

23
24



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

OPTIMACION EN EL DISEÑO DE SISTEMAS DE
ENFRIAMIENTO POR ABSORCION CON ENERGIA
SOLAR

Seminario de Ingeniería Mecánica Eléctrica

PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A N :

PABLO BEDOLLA VELOZ
JOSE ANTONIO RIVERA MORENO

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



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.

I N D I C E

	Pág.
INTRODUCCION.	1
CAPITULO I	
GENERALIDADES	
1.1 Enfriamiento con Energía Solar.	4
1.2 Principios de Operación.	5
1.3 Sistemas de Absorción Continuos e Intermitentes.	8
1.4 Presentación del Proyecto.	9
CAPITULO II	
BASES DE DISEÑO	
2.1 Objetivo.	12
2.2 Parámetros Fundamentales.	12
2.3 Descripción Cualitativa de la Termodinámica del Ciclo.	13
2.4 Cálculo de la Termodinámica del Ciclo por Computadora.	16
2.5 Nomenclatura.	19
2.6 Algoritmo.	21
2.7 Diagrama de Flujo.	25
2.8 Efecto de los Niveles Térmicos sobre el Coeficiente de Operación (COP).	31

CAPITULO III

SISTEMA DE CAPTACION

3.1	Definición.	34
3.2	Partes Constitutivas.	34
3.3	Colectores Planos.	34
3.4	Eficiencia de Captación.	37
3.5	Orientación.	39
3.6	Recomendaciones.	40
3.7	Cálculo del Area de Captación.	41
3.8	Almacenamiento de Energía.	51

CAPITULO IV

CIRCUITO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO

4.1	Absorbedor y Condensador	
	Consideraciones.	55
	Cálculo del Absorbedor.	56
	Cálculo del Condensador.	58
4.2	Intercambiador de Calor	
	Cálculo del Intercambiador de Calor.	63

CAPITULO V

5.1	Control del Sistema Colector	67
	Controlador Diferencial de Temperatura.	69
	Control Proporcional y de Disparo Rápido.	70
5.2	Control del Rango de Temperatura del Agua para la Operación del Sistema.	71

	Pág.
5.3 Control de Temperatura en el Interior del Tanque de Almacenamiento.	72
5.4 Control y Protección de la Torre de Enfria- miento.	72
5.5 Operación y Control del Sistema Auxiliar. . .	73
5.6 Descripción del Diagrama de Control.	73

CAPITULO VI

APLICACION DEL MODELO

6.1 Carga de Refrigeración	
Fundamentos.	78
Cálculo.	85
6.2 Cálculo del Ciclo Termodinámico.	94
6.3 Cálculo del Area de Captación.	97
6.4 Conclusiones.	98
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.	100

APENDICE 1

Ecuaciones de Equilibrio

Agua-Amoniaco

APENDICE 2

Carta de Propiedades de Mezcla

Agua-Amoniaco

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

Actualmente, es un hecho el empleo de fuentes alter--
nas de energía que hace algunos años no ofrecían ventajas ni--
costeabilidad económica.

El desarrollo e investigación acerca de las formas de
obtener y aprovechar energía no convencional, se ve acelerado
por el hecho inminente de una reducción de las reservas de --
hidrocarburos a nivel mundial.

La energía radiante proveniente del sol, ofrece la --
ventaja de un costo de adquisición nulo, y su aprovechamiento,
una contaminación ambiental mínima.

Una de las áreas más estudiadas es la aplicación de -
la energía solar en sistemas de enfriamiento; tanto para usos
de refrigeración como de aire acondicionado.

La mayor ventaja de este tipo de sistemas, es que - -
usualmente, el efecto de enfriamiento es más necesario cuando
la radiación solar es más intensa.

Los sistemas de enfriamiento mecánicos existentes son
caros, tanto en costo inicial de capital, como en el manteni-

miento a base de electricidad o combustible. La inversión -- inicial, en el caso de enfriamiento solar, es mayor que para el convencional, pero los costos de mantenimiento pueden ser mucho menores.

El objetivo fundamental de ésta tesis, se centra en una metodología sistemática accesible para desarrollar el diseño y simulación de un sistema de enfriamiento por absorción, útil para aire acondicionado y refrigeración ligera, operado con mezcla Agua-Amóniaco.

El formato del contenido de este trabajo, está enfocado para su operación en una región del país con alto índice de insolación. Finalmente se presentan resultados y observaciones.

La construcción y prueba del equipo queda fuera de los alcances de este trabajo, considerando que el contenido del mismo sea una base útil para estudios y aplicaciones posteriores.

C A P I T U L O I

GENERALIDADES

- 1.1 ENFRIAMIENTO CON ENERGIA SOLAR
- 1.2 PRINCIPIOS DE OPERACION
- 1.3 SISTEMAS DE ABSORCION CONTINUOS E
INTERMITENTES
- 1.4 PRESENTACION DEL PROYECTO

1.1 ENFRIAMIENTO CON ENERGIA SOLAR.

Existen varios métodos para producir enfriamiento a partir del aprovechamiento de la energía solar. El efecto de enfriamiento se produce directamente mediante un proceso regenerativo desecante u operando un ciclo de absorción principalmente.

Los sistemas de enfriamiento para aire acondicionado con ciclo desecante, figuras (1.1) y (1.2), se han estudiado y desarrollado a partir de la mitad de la década de los 60s.- Prototipos de estos sistemas se han construido y probado por el IGTARMC (Institute of Gas Technology and the Airc Research Manufacturing Company). Sin embargo, su funcionamiento y utilidad no se han evaluado completamente hasta el momento. Su comportamiento varía significativamente cuando las condiciones de operación se desvían del punto de diseño, teniéndose que utilizar la computadora para su simulación y evaluación, debido a que las pruebas hechas en modelos físicos resultan lentas y caras. Referencia (3).

Los sistemas de enfriamiento por absorción han sido ampliamente utilizados. Este ciclo requiere esencialmente, de una fuente de calor para su operación, lo cual lo hace uno de los candidatos ideales para aplicaciones de energía solar. Sin embargo, su principal inconveniente es la alta inversión inicial para su instalación.

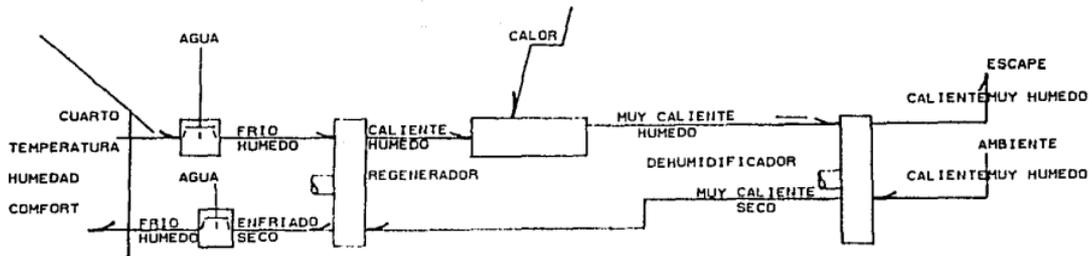


FIG. 1.1 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON CICLO DE VENTILACION DESECANTE

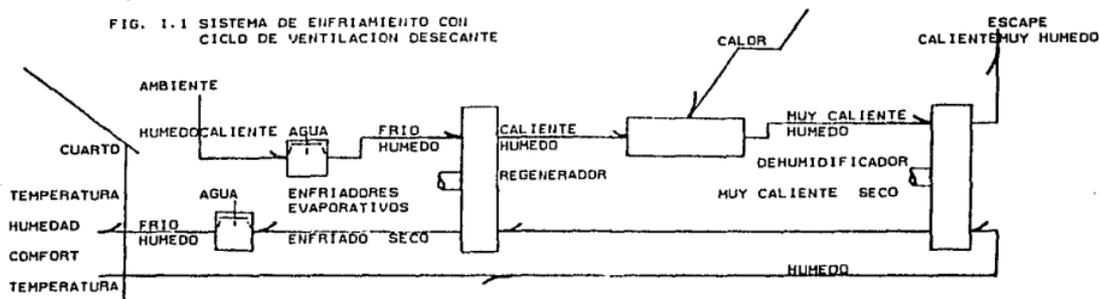


FIG. 1.2 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON CICLO DE RECIRCULACION DESECANTE

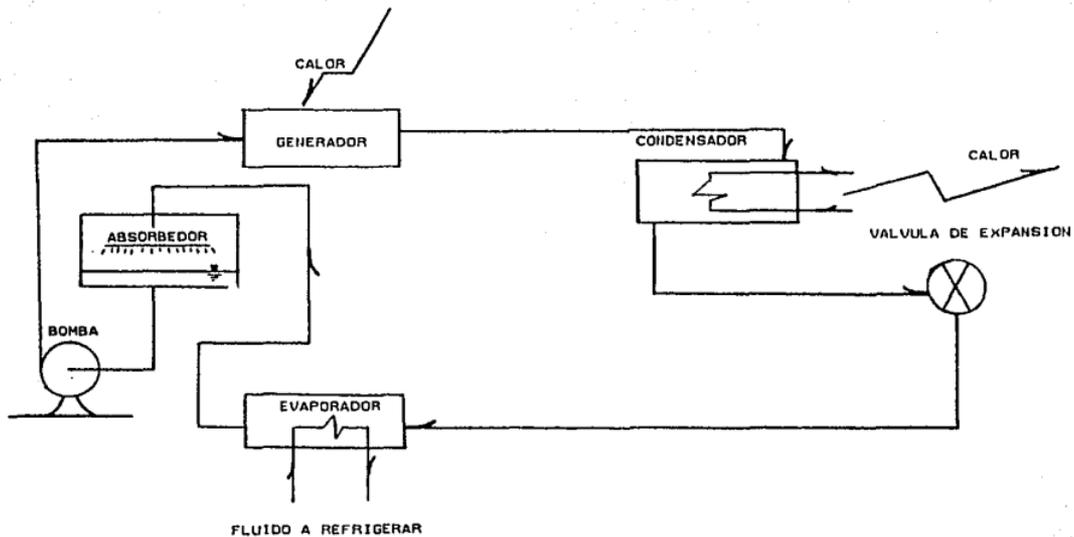


FIG. 1.3 SISTEMA BASICO DE REFRIGERACION POR ABSORCION

A continuación se mencionan los principios de operación que rigen este tipo de sistemas.

1.2 PRINCIPIOS DE OPERACION.

Para explicar el funcionamiento de un sistema básico de enfriamiento por absorción, se muestra la figura (1.4).

El sistema ilustrado consta de dos recipientes A y B conectados por dos tubos C y D. El tubo C cuenta con una serie de aletas entre las cuales circula aire. El recipiente A se encuentra parcialmente lleno de una mezcla de agua pura -- destilada y amoniaco. Una vez cargado, el sistema se cierra herméticamente respecto al exterior.

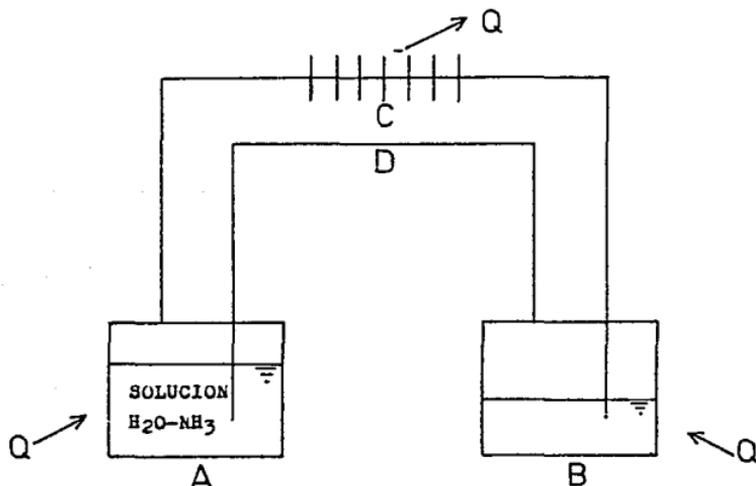


Figura 1.4

Al aplicar calor al recipiente A, la temperatura de la solución de amoniaco en agua aumenta. Este incremento de temperatura disminuye la capacidad del agua para retener el amoniaco; en consecuencia, el vapor de amoniaco se desprende y pasa a través del tubo C. Alrededor de este tubo se hace pasar una corriente de aire que extrae el calor del amoniaco, licuándolo. Este amoniaco líquido pasa al interior del recipiente B.

