretamente.

Considerando el sistema sólido - gas:



CAPITULO II

SISTEMAS DE ABSORCION

SOLIDO-GAS

METODO DE CALCULO

La fig. (5.10), nos representa el ciclo termodinámico del sistema en toda la secuencia del proceso en donde:

Gráfica (a) = diagrama de equilibrio R

R = refrigerante

Gráfica (b) = diagrama de equilibrio del complejo sólido - gas absorbido hasta las condiciones de sólido - gas desorbido.

La misma presenta otro equilibrio (c) que para nuestro propósito que es el de establecer el método de cálculo bastará con los diagramas, (a) y (b).

así como también las condiciones específicas de operación del sistema.

T_C = Temperatura de condensación del refrigerante a la presión de condensación (P_C)

T_E = Temperatura de evaporación del refrigerante a la presión de evaporación (P_E)

T_{D_1} = Temperatura de disociación o de desorción del refrigerante a su presión correspondiente (P_D) que es de asociación al estado gaseoso.

T_{A_1} = Temperatura de absorción del refrigerante a la presión de absorción (P_A)

De estas condiciones de operación definimos lo siguiente:

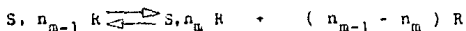
T_E = Será la temperatura a la que se desea mantener el espacio a enfriar.

T_C = Será la temperatura del medio de enfriamiento que será función del medio ambiente, y generada por la convección natural del aire.

Determinadas estas condiciones concluimos que los procesos de condensación y evaporación son isobáricos ya que, la presión de evaporación (P_E) determina la temperatura de absorción (T_{A_1}) y la presión de condensación (P_C), la temperatura de disociación (T_{D_1}) por lo tanto:

$$P_A = P_E \quad \text{y} \quad P_C = P_D$$

De la ecuación:



Siendo:

$$n_1 > n_2 > n_3 > n_{m-1} \dots > n_m$$

Una vez definidas las condiciones termodinámicas del sistema $P_A, P_B, P_C, P_D, T_E, T_{A1}, T_{D1}$ y T_C así como la ecuación de equilibrio del sistema, iniciamos los cálculos.

2.110) Cantidad de Refrigerante por Cantidad de Sólido

Definiendo:

M = relación molar

M = $\frac{\text{A.G. Refrigerante}}{\text{A.G. Sólido}}$

$$M = \frac{(n_1 R) (P_M R)}{(n S) (P_M S)} \quad \text{---- ecc. (2.110)}$$

Donde: $P_M R$ = peso molecular del refrigerante.

$P_M S$ = peso molecular del sólido.

$n_1 R$ = número de moles del refrigerante.

$n S$ = número de moles del sólido.

2.111) Relación Máxima de Refrigerante absorbido por el sólido.

$$M = \frac{(n_1 R) (P_M R)}{(n S) (P_M S)} \quad \text{---- ecc. (2.111)}$$

2. 112) Relación de refrigerante fijo después
de la absorción

$$M_2 = \frac{(n_2 \cdot \pi) (r \cdot R)}{(n \cdot S) (P_M \cdot S)} \quad \text{-- ecc. (2. 112)}$$

2. 113) Relación de Refrigerante Desorbida ó Disociada

$$M_D = M_1 - M_2 \quad \text{-- ecc. (2. 113)}$$

2. 120) Potencia Frigorífica Específica del Refrigerante

$$Q_R = n_V (T_E) - n_1 (T_C) \quad \text{-- ecc. (2. 120)}$$

Donde:

Q_R = Potencia Frigorífica Específica del Refrigerante

$$Q_R = \frac{\text{K. cal.}}{\text{Kg. refrigerante}}$$

n_V = entalpía del refrigerante en estado de vapor

n_1 = Entalpía del refrigerante en estado de líquido

$$n = \frac{\text{Kcal.}}{\text{kg.}}$$

Esta misma expresión es equivalente a:

$$Q_R = \lambda_V (T_E) - Q_{SE} \quad \text{-- ecc. (2. 121)}$$

Donde:

λ_V = Calor latente de evaporación del refrigerante

te

λ = $\frac{\text{kcal.}}{\text{Kg.}}$

Q_{SE} = $C_R (T_C - T_E)$ ---- ecc. (2.122)

Q_{SE} = Calor sensible necesario para enfriar el refrigerante líquido de (T_C) a (T_E) .

Q_{SE} = kcal./kg.

C_R = Calor específico del refrigerante líquido

C_R = kcal./kg. °C

2.121) Potencia frigorífica específica por Unidad
de masa de absorbente sólido

Q_S = $(M_D) (Q_R)$ ---- ecc. (2.123)

Q_S = kcal./kg. sólido

2.122) Potencia de Refrigeración

Q_0 = Potencia de refrigeración requerida

Q_0 = kcal./ período

2.130) Cantidad de Sólido Necesaria

$$M_S = \frac{Q_0}{\psi_S} \quad \text{ecuación (2.130)}$$

$$M_S = \text{Kg. sólido}$$

2.131) Cantidad de Refrigerante Absorbido

$$M_R = (M) (M_S) \quad \text{ecuación (2.131)}$$

$$M_R = \text{Kg. refrigerante}$$

2.132) Cantidad de Sólido Complejo

$$M_C = M_S + M_R \quad \text{ecuación (2.132)}$$

$$M_C = \text{Kg. sólido complejo}$$

2.140) Requerimientos Térmicos Durante la
Disociación

Es la suma de calores: El sensible para llevar - al complejo desde la temperatura de absorción a la disociación - más el calor latente necesario para actuar la desorción o disociación.

$$Q_{TD} = Q_{SD} + Q_D \quad \text{ecuación (2.140)}$$

$$Q_{TD} = \text{Kcal.}$$

$$Q_{SD} = \text{Kcal.}$$

$$Q_D = \text{Kcal.}$$

Donde:

- Q_{SD} = Calor sensible para llevar al complejo de T_n a T_D
- Q_{SD} = $(M_S + M_{R1}) C_{(S,n_1R)} (T_D - T_n)$ ecc. (2.141)
- $C_{(S,n_1R)}$ = $\frac{(M_S) (C_S) + (M_{R1}) (C_{RS})}{M_S + M_{R1}}$ ecc. (2.142)
- $C_{(S,n_1R)}$ = Calor específico del sólido complejo con n_1R
- $C_{(S,n_1R)}$ = Kcal./Kg. °C
- C_{RS} = Calor específico del refrigerante considerado como sólido
- C_{RS} = Kcal./Kg. °C
- C_S = Calor específico del sólido puro
- C_S = Kcal./kg. °C
- M_{R1} = Masa de refrigerante absorbida por el sólido
- M_{R1} = Kg.
- Q_D = $(M_{R1} - M_{R2}) L_{D(TD)}$ ecc. (2.143)
- $L_{D(TD)}$ = Calor latente de disociación
- $L_{D(TD)}$ = Kcal./kg. refrigerante

El calor de disociación puede ser evaluado de la ecuación de Clausius - Clapeyron.

2.141) Requerimientos Térmicos duranteLa Condensación

$$Q_{TC} = (M_{R1} - M_{R2}) (h_{V(TB)} - h_{L(TC)}) \quad \text{-- ecc. (2.144)}$$

Q_{TC} = Calor total durante el periodo de condensación.

Q_{TC} = Kcal.

2.142) Requerimientos Térmicos duranteLa Evaporación

$$Q_{TE} = (M_{R1} - M_{R2}) (w_R) \quad \text{-- ecc. (2.145)}$$

Q_{TE} = Calor total durante el periodo de evaporación.

Q_{TE} = kcal.

2.143) Requerimientos Térmicos duranteLa Absorción

Es el calor sensible que es necesario eliminar para llevar el sistema de la temperatura de disociación a la de absorción, - menos el calor sensible para llevar el refrigerante de la temperatura de evaporación a la temperatura de absorción y más el calor de absorción, el cual también es necesario eliminar.

$$Q_{TA} = Q_{SSA} + Q_A - Q_{SRA} \quad \text{-- ecc. (2.146)}$$

Q_{TA} = Calor sensible durante el periodo de absorción.

Q_{TA} = kcal.

- Q_{SSA} = Calor sensible para llevar al sistema de T_D a T_A
 Q_{SSA} = Kcal.
 Q_{SSA} = $(M_S + M_{R2}) C_{(S, n_2R)} (T_D - T_A)$ --- ecc. (2.147)
 $C_{(S, n_2R)}$ = $\frac{(M_S) (C_S) + (M_{R2}) (C_{RS})}{M_S + M_{R2}}$ ---- ecc. (2.148)
 $C_{(S, n_2R)}$ = Kcal./Kg. °C
 $C_{(S, n_2R)}$ = Calor específico del sólido con n_2R
 M_{R2} = Masa de refrigerante absorbida después de la absorción
 M_{R2} = Kg. (refrigerante)
 Q_A = $(M_{R1} - M_{R2}) L_A(L_A)$ --- ecc. (2.149)
 L_A = Calor latente de absorción, puede ser evaluado, de la misma manera que en el caso de la absorción a partir de la ecc. de Clausius - Clapeyron.
 Q_{SRA} = $(M_{R1} - M_{R2}) (h_V(T_A) - h_V(T_E))$ --- ecc. (2.150)
 Q_{SRA} = Kcal.
 h_V = Entalpía del refrigerante en estado de vapor, a -
 (T_A) Temperatura de absorción, (T_E) Temperatura de evaporación.

2.160) Cálculo del Rendimiento de Carnot

El ciclo reversible de Carnot, es la teoría básica para cualquier sistema práctico de refrigeración.

Es la cantidad máxima de trabajo que se puede obtener -- dejando pasar una cantidad de calor de un cuerpo (fuente de calor), a otro (un receptor), a través de una máquina que trabaje de manera reversible. No solo respecto a su acción interna, sino también de la transferencia de calor de la "fuente" a la máquina y de ésta al receptor de calor.

Para este caso, 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, supone en particular que los calores de absorción y desorción son iguales.

La aplicación de los principios de Carnot conduce a las sig. ecuaciones generalizadas y de acuerdo a la fig. (. 0) que que representa el ciclo de refrigeración para este caso.

Ya que están involucrados los calores de desorción, evaporación, absorción y condensación

$$Q_D + Q_E = Q_A + Q_C \quad \text{----- ecc. (2.160)}$$

Haciendo un balance de Entropía

$$\frac{Q_D}{T_D} + \frac{Q_E}{T_E} = \frac{Q_A}{T_A} + \frac{Q_C}{T_C} \quad \text{----- ecc. (2.161)}$$

Despejando Q_C de la ecc. (2.160)

$$Q_C = Q_D + Q_E - Q_A \quad \text{----- ecc. (2.162)}$$

Sustituyendo la ecc. (2.162) en la (2.161)

$$\frac{Q_D}{T_D} + \frac{Q_E}{T_E} = \frac{Q_A}{T_A} + \frac{Q_D + Q_E - Q_A}{T_C} \quad \text{ecc. (2.163)}$$

Reordenando y Reagrupando

$$\frac{Q_D}{T_D} + \frac{Q_E}{T_E} = \frac{Q_A}{T_A} + \frac{Q_D}{T_C} + \frac{Q_E}{T_C} - \frac{Q_A}{T_C}$$

$$\frac{Q_D}{T_D} + \frac{Q_E}{T_E} - \frac{Q_D}{T_C} - \frac{Q_E}{T_C} = \frac{Q_A}{T_A} - \frac{Q_A}{T_C}$$

$$Q_D \left(\frac{1}{T_D} - \frac{1}{T_C} \right) + Q_E \left(\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_C} \right) = Q_A \left(\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_C} \right)$$

Despejando Q_E de la ecc. anterior.

$$Q_E = \left(Q_A \left(\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_C} \right) - Q_D \left(\frac{1}{T_D} - \frac{1}{T_C} \right) \right) \left(\frac{1}{\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_C}} \right)$$

Por condición de reversibilidad

$$Q_D = Q_A$$

$$Q_E = \left(Q_A \left(\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_C} \right) - Q_D \left(\frac{1}{T_D} - \frac{1}{T_C} \right) \right) \left(\frac{1}{\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_C}} \right)$$

$$Q_E = (Q_D \left(\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_D} \right)) \left(\frac{1}{\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_C}} \right)$$

$$Q_E = Q_D \left(\frac{\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_D}}{\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_C}} \right) \quad \text{---- ecc. (2.164)}$$

Ahora el Rendimiento de Carnot está definido como:

$$\eta_C = \frac{Q_E}{Q_D} \quad \text{---- ecc. (2.165)}$$

Sustituyendo la ecc. (2.164) en la ecc. (2.165)

$$\eta_C = \frac{Q_D}{Q_D} \left(\frac{\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_D}}{\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_C}} \right)$$

Quedando finalmente expresado el rendimiento de Carnot en función de cuatro temperaturas.

$$\eta_C = \left(\frac{\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_D}}{\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_C}} \right) \quad \text{---- ecc. (2.166)}$$

Dentro de estas temperaturas podemos fijar a priori la temperatura de evaporación T_E que es función de la utilización deseada de la máquina (refrigeración ó climatización) y la temperatura de condensación T_C de la fuente fría disponible.

El sistema perfecto de referencia funciona en las condiciones de equilibrio. Las otras dos temperaturas T_D y T_A se deducen del diagrama de equilibrio del sistema binario utilizado.

La ecc. (2.166) se modifica un poco si $T_A \approx T_C$, - pudiendo utilizar un valor promedio;

$$T_P = \frac{1}{2} (T_A + T_C) \quad \text{----- ecc. (2.167)}$$

Por lo que

$$\eta_C = \left(\frac{\frac{1}{T_P} - \frac{1}{T_D}}{\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_P}} \right) \quad \text{---- ecc. (2.168)}$$

2.161) Efecto Térmico Ideal

1.-) Cálculos Estequiométricos.

Las propiedades termodinámicas de los diferentes constituyentes del sistema permiten la evaluación del efecto térmico en las condiciones de equilibrio. En el caso de donde exista la posibilidad de formación de diversos compuestos (C_n) en los sistemas (S - R), (S = sal, R = refrigerante) que fluyen $n_1, n_2 \dots n_n$ moles de refrigerante, es posible efectuar varias etapas de disociación.

etapa (1) entre $C, n_1 \longrightarrow C, n_2$

etapa (2) entre $C, n_2 \longrightarrow C, n_3$

etapa (i-1) entre $C, n_{i-1} \longrightarrow C, n_i$

siendo $n_1 > n_2 > n_i$

El peso de refrigerante absorbido por unidad masica de sal pura es:

$$M_1 = \frac{n_1}{n_s} \frac{PM_R}{PM_S} \quad , \quad M_2 = \frac{n_2}{n_s} \frac{PM_R}{PM_S}$$

en donde $n_1, 2, n$ = moles de refrigerante absorbido
 n_s = moles de sal pura
 PM_R = peso molecular del refrigerante
 PM_S = peso molecular de la sal pura

Si se consideran dos etapas de disociación entre dos compuestos, tenemos por cada Kg. de sal.

- masa de refrigerante máxima recuperable por Kg. de sólido.

$$M_{\max} = M_1 - M_n$$

- cantidad de refrigerante absorbido por Kg. de sólido

$$(M_S = 1)$$

$$MR_1 = (M_S) (M_1) \quad , \quad MR_2 = (M_S) (M_2) \quad , \quad \dots$$

- masa de refrigerante disociada en cada etapa de disociación.

$$MD_1 = MR_1 - MR_2 \quad , \quad MD_2 = MR_2 - MR_3 \quad , \quad \dots$$

- masa del compuesto formado con $M_S = 1$;

$$MC_{1,n_1} = 1 + MR_1 \quad , \quad MC_{2,n_2} = 1 + MR_2 \quad , \quad \dots$$

La evaluación de estas cantidades es indispensable - para calcular Q_S y Q_T

2.-) Rendimiento Térmico

En el presente estudio se calcularon varias expresiones del rendimiento térmico. Podemos definir

$$\eta_0 = \frac{L_v}{\Delta H}$$

como el rendimiento termodinámico térmico ideal correspondiendo a una máquina frigorífica a cuatro temperaturas - siendo el límite hacia el cual tenderá el refrigerador, funcionando con un ciclo continuo y con una recuperación total de los calores sensibles, (L_v = calor latente de vaporización del refrigerante a T_E), ΔH = calor de reacción para disociar la masa de refrigerante a la temperatura de equilibrio T_D , dependiendo de la reacción considerada.

$$\eta_0' = \frac{L_v (M_{R1} - M_{R2}) T_E - Q_S}{\sum_i (m_{oi}, n_i) (C_{oi}, n_i) (T_{Di} - T_{Ai}) + \sum_i m_{Di} \Delta H_i}$$

$$\eta_0' = \frac{Q_k - Q_S}{\sum_i Q_S + Q_D}$$

Esta expresión toma en cuenta los calores sensibles del absorbente sólido así como del refrigerante, siendo el límite de una máquina en funcionamiento intermitente sin recuperación de calor sensible. Siendo este rendimiento el más cercano al real.

- El rendimiento de una máquina real lo podemos definir como:

$$\text{COP} = \frac{q_E = q_S}{\sum_i q'_S + q_D + \sum q_P + q_M}$$

En el cual se considera el calor sensible necesario para llevar la masa del desorbedor de T_{Ai} a T_{Di} y las pérdidas -

- El rendimiento combinado, es decir tomando en cuenta la integración de dispositivos solares es:

$$\text{COP}_C = (\text{COP}) (\eta_S)$$

Siendo η_S el rendimiento real del colector solar, el

cual dependerá básicamente de la temperatura de utilización y de las características físicas del mismo.

- Con el objeto de evaluar la aproximación del rendimiento térmico ideal ó real al ciclo ideal de referencia podemos utilizar la relación (garantía);

$$\eta_G = \frac{\eta_0}{\eta_C} \cdot \quad \eta'_G = \frac{\eta'_0}{\eta_C} \cdot \quad \eta''_G = \frac{\text{COP}}{\eta_C} \text{ etc.}$$

BIBLIOGRAFIA

- 1.-) K. Linge: Über periodische absorptions Kältemaschinen
(machine frigorifique a absorption periodique).
Beihefte zur Zeitschrift für die Gesamte Kälteindustrie,
Reihe 2, Heft 1, p. 1 - 69, Berlin (1929).

- 2.-) Wilhelm Niebergall
Handbuch der Kältetechnik. Band 7
Sorptions - Kältemaschinen
Springer - Verlag Berlin Heidelberg New York
pgs. 279 a 284

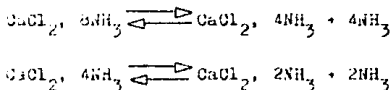
en el sistema -
 $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ los diferentes -
 compuestos (amoniacatos) -
 van siendo más estables quí-
 micamente a medida que "n"
 (número de moles) disminuye
 en la expresión del sistema

CAPITULO III

ANALISIS

TERMODINAMICO DEL SISTEMA $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$

J, n R \rightleftharpoons S + n R , siendo para este caso n = 8 , 4 , 2 y 1
 existiendo más comunmente en los ciclos de refrigeración los
 tres primeros compuestos.



Las presiones de equilibrio han sido determinadas por
 diferentes autores, pero utilizaremos los resultados experimenta-
 les de Linde, ya que presenta concordancia. Las relaciones
 ($\log p - 1/T$) para cada uno de los equilibrios son:

$$\log p \left| \begin{array}{l} 8 \\ 4 \end{array} \right. = 17.25336 - \frac{2469.4}{T} - 2.5 \log T \quad \text{---- ecc. (3.10)}$$

$$\log p \left| \begin{array}{l} 4 \\ 2 \end{array} \right. = 17.25750 - \frac{2559.5}{T} - 2.5 \log T \quad \text{---- ecc. (3.11)}$$

$$p = 2.3 \text{ mm Hg.}$$

$$T = 2.5 \text{ } ^\circ\text{K}$$

La fig. (3.10) representa graficamente estas variaciones así como la del refrigerante.

Para los calores de reacción se utilizan los datos del mismo autor. Los cálculos están basados en la relación de Clausius - Clapeyron.

Derivando las ecuaciones (3.10) y (3.11)

$$\left. \frac{dp}{dT} \right|_4^8 = P_{4-8} \left(\frac{2.3 * 2489.4}{T^2} - \frac{2.5}{T} \right) \quad \text{---- ecc. (3.12)}$$

$$\left. \frac{dp}{dT} \right|_2^4 = P_{2-4} \left(\frac{2.3 * 2559.5}{T} - \frac{2.5}{T} \right) \quad \text{---- ecc. (3.13)}$$

y substituyendo en la ecc. de Clausius - Clapeyron

$$H_{8-4} = \Delta P_{4-8} (V^* - V') \left(\frac{2.3 * 2489.4}{T} - 2.5 \right) \quad \text{-- ecc. (3.14)}$$

$$H_{4-2} = \Delta P_{4-2} (V^* - V') \left(\frac{2.3 * 2559.5}{T} - 2.5 \right) \quad \text{-- ecc. (3.15)}$$

En los cuales V'' representa el volumen específico ($m^3 / Kg.$) del refrigerante a las presiones y temperaturas del equilibrio, considerando a V' el de la fase sólida que generalmente puede despreciarse con respecto a V'' , (P) es la presión de equilibrio y (a) el equivalente mecánico del calor. Para el cálculo de los calores específicos se utilizan bajo ciertas reservas la ley de mezclas aplicadas a fases sólidas, considerando el refrigerante en su estado sólido.

3.-) RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Con la ayuda de la fig. (3.10) podemos determinar las condiciones de funcionamiento en la hipótesis de una disociación ($B \rightarrow 4$) o dos etapas ($B \rightarrow 2$).

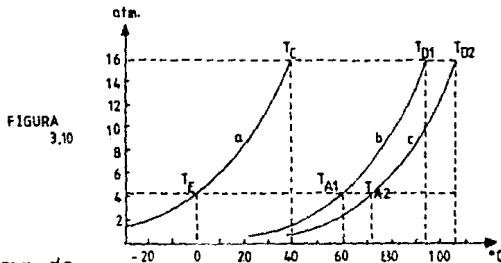


Diagrama de equilibrio de:

a) NH_3 ; b) $CaCl_2 \cdot 8NH_3$; c) $CaCl_2 \cdot 4NH_3$

Si consideramos las condiciones climatológicas en zonas áridas, por ejemplo, temperatura ambiente de 40°C y una temperatura necesaria para la producción de hielo ($T_E = -10^{\circ}\text{C}$) podemos obtener las temperaturas teóricas de funcionamiento. Para $T_G = 40^{\circ}\text{C}$ corresponde una presión de equilibrio de 15.8 kg/cm^2 , las temperaturas necesarias de disociación (T_D) para alcanzar esta presión corresponde a 95°C para una etapa y 106° para dos. Debido al problema de la baja conductividad térmica del sólido es necesario operar arriba de la temperatura teórica de disociación. Como el sólido no puede desplazarse dentro del dispositivo solar permanece estático, pudiendo lograr temperaturas superiores a los 120°C y de esta manera aumentar la inercia térmica.

Un problema técnico se presenta debido a que para que el refrigerante sea absorbido es necesario enfriar la masa del sólido hasta la temperatura correspondiente a la presión de evaporación. Para resolver este problema se propone la utilización de una superficie de colección de energía solar con propiedades ópticas cercanas a las de un cuerpo negro, teniendo durante el período de generación - condensación una alta absorptividad y durante el período de evaporación - absorción una alta emisividad permitiendo un rápido enfriamiento. En la actualidad existen recubrimientos (pintura negra) que pueden alcanzar valores de absorpti

vidad superiores al 90%.

En cuanto a las temperaturas máximas de absorción, estas pueden alcanzar un valor de 53 °C para una $T_E = -10$ °C y de 61 °C para $T_E = 0$ °C, lo que representa diferencias de temperatura con la ambiental de 13 y 21 °C, siendo suficiente implementar un condensador a base de aire y resolver el problema de enfriamiento.

3.1.-) RENDIMIENTO DE CARNOT η_c

La fig. (3.11) representa el rendimiento de Carnot de una máquina funcionando a tres temperaturas. Podemos observar que este es superior para dos etapas y la influencia de las condiciones de operación, siendo notable este efecto a medida que T_E aumenta. Este rendimiento es característico de un funcionamiento continuo.

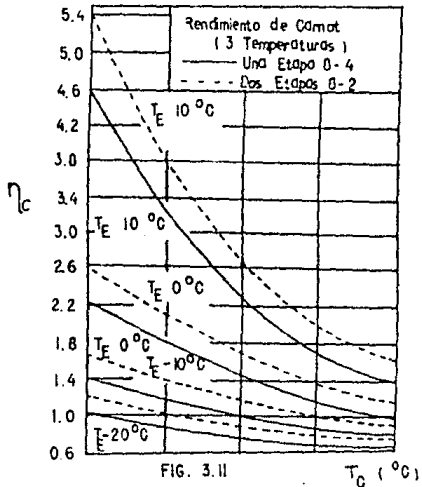
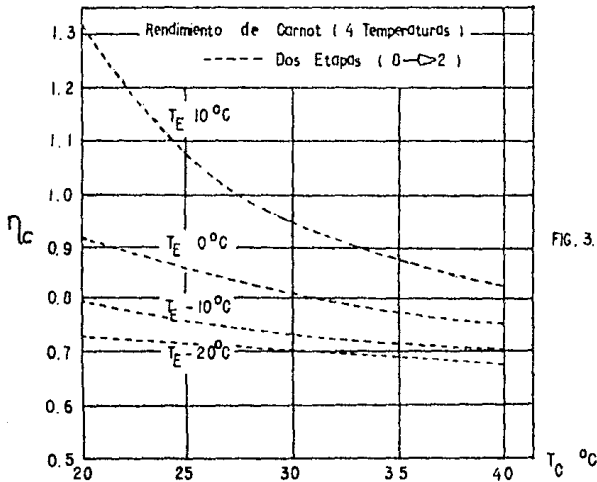


FIG. 3.11

T_c (°C)

La figura (3.12) representa el rendimiento de -- Carnot de la misma máquina funcionando a cuatro temperaturas para dos etapas de disociación, siendo muy inferior al rendimiento anterior.



En esta gráfica no está representado el rendimiento a una sola debido a que es prácticamente el mismo independientemente de las condiciones de operación, manteniendo prácticamente constante entre 0.56 y 0.57 para T_C entre 20 y 40 °C y T_B entre - 20 y - 10 °C esto es debido a que las variaciones en las temperaturas de operación son prácticamente constantes

$$\left(\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_D} \right) \approx \left(\frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_C} \right).$$

3.2.-) RENDIMIENTO TERMICO IDEAL

$$(\eta_D)$$

Cálculos estequiométricos:

En los ciclos de refrigeración por absorción en funcionamiento continuo es común expresar los cálculos en función de la cantidad de circulación horaria del refrigerante - y en el funcionamiento intermitente, si en este caso se expresan por unidades de masa de absorbente. La tabla (3.2) - reúne los datos básicos utilizados para el cálculo.

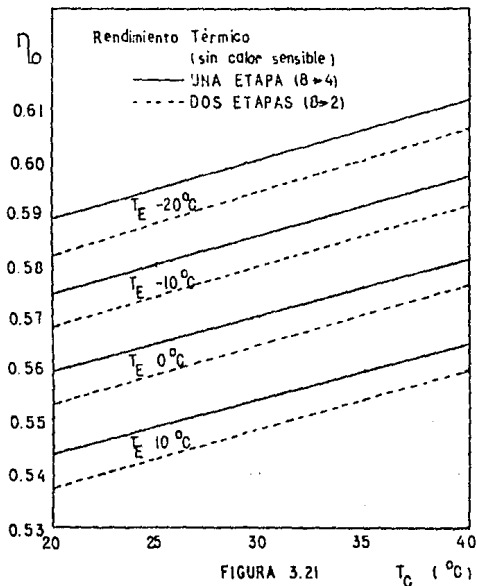
M_1	1.227	M_{R3}	0.306
M_2	0.613	M_{D1}	0.613
M_3	0.306	M_{D2}	0.306
M_{MAX}	0.920	M_{C1}	2.227
M_{R1}	1.227	M_{C2}	1.613
M_{R2}	0.613	M_{C3}	1.306

Tabla (3.2)

La figura (3.21) representa el rendimiento (η_o) en este caso podemos notar un efecto contrario al de Carnot; el rendimiento aumenta a medida que T_C aumenta y T_E disminuye -- esto se explica debido a que el calor de reacción disminuye a medida

que T_D la temperatura de disociación aumenta (como función de T_C) y de la misma manera el calor latente de vaporización del refrigerante disminuye al aumentar T_E . Siendo más importante la variación del ΔH el rendimiento η_o

es superior en una etapa que en dos. a pesar que ΔH_{4-2} es superior al ΔH_{8-4} la masa disociada en (8 \rightarrow 4) es más importante que (4 \rightarrow 2).



3.3.-) CALCULO DEL

RENDIMIENTO TERMICO TEORICO η'_0

Este rendimiento toma en cuenta los calores sensibles: El referente al enfriamiento del refrigerante líquido de T_C a T_E (Q_S) y el necesario para llevar la masa del sólido de T_{A1} a T_{D1} . En el caso de - dos disociaciones, - el calor sensible de T_{D1} a T_{D2} . La suma de los calores de reacción y de los sensibles representan - la cantidad de calor total (Q_T) requerido.

Con el objeto de mostrar la importancia relativa - de los términos de - calor sensible y de calor de reacción en la expresión Q_T , éstos están representados sobre gráficas - diferentes; en la figura (3,31) calor sensible.

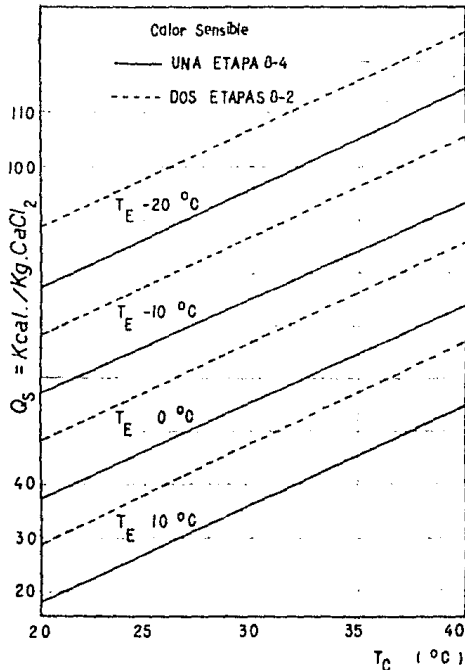


FIGURA 3.31

La cantidad de calor sensible para pasar de una primera etapa de disociación a la segunda es prácticamente constante debido a la casi idéntica separación de las curvas de presión de equilibrio (variando de 10.9 a 11.5 Kcal./Kg. CaCl_2 para T_G de 20 a 40 $^\circ\text{C}$).

En general el calor sensible aumenta cuando T_B disminuye y T_G aumenta. La fig. (3.32) demuestra la preponderancia de los calores de reacción, estos representan del 80 al 95% del total requerido, en el intervalo de T_G considerado del orden de 5 a 35 veces superior a los valores sensibles para una etapa y de 5 a 25 veces para dos etapas.