Después de aumentar suficientemente la temperatura -- del recipiente A, se habrá recogido en el recipiente B una -- cantidad de amoniaco líquido igual a la cantidad que ha salido de A. Esta cantidad puede ser una parte, o todo el amoniaco absorbido por el agua en el recipiente A.

Una vez retirada la fuente de calor de A, el agua se enfría, aumentando su aptitud para absorber amoniaco. De esta manera, el agua absorbe el vapor de amoniaco de B, a través del tubo D.

Como este proceso continúa, el amoniaco líquido del recipiente B se evapora. Al hacerlo absorbe calor; primero, el suyo propio, disminuyendo su temperatura hasta que sea inferior a la temperatura ambiente; luego absorbe calor del espacio circundante.

Durante el proceso de absorción, el agua del recipiente A, que absorbe el vapor de amoníaco, experimenta un aumento de temperatura debido a lo que se conoce como calor de absorción. Si este calor no se extrae, la temperatura del agua aumentará hasta que no pueda producirse más absorción; entonces cesará toda evaporación de amoníaco en el recipiente B. - Por lo anterior, el absorbedor A debe enfriarse durante el -- proceso; esto se logra dirigiendo una corriente de aire hacia el recipiente.

Cuando se haya evaporado todo el amoníaco líquido de B, el agua de A estará cargada con su contenido original de amoníaco. Entonces el sistema está en condiciones de repetir el proceso.

La figura (1.3) muestra un sistema básico de absorción, que difiere de un sistema convencional por compresión -- en que el compresor se sustituye por el conjunto generador -- absorbedor, el cual comprime el vapor refrigerante desde la -- presión del evaporador a la del condensador.

De acuerdo a la variación de presión del refrigerante, se consideran dos secciones en el sistema; una de alta presión en el generador y el condensador, y otra de baja presión en el evaporador y el absorbedor.

1.3 SISTEMAS DE ABSORCIÓN CONTINUOS E INTERMITENTES.

La clasificación más general de sistemas de enfriamiento por absorción los divide en:

- a) Sistemas de absorción continuos
- b) Sistemas de absorción intermitentes

a) Sistema Continuo. A diferencia del sistema intermitente que opera durante intervalos, el continuo opera durante un periodo definido, ya que cuenta con un conjunto generador-absorbedor conectado mediante un intercambiador de calor, así como de un sistema para mantener los niveles de presión en cada etapa.

b) Sistema Intermitente. En este sistema, la mezcla del absorbente y el refrigerante está contenida en el generador. Al aplicar una fuente de calor, se induce el refrigerante en forma de vapor fuera de la mezcla. Este vapor circula a través de un tubo y continúa hasta un serpentín enfriado -- por agua, donde se condensa; este líquido pasa a un receptor y de ahí al evaporador.

Este proceso continúa por un tiempo relativamente corto, hasta que el refrigerante es aligerado completamente del absorbente y la fuente de calor ha sido suprimida.

Cuando el absorbente se ha enfriado a la temperatura ambiente tiende a reabsorber el vapor del refrigerante contenido en el evaporador.

En suma; el calor aplicado al generador induce al refrigerante contenido en él a pasar al evaporador. El refrigerante vaporiza en el evaporador y regresa al generador lentamente.

El sistema de refrigeración proyectado en éste trabajo, debe operar como un sistema continuo mientras los requerimientos de temperatura en el tanque de almacenamiento satisfagan los valores de diseño.

1.4 PRESENTACION DEL PROYECTO.

El hecho de que el proceso de refrigeración por absorción requiere para su operación de sólo una fuente térmica, - es la razón fundamental para estudiar la aplicación de la - - energía solar en este tipo de sistemas.

En general, el enfoque de los trabajos realizados sobre el tema, se ha dirigido hacia los siguientes puntos:

Análisis termodinámico del proceso

Análisis de la influencia de los niveles térmicos de operación sobre el COP.

Desarrollo de captadores solares planos.

Investigación sobre nuevas mezclas.

El contenido del presente proyecto de tesis plantea una metodología detallada para el análisis termodinámico del sistema de refrigeración propuesto, proporcionándose un algoritmo para la simulación del mismo en computadora digital.

Se describen las características cualitativas y cuantitativas de cada componente del sistema por separado. Se muestran y discuten los cambios en el comportamiento del sistema en función de los parámetros de operación más significativos. Finalmente se discuten los resultados obtenidos al aplicar la metodología completa a un diseño específico apegado a las necesidades de refrigeración de las localidades del país con mayor potencial energético solar.

C A P I T U L O I I

BASES DE DISEÑO

- 2.1 OBJETIVO
- 2.2 PARAMETROS FUNDAMENTALES
- 2.3 DESCRIPCION CUALITATIVA DE LA TERMODINAMICA
 DEL CICLO
- 2.4 CALCULO DE LA TERMODINAMICA DEL CICLO POR
 COMPUTADORA
- 2.5 NOMENCLATURA
- 2.6 ALGORITMO
- 2.7 DIAGRAMA DE FLUJO
- 2.8 EFECTO DE LOS NIVELES TERMICOS SOBRE EL
 COEFICIENTE DE OPERACION (COP)

2.1 OBJETIVO.

Uno de los aspectos más importantes en el diseño de un sistema, es la identificación de las condiciones de operación prevalecientes durante el uso del mismo.

El objetivo de este capítulo consiste en plantear primeramente, los parámetros de diseño que más influyen en el sistema. Posteriormente, se describe de una manera cuantitativa el comportamiento termodinámico del ciclo propuesto, mencionándose sus características en cuanto a rendimiento, y planteándose justificaciones para su uso.

Finalmente se describe un método sistemático, útil para obtener las propiedades termodinámicas completas del sistema de enfriamiento en función de los parámetros de diseño.

2.2 PARAMETROS FUNDAMENTALES.

Los parámetros fundamentales son función de las condiciones limitantes para un sistema de enfriamiento en particular. Tales parámetros permanecen invariables a lo largo del análisis del diseño por corresponder a limitaciones naturales de tipo termodinámico, geográfico o climatológico, propias del lugar en que se piensa operar el ciclo.

Los parámetros fundamentales utilizados en este proyecto son:

Temperatura del evaporador
Temperatura del condensador
Temperatura del generador
Temperatura del absorbedor

A esta serie de temperaturas se adapta el diseño total del sistema, tomándose en cuenta además, la carga de refrigeración a manejar.

2.3 DESCRIPCION CUALITATIVA DE LA TERMODINAMICA DEL CICLO.

El ciclo básico de refrigeración por absorción se integra con cuatro intercambiadores de calor (generador, condensador, evaporador y absorbedor), una bomba y dos válvulas, -- fig. (1.3).

Existen diferentes pares de sustancias que se emplean para operar el ciclo. Uno de ellos es el Bromuro de Litio - Agua ($\text{Li-Br-H}_2\text{O}$), en que el agua es el refrigerante. El uso de estas sustancias está limitado a unidades de aire acondicionado solamente. Para aplicaciones de refrigeración, se requiere de una gama de temperaturas más bajas, cubiertas con el uso del par de sustancias Agua-Amónico ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$), en que el amoníaco es el refrigerante.

El calor aprovechado por el sistema de captación so--

lar, se suministra al fluido de trabajo del sistema en el generador. Se provoca que la solución se caliente, dando lugar a una alta concentración de vapor de amoníaco.

Este vapor fluye hacia el condensador donde pasa a la fase líquida. El amoníaco, sometido a alta presión, se lleva a una válvula de expansión para reducirla. El refrigerante -expandido fluye dentro del evaporador, donde se lleva a cabo el efecto de enfriamiento debido a la evaporación del amoníaco.

El refrigerante vaporizado se recombina en el absorbedor con la solución ligera. Como esta reabsorción es exotérmica, debe removerse el calor del absorbedor para mantener -- una temperatura suficientemente baja, tal que la alta afinidad química entre los vapores de amoníaco y la solución absorbente se mantenga. Esta solución, ahora rica en amoníaco, se bombea de regreso al generador para completar el ciclo.

Con el objeto de aumentar la eficiencia del ciclo básico de absorción $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, se agregan dos componentes más al sistema; un rectificador y otro intercambiador de calor.

El papel del rectificador es el de aumentar la concentración del vapor de amoníaco. Esto se hace separando por goteo el vapor a la salida del generador.

El propósito del intercambiador de calor es el de enfriar la solución ligera fluyendo del generador al absorbedor, y el de calentar la solución pesada entrando al generador. - Figura (2.1).

La eficiencia del ciclo de refrigeración se mide por medio del Coeficiente de Operación, el cual se define como:

$$\text{COP} = \frac{\text{Capacidad de enfriamiento}}{\text{Consumo de potencia}}$$

Para un ciclo de absorción el COP está dado por:

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g + W_p}$$

Donde: Q_e es el calor removido por el evaporador (capacidad de enfriamiento).

Q_g es el calor suministrado en el generador

W_p es la energía consumida por la bomba de solución.

Dado que la energía consumida por la bomba de solución es pequeña en comparación con la energía suministrada en el generador, es válida la siguiente aproximación:

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g}$$

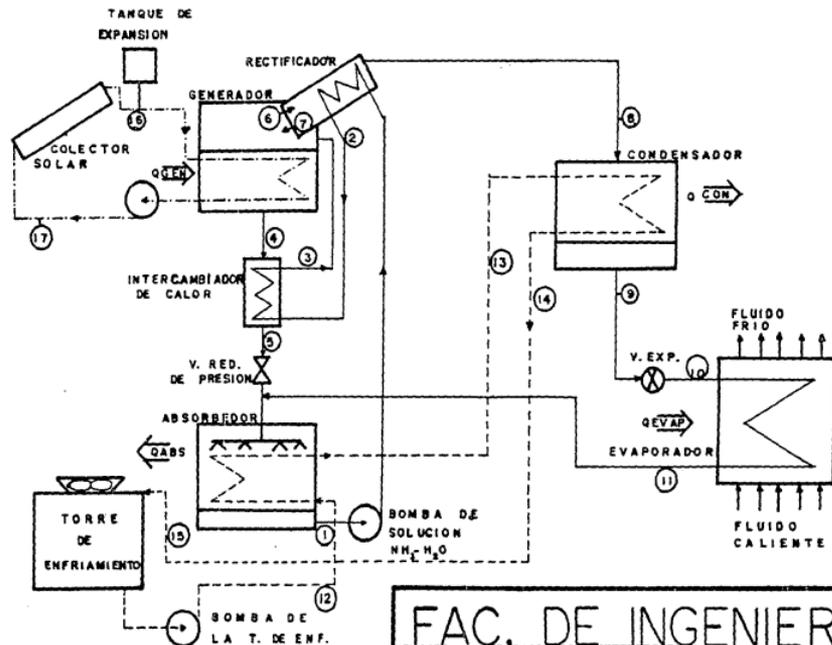


FIG. 2.1

FAC. DE INGENIERIA

REV.

SISTEMA DE ENFRIAMIENTO
DE ABSORCION POR
ENERGIA SOLAR

PROYECTO:
J.A.R.M. P.B.V.