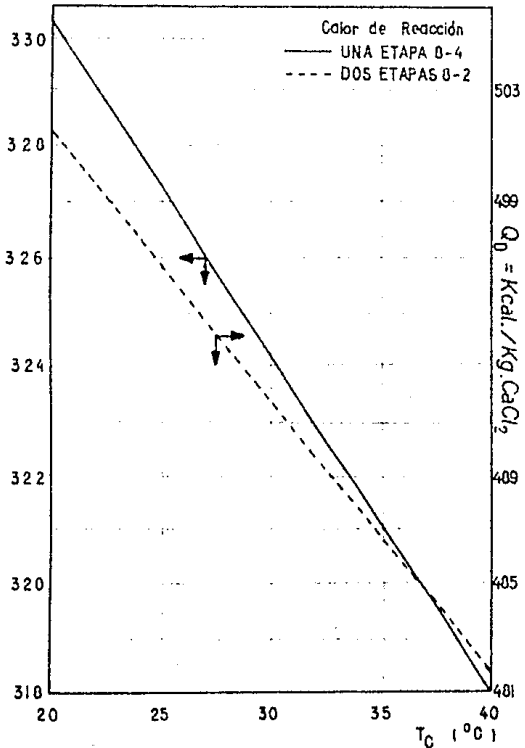


FIGURA 3.32

La fig. (3.33) representa el calor total requerido, pero solamente están incluidos el calor de reacción y el calor sensible de la masa del sólido, para una y dos etapas. Pero en ningún momento se incluye el calor sensible de la masa del colector, ó el calor de sobrecalentamiento etc. estos calores serán calculados en función del dimensionamiento propio del equipo.

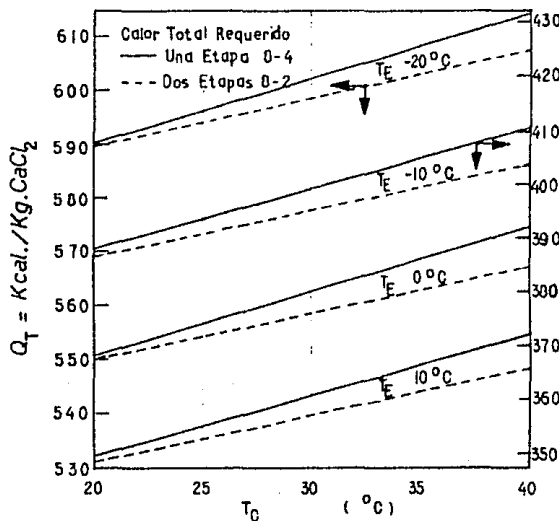


FIGURA 3.33

La fig. (3.34) representa la variación de la potencia frigorífica del sistema $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ en función de las condiciones de operación. Se observa que para una etapa, ésta varía de 153 a 167 Kcal./ Kg. CaCl_2 y para dos de 231 a 270 representando un aumento que varía del 50 al 60%. ψ_B disminuye a medida que la T_C aumenta y T_B disminuye.

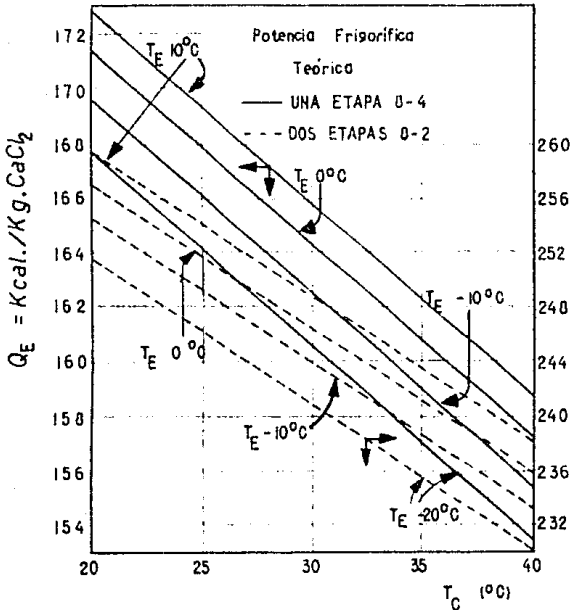
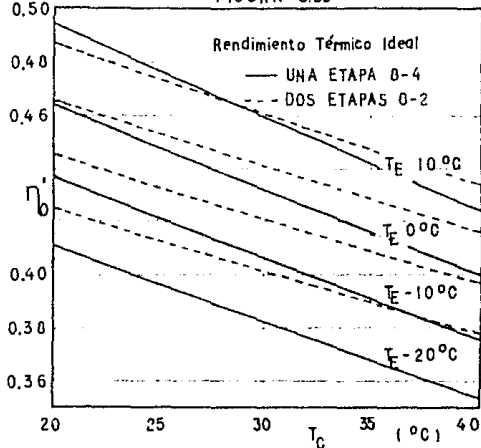


FIGURA 3.34

Sobre la fig. (3.35) está trazada la evolución - del rendimiento térmico teórico (η'_0) determinado a partir de - estos balances térmicos. El rendimiento utilizando dos etapas es superior sobre todo cuando T_E disminuye. Esta variación es más importante para una

etapa, la diferencia de rendimiento entre el ciclo a absorción a una y dos etapas - no excede del 7%. En esta fig. muestra igualmente que bajo ciertas condiciones es inútil realizar - las dos etapas debido a que el rendimiento puede ser inferior al de una so-

FIGURA 3.35

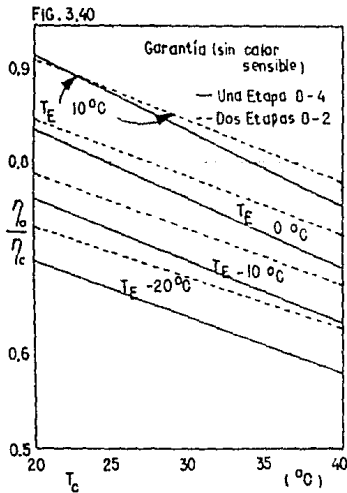


la. La extrapolación de este fenómeno hacia T_E elevadas es interesante, la climatización podría ser técnicamente más eficiente - para T_C entre 20 y 25 °C con una etapa de disociación. Entre T_C de 25 y 30 °C el rendimiento es prácticamente el mismo independientemente del número de disociación. En general η'_0 varía de 0.35 a 0.49 para T_C entre 20 y 40 °C y T_E entre 20 y 10 °C nótese la poca influencia de las condiciones de operación sobre η'_0 .

3.4.-) CALCULO DE LA GARANTIA η_G

Las figs. (3.40) y (3.41) representan respectivamente el rendimiento η_G para

una máquina funcionando a tres - temperaturas y aquella en la cual solo se consideran los calores latentes. En la primera observamos que η_G aumenta a medida que T_C disminuye y T_E disminuye y en la segunda cuando T_C disminuye



y T_E aumenta η_G es superior para dos etapas, disminuyendo esta diferencia cuando T_E aumenta, siendo superior para una etapa para valores de T_C inferiores a 20 °C y T_E superior a 10 °C .

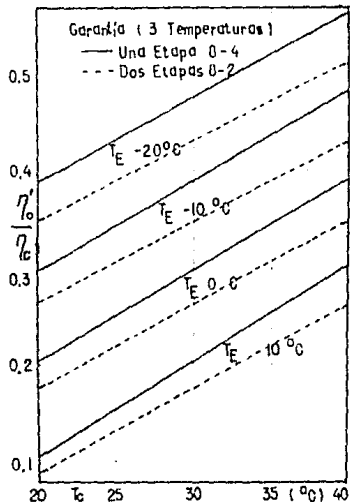


FIG. 3.41

BIBLIOGRAFIA

- 1.-) I. Pilatowsky, R. Best:
Análisis sobre la utilización de absorbentes sólidos en la refrigeración solar (Analyse sur l'utilisa---
tion des absorbants solides dan la réfrigération so-
laire) IV Reunión Nacional de Energía Solar P 153 -
156 , México (1980)

- 2.-) E. Bilgen: Conversion de l'energie solaire a des -
fins frigorifique, publication Istambul Teknik Uni-
versitési, Thèse Istambul (1966)

- 3.-) E. Bonaguri: Preliminary notes on a solar absorption
unit (Notes Preliminaires sur un réfrigérateur so-
laire) Prog. Refrig. Sci. Techn. Proceedings of 12
th., Int. Cong. of Refriger., Publ. Inst. Inter. -
Froid, (1967)

- 4.-) A. Eggers - Lura, P. Bechtdft Nielsen et al., Po-
tential use of solar powered refrigeration by an in-
termittent solid absorption system. (utilisation po-
tential d'un refrigerateur solaire intermittent a ab-
sorption solide), The Technical University of Dan-
mark (1975)

- 5.-) A. B. Hart. Partington: Dissociation pressures of compounds of ammonia and trideuterammonia with some metallic salts (Pressions de dissociation de composés d'ammoniac et trideuterammoniac avec des sels métalliques). The Technical University of Denmark (1975)
- 6.-) K. Linge: Ueber periodische absorptions Kältemaschinen (machine frigorifique a absorption periodique). Beihefte sur Zeitschrift für Die Gesamte Kälteindustrie, 2, 1, p. 1-69 (1929)
- 7.-) E. Bonanguri, Macchine frigorifere ad assorbimento a secco con amoniacati di CaCl_2 (Machine frigorifique a absorption solide en utilisant le couple $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$). Relazione presentata al XV Congresso Nazionale, ATI Napoli, Italia (1960).

Se presenta el diseño de un refrigerador de pequeña capacidad para almacenar medicamentos y vacunas. Este varía desde 3.0 a 200 lts. Nosotros nos situaremos en un valor intermedio de 50 lts.

CAPITULO IV

DISEÑO DEL

PROTOTIPO

4.1.-) CONDICIONES DE DISEÑO

Para hacer más concreta la propuesta, es importante recordar las condiciones de operación del sistema.

Para la climatología de las zonas desérticas de la República Mexicana, encontraremos temperaturas características del orden de los 40 °C. de bulbo seco con un bulbo de humedad relativa y valores de insolación de los 900 watts/m², haciendo incapié en que uno de los problemas más importantes es la escasez de agua.

En base al argumento antes mencionado y a las necesidades de refrigeración establezco:

4.1.1.-) CONDICIONES TEÓRICAS DE FUNCIONAMIENTO

$$T_E = 0 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Temperatura derivada de la condición de refrigeración.

$$P_E = 4.5 \text{ kg./cm}^2.$$

Presión de equilibrio correspondiente a:

$$T_E = 0 \text{ } ^\circ\text{C. (fig. 3.10)}$$

$$T_C = 40^{\circ}\text{C}$$

Temperatura de condensación, que sería la ambiente y a la cual enfriaríamos nuestro amoníaco, enfriamiento que se lograría por convección natural.

$$P_C = 15.8 \text{ kg/cm}^2$$

Presión de equilibrio a las condiciones de la temperatura de condensación. (fig. 3.10)

$$T_{D1} = 95^{\circ}\text{C} \text{ para la primera etapa}$$

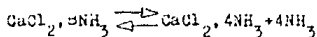
y

$$T_{D2} = 106^{\circ}\text{C} \text{ para la segunda etapa}$$

Temperaturas generadas en el colector solar para las dos etapas de disociación, (según nuestro diagrama de equilibrio fig. 3.10) que se espera sean rebasadas, causando algunos problemas debido a la baja conductividad térmica del sólido, (compactación y fragmentación) siendo del orden de 120°C condiciones térmicas que plantean la necesidad de la utilización de superficies muy específicas, para esto se propone la utilización de superficies de colección térmica solar con condiciones ópticas cercanas a las de un cuerpo negro, esto es lograr durante el período de LISOCIACION - CONDENSACION una alta absorptividad y durante el período de EVAPORACION - ABSORCION una alta emisividad permitiendo un rápido enfriamiento, condiciones que actualmente se logran con la aplicación de recubrimientos (pintura negra) con valor de absorptividad superiores al 90%. Así también, hemos pensado en algún mecanismo de enfriamiento aún más rápido, del cual más adelante presentaremos el diseño.

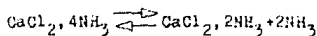
$$T_{n1} = 61 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura de absorción en la primera etapa de la reacción, temperatura a la cual se llega bajando la presión mediante una valvula de expansión.



$$T_{n2} = 72.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura de absorción en la segunda etapa de la reacción



Donde:

$$\Delta T_{\text{mínimo}} = 11.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Siendo en general que, a medida que la diferencia entre la temperatura de absorción y la ambiente aumenta, la absorción se favorece.

4.2.-) DISEÑO MECANICO Y CALCULO

4.21) DISEÑO DEL RECIPIENTE ISOTERMICO

Pensando en los frascos de los medicamentos y de las vacunas, encontramos formas y tamaños muy variados, pero consideraré como tamaño normativo botellas de 1 lt. con una altura de 20 cm., pudiendo acomodarlos en dos pisos y para colocar el evaporador, mecanismo fundamental de este, 10 cm.

Por lo tanto tendremos:

$$\text{altura} = 50.0 \text{ cm.}$$

Si le proporcionamos un área de 900.0 cm² a los medicamentos ó vacunas.

Buscando un par de valores que nos den esa superficie encuentro: 30.0 x 30.0 por lo tanto establezco:

$$\text{Ancho} = 30.0$$

$$\text{Largo} = 30.0$$

Determinando el volumen interno:

$$V = 30.0 \cdot 30.0 \cdot 50.0$$

$$V = 45.0 \text{ Lts.}$$

Suficiente capacidad para satisfacer plenamente los requerimientos de una clínica, que distribuiría las vacunas necesarias para una población de cien mil habitantes, figs. (4.20), (4.21) y (4.22).

Antes de iniciar el cálculo de la carga térmica, recordaremos que en el capítulo II se planteó la ecuación (2.561), clave para el diseño de todo el sistema.

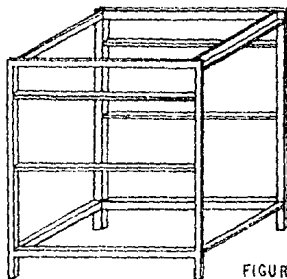


FIGURA 420

$$Q_D + Q_E = Q_A + Q_C \quad \text{---- ecc. (2.561)}$$

En el aspecto del diseño del Recipiente Isotérmico, " Q_E " es: la potencia de refrigeración requerida, la cual comprende la cantidad de calor generada por la masa a refrigerar, ganancias de calor a través de las paredes del recipiente isotérmico, cambios de aire y varios, esto es llamado también la carga térmica del recipiente isotérmico y aquí definiremos como:

$$Q_{E.T.} = \text{Kcal.} / 24 \text{ hrs.}$$

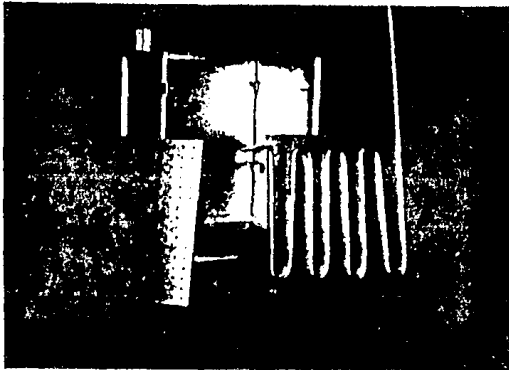


FIG. NO. 4.21

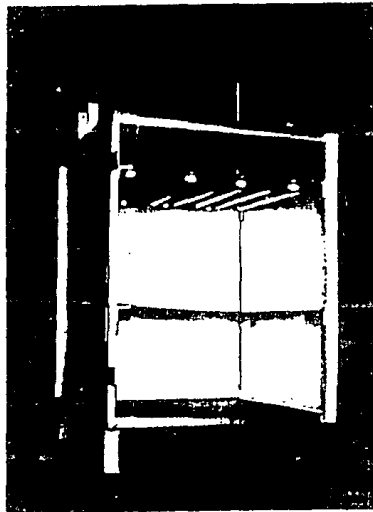


FIG. NO. 4.22

4.22) CARGA TERMICA

En la selección del equipo de refrigeración es necesario calcular primero la carga del espacio refrigerado. Habiendo cuatro fuentes, las que hay que calcular separadamente:

1.-) Ganancia de calor a través de las paredes

2.-) Cambios de aire

3.-) Calor de productos

4.-) Cargas varias

1.-) GANANCIA DE CALOR A TRAVES DE LAS PAREDES

Esta carga térmica se calcula con los siguientes factores; tipos de aislamiento, construcción del área externa de la pared y diferencia de temperatura entre el espacio refrigerado y el medio ambiente.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t \text{ ----- ecc. (4.20)}$$

Donde

Q = calor ganado a través de la pared

Q = Kcal / hr.

U = coeficiente de transferencia de calor

lor

U = Kcal / hr.

A = sección del área exterior

A = m²

Δt = diferencia entre la temperatura promedio del exterior y la temperatura del espacio refrigerado

Δt = °C

El coeficiente total de transferencia de calor "U" de la pared puede ser calculado por la siguiente ecuación:

$$U = 1 / (1/f_1 + x/k + 1/f_0) \quad \text{----- ecc. (4.21)}$$

Donde:

x = espesor de la pared

x = m.

k = conductividad del material en la pared

k = Kcal. * hr * m² * °C * m. (de espesor)

f₁ = película interior de la superficie conductora

f₁ = Kcal. * nr. * m² * °C

f₀ = película exterior de la superficie conductora

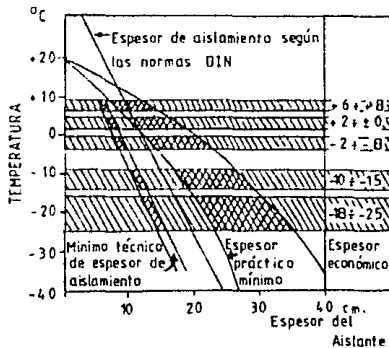
f₀ = Kcal. * nr. * m² * °C

"f₁" y "f₀" usados frecuentemente como 1.65 para aire quieto, si la superficie externa es expuesta al agua "f₀" se incrementa a 6.0.

Con paredes de baja conductividad la resistencia x/k hace "U" tan pequeña que 1/f₁ y 1/f₀ tienen pequeños efectos y pueden ser omitidas del cálculo.

Con el fin de hacer mínima la diferencia entre "U" y "k" de la ecuación (4.21) utilizamos placas de aislante de baja conductividad con un espesor mínimo de 2.00" según recomendación del fabricante, basado en la fig. (4.23) .

FIGURA 4.23



De la fig. (4.24) - para placa aislante de 2.0" y densidad de 25 kg./m³ el valor de la conductividad térmica es de:

$$U = 0.027 \text{ kcal./nr. m } ^\circ\text{C.}$$

de lo anterior se desprende que:

- Ancho = 40.0 cm.
- Largo = 40.0 cm.
- Alto = 60.0 cm.

Entonces el área externa = 1.28 m² ver fig. (4.25) y - (4.26).

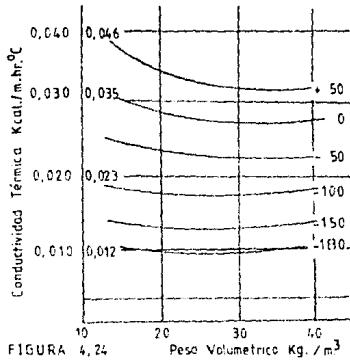


FIGURA 4.24

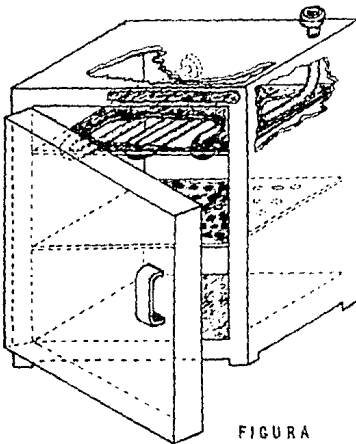


FIGURA 4.25

La temperatura interna por necesidad de refrigeración deberá mantenerse en 0 °C, pero la temperatura - del medio ambiente es variable, pues ésta - cambia en el curso del día, de la estación - del año y en fin de va rios inponderables, - por lo que resulta un Δt muy errático, razón por la cual toma--

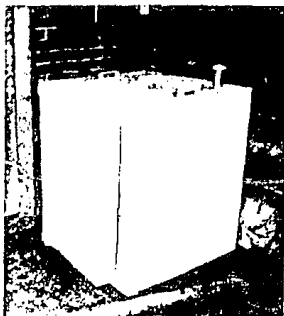
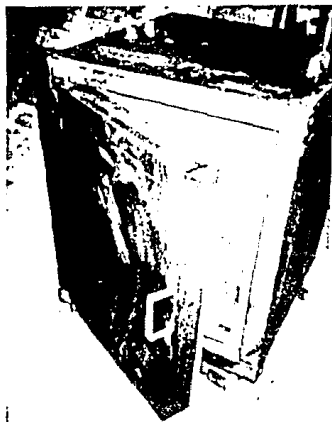


FIGURA 4.26

mos al azar, el registro meteorológico de cuatro días al año y de esta manera obtener cuatro valores de la ganancia de calor a través de las paredes para después promediarlos generando un valor representativo.

Por lo que la ecc. (4.20) se ve modificada, según nuestras necesidades.

$$Q_{par} = U \cdot \frac{A}{L} \cdot \Delta T \Delta t + \int_a^b f(x) dx \text{ -- ecc. (4.21)}$$

Donde:

$$\Delta T \Delta t + \int_a^b f(x) dx, \text{ ya no será un simple } \Delta t \text{ ó sea}$$

la diferencia entre la temperatura del espacio refrigerado y la temperatura ambiente en un instante indeterminado, sino la expresión matemática del comportamiento del calor en el curso del día, en el refrigerador.

Con datos proporcionados por la estación meteorológica de Altar Sonora del comportamiento térmico de los días 29 de Enero, Marzo 20, Julio 21 y Septiembre 17 de 1987 se elaboró la figura (4.27).

Haciendo un breve análisis de la curva, para nuestros fines se ajustó a una expresión de la forma general:

$$A x^2 + B x + C = Y$$

Si

 $Y = 0$ entonces

$$A x^2 + B x + C = 0$$

ecuación (4.22)

Extrapolando la curva, encontramos gráficamente como raíces -
 $x_1 = 6$; $x_2 = 24$
 que serán nuestros límites las 6.0 y las 24.0 hrs. del día.

Determinando el máximo en la curva (que sería la temperatura más alta del día) -

$$x = \frac{-B}{2A}$$

definimos $A = -1$, ya que nuestra curva resulta una parábola invertida.

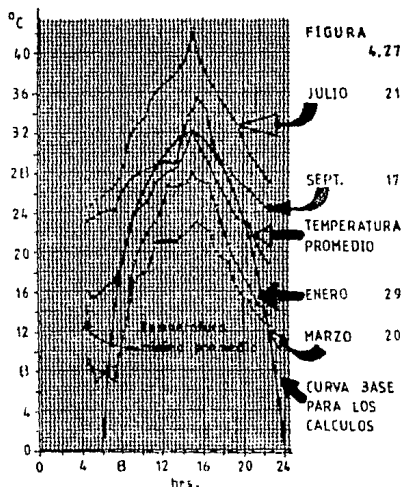
«provechando la propiedad de las raíces de la --ecc. (4.22)

Propiedad: $x_1 + x_2 = \frac{-B}{A}$; $x_1 + x_2 = 6 + 24$

$$30 = \frac{-B}{A}, \text{ pero } A = -1, \text{ B} = 30$$

luego $x = \frac{-30}{2(-1)} = 15$

Por lo tanto el eje de simetría se presenta cuando $x = 15$, esto es el valor de la temperatura más alta del día, se presentó - aproximadamente a las 15.0 hrs. calculando una temperatura máxima



promedio de los días antes mencionados de 32.4°C por lo tanto $-$
 $y = 32.4$, definiéndose las coordenadas del vértice.

$$V (15 , 32.4)$$

Relacionando $a x^2 + b x + c = Y$ con $A x + B y + C = 0$,
 siendo la segunda ecc. el eje de simetría y relacionando las coord.
 enadas del vértice, tenemos:

$$(x - a)^2 = m (y - k) \text{ ----- ecc. (4.23)}$$

donde: (a , k) son las coordenadas del vértice, sien-
 do "m" la pendiente entre dos puntos de la curva.

Para los puntos

$$A (20.0 , 26.0)$$

$$B (21.0 , 22.4)$$

leídos en la gráfica

$$m = \frac{26.0 - 22.4}{20.0 - 21.0}$$

$$m = - 3.6$$

Por lo tanto:

$$(x - 15)^2 = - 3.6 (y - 32.4)$$

$$x^2 - 30 x + 225.0 = - 3.6 y + 116.64$$

$$- \frac{x^2}{3.6} + 8.33 x - 30.1 = y$$

Corroborando:

$$\text{Si } x = 12$$

$$- 40.0 + 99.96 - 30.1 = y$$

$$29.86 = y$$

Esto es, a las 12.0 hrs. la temperatura ambiente fué de $-$
 29.86°C .

$$\begin{aligned} \text{Si } x &= 20 \\ - 111.11 + 166.67 - 30.1 &= y \\ 25.46 &= y \end{aligned}$$

Para las 20 hrs. la temperatura ambiente llegó a 23.2 °C. - valores que se aproximan a la curva (fig. 4.27) variando ligeramente de los datos reales, en aproximadamente 2.0 °C para ambas temperaturas respectivamente.

Definiendo:

$$\text{C.T.} = \Delta T \Delta t + \int_a^b f(x) dx$$

Siendo C.T. = Comportamiento Térmico en el día, directamente aplicable a la ecc. (4.20)

$$\text{C.T. parcial} = \int_a^b f(x) dx$$

$$\text{Si: } y = -\frac{x^2}{3.6} + 8.33 x - 30.1$$

$$\begin{aligned} \text{C.T. parcial} &= \int_a^b \left[-\frac{x^2}{3.6} + 8.33 x - 30.1 \right] dx \\ &= \int_a^b -\frac{x^2}{3.6} dx + \int_a^b 8.33 x dx - \int_a^b 30.1 dx \\ &= -\frac{1}{3.6} \int_a^b x^2 dx + 8.33 \int_a^b x dx - 30.1 \int_a^b dx \\ &= \left[-\frac{1}{3.6} \frac{x^3}{3} + 8.33 \frac{x^2}{2} - 30.1 x \right]_a^b \end{aligned}$$

Tomando como limites las 6.0 y las 24.0 hrs.

$$= \left[-\frac{x^3}{10.8} + 4.17 x^2 - 35.1 x \right]_6^{24}$$

$$= -1200.0 + 2251.2 - 541.8$$

$$C.T. \text{ parcial} = 499.4 \text{ kcal.}$$

$$\Delta T \Delta t = (14.9 - 0.0) (6.0 - 0.0)$$

$$= 89.4$$

$$C.T. = 539.4$$

Por lo que:

$$Q_{PARDEMS} = 0.027 \cdot \frac{1.25}{0.95} \cdot 539.4$$

Esto es, el calor promedio ganado a través de las paredes del refrigerador viene siendo de:

$$Q_{PARDEMS} = 37.03 \text{ kcal./día.}$$

4.-) CALCULO DE LA CARGA TÉRMICA TOTAL A CAMBIOS DE AIRE

Cuando a cada momento la puerta del refrigerador se abre, algo del aire exterior entra al recinto enfriado. La temperatura de este aire caliente debe ser reducida a la del volumen interior agregándose esto a las cargas de refrigeración. Siendo difícil determinarlas con una mayor exactitud, puesto que el tráfico de medicamentos con la consecuente apertura del refrigerador varía con las necesidades propias de una clínica.

Los cambios de aire listados en la fig. (4.28) están basados en la experiencia, pero para este caso el volumen del refrigerador está fuera de rango.

FIG. 4.28

por lo que usaremos el valor mínimo.

$$\text{Cambios de aire} = 44/24 \text{ hrs.}$$

Volúmen de aire enfriado

$$V_{\text{int.}} = (45.0 - 5.0) \text{ lts.}$$

$$V_{CA} = 1.45 * 44.0$$

$$V_{CA} = 62.15 \text{ ft}^3/\text{día}$$

Volúmen ft ³	Cambios de Aire C/24 hrs.	Volúmen ft ³	Cambios de Aire C/24 hrs.
200	44.0	1,000	17.5
300	34.5	1,500	14.0
400	29.5	2,000	12.0
500	26.0	3,000	9.5
600	23.0	4,000	8.2

NOTA: Multiplique los valores arriba anotados por 2.0 para uso pesado y para almacenamiento prolongado por 0.6

Con la fig. (4.29) es posible determinar el calor removido debido a los cambios de aire en un refrigerador, para este caso, con las condiciones ambientales tomaremos los datos del calor removido al 50% de humedad relativa.

BTU/ft ³				
Temperatura del espacio Refrigerado	TEMPERATURA EXTERIOR			
	95		100	
	% DE HUMEDAD RELATIVA			
	50	60	50	60
45	1.71	1.98	2.00	2.31
40	1.88	2.15	2.17	2.48
35	2.04	2.31	2.33	2.64
30	2.33	2.64	2.65	3.00
Temperatura del espacio Refrigerado	TEMPERATURA EXTERIOR			
	90		100	
	% DE HUMEDAD RELATIVA			
	50	60	50	60
30	2.05	2.31	2.65	3.00
25	2.20	2.66	2.79	3.14
20	2.33	2.60	2.93	3.28

FIGURA 4.29

$$\begin{aligned} & \left\{ \begin{array}{l} 30^{\circ}\text{F} \\ \\ 50\% \text{ hum. relativa} \end{array} \right. \\ & \quad = 2.65 \text{ BTU/ft}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \text{y} \\ & \left\{ \begin{array}{l} 35^{\circ}\text{F} \\ \\ 50\% \text{ hum. relativa} \end{array} \right. \\ & \quad = 2.33 \text{ BTU/ft}^3 \end{aligned}$$

Interpolando a $T = 32^{\circ}\text{F}$

$$\begin{aligned} & \left\{ \begin{array}{l} 32^{\circ}\text{F} \\ \\ 50\% \text{ num. relativa} \end{array} \right. \\ & \quad = 2.52 \text{ BTU/ft}^3 \end{aligned}$$

Para determinar el calor total removido basta multiplicar el valor del volumen total manejado de aire debido a los cambios de aire por el valor arriba determinado.

$$Q_{TCA} = 62.15 * 2.52$$

$$= 156.61 \text{ BTU / afa}$$

$$Q_{TCA} = 39.47 \text{ Kcal / afa}$$

3.-) CALCULO DE LA CARGA TERMICA DEL PRODUCTO (VACUNAS, Y/O MEDICAMENTOS)

Esta carga térmica es consecuencia de las condiciones del producto, es decir sus estados iniciales y final, su peso, su calor específico y calor latente, así como las diferencias entre la ambiental y la de almacenaje.