REVISO:
J.A.R.M. P.B.V.

APROBO:
Dr. A.F.R.L.

15 - ABR - 1988

Los valores típicos de COPs en sistemas de absorción se encuentran en el rango de 0.3 a 0.6, mientras que para ciclos de compresión de vapor convencionales están en el rango de 3 a 5.

Basándose en los valores de COPs en sistemas de absorción, aparentemente no habría justificación económica para utilizarlos; sin embargo, bajo ciertas circunstancias, éstos pueden ser económicamente competitivos. Hay razones que pueden estar a favor de instalar una unidad de absorción; donde existe una distancia larga con una fuente de suministro de energía eléctrica o la presencia de una alta fuente de calor aprovechable, por ejemplo, vapor de escape.

Desde un punto de vista racional y termodinámico, el ciclo de absorción puede ser favorable si las pérdidas de producción, transmisión y conversión de potencia eléctrica se toman en consideración.

2.4. CALCULO DE LA TERMODINAMICA DEL SISTEMA POR COMPUTADORA.

Una de las dificultades que se presentan en el estudio y diseño de sistemas de enfriamiento por absorción, es el análisis termodinámico de las mezclas no reactivas utilizadas. En el caso de la mezcla Agua-Amónico, propuesta para este proyecto, se cuenta con tablas de propiedades termodinámicas para cada sustancia por separado, referencias (13) y (14).

Una carta con las propiedades de la mezcla se proporciona en la referencia (5). Sin embargo, para efectuar un análisis -- sistemático que nos permita conocer el estado termodinámico -- del ciclo en función de parámetros de operación cambiantes, -- se debe contar con expresiones algebraicas para obtener las -- propiedades de la mezcla. Todo esto con el propósito de utilizar la computadora.

Las ecuaciones antes mencionadas se tomaron de la referencia (1). Dichas ecuaciones, en forma polinomial, calculan las propiedades termodinámicas de la mezcla Agua-Amónico, tomando la siguiente forma (Apéndice 1):

$$T = f_1(XL, P)$$

$$HL = f_2(XL, T)$$

$$XV = f_3(XL, P)$$

$$HV = f_4(XV, T)$$

Donde:

P presión

XL concentración de amoníaco en líquido

T temperatura

HL entalpia del líquido

XV concentración de amoníaco en vapor

HV entalpia del vapor

La referencia reporta dos juegos de ecuaciones; tanto para alta, como para baja presión. Para la obtención de las propiedades que se encuentran en forma implícita en las ecuaciones se hace uso del método numérico de Newton-Raphson.

El algoritmo adelante presentado, tiene por objeto -- ejecutar el balance de masa y energía para cada componente -- del sistema de enfriamiento, además de las propiedades termodinámicas en cada punto del ciclo.

Los valores de entrada para el algoritmo son:

Temperatura en el evaporador
Temperatura en el condensador
Temperatura en el generador
Temperatura en el absorbedor
Eficiencia del intercambiador de calor
Carga de refrigeración

El algoritmo calcula los siguientes valores de propiedades termodinámicas en cada punto del ciclo del fluido de -- trabajo (mezcla Agua-Amónico):

Presión
Temperatura
Concentración y entalpfa de la solución líquida

Concentración y entalpía de vapor
 Concentración y entalpía total
 Cantidad de flujo másico

La cantidad de flujo de calor se calcula para el ciclo completo. Se calculan además, el Coeficiente de Operación (COP) y la Relación de Circulación (CR), siendo éste último un indicador de la energía requerida para bombeo.

A continuación se presenta el algoritmo y diagrama de flujo detallado para obtener las propiedades arriba mencionadas, correspondientes al ciclo de refrigeración por absorción optimizado propuesto (figura 2.1).

2.5 NOMENCLATURA.

T(I)	Temperatura en el punto I, K
P(I)	Presión, kPa
XV(I)	Concentración de amoníaco en vapor
XL(I)	Concentración de amoníaco en líquido
X(I)	Concentración de amoníaco en solución
HV(I)	Entalpía de vapor, kJ/kg
HL(I)	Entalpía del líquido, kJ/kg
H(I)	Entalpía de solución, kJ/kg
WPL(I)	Fracción en fase líquida
W(I)	Flujo másico, kg/s

Y(I)		Producto del flujo másico por el calor específico
CP(I)		Calor específico, kJ/kg K
PHIGH		Presión en el lado de alta, kPa
PLOW		Presión en el lado de baja, kPa
TEREC		Temperatura a la salida del rectificador, K
TCON	#	Temperatura en el condensador, K
TABS	#	Temperatura en el absorbedor, K
TGEN	#	Temperatura en el generador, K
TIEVA	#	Temperatura a la entrada del evaporador, K
TEEVA		Temperatura a la salida del evaporador, K
QGEN		Calor suministrado al generador, kw
QEVAP		Calor absorbido en el evaporador, kw
QABS		Calor retirado en el absorbedor, kw
QCON		Calor retirado en el condensador, kw
QHE		Calor transferido en el intercambiador, kw
EEF	#	Eficiencia del intercambiador
TLOAD	#	Carga de calor en el evaporador, kw
AUX		Variable auxiliar
RA		Factor de ajuste

Parámetros de entrada.

El subíndice I indica los puntos del ciclo de acuerdo a la fig. 2.1.

2.6 ALGORITMO.

Suposiciones:

a) $T_{EREC} = 0.5 \cdot (T_{GEN} + T_{CON})$

b) $T_{EEVA} = T_{IEVA} + 6$

(1) Determinación de la presión en el lado de alta (PHIGH):

Suponer PHIGH = 1700 kPa

$P(8) = PHIGH; T(8) = T_{EREC}; WPL(8) = 0$

$XL(9) = XV(8); T(9) = T_{CON}; WPL(1) = 1$

$P(8) = P(9)$. Si la nueva $P(8)$ es diferente de la anterior $P(8)$ por más de 3 kPa, se repite el cálculo comenzando con la nueva $P(8)$.

Después de la última iteración; $PHIGH = P(8)$

(2) Propiedades en los puntos 8 y 9:

$P(8) = PHIGH; T(8) = T_{EREC}; WPL(8) = 0$

$P(9) = PHIGH; T(9) = T_{CON}; WPL(9) = 1; XL(9) = XV(8)$

(3) Determinación de la presión en el lado de baja (PLOW):

Suponer PLOW = 340 kPa

$P(10) = PLOW; T(10) = T_{IEVA}; 0 < WPL(10) < 1$

$H(10) = HL(9)$

$WPL(10) = (H(10) - HV(10)) / (HL(10) - HV(10))$

Igualando la concentración del agua antes y después de la válvula se llega a:

$$XL(9) = WPL(10) \cdot XL(10) + (1 - WPL(10)) \cdot XV(10)$$

dado que $XV(10) = 1$, se obtiene:

$$XL(10) = 1 - (1 - XL(9)) / WPL(10)$$

Con $XL(10)$ y $T(10)$ se obtiene el nuevo $P(10)$.

$PLOW = P(10)$. Se repite el procedimiento hasta que $PLOW$ converja a un cierto valor.

- (4) Propiedades de los puntos 1, 6, 7 y 4:

$$P(1) = PLOW; T(1) = TABS; WPL(1) = 1$$

$$P(6) = PHIGH; T(6) = TGEN; WPL(6) = 0$$

$$P(7) = PHIGH; T(7) = TEREC; WPL(7) = 1$$

$$P(4) = PHIGH; T(4) = TGEN; WPL(4) = 1$$

- (5) Propiedades en el punto 11:

$$P(11) = PLOW; T(11) = TEEVA; 0 < WPL(11) < 1$$

$$X(11) = XL(9)$$

$$WPL(11) = (X(11) - XV(11)) / (XL(11) - XV(11))$$

$$H(11) = WPL(11) \cdot HL(11) + (1 - WPL(11)) \cdot HV(11)$$

- (6) Determinación de los flujos másicos:

Balance de masa para solución y para NH_3 alrededor del -
rectificador (suponiendo $W(8) = 1$):

$$W(7) = (XV(8) - XV(6)) / (XV(6) - XL(7))$$

$$W(6) = 1 + W(7)$$

Balance de masa para solución y para NH_3 alrededor del -
generador ($X(3) = XL(1)$):

$$W(3) = (W(7) \cdot XL(7) - (W(7) - W(6)) \cdot (XL(4) - W(6) \cdot XV(6))) / (XL(4) - XL(3))$$

$$W(4) = W(3) + W(7) + W(6)$$

Se dividen todos los flujos másicos entre $W(3)$, de manera que se tenga $W(3)=1$.

- (7) Determinación de la temperatura del punto 2:

Balace de energfa alrededor del rectificador ($W(1)=W(3)$):

$$H(2) = (W(6) \cdot HV(6) + W(2) \cdot (HL(1) - HL(2)) - W(8) \cdot HV(8)) / W(2)$$

Suponer $WPL(2)=1$; $XL(2)=XL(1)$. Con $HL(2)$ y $X(2)$ se obtiene $T(2)$.

- (8) Determinación de propiedades en los puntos 5 y 3:

$$T(5) = T(4) - (T(4) - T(2)) \cdot EEF$$

Asumir $WPL(5)=1$

$$XL(5) = XL(4); W(5) = W(4)$$

Calor transferido en el intercambiador:

$$QHE = Y(4) \cdot (T(4) - T(5))$$

$$T(3) = QHE / Y(2) + T(2)$$

Balace de energfa alrededor del intercambiador:

$$H(3) = (W(2) \cdot H(2) + W(4) \cdot HL(4) - W(5) \cdot HL(5)) / W(3)$$

- (9) Determinación del Coeficiente de Operación (COP) y la Relación de Circulación (CR):

$$W(11) = W(9) = W(8)$$

Calor absorbido en el evaporador:

$$Q_{EVAP} = W(11) \cdot H(11) - W(9) \cdot HL(9)$$

Calor suministrado en el generador:

$$Q_{GEN} = W(6) \cdot HV(6) + W(4) \cdot HL(4) - W(3) \cdot H(3) - W(7) \cdot HL(7)$$

$$COP = Q_{EVAP} / Q_{GEN}$$

$$CR = W(3) / W(6)$$

- (10) Determinación del flujo de calor en el condensador y en el absorbedor:

$$Q_{CON} = W(11) \cdot (HV(8) - HL(9))$$

$$Q_{ABS} = W(5) \cdot HL(5) + W(11) \cdot H(11) - W(1) \cdot HL(1)$$

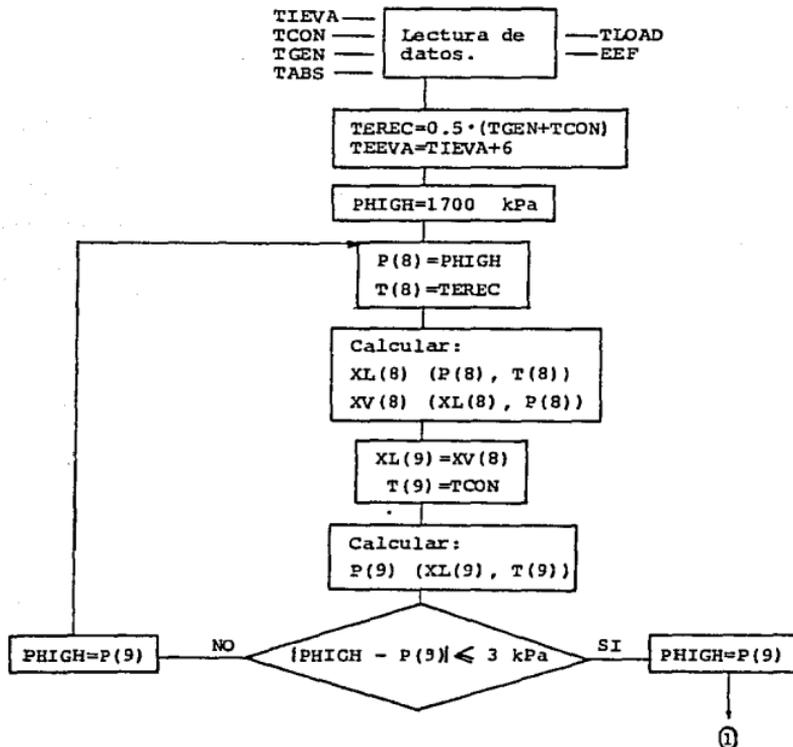
- (11) Ajuste del ciclo a la carga actual:

Se multiplican todos los flujos de calor y masa por el factor de ajuste:

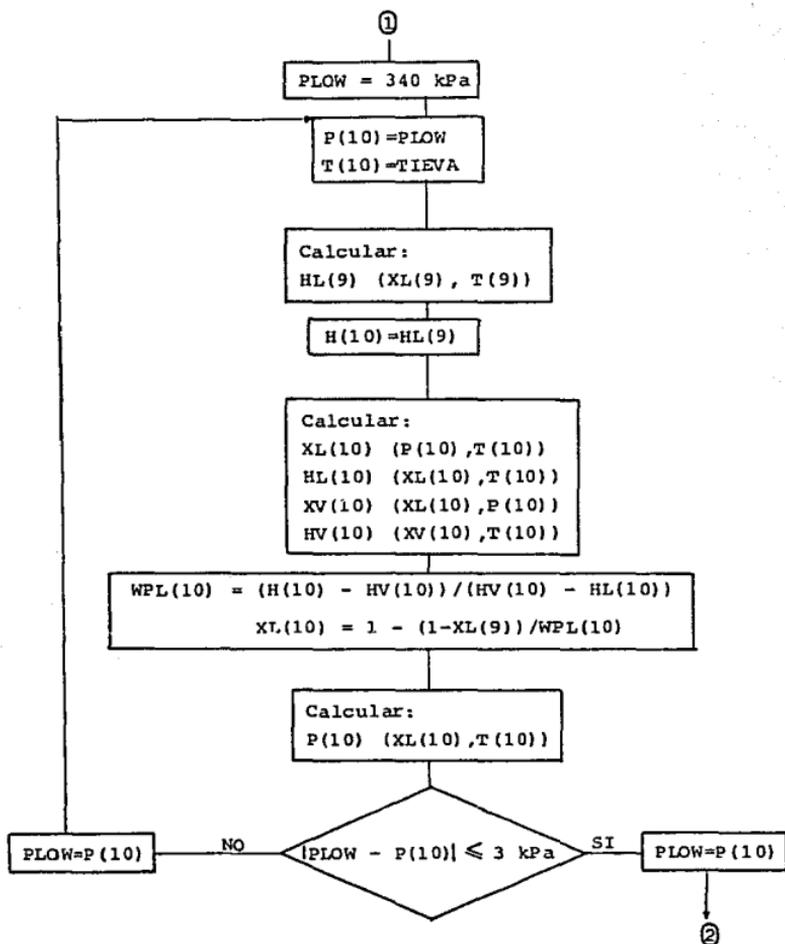
$$RA = TLOAD / Q_{EVAP}$$

2.7 DIAGRAMA DE FLUJO.

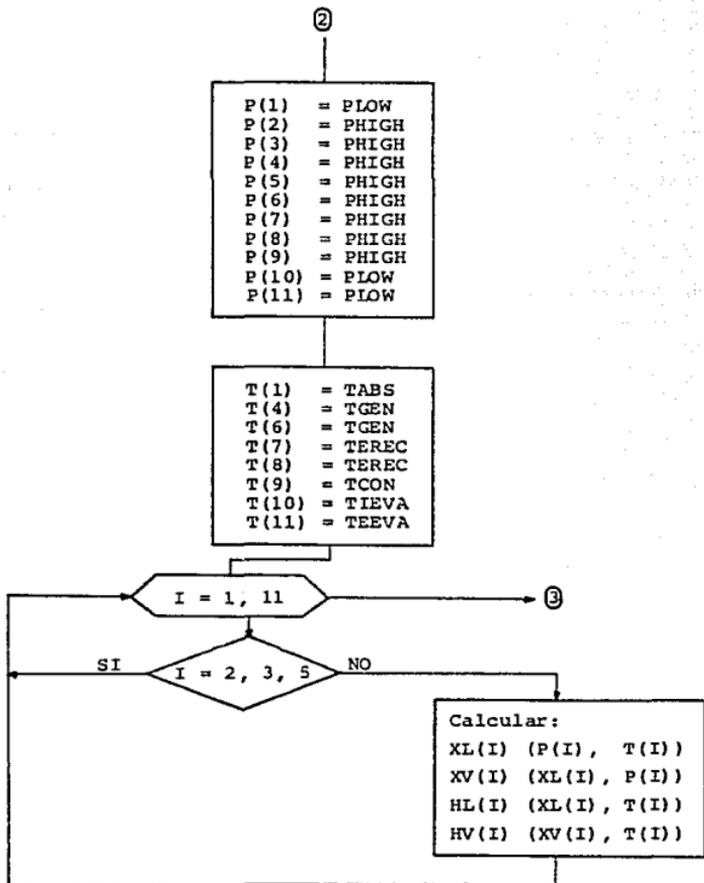
a) Obtención de PHIGH.



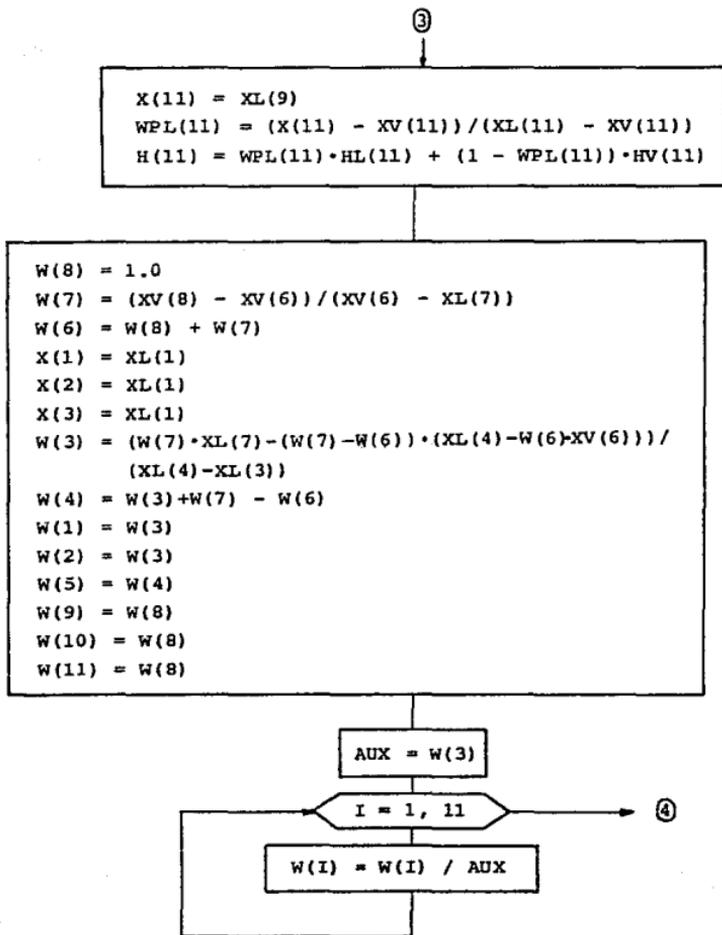
b) Obtención de PLOW.



c) Propiedades en cada punto.



d) Flujos másicos.



e) Obtención de T(2), T(5) y T(3).

④

$$HL(2) = W(6) \cdot HV(6) + HL(1) - W(7) \cdot HL(7) - W(8) \cdot HV(8)$$

Calcular:

$$T(2) \text{ (HL(2), X(2))}$$

Calcular:

$$CP(2) \text{ (T(2))}$$

$$CP(4) \text{ (T(4))}$$

$$Y(2) = W(2) \cdot CP(2)$$

$$Y(4) = W(4) \cdot CP(4)$$

$$T(5) = T(4) - (T(4) - T(2)) \cdot EEF$$

Calcular:

$$XL(5) \text{ (P(5), T(5))}$$

$$XV(5) \text{ (XL(5), P(5))}$$

$$HL(5) \text{ (XL(5), T(5))}$$

$$HV(5) \text{ (XV(5), T(5))}$$

$$QHE = Y(4) \cdot (T(4) - T(5))$$

$$T(3) = QHE / Y(2) + T(2)$$

$$H(3) = (W(2) \cdot H(2) + W(4) \cdot HL(4) - W(5) \cdot HL(5)) / W(3)$$

$$X(4) = XL(4)$$

$$X(5) = X(4)$$

$$X(6) = XV(6)$$

$$X(7) = XL(7)$$

$$X(8) = XV(8)$$

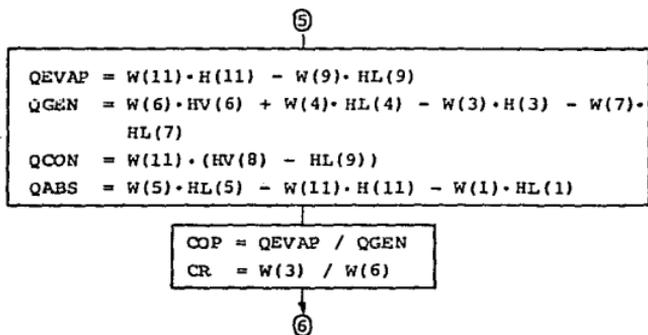
$$X(9) = X(8)$$

$$X(10) = X(8)$$

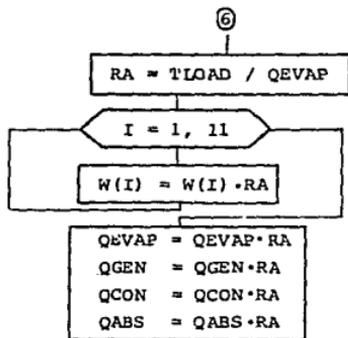
$$X(11) = X(8)$$

⑤

f) Obtención de los flujos de calor, COP y CR.



g) Ajuste a la carga actual.



2.8 EFECTO DE LOS NIVELES TERMICOS SOBRE EL COEFICIENTE DE OPERACION (COP).

El modelo de análisis termodinámico del ciclo de absorción presentado tiene el comportamiento mostrado en las gráficas 2.2 y 2.3.

La gráfica 2.2 muestra la variación del Coeficiente de operación (COP) y de la Relación de Circulación (CR), en función de la temperatura del generador (TGEN). Se obtienen las curvas para diferentes condiciones de temperatura en el absorbedor (TABS) y en el condensador (TCON).

La gráfica se obtiene para una temperatura en el evaporador (TIEVA) constante de 3°C, y considerando una eficiencia del intercambiador de calor del 60%.

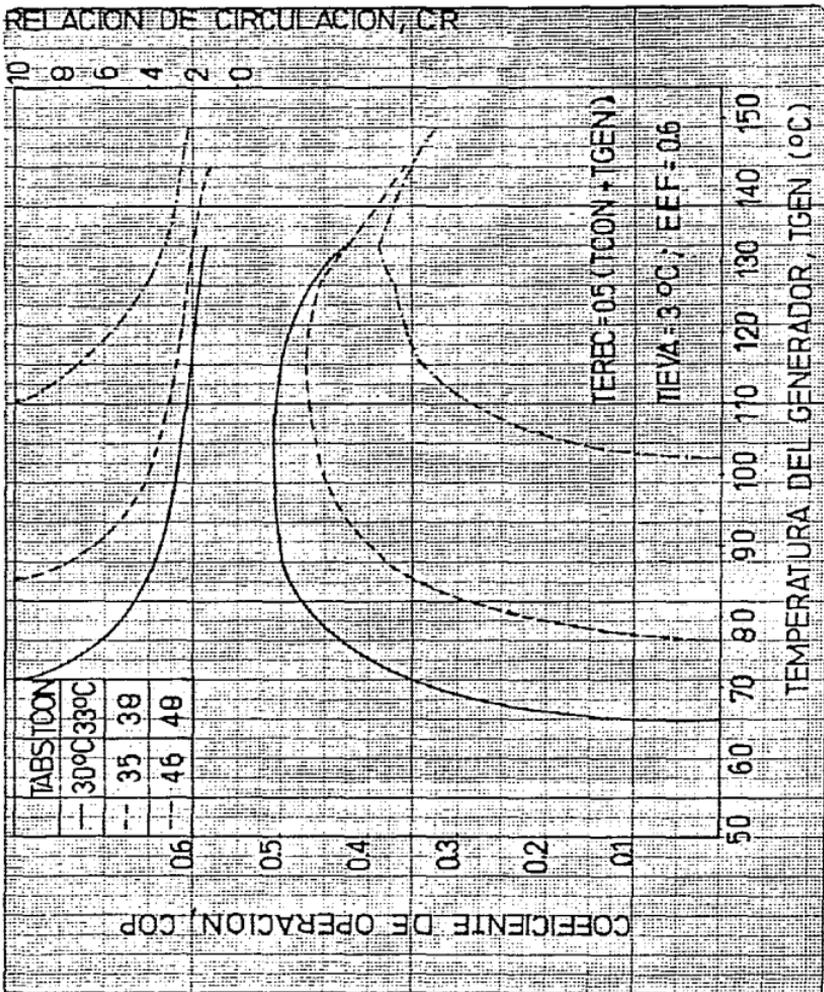
Analizando las curvas, se observa una mayor eficiencia del ciclo para valores bajos de temperatura en el absorbedor y en el condensador.

La gráfica 2.3 relaciona el COP y la CR con la temperatura del evaporador (TIEVA). Se obtienen curvas para diferentes valores de temperatura en el absorbedor (TABS).

Para esta gráfica, la temperatura en el generador (TGEN), y la temperatura en el condensador (TCON), se mantie-

nen constantes a 85°C y a 38°C, respectivamente.

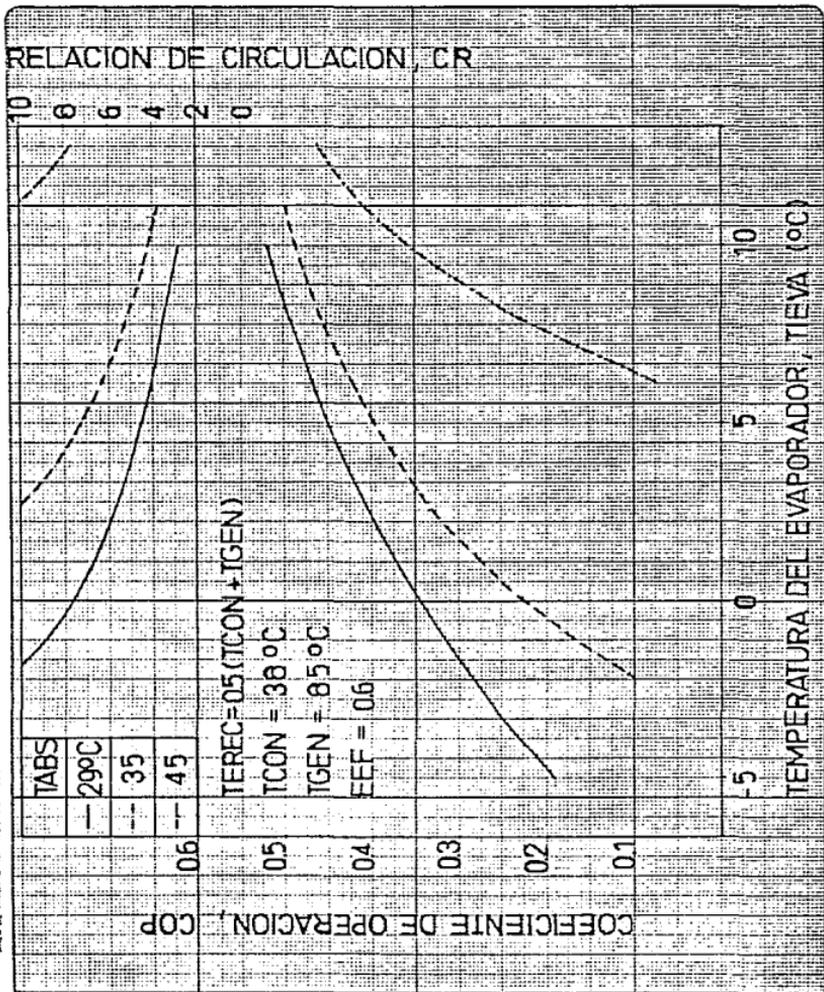
El análisis de las curvas muestra un incremento en la eficiencia del ciclo cuando la temperatura en el evaporador - no es tan baja.



Gráfica 2.2

Variación del COP y la CR en función de TGEN.

Acol _____



Escala:

Gráfica 2.3

Variación del COP y la CR en función de TIEVA.

Acol. _____

C A P I T U L O I I I
SISTEMA DE CAPTACION

3.1 DEFINICION

3.2 PARTES CONSTITUTIVAS

3.3 COLECTORES PLANOS

3.4 EFICIENCIA DE CAPTACION

3.5 ORIENTACION

3.6 RECOMENDACIONES

3.7 CALCULO DEL AREA DE CAPTACION

- i) Para colectores comerciales**
- ii) Modelo de pérdidas térmicas**

3.8 ALMACENAMIENTO DE ENERGIA

3.1 DEFINICION.

El sistema de captación es un ensamble de elementos - capaz de captar la energía radiante del sol, transfiriéndola en forma de energía calorífica a un fluido, con el propósito de provocar cambios térmicos o químicos aprovechables en un ciclo termodinámico.

3.2 PARTES CONSTITUTIVAS.

Los elementos que constituyen un colector solar típico son los siguientes:

- a) Estructura de soporte.
- b) Una superficie absorbadora capaz de absorber, convertir y transferir la energía captada.
- c) Una cubierta aislante para dirigir el flujo de -- energía del colector y reducir pérdidas.
- d) Una pantalla transparente que actúa como trampa, - permitiendo la entrada de energía radiante, pero - presentando resistencia a su salida.

3.3 COLECTORES PLANOS.

En general, existen dos tipos de colectores solares:

- Colectores planos
- Concentradores

Este proyecto se ocupa solamente de colectores planos, cuyos elementos se describen a continuación.

Pantalla de vidrio. Su función es la de transmitir la energía solar radiante de entrada, bloquear el flujo de radiación de la superficie absorbadora hacia el exterior, y proveer de aislamiento para retener calor, junto con la cubierta del colector.

Las características deseables de la pantalla son:

- Mínima oposición al paso del espectro portador de radiación solar.
- Máxima oposición al paso de radiaciones de onda larga emitidas por la superficie absorbadora.
- Alto grado de aislamiento.
- Durabilidad y resistencia a la corrosión.
- Facilidad para limpiar, instalar y reemplazar.

Cubierta aislante. Los aislantes utilizados para fines de captación solar son un grupo de materiales cuya propiedad fundamental es la obstrucción o reducción de flujo calorífico a través de una superficie, debido a que son pobres conductores de calor.

Las características deseables en un material aislante son:

- Baja densidad.
- Inflamable.
- Impermeabilidad al vapor de agua.
- Máxima porosidad.
- Capacidad de mantener su forma estructural original.
- Capacidad de soportar grandes temperaturas.
- Alto aislamiento.
- Durabilidad y bajo costo.

Superficie absorbedora. Al hablar de un cuerpo negro, se hace referencia a un cuerpo que tiene la propiedad de absorber toda la radiación a la que está expuesto y a la vez, - tiene la capacidad de emitirla; obviamente se trata de un concepto ideal.

Al hablar de una superficie absorbedora, se hace referencia al material, como parte del colector, útil para absorber la energía solar radiante y transferirla a un fluido conductor para su aprovechamiento posterior.

La propiedad más deseable en un material absorbedor - es su aproximación al comportamiento de un cuerpo negro.

Uno de los aspectos más importantes de un material absorbedor, es la capacidad de su superficie de convertir la -- energía radiante de una longitud de onda a otra.

Para hacer una selección apropiada, a continuación se enlistan una serie de características generales deseables para un material absorbedor:

- Alta eficiencia en la conversión de energía.
- Resistencia a altas temperaturas.
- Resistencia a la corrosión.
- Fácil obtención, durabilidad y mantenimiento mínimo.

Es del dominio técnico que las superficies que aproximan las propiedades de cuerpo negro, presentan dos características fácilmente identificables:

- Color oscuro (preferentemente negro).
- Acabado opaco y plano.

3.4 EFICIENCIA DE COLECCION.

La energía absorbida por el fluido conductor en el colector está dada por la expresión:

$$Q = \eta_c \cdot I_s \cdot A$$

Donde:

Q Calor absorbido por el fluido en el colector, kw.

A Area de captación, m².

I_s Radiación solar, kw/m².

η_c Eficiencia de colección.

Para colectores planos comerciales, la mayoría de fabricantes definen la eficiencia del colector como:

$$\eta_c = a - b X_R$$

Donde a y b son constantes específicas del modelo - - (proporcionadas por el fabricante), y X_R se define como:

$$X_R = \frac{0.5 \cdot (T_{in} + T_{out}) - T_a}{I_s}$$

Donde T_{in} es la temperatura de entrada del fluido al colector; T_{out} es la temperatura de salida del mismo y T_a es la temperatura ambiente.

Los valores de los parámetros de la expresión anterior deberán manejarse en Sistema Inglés (T_{in}, T_{out} y T_a en °F; I_s en BTU/pie² hr).

La eficiencia de colección, es afectada principalmen-

te por la diferencia entre la temperatura de la placa absorb
edora y la temperatura registrada en la parte exterior de la -
pantalla de vidrio. Debido a esto, es conveniente mantener -
baja la temperatura de la placa para obtener altas eficien- -
cias; aunque al mismo tiempo debe considerarse una temperatu-
ra lo suficientemente alta para que el sistema sea práctico y
costeable.

La mayor parte de la energía solar alcanza la superfi
cie absorbedora cuando se usa solamente una pantalla. La adi
ción de una segunda pantalla de vidrio reduce la transmitan-
cia del colector.

Cuando la diferencia de temperaturas entre el inte- -
rior y el exterior es alta, las pérdidas por convección son -
dominantes. La adición de una segunda o tercera pantalla de
vidrio, elimina casi totalmente esta pérdida, aunque presenta
la desventaja de elevar el costo del colector.

3.5 ORIENTACION.

Los colectores planos por lo general, se montan en --
una posición estacionaria, con una orientación óptima, de - -
acuerdo a la localización particular del lugar, en el periodo
del año correspondiente durante la operación.

En el hemisferio norte, los colectores inclinados dan la cara al sur formando un ángulo con la horizontal igual al de la latitud del lugar donde se localizan. Se recomienda -- ajustar dicha inclinación, dependiendo de la época del año -- que se tenga. En invierno se recomienda agregar 15 grados al ángulo de la latitud y en el verano, reducirse los.

Los colectores verticales que dan la cara al Ecuador son más eficientes en invierno que los colectores horizontales, pero no tan buenos como los inclinados en un ángulo apropiado. Con los colectores planos inclinados con cubierta -- transparente, se logran temperaturas hasta de 100°C para agua.