Esta carga térmica es calculada a partir de la siguiente ecuación:

$$Q = mCp \Delta t \text{ ----- ecc. (4.24)}$$

$$Q = \text{calor removido}$$

$$Q = \text{Kcal.}$$

$$m = \text{mass. del producto}$$

$$m = \text{Kg}$$

$$Cp = \text{calor específico del producto arriba del punto de congelación}$$

$$Cp = \text{kcal * Kg * } ^\circ\text{C}$$

$$t_1 = \text{temperatura arriba del punto de congelación}$$

$$t_2 = \text{temperatura arriba del punto de congelación pero inferior a } t_1$$

$$t = 0^{\circ}\text{C}$$

Para nuestro diseño desglosaremos la ecuación (4.24) de la siguiente manera:

$$Q_{T.M.} = (m_1 C_{p1} + m_2 C_{p2}) \Delta t \quad \text{--- ecc. (4.25)}$$

m_1 = masa del medicamento

C_{p1} = capacidad calorífica del medicamento

m_2 = masa del envase (vidrio)

C_p = capacidad calorífica del envase del medicamento en este caso consideraré vidrio.

$$C_{p \text{ vidrio}} = 0.19 \text{ cal./ g }^{\circ}\text{C}$$

Para cálculos prácticos consideraré el C_{p1} como - "Cp del agua" debido que los medicamentos contienen agua.

$$Q_{T.M.} = (5.0 * 1 + 5.0 * 0.5 * 0.19) 32.0$$

$$Q_{T.M.} = 175.2 \text{ Kcal / día}$$

4.23) CALCULO DE LA CARGA TERMICA TOTAL

$$Q_{T.T.} = Q_{T.PAR.} + Q_{T.CA.} + Q_{T.M.}$$

$$Q_{T.T.} = 372.83 + 39.47 + 175.2$$

$$Q_{T.T.} = 587.50 \text{ Kcal./ día}$$

Para un tiempo de operación de 18 hrs. de refrigeración que es el período por ciclo.

$$Q_{T.T.} = 32.64 \text{ Kcal./ hr.}$$

4.24) ESTADOS CORTOS

Hay varios métodos que de manera empírica permiten determinar la carga térmica, algunos basados solamente en la superficie externa, basados incorrectamente, ya que las cargas térmicas dependen básicamente del volumen a enfriar, lo cual no es proporcional a una superficie extendida.

Un método basado en el volumen así como en su superficie da resultados más confiables. De los cuatro orígenes de la carga térmica total (pérdidas a través de las paredes, cambios de aire, tipos de productos y varios) la superficie externa, es una parte proporcional de las pérdidas de frío.

La fig. (4.30) nos da valores probables para cargas térmicas en función del volumen sin considerar las pérdidas de frío a través de las paredes.

Para nuestro caso, compararemos el valor anteriormente calculado.

$$T_{\text{ext.}} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C} = 104 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{int.}} = 0.0 \text{ }^{\circ}\text{C} = 32 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta T = 40 \text{ }^{\circ}\text{C} = 72 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

De la fig. (4.30)

Utilizamos los valores de 20.0 y 30.0 ft^3 de capacidad y extrapolaremos para el caso de nuestro refrigerador, dándonos esta figura los valores de las cargas debidas a cambios de aire, productos y varios, los cuales combinados con el cálculo de las cargas a través de las paredes, dan un resultado aproximado al valor determinado de cada carga independientemente.

FIGURA 4.30

Ganancia de calor, BTU / 24 hrs. por ft ³ de capacidad interior						
VOLUMEN ft ³	SERVICIO	Diferencia de temperaturas °F [ambiente menos la interna]				
		65	70	75	80	
20	X	305	328	351	374	
	X X	358	386	413	441	
30	X	215	231	248	264	
	X X	297	319	342	365	
50	X	148	160	171	182	
	X X	231	249	267	284	

(X) Mediano

(X X) Pesado

Volumen ft ³	Tipo de servicio	Temperatura	
		70	75
20	mediano	328	351
30	mediano	231	248

Interpolando a 72.0 °F

Volumen	Servicio	Temperatura
20	mediano	337.2
30	mediano	237.8

$$Q_{M.C.} = 520.20$$

4.25) COMPARACION DE RESULTADOS

En el cálculo de la carga térmica $Q_{T.T.} = 587.50$ Kcal./cfa, por el método corto $Q_{T.T.} = 520.20$ Kcal./cfa, hay una diferencia de 67.30 Kcal./cfa, esto puede servir como un valor normativo aproximado ya que $Q_{T.T.}$ por el método corto, solamente confirmaría la veracidad de la secuencia del cálculo, pues la aproximación al cálculo completo fué de 88.5 % .

4.3.-) DISEÑO DEL COLECTOR

(ABSORBEDOR-DESORBEDOR)

Una de las grandes ventajas de los sistemas de conversión de energía utilizados por el hombre, es que son muy manejables y controlables para producir el resultado deseado. Por ejemplo un horno es controlado por un termostato, siendo la misión de una compañía el asegurar el suministro suficiente de gas natural. Un generador eléctrico, puede depender de carbón y la cantidad de energía puede controlarse por la cantidad de carbón al alimentar la caldera. Un sistema solar no es fácilmente controlable, ya que no es posible incrementar la radiación solar, además de que esta es variable, por lo que el diseño del sistema es un tanto complicado para satisfacer la carga predicha, esto es, una serie de factores afectan la disponibilidad de la energía solar. Estos factores se pueden resumir de la siguiente manera.

1.-) Localización Geográfica.- La radiación solar está más disponible en climas soleados que en regiones polvosas ó lluviosas y ésta se incrementa con la altitud.

2.-) Localización de colectores.- Colectores que están parcialmente sombreados por árboles ó edificios.

3.-) Orientación del colector.- Colectores con seguimiento solar, lo que permite permanecer el mayor tiempo posible perpendicular al sol, en ventaja a los colectores estacionados. - Los colectores inclinados en forma ascendente hacia el sur interceptan más energía en invierno que los colectores horizontales.

4.-) Tiempo del día y del año.- Hay menos radiación a la salida y a la puesta del sol que durante el medio día. Y hay más energía solar disponible en verano que en invierno, así como también hay días más largos.

5.-) Condiciones atmosféricas.- Las más importantes que afectan la radiación solar son las nubes, las que pueden reducirla hasta un 90%, otras condiciones son la contaminación ambiental, el vapor y el polvo.

Para el diseño del colector se propone un dispositivo consistente en una serie de tubos alitados para captar la energía solar, los cuales contendrán el CaCl_2 figs. (4.31) y (4.32), este conjunto de tubos estará conectado a dos cabezales, por el inferior llegará el amoníaco procedente del evaporador, el cual será distribuido en cada uno de los tubos, esta operación se realizará en la fase de absorción y por el cabezal superior saldrá el amoníaco en la desorción.

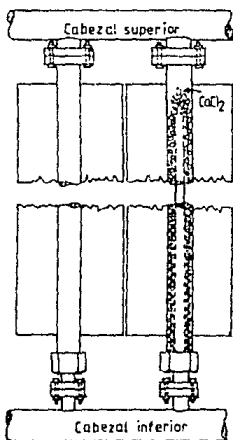


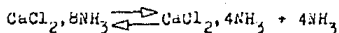
FIG. 4.31

4.31) CALCULOS ESTEQUICOMETRICOS

4.310) Relación masica

$$M = \text{P.M.}_{\text{NH}_3} \cdot N_{\text{NH}_3} / \text{P.M.}_{\text{CaCl}_2} \cdot N_{\text{CaCl}_2} \text{ --ecc. (4.300)}$$

Siendo M_1 de la primera etapa de disociación



$$M_1 = 1.22 \text{ Kg. NH}_3 / \text{Kg. CaCl}_2$$

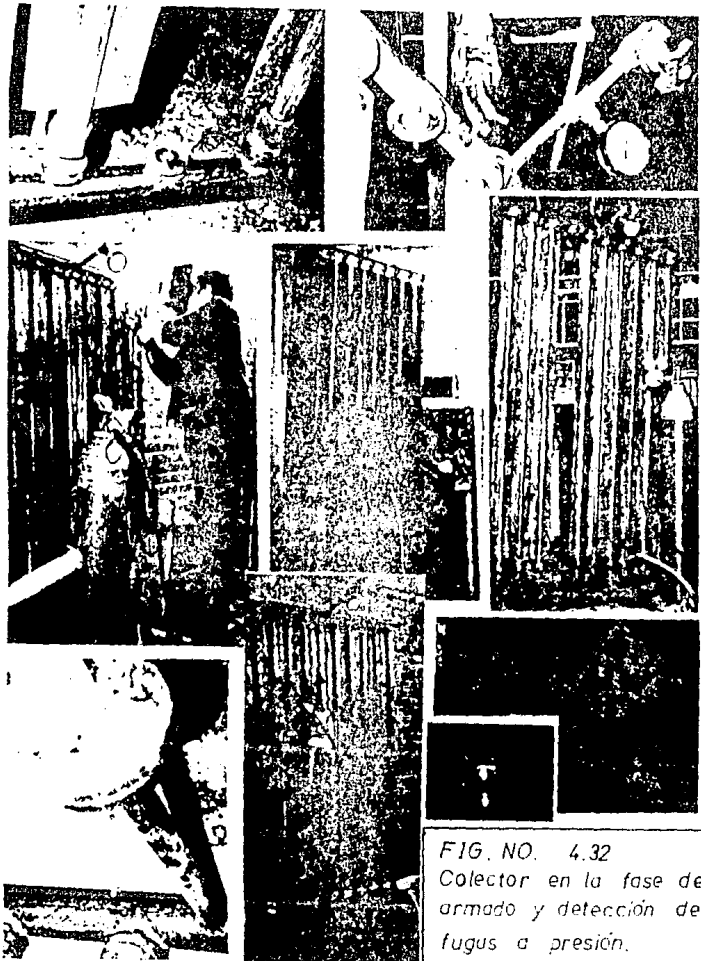
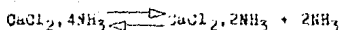


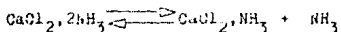
FIG. NO. 4.32
Colector en la fase de
armado y detección de
fugas a presión.

Siendo M_2 de la segunda etapa de disociación



$$M_2 = 0.61 \text{ Kg. NH}_3 / \text{Kg. CaCl}_2$$

y M_3 de la tercera etapa de disociación



$$M_3 = 0.30 \text{ Kg. NH}_3 / \text{Kg. CaCl}_2$$

4.311) Determinando la Cantidad de Amoníaco Liberado en la
Absorción se Establece

$$M_{D1} = M_1 - M_2 \text{ para la primera etapa -- ecc. (4.301)}$$

$$M_{D1} = 0.61 \text{ Kg. NH}_3 / \text{Kg. CaCl}_2$$

$$M_{D2} = M_2 - M_3 \text{ para la segunda etapa -- ecc. (4.302)}$$

$$M_{D2} = 0.30 \text{ Kg. NH}_3 / \text{Kg. CaCl}_2$$

4.312.1) Potencia Frigorífica Específica
del Refrigerante

$$Q_R = h_V(\text{TE}) - h_L(\text{TC}) \quad \text{-- ecc. (4.303)}$$

$$Q_R = 256.00 \text{ Kcal. / Kg. NH}_3$$

4.312.2) Potencia Frigorífica Específica
del Absorbente

$$Q_S = M_D \cdot Q_R \quad \text{-- ecc. (4.304)}$$

$$Q_S = 235.70 \text{ Kcal. / Kg. CaCl}_2$$

4.312.3) Potencia de Refrigeración. - Esta potencia ya fue calculada siendo resultado del diseño del recipiente isotermico.

$$Q_{T.T.} = 587.70 \text{ Kcal./24 hrs.}$$

4.313) Cantidad de Sólido Necesaria

$$M_S = \frac{Q_{T.T.}}{Q_S} \text{ ---- ecc. (4.305)}$$

$$M_S = 2.49 \text{ Kg. CaCl}_2$$

$$M_S = 2.49 \text{ al } 100 \% \text{ de pureza}$$

$$M_S = 2.60 \text{ Kg. CaCl}_2 \text{ al } 96.0 \% \text{ de pureza.}$$

Para la manufactura del colector se propone utilizar tubo de 1.0", a continuación determinaremos el volúmen interior por metro de tubo y en función del volúmen de sólido determinaremos el largo de cada tramo.

Diametro nominal	a	r	u
1.0"	1.049 in	0.524 in	0.864 in ²
	2.664 cm	1.332 cm	5.573 cm ²

$$V_{\text{tubo}} = \pi \cdot r^2 \cdot h$$

$$V_{\text{tubo}} = 557.38 \text{ cm}^3 / \text{m. tubo}$$

Un problema importante en el colector, es la dificultad con que se distribuye el amoníaco entre la masa del sólido (CaCl₂) para su absorción, razón por la que se propone la utiliza

ción de un tubo concéntrico multiperforado en cada tubo del colector, se sugiere "tubbing" de 1/4" ver fig. (4.33)

$$V_{\text{Distribuidor}} = \pi r^2 h$$

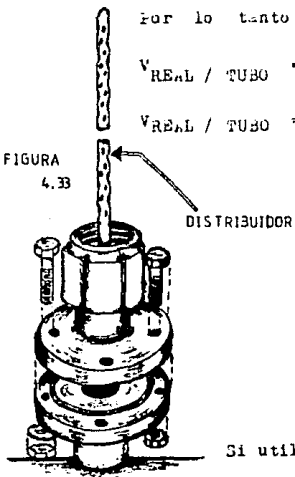
$$V_{\text{Distribuidor}} = 32.169 \text{ cm}^3 / \text{m. tubo}$$

Por lo tanto

$$V_{\text{REAL}} / \text{TUBO} = V_{\text{TUBO}} - V_{\text{DISTRIBUIDOR}} \text{--- ecc. (4.306)}$$

$$V_{\text{REAL}} / \text{TUBO} = 525.21 \text{ cm}^3 / \text{m. tubo}$$

FIGURA
4.33



Determinando el volumen del compuesto saturado

$$\rho = 0.28 \text{ Kg. CaCl}_2 / \text{lt. CaCl}_2 \cdot 8\text{NH}_3$$

$$V_{\text{CaCl}_2 \cdot 8\text{NH}_3} = \frac{2.60}{0.28}$$

$$V_{\text{CaCl}_2 \cdot 8\text{NH}_3} = 9.28 \text{ lts.}$$

Si utilizamos 10 tubos en el colector.

$$V_{\text{CaCl}_2 \cdot 8\text{NH}_3} = \frac{9.28}{10} = 0.92 \text{ lts. CaCl}_2 / \text{tubo}$$

Determinando la longitud por tubo del colector.

$$h = \frac{0.920}{0.525} = 1.76 \text{ m.}$$

h = 1.80 m. de largo cada tubo.

4.314.-) Potencia Frigorífica disponible
del Sólido

$$Q_0 = \psi_S * \psi_{TOT} \quad \text{----- ecc. (4.307)}$$

$$Q_0 = 612.62 \text{ Kcal.}$$

4.315.-) Masa de Refrigerante absorbido
por etapa

$$M_R = M_N * M_S \quad \text{----- ecc. (4.308)}$$

$$M_{R1} = 3.17 \text{ Kg. NH}_3$$

$$M_{R2} = 1.59 \text{ Kg. NH}_3$$

$$M_{R3} = 0.78 \text{ Kg. NH}_3$$

4.316.-) Masa de refrigerante disociado
por etapa

$$M_{DN} = M_{RX} - M_{RX+1} \quad \text{----- ecc. (4.309)}$$

$$M_{D1} = 1.58 \text{ Kg. NH}_3$$

$$M_{D2} = 0.81 \text{ Kg. NH}_3$$

4.317.-) Masa Disociada Total de Refrigerante

$$M_{DT} = M_{D1} + M_{D2} \quad \text{----- ecc. (4.310)}$$

$$M_{DT} = 2.39 \text{ Kg. NH}_3$$

4.318.-) Potencia Frigorífica Disponible
del refrigerante

$$Q'_0 = W_{DT} * Q_R \quad \text{---- ecc. (4.311)}$$

$$Q'_0 = 011.04 \text{ Kcal.}$$

4.319.-) Masa del Compuesto en cada etapa

$$W_{CN} = M_T + M_{RN} \quad \text{---- ecc. (4.312)}$$

$$W_{C1} = 8.24 \text{ kg.}$$

$$W_{C2} = 4.13 \text{ kg.}$$

$$W_{C3} = 2.03 \text{ kg.}$$

4.32.-) REQUERIMIENTOS TERMICOS

1.-) Calor SENSIBLE

1.11.-) Primera Etapa de Disociación

$$Q_1 = W_{C1} * Cp_1 (T_{D1} - T_{A1}) \quad \text{-- ecc. (4.320)}$$

$$Q_1 = 280.43 \text{ Kcal.}$$

1.12.-) Segunda Etapa de Disociación

$$Q_2 = W_{C2} * Cp_2 (T_{D2} - T_{D1}) \quad \text{-- ecc. (4.321)}$$

$$Q_2 = 29.56 \text{ Kcal.}$$

1.13.-) Calor sensible de la masa del
absorbedor

$$\text{Peso tubo / m. lineal} = 2.5 \text{ Kg.}$$

$$\text{Peso tubos colector} = 45.01 \text{ Kg.}$$

$$\text{Peso colector sin aletas} = 65.01 \text{ Kg.}$$

$$Q_3 = M_{\text{TUB.}} \text{ Cp}_{\text{TUB.}} (T_{E1} - T_{a1}) \text{ -- ecc. (4.322)}$$

$$Q_3 = 244.10 \text{ Kcal.}$$

Si la temperatura ambiente es de 40°C

$$Q'_3 = M_{\text{TUB.}} \text{ Cp}_{\text{TUB.}} (T_{E1} - T_{AMB.}) \text{ ecc. (4.323)}$$

$$Q'_3 = 406.71 \text{ Kcal.}$$

Debido a la resistencia térmica que presenta el sólido se sugiere un sobrecalentamiento de 20°C con el objeto de acelerar la transferencia de calor

$$Q_{S.C.} = (M_{O2} \text{ Cp}_2 + M_{\text{TUB.}} \text{ Cp}_{\text{TUB.}}) \Delta T_{S.C.} \text{ ecc. (4.324)}$$

$$Q_{S.C.} = 198.59 \text{ Kcal.}$$

Calor sensible total.

$$Q_{S.T.} = Q_1 + Q_2 + Q'_3 + Q_{S.C.} \text{ -- ecc. (4.325)}$$

$$Q_{S.T.} = 915.29$$

2.- , Calor latente2.21.-) Primera etapa de Disociación

$$Q_{D1} = h_{D1} \frac{L_0}{L_4} \text{ ----- ecc. (4.326)}$$

$$Q_{D1} = 618.6 \text{ kcal.}$$

2.22.-) Segunda etapa de Disociación

$$Q_{D2} = h_{D2} \frac{L_4}{L_2}$$

$$Q_{D2} = 431.73 \text{ kcal.}$$

2.23.-) Calor Latente Total

$$Q_{D.T.} = Q_{D1} + Q_{D2} \text{ ----- ecc. (4.327)}$$

$$Q_{D.T.} = 1250.33 \text{ kcal.}$$

4.33.-) Requerimiento Térmico Total

$$Q_{T.T.} = Q_{S.T.} + Q_{D.T.} \text{ ----- ecc. (4.328)}$$

$$Q_{T.T.} = 2165.62 \text{ kcal.}$$

4.34.-) Requerimiento Térmico sin considerarPérdidas Térmicas

$$\eta = \frac{Q_0}{Q_{T.T.}} * 100 \text{ ----- ecc. (4.329)}$$

$$\eta = 28.30 \%$$

4.35.-) CALCULO DE LA POTENCIA DE CALENTAMIENTO

$$Q' = \frac{Q_p \cdot t_p}{t'} \quad \text{----- ecc. (4.330)}$$

Siendo t' = tiempo de insolación promedio diario

$$Q' = 360.94 \quad \text{Kcal. / hr.}$$

$$Q' = 419.73 \quad \text{watts.}$$

Suponiendo una incidencia solar instantanea de 500 watts. / m^2 , con un rendimiento de conversión del 30 %, para lo que disponemos de 150 watts. / m^2 de potencia efectiva solar.

Entonces

$$S_C = \frac{Q'}{I_S} \quad \text{----- ecc. (4.331)}$$

S_C = Superficie de calentamiento

I_S = Potencia efectiva solar

$$S_C = 2.80 \quad m^2.$$

Por lo que se propone aletar los tubos del absorbedor

$$S_C / \text{ tubo} = 0.28 \quad m^2.$$

Pero cada tubo es de 1.8 m. de largo

$$S_C / \text{ tubo} = 1.8 \quad m. * \text{ ancho de aleta}$$

$$\text{ancho de aleta} = 0.16 \quad m.$$

Si damos como dimensión a las aletas 1.8 m. de largo por 0.15 m. de ancho tendríamos

$$S_C = 2.7 \quad m^2.$$

La potencia de calentamiento sería

$$Q = \dot{m}_3 Q' \quad - \text{ecc. (4.332)}$$

$$Q = 1133.27 \text{ watts.}$$

Ajustando el valor en el calor sensible en la masa del -
absorbedor tendremos

Peso total = tubos + cabezales + bridas + aletas

$$\text{Peso total} = 72.91 \text{ Kg.}$$

Por lo que

$$Q_3 = (M_{\text{TUB}} C_{p\text{TUB}} + M_{\text{ALET.}} C_{p\text{ALET.}}) (T_{D1} - T_{A1}) - \text{ecc. (4.333)}$$

$$Q_3 = 267.70 \text{ kcal.}$$

Si la temperatura ambiente es de 40 °C

$$Q_3' = 446.04 \text{ kcal.}$$

Y el calor sensible de sobrecalentamiento será

$$Q_{S.C.} = (M_{Q2} C_{p2} + M_{\text{TUB}} C_{p\text{TUB}} + M_{\text{ALET}} C_{p\text{ALET}}) \Delta T_{S.C.} \text{ ecc. (4.334)}$$

$$Q_{S.C.} = 213.05 \text{ kcal.}$$

Por lo que el valor del calor sensible total queda corre-
gido de la siguiente manera.

$$Q_{S.T.} = Q_1 + Q_2 + Q_3' + Q_{S.C.}$$

$$Q_{S.T.} = 969.08 \text{ kcal.}$$

Y el requerimiento térmico total

$$Q_{T.T.} = 2219.41 \text{ kcal.}$$

El rendimiento térmico sin considerar pérdidas térmicas

$$\eta = 30.32 \%$$

Y el cálculo de la nueva potencia de calentamiento q

$$q' = 369.9 \text{ kcal./hr.}$$

$$q' = 430.16 \text{ watts.}$$

Por lo tanto

$$q = S_U \cdot q'$$

$$q = 1161.43 \text{ watts.}$$

Potencia de calentamiento que esperamos lograr, colocando el absorbedor - esorbedor en una caja de madera perfectamente sellada y recubierta de un aislante para evitar pérdidas de calor, figs. (4.34) y (4.341).

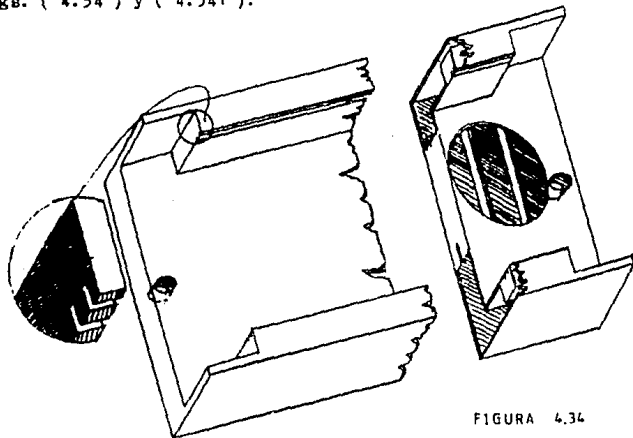


FIGURA 4.34



Aspectos de la construcción de la caja del absorbedor-desorbedor.

FIGURA 4.34

Continuo con una ventana de doble cubierta de vidrio - que permitirá la entrada de la radiación solar y que será soportada por una pequeña estructura lig. (4.35), a este dispositivo - le llamaremos "colector".

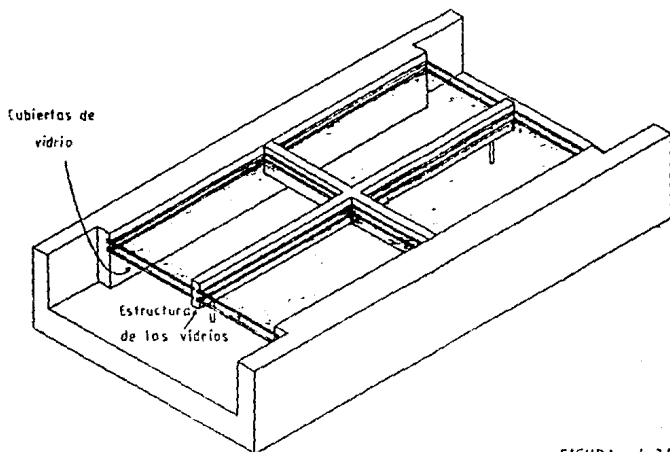


FIGURA 4.35

Este colector contará así mismo con un par de tapas en los cabezales acondicionadas con un dispositivo manual para ventilarlo, en caso de un calentamiento excesivo (fig. (4.36).

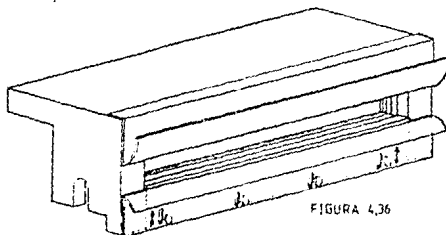


FIGURA 4.36

Estas tapas estarán acondicionadas con sus reflectores respectivos ver fig. (4.361).

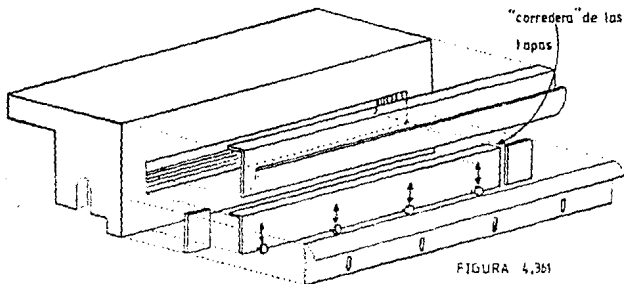
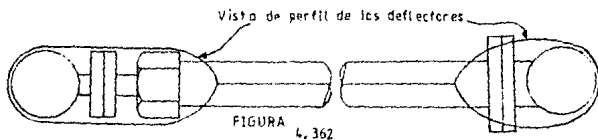
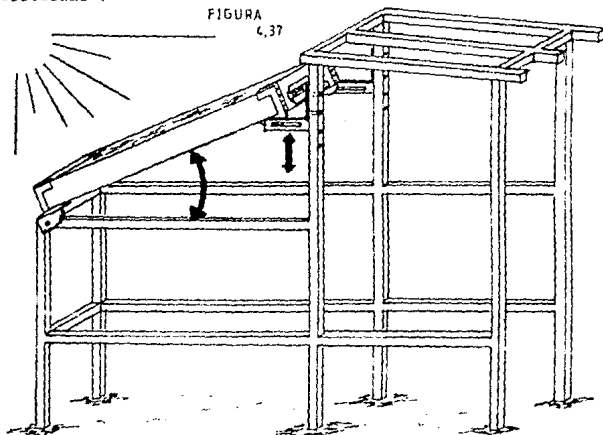


FIGURA 4.361

así como también de sus deflectores en los catenales -
fig. (4.362),



se ha diseñado una estructura sobre la cual quedará soportado el absorbeur - desorbador, la tubería y demás accesorios fig. (4.37), pudiendo orientarse el colector según la época del año, con un ángulo de inclinación variable, por medio de un sistema de "bisagras corredizas".



4.4.-) DISEÑO DEL CONDENSADOR

Una vez realizada la desorción es necesario realizar, - una operación de condensación del refrigerante para posteriormente reiniciar otro ciclo de refrigeración, como ya lo hemos comentado anteriormente este enfriamiento del refrigerante lo haremos con aire, a las condiciones ambientales sin recurrir a agua de enfriamiento y aprovechando la convección natural.

Establecemos primeramente la ecc. que nos defina la cantidad de calor a disipar.

$$Q_{CT} = Q_{C1} + Q_{C2} \quad \text{----- ecc. (4.401)}$$

Donde:

$$Q_{CN} = W_{DN} (H_{VTUN} - H_{LTC}) \quad \text{--- ecc. (4.402)}$$

Siendo:

$$Q_{CT} = \text{calor de condensación total}$$

Q_{C1} = calor de condensación a las condiciones - de desorción de la primera etapa.

Q_{C2} = calor de condensación a las condiciones - de desorción de la segunda etapa.

W_{D1} = masa del refrigerante liberada en la primera etapa.

W_{D2} = masa del refrigerante liberada en la segunda etapa.

H_{VTD1} = Entalpía del refrigerante en estado de va
por a la temperatura de la primera etapa de desorción.

H_{VTD2} = Entalpía del refrigerante en estado de va
por a la temperatura de la segunda etapa de desorción.

H_{LTC} = Entalpía del refrigerante al estado líquido
y a su temperatura de condensación.

Donde las condiciones de operación serán

$$T_C = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{D1} = 95 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{D2} = 105 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_C = 16 \text{ atm.}$$

Entonces

$$Q_{C1} = V_{D1} (H_{VTD1} - H_{LTC})$$

$$Q_{C1} = 476.78 \text{ Kcal.}$$

$$Q_{C2} = V_{D2} (H_{VTD2} - H_{LTC})$$

$$Q_{C2} = 249.99 \text{ Kcal.}$$

Por lo tanto

$$Q_{CT} = 726.77 \text{ Kcal.}$$

Para un tiempo de insolación de 6 hrs.

$$Q'_{CT} = 121.00 \text{ Kcal. / hr.}$$

Dando un margen del 15% para el diseño y redondeando el valor a

$$Q_{CT} = 140 \text{ kcal./hr.}$$

será la cantidad de calor a disipar.

El equipo empleado para enfriamiento en donde éste se lleva a cabo por convección forzada ó natural, donde los coeficientes de calor son bajos y se espera que sean de materiales baratos para un rendimiento bajo. Son en general aleados, es decir, se trata de incrementar el área de transferencia de calor para realizar el enfriamiento en un espacio mínimo. Esto es, el problema se centrará en calcular la superficie necesaria para la disipación de 140.0 kcal./hr.

A medida que el calor fluye desde la base al filo de la aleta, hay una caída de temperatura debido a la resistencia térmica del material. Como es lógico pensar, el flujo de calor es radial por lo que una aleta circular es mejor que una cuadrada, pero por facilidad de construcción, se decidió calcular para una aleta rectangular fig. (4.40) y (4.41).