3.6 RECOMENDACIONES.

La eficiencia obtenida en un sistema de captación de energía solar, depende del arreglo de tuberías y de las características hidráulicas de la red de alimentación y retornos -- del conjunto.

Para asegurar un flujo uniforme en cada uno de los colectores que forman el sistema, deben seguirse las siguientes recomendaciones.

a) Se sugiere el uso de cabezales de diámetro grande en los colectores, con el objeto de lograr flujos de baja velocidad que permitan una transferencia de calor más eficiente.

b) El diseño del arreglo de la tubería debe ser completamente simétrico para favorecer una adecuada división del flujo en la alimentación y retorno de los colectores del conjunto.

c) Se recomienda instalar válvulas o restricciones para ajustar y balancear el flujo, con el objeto de lograr -- temperaturas uniformes en cada colector.

d) No se recomienda el arreglo de colectores en serie, aunque esto implica lograr mayores rangos de temperatura. El arreglo en serie puede ser conveniente hasta un máximo de tres colectores, sin afectar la eficiencia.

3.7 CALCULO DEL AREA DE COLECCION.

i) Procedimiento para colectores comerciales.

NOMENCLATURA.

QGEN	Δ	Calor suministrado al generador, kw.
TA	#	Temperatura ambiente promedio del lugar, °C.
A, B	#	Constantes específicas del modelo de colector (proporcionadas por el fabricante).
EFC		Eficiencia de colección.
XR		Término auxiliar para la evaluación de EFC.
IS	#	Promedio anual diario de radiación solar del lugar, kJ/m^2 dfa.

EFGEN # Eficiencia del generador,
 AC Area de captación, m².
 T(16) # Temperatura del agua a la salida del tanque de -
 almacenamiento, °C.
 T(17) Temperatura del agua a la entrada de los colectores, °C.
 TGEN & Temperatura del generador, °C.
 ISH Promedio anual por hora de radiación solar, - -
 kJ/m²hr.

Parámetros de entrada.

& Valores obtenidos del análisis termodinámico.

ALGORITMO.

Suposición:

$$T(17) = TGEN + 2$$

(1) Obtención del promedio anual por hora de radia--
 ción ISH:

Considerando que la mayor parte de radiación solar du
 rante un día, se da principalmente durante seis horas (10:00-
 a 16:00 hs.), se tiene que:

$$\text{ISH} = \text{IS}/6 \quad (\text{kJ}/\text{m}^2 \text{ hr})$$

$$6 \quad \text{ISH} = \text{IS}/(6 \cdot 3600) \quad (\text{kw}/\text{m}^2)$$

(2) Cálculo del término auxiliar XR:

Nota: Dado que los valores de las constantes A y B - están definidos para su uso en Sistema Inglés, en la siguiente expresión se deben manejar T(16), T(17) y TA en °F e ISH - en BTU/pie²hr.

$$\text{XR} = (0.5 \cdot (\text{T}(17) + \text{T}(16)) - \text{TA}) / \text{ISH}$$

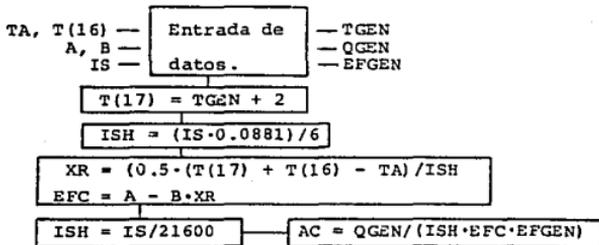
(3) Cálculo de la eficiencia de colección EFC:

$$\text{EFC} = \text{A} - \text{B} \cdot \text{XR}$$

(4) Cálculo del área de captación AC:

$$\text{AC} = \text{QGEN} / (\text{ISH} \cdot \text{EFC} \cdot \text{EFGEN})$$

DIAGRAMA DE FLUJO.



ii) Modelo de Pérdidas Térmicas.

A continuación se resume el modelo de pérdidas térmicas para colectores solares planos de una cubierta transparente (pantalla), descrito en la referencia (9). Este método es de gran utilidad para evaluar las pérdidas de calor del colector hacia el medio ambiente, en función de parámetros tales como la temperatura de la superficie absorbadora, la temperatura ambiental, la velocidad del viento, la inclinación del colector; propiedades físicas de la superficie absorbadora y del vidrio, tales como emitancias y conductividades térmicas, además de ciertas características geométricas del colector.

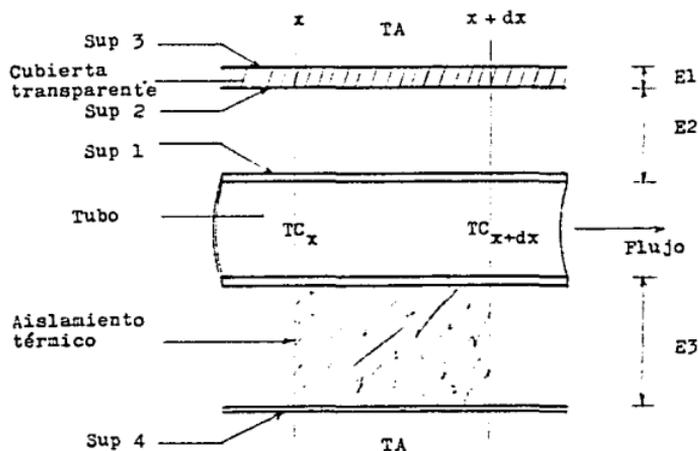


Fig. 3.1 Corte longitudinal de un captador típico.
(Tomada de la referencia (9)).

En la figura (3.1), se representa un captador plano - de una sola cubierta, indicándose las temperaturas principales y dimensiones de interés. El fluido circula en dirección x a velocidad constante. La variación de la temperatura del fluido está en función de la posición y del tiempo. Esto debido a variaciones temporales de la radiación solar incidente y de la temperatura ambiental.

La temperatura del captador se ve afectada también, - por la cantidad de calor acumulado a lo largo del tiempo.

Cuando se cuenta con un sistema con mayor inercia témica, en este caso un tanque de almacenamiento térmico, la memoria del captador puede ignorarse, debido a que los tiempos-característicos del tanque son mucho mayores.

Despreciando las resistencias térmicas de las paredes del tubo y de la cubierta metálica de respaldo del aislamiento térmico (sup. 4, fig. 3.1), se obtiene el esquema simplificado 3.2a.

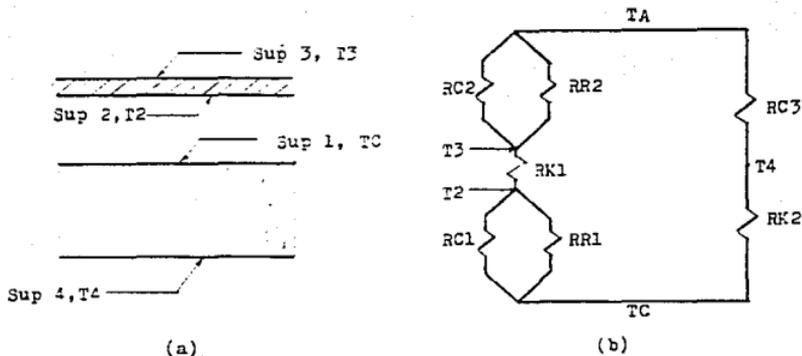


Fig. 3.2(a) Esquema simplificado. (b) Red de resistencias térmicas. (Tomada de la referencia (9)).

Para visualizar las pérdidas térmicas del captador, - se muestra la red de resistencias térmicas de la figura 3.2b. La nomenclatura correspondiente se muestra en la página 47.

El ramal izquierdo de la red representa las pérdidas de calor hacia arriba de la superficie absorbidora (Sup 1), a través de la cubierta.

El lado derecho representa las pérdidas hacia abajo, - a través del aislamiento térmico. Ambas temperaturas se dirigen hacia el ambiente con temperatura TA. Se ignora la radiación térmica debida a la temperatura exterior del aislamiento, dado que es cercana a TA.

Para mayores detalles sobre el desarrollo y características del modelo, consultar la referencia (9).

NOMENCLATURA.

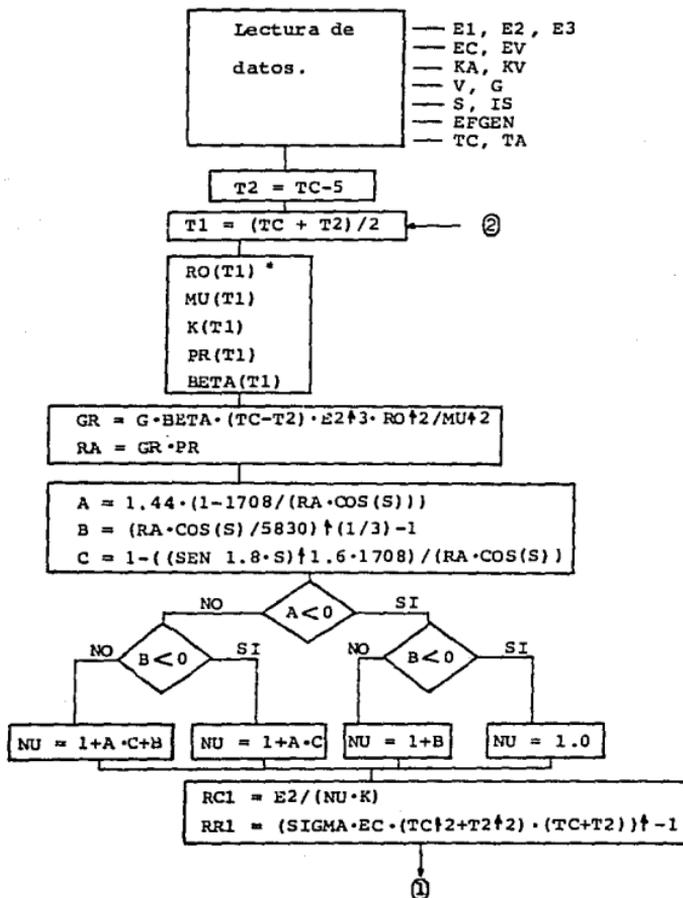
T1	Temperatura de admisión del fluido, K.
T2	Temperatura interior del vidrio, K.
T3	Temperatura exterior del vidrio, K.
TA	Temperatura ambiente, K.
RC1	Resistencia convectiva absorbedor-vidrio, $m^2 K/kw$.
RR1	Resistencia radiativa " " "
RK1	Resistencia conductiva del vidrio, "
RC2	Resistencia convectiva vidrio-ambiente, "
RR2	Resistencia radiativa " " "
RK2	Resistencia conductiva del aislamiento, "
RC3	Resistencia convectiva aislante-ambiente, "
R1, R2, R3, R4	Resistencias térmicas "
RO	Densidad del aire, kg/m^3 .
MU	Viscosidad dinámica del aire, Ns/m^3 .
K	Conductividad térmica del aire, $kw/m K$.
PR	Número de Prandtl
G	Aceleración de la gravedad, m/s^2 .
GR	Número de Grasshoff
RA	Número de Rayleigh
NU	Número de Nusselt