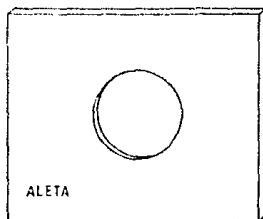


FIGURA
4.40

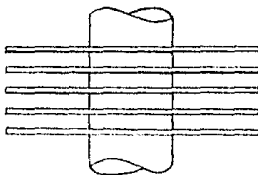
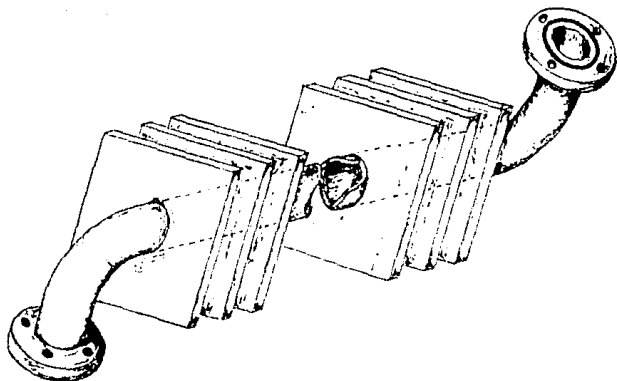


FIGURA 4.41



La transferencia de calor de una superficie aletada queda definida por la sig. ecuación

$$q = (h_p a_p + \phi h_2 a_2) (t_1 - t_e) \text{ -- ecc. (4.403)}$$

Donde

a_2 = área de las aletas ó área secundaria

a_p = área primaria, ó área del tubo sobre el cual están las aletas

Considerando que el coeficiente de transferencia de calor es igual para la superficie aletada y el área primaria, se define la eficiencia de superficie, ϕ_s .

$$\phi_s = \frac{1 - \frac{a_2}{a_p}}{1 - \phi} \text{ -- ecc. (4.404)}$$

La que en función de la temperatura y del coeficiente de transferencia de calor por convección natural deriva la ecuación - (4.403) en:

$$q = \phi_g n a (t_F - t_e) \quad \text{--- ecc. (4.405)}$$

Donde:

ϕ = coeficiente de transferencia de calor de la aleta, que debido al tipo de material, al espesor y al material - usado, se traduce como la eficiencia con que la aleta disipa el calor para lograr la condensación

n = coeficiente de transferencia de calor por convección natural.

a = área total, por la cuál se disipará el calor.

t_F = temperatura en la base de la aleta

t_e = temperatura del medio circundante de la aleta.

Siendo

$$\phi = f (\phi_{\text{máx}})$$

$$\text{y } \phi_{\text{máx}} = f (R, L / \#)$$

definiéndose

$$R = \# / r_0$$

$\#$ = mitad del ancho de la aleta

r_0 = radio exterior

Se propone utilizar tubería de 1/2" por lo que

$$r_0 = 1.066 \text{ cm.}$$

Si

$$x = 2.5$$

Entonces

$$z_1 = 5.33$$

Si

$$L / w = 1.2$$

Entonces

$$z_2 = 6.41$$

Por lo que las dimensiones de las aletas son:

Ancho = 5.33 cm. y largo = 6.41 cm. con lamina de calibre 22 el grosor será:

$$t_0 = 0.081 \text{ cm.}$$

Si

$$\beta_{\max} = f(2.5, 1.2)$$

Entonces de la fig. (4.42)

$$\beta_{\max} = 0.95 \text{ que sería -}$$

el valor de la eficiencia limitante, valor que aplicado a la ecuación

$$\beta = \frac{K_f t_0 K}{R^2}$$

ecuación (4.406)

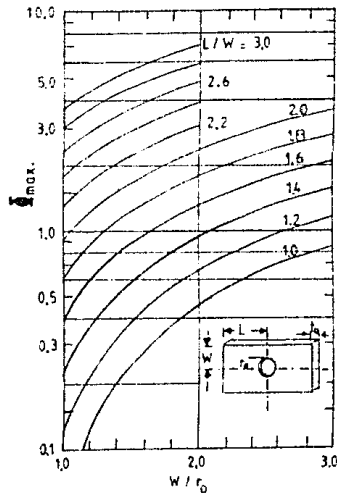


FIG. 4.42

donde:

R_f = Resistencia térmica generada por la convección natural, definida por la ecuación

$$R_f = \frac{1}{h} \left(\frac{1}{\psi} - 1 \right) \text{ --- ec. (4.407)}$$

siendo

κ = conductividad térmica del material de la aleta.

por lo que si

$$\psi_{\text{máx}} = \frac{d_{f\text{máx}} t_0 \kappa}{R^2}$$

entonces

$$R_{f\text{máx}} = \frac{\psi_{\text{máx}} R^2}{t_0 \kappa}$$

Si

$$k \begin{array}{l} \text{fierro} \\ = 32.0 \text{ Kcal./ hr. m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/m} \\ \text{O } ^\circ\text{C} \end{array}$$

$$R_{f\text{máx}} = 0.022$$

Considerando

$$R_{f\text{máx}} = R_f$$

por lo que la ecc. (4.407) nos da una

$$\psi = 0.86$$

Siendo

$$h = 7.0 \text{ kcal./nr. m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ para convec-}$$

ción natural.

Y con el parámetro $w/r_o = 2.5$, de la fig. (4.43) se obtiene la relación de eficiencia, determinada experimentalmente en función de su geometría con un $L/w = 1.2$

$$\left. \begin{array}{l} \psi/\psi_{\text{máx}} \\ w/r_o = 2 \\ \varphi/\varphi_{\text{máx}} \\ w/r_o = 3 \end{array} \right\} = 0.966$$

$$\left. \begin{array}{l} \psi/\psi_{\text{máx}} \\ w/r_o = 2 \\ \varphi/\varphi_{\text{máx}} \\ w/r_o = 3 \end{array} \right\} = 0.965$$

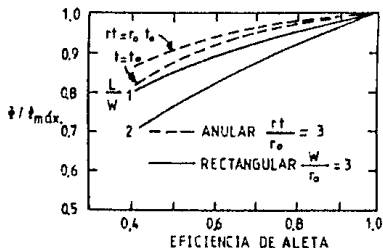
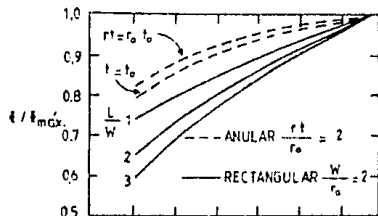
Interpolando

$$\left. \begin{array}{l} \psi/\psi_{\text{máx}} \\ w/r_o = 2.5 \end{array} \right\} = 0.9665$$

Por lo tanto en una primera -
aproximación

$$R_f = 0.9665 \cdot 0.0227$$

$$R_f = 0.021 \text{ nr. m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{kcal.}$$



Variación de la resistencia térmica con la eficiencia de aletas. FIGURA 4.43

Y la eficiencia de la aleta calculada de la ecu. (4.40?)

$$\phi = \frac{1}{1 + h \cdot A_{\text{corregido}}}$$

$$\phi = 0.0665$$

De lo anterior se desprende que con una primera aproximación en el valor corregido de la eficiencia de la aleta, para fines prácticos el valor de la resistencia puede ser usado en el rango de los coeficientes de transferencia de calor dados para éstas aletas ya que

$$\frac{\phi}{\phi} = 1.01$$

Esto es, el valor de la resistencia total viene a ser del rango de 1.01 \times .

Ahora pasaremos a determinar la eficiencia de superficie, en una unidad térmica de transferencia.

Determinando el área del tubo por metro de longitud

$$A_{\text{tubo}} = \pi \cdot D_e \cdot h$$

$$A = 0.067 \text{ m}^2$$

Determinando el área de las aletas por metro de tubo.

Para enfriamiento por convección natural lo común es situar de 2 a 4 aletas por pulgada de tubo, para evitar inter

ferencia en el flujo de aire de enfriamiento, ya que esto decre--
 menta el coeficiente de transferencia de calor y no se incrementa
 el Δt en el filo de la aleta.

Para este caso utilizaré 4 aletas por pulgada por
 lo tanto.

$$\text{No. aletas por metro} = 160$$

$$A_{\text{alet.}} = 160 ((5.33 * 6.41) - \text{Sec. trans. tubo})$$

$$A_{\text{alet.}} = 0.48944 \text{ m}^2$$

ahora

$$A_T = A_{\text{tubo}} / \text{m.} + A_{\text{alet}} / \text{m.}$$

$$A_T = 0.55644 \text{ m}^2 / \text{m. tubo}$$

Por lo tanto de la ecuación.

$$\phi_s = 1 - \frac{A_B}{A} (1 - \phi)$$

$$\phi_s = 0.8768$$

El que aplicado a la ecc. (4.405) nos proporcio--
 nará el area total de la transferencia de calor para nuestro sis--
 tema

$$A = \frac{Q}{(t_r - t_e) * h * \phi_s}$$

$$A = 0.3435 \text{ m}^2$$

Por lo que el N^o. de Aletas sería

$$\text{N}^{\circ} \text{ Aletas} = \frac{A}{A_{u. t. t.}} * 160.0$$

$$\text{N}^{\circ} \text{ Aletas} = 98.7$$

$$\text{Redondeando N}^{\circ} \text{ de Aletas} = 99.0$$

Y el largo del tubo sería de 65.0 cm.

ver fig. (4.44)

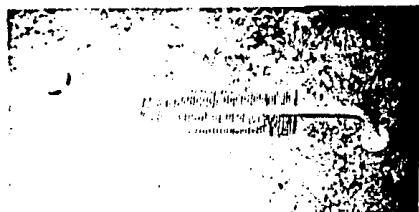
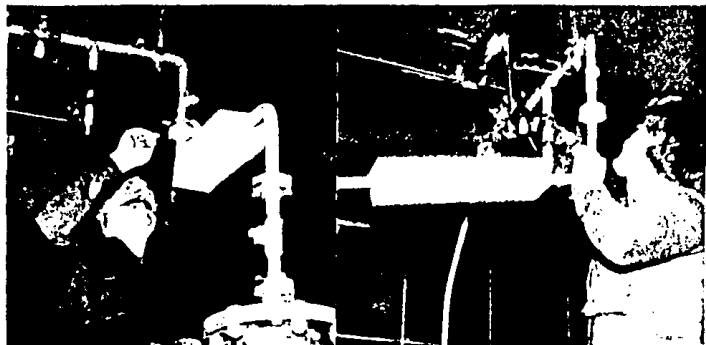
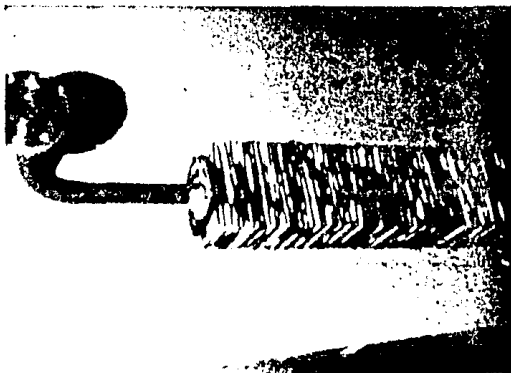


FIG. NO. 4.44
EL DR. PILATOWSKY
Verificando la instalacion
del condensador

4.5.-) DISEÑO DEL RECIPIENTE DE CONDENSADOS

Para este recipiente se propone un cilindro con su
medidor de nivel a un lado

$$V_L = \frac{M_{DT}}{\rho_L}$$

$$\rho_{NH_3 T.C.} = 0.595 \text{ kg. / Lt.}$$

$$M_{DT} = 2.39 \text{ kg. } NH_3$$

$$V_L = 4.02 \text{ Lts.}$$

Para tubo de 4" de dia-
metro nominal

$$D_1 = 10.226 \text{ cm.}$$

$$r = 5.113 \text{ cm.}$$

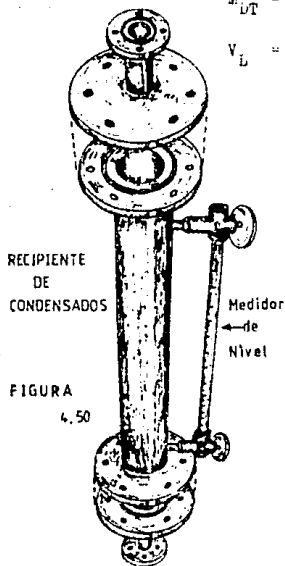
$$V = \pi r^2 h$$

$$h = \frac{4020}{3.14 * (5.1132)^2}$$

$$h = 48.94 \text{ cm. } \approx 50 \text{ cm.}$$

Por lo que el recipiente
será de 60 cm. de alto.

ver figs. (4.50) y (4.51)



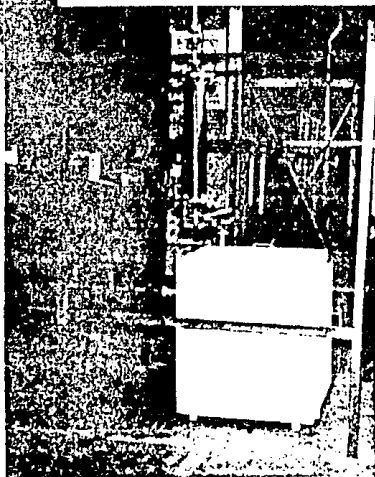


FIG. NO. 4.51
RECIPIENTE
DE CONDENSADOS

4.6.-) DISEÑO DEL EVAPORADOR

En el evaporador se provee de la superficie de calefacción necesaria para pasar al refrigerante el calor del espacio por refrigerar. Por lo tanto el problema consiste en calcular el área necesaria para llevar a cabo el enfriamiento, ésta superficie es expresada como una capacidad de absorber una cantidad de calor para evaporar el líquido refrigerante, definida por la siguiente ecuación:

$$Q = A \cdot U \cdot T_m \quad \text{----- Ecu. (4.61)}$$

expresada en kcal./hr.

Siendo:

A = área de calefacción en m^2 .

U = factor de conductividad en kcal./hr. $m^2 \cdot ^\circ C$

T_m = caída de temperatura en $^\circ C$.

Como la refrigeración se lleva a cabo con un cambio de fase, entonces calcularemos el calor necesario para ese cambio. Esto se logra por medio de una válvula de expansión automática.

De lo anterior se desprende que:

Entalpía del NH_3	Entalpía del NH_3	Entalpía de la
al entrar en la	= líquido en el	+ fracción de va-
válvula.	evaporador.	por generado.

$$\dot{m}_{LTC} = \dot{m}_{LFE} + X \cdot \dot{m}_{LATENTE DE EVAPORACION}$$

Por lo que:

$$X = \frac{\dot{m}_{LTC} - \dot{m}_{LFE}}{\dot{m}_{LATENTE}}$$

$$X = 0.1507$$

Entonces:

$$E.R. = 302.1218 - 0.1507 (302.1218)$$

$$E.R. = 256.59 \text{ kcal./kg.}$$

Pero:

$$Q_{T.T.} = 557.5 \text{ kcal./ufa}$$

Para un período de refrigeración de 15 hrs.

$$Q_{T.T.} = 39.17 \text{ kcal./hr.}$$

Entonces la cantidad de amoníaco manejada será:

$$W = \frac{39.17 \text{ kcal./hr.}}{256.59 \text{ kcal./kg. NH}_3} = 0.1526 \text{ kg./hr.}$$

Ahora si:

$$V \begin{cases} 0.0^\circ\text{C} \\ \text{NH}_3 \text{ gas} \end{cases} = 0.2895 \text{ m}^3/\text{hr.}$$

Por lo tanto el flujo de amoníaco será:

$$F = 0.2895 \frac{\text{m}^3}{\text{hr.}} \cdot 0.1520 \frac{\text{kg.}}{\text{nr.}}$$

$$F = 0.0441 \text{ m}^3/\text{nr.}$$

para tubo de 3/8"

$$a = 0.01 \text{ m.}$$

$$A_{\text{TRANSV.}} = 0.00012 \text{ m}^2.$$

Por lo que la velocidad de flujo es de:

$$v = \frac{0.0441 \text{ m}^3/\text{nr.}}{0.00012 \text{ m}^2.}$$

$$v = 367.5 \text{ m./seg.}$$

Y utilizando la fig. (4.60).

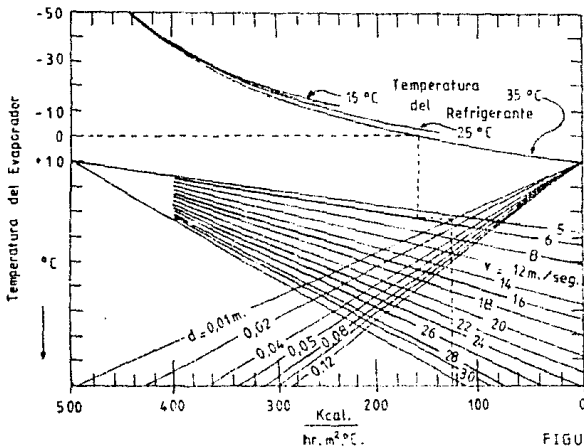


FIGURA 4.60

Obtenemos el valor de:

$$U = 122.0 \text{ kcal./nr. m}^2 \cdot \text{°C.}$$

En rigor, T_m debería ser la diferencia media logarítmica de temperaturas.

$$T_m = \frac{40.0 - 0.0}{2} = 20.0 \text{ °C.}$$

Por lo tanto de la ecuación (4.61).

$$A = \frac{53.17 \text{ kcal./nr.}}{122.0 \text{ kcal./nr. m}^2 \cdot \text{°C.} \cdot 20.0 \text{ °C.}}$$

$$A = 0.01695 \text{ m}^2.$$

determinando la longitud del tubo del evaporador.

$$A/m = 0.03333 \text{ m}^2./m.$$

Por lo tanto:

$$L = 0.406 \text{ m.}$$

dando un margen de sobrecalentamiento

$$L = 55.0 \text{ cm.}$$

Para el acomodo del evaporador le daremos tres vueltas

al tubo, fig. (4.61).

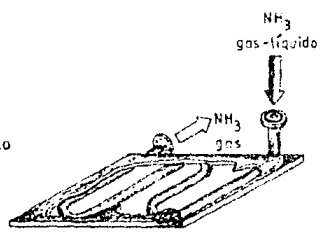


FIGURA 4.61

4.7.-) INSTRUMENTACION

El prototipo se ha notado de la instrumentación más sencilla, indicadores de presión y temperatura entre las diversas secciones del sistema, un indicador de nivel del recipiente de condensados, una válvula de alimentación, otra para drenado, una de expansión automática, un par de válvulas check y una de alivio para no permitir presiones mayores de 16 atms.

fig. (4.70, 4.71 y 4.72)

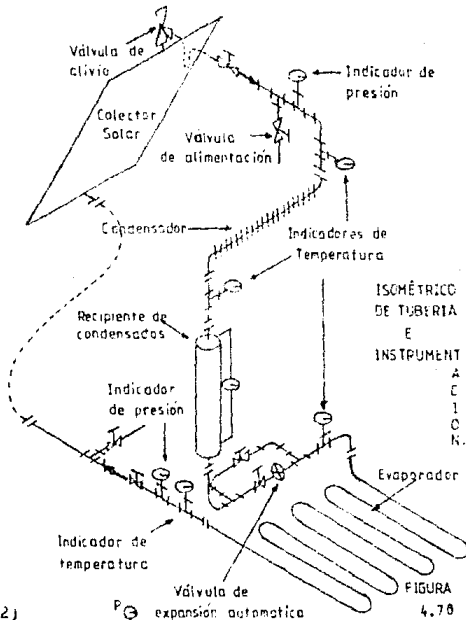
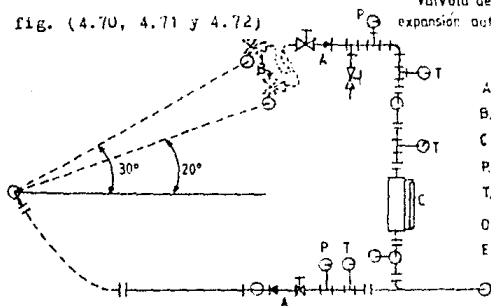
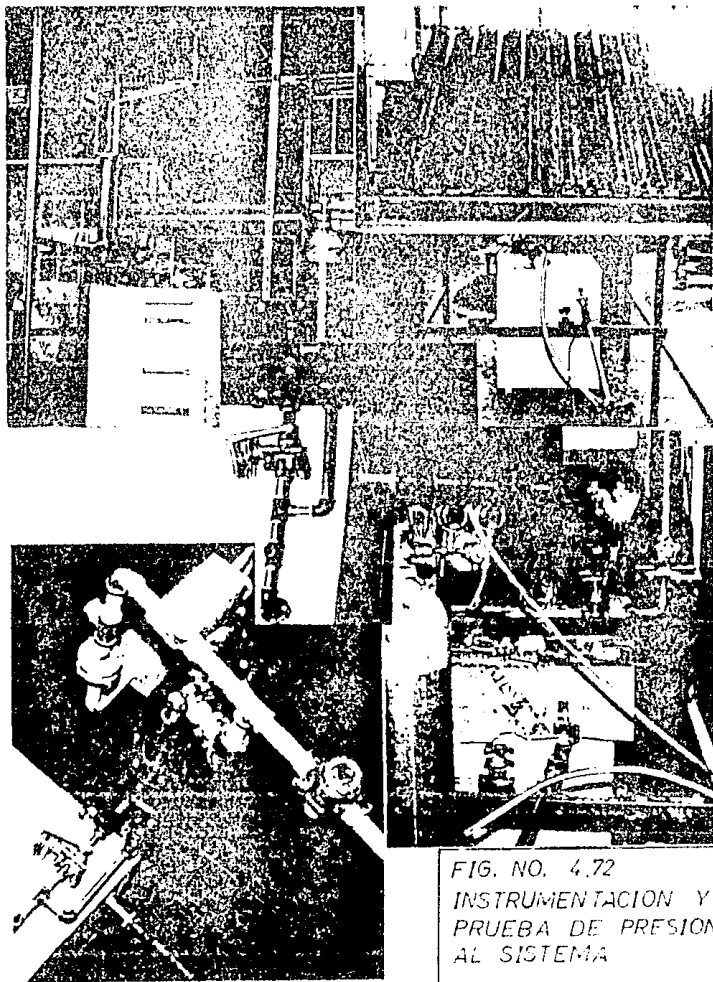


FIGURA 4.70



A.-) Válvula check
 B.-) Válvula de alivio
 C.-) Control de nivel
 P.-) Sensor de presión
 T.-) Sensor de temperatura

FIGURA 4.71



4.8.-) BALANCE DE ENERGIA1.-) Condensador

$$Q_{CN} = W_{DN} (H_{V, DN} - H_{L, DN})$$

$$Q_{CT} = 726.77 \text{ kcal.}$$

$$Q'_{CT} = \frac{Q_{CT}}{t} = 121.0 \Rightarrow 140.0 \text{ kcal./ hr.}$$

2.-) Absorbedor

2.1.-) Calor Sensible (Enfriamiento de la masa del sólido y del absorbedor).

$$Q_{n1} = W_{C1} C_{p1} (T_{D2} - T_{n2})$$

$$Q_{n1} = 255.14 \text{ kcal.}$$

$$Q_{n3} = W_{C2} C_{p2} (T_{n2} - T_{n1})$$

$$Q_{n3} = 26.61 \text{ kcal.}$$

2.2.-) Calor total de absorción

$$Q'_{AS} = Q_{n1} + Q_{n3}$$

$$Q'_{AS} = 311.75 \text{ kcal.}$$

2.3.-) Calor de reacción.

$$Q_R = X_D L$$

Primera etapa

$$Q_{R1} = M_{D1} L_4^2$$

$$Q_{R1} = 464.45 \text{ Kcal.}$$

Segunda etapa

$$Q_{R2} = M_{D1} L_4^8$$

$$Q_{R2} = 878.01 \text{ kcal.}$$

2.4.-) Calor de Reacción Total

$$Q_{RT} = Q_{R1} + Q_{R2}$$

$$Q_{RT} = 1342.45 \text{ kcal.}$$

2.5.-) Sus enfriamiento

$$Q_{AS} = Q_{S.C}$$

$$Q_{AS} = 213.05 \text{ Kcal.}$$

2.6.-) Enfriamiento de la Masa del
absorbedor

$$Q_3' = 446.04 \text{ Kcal.}$$

Por lo tanto

$$Q_{AT} = Q_{AS} + Q_{RT} + Q_{AS} + Q_3'$$

$$Q_{AT} = 2313.29 \text{ Kcal.}$$

BALANCE DE ENBRGIA

$$Q + Q_{T.T.} \cong Q_{C.T.} + Q_{A.T.}$$

$$587.5 + 2219.41 \cong 726.77 + 2313.29$$

$$2806.91 \cong 3040.06$$

2.7.) % de Error del Balance Térmico

$$E = 100 - ((2806.91 / 3040.06) 100.0)$$

$$E = 7.6692 \%$$

BIBLIOGRAFIA

- 1.-) A. Baluor
Algebra 3a Edición 1985
- 2.-) ASHRAE
American Society of Heating Refrigerating
and Air Conditioning Engineers' handbook
- 3.-) Britton, Ariegh, Rutiana
Matemáticas Universitarias
tomo I Ed. 1968
- 4.-) I. Pilatowsky
Etude Sur L'utilisation du Systeme $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$
dans la refrigeration Soiaire par absorption
These a L'Universite de Perpignan France, 1978
- 5.-) John H. Perry
Chemical Engineers' Handbook
- 6.-) Polioles S.A. de C.V. Aislantes Térmicos
Información Técnica
- 7.-) Servicio Meteorológico Nacional
Estación de Altar Sonora
Depto. de Temperaturas
- 8.-) Kreider and Kreith
Solar Energy Handbook
- 9.-) Wilhelm Nisbergall
"Sorptions - Kältemaschinen"
Handbuch der Kältetechnik Band 7
Springer - Verlag 1981. pg. 138 Tb. 7

La independencia de los energéticos convencionales, como gasolina, petróleo y electricidad.

CAPITULO V

CONCLUSIONES

El aprovechamiento de techos y azoteas permanentemente desocupados o semiocupados.

La no utilización de agentes clorofluorocarbonados que contaminan el ambiente.

La utilización de una energía natural y abundante por milenios, como la generada por el sol.

La ausencia de piezas móviles, como bombas y compresores.

Las condiciones ambientales como, altas temperaturas, escasez de agua, o inaccesibilidad de la zona.

Todas estas cualidades y limitaciones hacen de la posible utilización de los ciclos de refrigeración por absorción sólido - gas, en las zonas desérticas del norte de nuestro país - la solución ideal e inmediata al problema de la conservación de medicamentos sueros y vacunas o alimentos perecederos.

Con base en un análisis termodinámico se demuestra la factibilidad del sistema $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$, aplicado a equipos de refrigeración, con un rango de operación fácilmente alcanzable y compatible con la utilización de colectores solares planos.

Por otro lado y desgraciadamente no se cuenta con in--

formación generada por una evaluación experimental de este tipo de sistema, por lo tanto propongo un estudio en el equipo diseñado y construido por nosotros, la determinación de las propiedades térmicas, cinéticas y físicas así como su rendimiento real, bajo las siguientes directrices.

PROYECTO DEL PLAN DE PRUEBA

I.-) Montaje: El equipo debe situarse en una zona soleada, no contaminada, no lluviosa y no polvosa, sin la interferencia de árboles o edificaciones que limiten la radiación solar. Este sistema debe estar orientado al sur de tal forma que la incidencia de los rayos solares sea en la mayor parte del día perpendicular al colector.

II.-) Instrumentación: El sistema se debe dotar de sensores de presión y temperatura así como de algunos más en cada uno de los componentes del equipo, con el fin de conocer su comportamiento dentro del ciclo termodinámico y de que manera interactúa con el medio ambiente. La instrumentación nos debe informar lo siguiente:

1.-) Recipiente Isotermico:

- a.-) Temperatura Interna.
- b.-) Temperatura entre el aislamiento.
- c.-) Temperatura exterior o del medio ambiente.

2.-) Evaporador:

- a.-) Temperatura de entrada.
- b.-) Presión de entrada.
- c.-) Temperatura de salida.
- d.-) Presión de salida.

3.-) Colector Solar:

- a.-) Temperatura de entrada del colector.
- b.-) Temperatura de partes intermedias del colector (centro de los tubos, filo y base de alguna aleta).
- c.-) Temperatura entre las cubiertas de vidrio.
- d.-) Temperatura interna de la caja del colector.
- e.-) Temperatura a la salida del colector.
- f.-) Presión de entrada del colector.
- g.-) Presión en algún punto intermedio del colector.
- h.-) Presión a la salida del colector.
- i.-) La radiación solar según el ángulo de inclinación del colector.
- j.-) La radiación solar en un plano horizontal.
- k.-) La velocidad del viento.

4.-) Condensador:

- a.-) Temperatura de entrada .
- b.-) Presión de entrada.

3.-) Temperatura de salida

4.-) Presión de salida

5.-) Recipiente de condensación

a.-) Nivel de refrigerante generado en la desorción y utilizado durante la evaporación (gasto).

III.-) Prueba: El sistema ya una vez armado e instrumentado, debe ser sometido a una prueba de presión (20 a 25 kg./cm²) con el fin de corregir fugas, y una verificación del correcto funcionamiento de sensores de temperatura y presión, así como del mecanismo de disipación del calor de reacción en el colector.

IV.-) Síntesis del producto: En este paso es muy importante cuidar el manejo del sistema, esto es. Cuidar la no hidratación del CaCl₂, evacuando el equipo muy concienzudamente de todo rastro de humedad. Y finalmente cargar el refrigerador con el amoníaco, de tal forma que NO se favorezcan la mezcla de los equilibrios termodinámicos.

V.-) Iniciar las corridas experimentales, capturando los datos generados por el equipo a intervalos de tiempo constantes, variables, diurnos, nocturnos y en las diferentes estaciones del año planeando cuidadosamente esta fase.

VI.-) Y por último, hacer los cálculos necesarios para de esta forma confirmar la factibilidad del equipo construido o en su caso replantear el diseño.

No ha sido nuestro propósito, investigar el aspecto económico, sino generar tecnología y su consecuente aplicación en la solución inmediata a un problema de conservación de medicamentos, enmarcados en El plan de expansión de la inmunización de la Organización Mundial de la Salud, a las condiciones ambientales de nuestro país, sin embargo podemos decir que no prevemos un costo elevado, pues la construcción del equipo no requiere de materiales especiales, siendo su diseño muy sencillo, además de que los requerimientos térmicos para su funcionamiento son generados por la misma naturaleza, esto es con recursos energéticos renovables.

Lo anteriormente expuesto no quiere decir que la aplicación de este sistema sea la panacea, pues ya existen otros métodos de enfriamiento generado por el potencial solar, más avanzados técnicamente, pero también a un mayor costo. Es innegable también que este equipo presenta envejecimiento, problema a resolver con el mezclado de otro compuesto.

Otro aspecto que se ha querido mantener la simplicidad del sistema, por lo que no se ha explorado la automatización total, esto es, se ha buscado solucionar los problemas fundamentales al planteamiento inicial de las cargas térmicas y su diseño primario, algo que tal vez sea criticable por su rusticidad pero aceptable al mismo tiempo.

La energía solar no es algo azoroso; es seguro que

funciona. Se ha demostrado que la energía solar calentará, enfriará, convertirá el agua salada en dulce, y generará fuerza y electricidad. El problema consiste en hacerlo de forma suficientemente barata para competir con los métodos actuales basados en los combustibles convencionales o nucleares, y en cualquier lugar del mundo.

El uso de la energía solar no es nuevo, pero tenemos nuevos materiales con los que trabajar, como los plásticos baratos y resistentes al sol y semiconductores de alta pureza. Tenemos nuevas ideas científicas, experiencia acumulada en ingeniería y un conocimiento más amplio de las necesidades mundiales y de sus posibilidades de resolución. Por lo tanto, es importante reconsiderar todas las maneras en que la ciencia y la tecnología, puedan ayudar a convertir en algo práctico el uso directo de la energía solar.