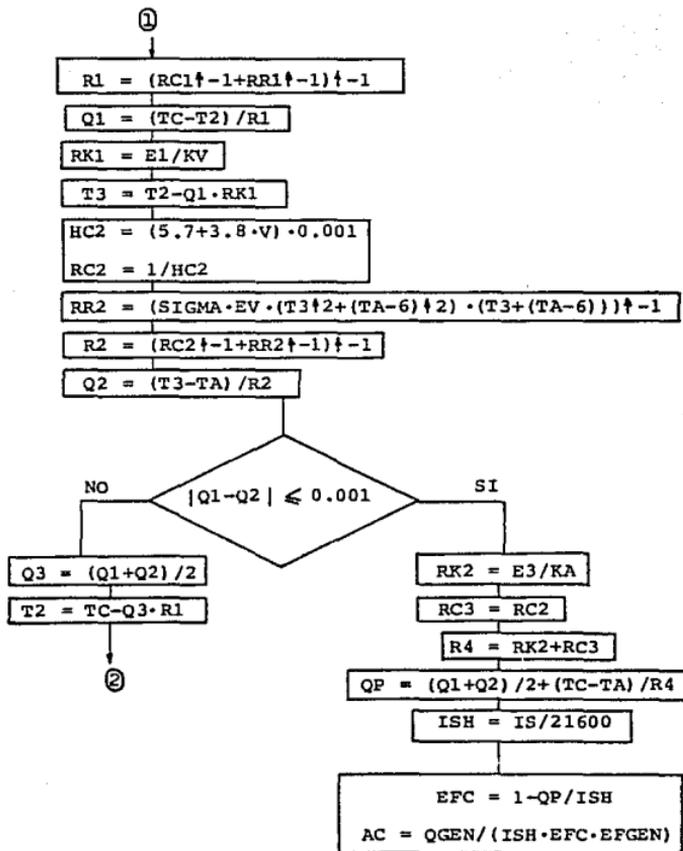
BETA		Coefficiente de expansión volumétrica, K^{-1} .
TC	#	Temperatura de la placa absorbadora, K.
EV	#	Emitancia del vidrio.
EC	#	Emitancia del absorbador.
KV	#	Conductividad térmica del vidrio, kw/m K.
HC2		Coefficiente de convección vidrio-ambiente, $kw/m^2 K$.
E1	#	Espesor del vidrio, m.
E2	#	Distancia del vidrio al absorbador, m.
E3	#	Espesor del aislante térmico, m.
KA	#	Conductividad térmica del aislamiento, $kw/m K$.
V	#	Velocidad del viento, m/s.
SIGMA		Constante de Stefan-Boltzmann, 5.67×10^{-11} $kw/m^2 K^4$.
S	#	Inclinación del captador, grados.
IS	#	Promedio anual diario de radiación solar de lugar, $kJ/m^2 dfa$.
ISH		Promedio anual por hora de radiación solar, kw/m^2 .
Q1, Q2, Q3		Flujos unitarios de calor, kw/m^2 .
QGEN	&	Calor suministrado al generador, kw.
QP		Flujo de pérdidas térmicas, kw/m^2 .
EFC		Eficiencia de captación.
EFGEN	#	Eficiencia del generador.
AC		Area de captación, m^2 .
A, B, C		Variables auxiliares.

Parámetros de entrada.

& Valor obtenido del análisis termodinámico.

DIAGRAMA DE FLUJO.





* Propiedades físicas del aire evaluadas a la temperatura -- que hay entre el vidrio y la superficie absorbadora (T1).

3.8 ALMACENAMIENTO DE ENERGIA.

La intermitencia de la radiación solar requiere del almacenamiento de calor para su utilización en algún sistema.

El agua es una de las sustancias con mayor capacidad calorífica, además de ser la más barata y abundante. Aunque necesita depósitos caros, más aún si son grandes. La conductividad térmica del agua es baja, y en un depósito ordinario el agua se enfría a través de las paredes del mismo hacia el aire circundante. El agua más fría baja y la más caliente sube, provocando una circulación natural rápida debida a diferencia de densidades, con pérdidas. Los depósitos con compartimientos pueden reducir este tipo de pérdidas. Para la utilización práctica del calor almacenado en depósitos de agua, es necesario el uso de una bomba.

Existen varios tipos de materiales muy buenos para ser utilizados como aislantes a temperaturas inferiores a los 100°C, ligeros y de baja capacidad calorífica; una gran parte del material está ocupado por aire intersticial. A temperaturas más altas no se utilizan materiales orgánicos ligeros y esponjosos, se emplean asbestos, lanas o fibras de vidrio y minerales ligeros.

Las pérdidas de calor ocurren por conducción a los materiales en contacto con la sustancia almacenante; por convec

ción al aire, particularmente en lugares con mucho viento, y por radiación infrarroja. Para disminuir las pérdidas, es necesario que el almacén calorífico tenga una superficie tan pequeña como sea posible y que se proteja con un aislamiento adecuado.

CALCULO DE LA CAPACIDAD DEL TANQUE DE AIMACENAMIENTO.

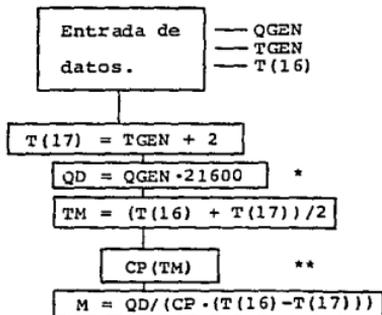
NOMENCLATURA.

QGEN	&	Calor suministrado al generador, kw.
QD		Energía diaria requerida por el ciclo, kJ/dfa.
M		Cantidad de agua requerida por el sistema por dfa, kg/dfa.
T(16)	#	Temperatura del agua a la salida del tanque de almacenamiento, °C.
T(17)		Temperatura del agua a la entrada de los colectores, °C.
TM		Temperatura promedio de las dos anteriores, °C.
CP		Calor específico del agua, kJ/kg °C.
TGEN	&	Temperatura del generador, °C.

Parámetro de entrada.

& Valores obtenidos del análisis termodinámico.

DIAGRAMA DE FLUJO.



* Factor obtenido considerando seis horas diarias de operación.

** Calor específico evaluado a TM .

C A P I T U L O I V
CIRCUITO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO

4.1 ABSORBEDOR Y CONDENSADOR

Consideraciones

Cálculo del absorbedor

Cálculo del condensador

4.2 INTERCAMBIADOR DE CALOR

Cálculo del intercambiador

CONSIDERACIONES.

El absorbedor es un equipo empleado para pasar una sustancia, de mezcla gaseosa a una solución líquida.

En este proyecto, el absorbedor debe cumplir con las siguientes funciones:

- Recoger el gas de amoníaco que se ha evaporado en el evaporador.
- Aumentar la concentración en amoníaco de la solución débil para volver a formar la solución fuerte.
- Disipar el calor de absorción.

Industrialmente, existen tres tipos de absorbedores:

- Columnas de platos.
- Columnas empacadas.
- De tubería corrugada.

Para lograr una mayor superficie de contacto entre el gas y la fase líquida, se utilizan absorbedores que son simplemente bancos de tubos deformados en su sección, para provocar turbulencia y buen contacto entre fases. Se recomienda el uso de este tipo de absorbedores, debido a su costo más económico, además del menor espacio que ocupan.

Para el diseño del absorbedor debe pensarse en los siguientes puntos:

- Una forma eficiente de desalojar el calor generado durante la absorción.
- Procurar que el diseño cumpla con el cometido de lograr el mayor contacto posible entre las superficies del líquido y del gas de amoníaco.
- Garantizar el regreso del Hidrógeno hacia el evaporador, evitando su paso hacia el generador, mediante un sello líquido.

CALCULO DEL ABSORBEDOR.

El diseño teórico del absorbedor se inicia con el cálculo de la carga de calor a disipar. Dicha carga se obtiene como resultado del algoritmo para calcular las propiedades -- termodinámicas y flujos de masa y calor del ciclo. La carga de calor correspondiente para el cálculo del absorbedor está denominada como QABS.

El propósito del condensador es el de proveer un medio que permita disipar o extraer calor del ciclo. El calor del vapor refrigerante pasa a través de las paredes del condensador al medio condensante, como consecuencia, el vapor refrigerante se enfría primero a su saturación y luego se condensa.

Por regla general, para una carga dada en el condensador, el tamaño de este y la cantidad de medio condensante que circula, dependen de la temperatura de entrada del medio condensante, y de la temperatura de condensación deseada. Respecto a esta temperatura, se tiene que es función de las siguientes variables:

- La temperatura de entrada del medio condensante.
- La elevación de temperatura en el condensador.
- La diferencia de temperatura entre el refrigerante y el medio condensante.

Dado que la elevación de temperatura en el condensador varía inversamente con el gasto del medio condensante, y que la diferencia de temperatura entre el refrigerante y el medio condensante varía inversamente con el tamaño (área) del condensador, se deduce que:

- Para una superficie de condensación y gastos dados; la temperatura de condensación aumenta o disminuye, según lo hace la temperatura de entrada del medio condensante.

- Para una temperatura de entrada dada, mientras mayor es la superficie de condensación y más alto el gasto, menor es la temperatura de condensación.

- Para una temperatura de entrada dada, la cantidad de superficie condensante requerida para una temperatura de condensación determinada, disminuye al aumentar el flujo del medio condensante.

Todas éstas consideraciones suponen un coeficiente de transferencia de calor constante.

CALCULO DEL CONDENSADOR.

En el caso de este proyecto, se encuentra ligado el -- cálculo del absorbedor y del condensador, dado que se inter-- conectan junto con la torre de enfriamiento. El calor retira do en el condensador, denominado como QCON, útil para calcu-- llar el área de transferencia de calor, es uno de los resulta-- dos obtenidos con el algoritmo termodinámico.

A continuación se presenta el procedimiento detallado para obtener las características de diseño más importantes, - útiles para la selección del absorbedor y condensador más - - apropiados.

NOMENCLATURA.

QABS & Calor removido en el absorbedor, kw.
 QCON & Calor removido en el condensador, kw.

T(1)	&	Temperatura de salida del líquido condensado de NH_3 del absorbedor, K.
T(5)	&	Temperatura de salida del vapor de NH_3 del intercambiador de calor, K.
T(8)	&	Temperatura de entrada del vapor de NH_3 al condensador, K.
T(9)	&	Temperatura de salida del líquido condensado de NH_3 del condensador, K.
T(11)	&	Temperatura de salida de la solución del evaporador, K.
T(12)		Temperatura de entrada del agua de enfriamiento al absorbedor, K.
T(13)		Temperatura de entrada del agua de enfriamiento al condensador, K.
T(14)		Temperatura de salida del agua de enfriamiento del condensador, K.
TEA		Temperatura de entrada de la mezcla al absorbedor, K.
W(5)	&	Flujo másico de vapor de NH_3 en el intercambiador de calor, kg/s.
W(11)	&	Flujo másico de solución en el evaporador, kg/s.
MAE		Flujo másico de agua de enfriamiento, kg/s.
DLMFC		Diferencia media logarítmica de temperatura del condensador, K.
DLMTA		Diferencia media logarítmica de temperatura del absorbedor, K.

UC	#	Coefficiente de transferencia de calor de diseño del condensador, $\text{kw/m}^2\text{K}$.
UA	#	Coefficiente de transferencia de calor de diseño del absorbedor, $\text{kw/m}^2\text{K}$.
ATC		Area de transferencia de calor del condensador, m^2 .
ATA		Area de transferencia de calor del absorbedor, m^2 .
CP	#	Calor específico promedio del agua de enfriamiento, kJ/kg K .

Parámetros de entrada.

& Valores obtenidos del análisis termodinámico.

ALGORITMO.

Consideraciones:

$$T(14) = T(9) - 2$$

$$T(12) = T(14) - 10$$

(1) Cálculo de T(13) y MAE:

A partir de las siguientes ecuaciones:

$$Q_{ABS} = MAE \cdot CP \cdot (T(13) - T(12))$$

$$Q_{CON} = MAE \cdot CP \cdot (T(14) - T(13))$$

Se obtiene:

$$T(13) = (QABS \cdot T(14) + QCON \cdot T(12)) / (QCON + QABS)$$

$$MAE = QABS / (CP \cdot (T(13) - T(12)))$$

(2) Obtención de la temperatura de la solución a la entrada del absorbedor TEA:

Esta temperatura se obtiene haciendo un balance de - - energía en la entrada del absorbedor. Considerando un calor-específico de la solución constante, tenemos:

$$TEA = (W(5) \cdot T(5) + W(11) \cdot T(11)) / (W(5) + W(11))$$

(3) Cálculo del área de transferencia de calor del condensador ATC: La diferencia media logarítmica de-temperatura es:

$$DLMTC = ((T(9) - T(13)) - (T(8) - T(14))) / \ln((T(9) - T(13)) / (T(8) - T(14)))$$

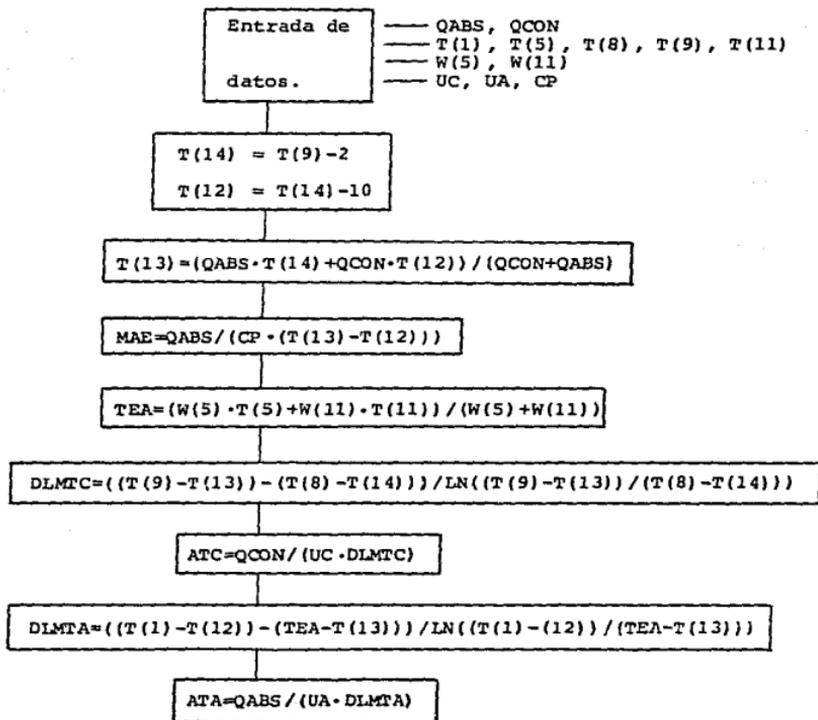
$$ATC = QCON / (UC \cdot DLMTC)$$

(4) Cálculo del área de transferencia de calor del absorbedor ATA:

$$DLMTA = ((T(1) - T(12)) - (TEA - T(13))) / \ln((T(1) - T(12)) / (TEA - T(13)))$$

$$ATA = QABS / (UA \cdot DLMTA)$$

DIAGRAMA DE FLUJO.



CALCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

CONSIDERACIONES.

La función que desempeña el intercambiador de calor en el sistema, consiste en enfriar la solución ligera de amoníaco que fluye del generador al absorbedor, además de incrementar la temperatura de la solución pesada entrando al generador. Junto con el rectificador, el intercambiador se utiliza para aumentar la eficiencia del ciclo básico de absorción - Agua-Amónico.

A continuación se enlista el procedimiento para el cálculo del área de transferencia de calor del intercambiador.

NOMENCLATURA.

- T(2) & Temperatura de la solución pesada a la entrada - del intercambiador, K.
- T(4) & Temperatura de la solución ligera a la entrada - del intercambiador, K.
- Y(2) , Y(4) Producto de flujo másico por el calor específico, kw/K.
- W(2) & Flujo másico de solución pesada en el intercambiador, kg/s.
- W(4) & Flujo másico de solución ligera en el intercambiador, kg/s.

EEF # Eficiencia del intercambiador.
 UIC # Coeficiente de transferencia de calor del intercambiador, $\text{kw/m}^2\text{K}$.
 ATIC Area de transferencia de calor del intercambiador, m^2 .
 CP(2), CP(4) Calores especificos, kJ/kg K .

Parámetros de entrada.

& Valores obtenidos del análisis termodinámico.

ALGORITMO.

(1) Cálculo de los calores especificos CP(2) y CP(4):

Se calculan a partir de las temperaturas T(2) y T(4), - respectivamente. La referencia (2) propone las siguientes -- ecuaciones:

$T \leq 140 \text{ }^\circ\text{F}$:	$\text{CP}=1.135+((T-80) \cdot 0.087)/60$
$140 \text{ }^\circ\text{F} < T \leq 200 \text{ }^\circ\text{F}$:	$\text{CP}=1.222+((T-140) \cdot 0.157)/60$
$200 \text{ }^\circ\text{F} < T$:	$\text{CP}=1.379+((T-200) \cdot 0.271)/60$

NOTA: Las unidades manejadas en las ecuaciones están dadas - en sistema inglés; Temperatura en $^\circ\text{F}$ y calor especifico en $\text{BTU/lb }^\circ\text{F}$.

(2) Cálculo de $Y(2)$ y $Y(4)$:

$$Y(2) = W(2) \cdot CP(2)$$

$$Y(4) = W(4) \cdot CP(4)$$

(3) Cálculo del área de transferencia de calor ATIC:

$$D = \text{LN}((1 - \text{EEF} \cdot Y(4) / Y(2)) / (1 - \text{EEF}))$$

$$\text{ATIC} = D / (\text{UIC} \cdot (1/Y(4) - 1/Y(2)))$$

C A P I T U L O V

SISTEMA DE CONTROL

5.1 CONTROL DEL SISTEMA COLECTOR

Controlador Diferencial de Temperatura
Control Proporcional y de Disparo Rápido

5.2 CONTROL DEL RANGO DE TEMPERATURA DEL AGUA PARA LA OPERACION DEL SISTEMA

5.3 CONTROL DE TEMPERATURA EN EL INTERIOR DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO

5.4 CONTROL Y PROTECCION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

5.5 OPERACION Y CONTROL DEL SISTEMA AUXILIAR

5.6 DESCRIPCION DEL DIAGRAMA DE CONTROL

Para garantizar el funcionamiento adecuado y eficiente del sistema de refrigeración solar propuesto, se debe tomar en cuenta la forma de controlar el conjunto. El control requerido está integrado por las siguientes partes:

- Control del sistema colector.
- Control del rango de temperatura del agua para la operación del sistema.
- Control de temperatura en el interior del tanque de almacenamiento.
- Control del sistema auxiliar.

5.1 CONTROL DEL SISTEMA COLECTOR.

La figura (5.1) muestra un ejemplo representativo de la secuencia de eventos de un sistema, donde el fluido (agua) que circula por los colectores se calienta durante un día normal y su control se lleva a cabo por medio de un Controlador Diferencial de Temperatura (CDT). La bomba encargada de hacer circular el fluido por los colectores se encuentra inicialmente apagada; tan pronto se eleva la temperatura del colector, el fluido contenido adquiere una temperatura mayor a la registrada en el tanque de almacenamiento. Una vez que esta diferencia de temperatura supera el valor de calibración ΔT_{on} , se activa el control, operando la bomba. El agua del tanque, con menor temperatura que la de los colectores, causa

la caída inicial marcada con el número 2. Sin embargo, esta diferencia, más grande que ΔT_{Off} , permite que la bomba siga operando.

Los términos ΔT_{Off} y ΔT_{On} antes mencionados se definen de la siguiente manera:

ΔT_{Off} Diferencia de temperaturas entre el agua a la salida del colector y la confinada en el tanque de almacenamiento. Representa el valor de calibración para sacar de servicio la bomba.

ΔT_{On} Misma diferencia de temperaturas. Representa el valor de calibración para poner en servicio la bomba.

Por la tarde, cuando la radiación solar se reduce, la temperatura del agua en el colector cae hasta el valor calibrado ΔT_{Off} , marcado en la figura con el número 3. La bomba sale de servicio debido a la orden recibida, realizándose de tal manera que la ΔT obtenida después del punto 4 sea menor al valor ΔT_{On} , garantizando que cumpliéndose esta condición la bomba no sea activada.

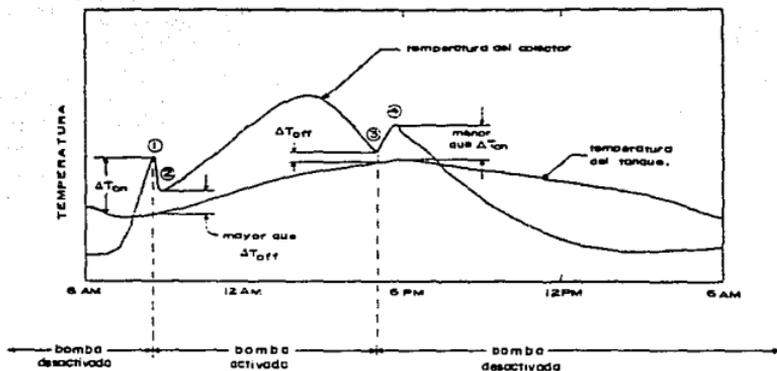


FIG. (5.1).- Sequencia de eventos de um sistema de energia solar durante um dia normal, controlado por um CDT. (Tomada de la referencia (13)).

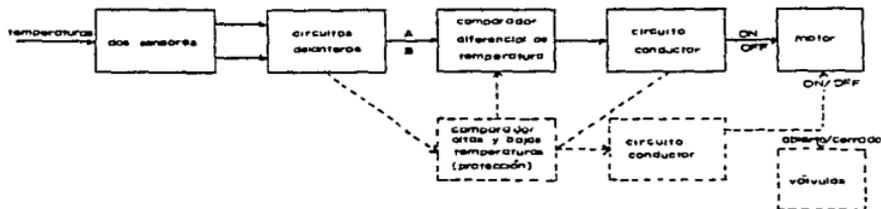


FIG. (5.2).- Diagrama de blocos que mostra los componentes básicos de un controlador diferencial de temperatura (CDT). (Tomada de la referencia (13)).

CONTROLADOR DIFERENCIAL DE TEMPERATURA (CDT).

Las partes que integran un CDT se representan en el diagrama de bloques de la figura (5.2). En la trayectoria superior, se muestra el procesamiento de la señal a través de un simple comparador de temperaturas; la trayectoria marcada con línea punteada, señala la secuencia a través de circuitos lógicos de un termostato diferencial, teniendo límites altos de temperatura y circuitos de protección contra congelamiento (en caso de emplearse en tiempo de invierno como calefacción).

La mayoría de los sensores utilizados en CDTs tienen la propiedad de variar su resistencia en función de la temperatura. Se emplean comúnmente bobinas de alambre de níquel, resistencias de platino y termistores. El empleo de estos elementos permite alcanzar rangos de precisión entre el 3 y 0.1%. Las características de los sensores deben seleccionarse para cada aplicación específica. A continuación se mencionan las más importantes:

a) La señal relativa que se obtiene de los pequeños cambios de temperatura, propicia que el diseño de los circuitos sea estable, sencillo y de bajo costo.

b) Los componentes de platino son altamente sensitivos; para conectar estos dispositivos se emplean de tres a cuatro hilos por sensor.

c) Los termistores son relativamente baratos, ofreciendo una amplia variedad de rangos nominales de operación. La característica básica de estos elementos es el gran rango de resistencia que pueden registrar, haciendo el trabajo de medición más fácil y preciso.

CONTROL PROPORCIONAL Y DE DISPARO RAPIDO.

Se tienen dos tipos básicos de control diferencial de temperatura para operación de sistemas que emplean energía solar. El primer tipo de control es el Proporcional (P), el cual opera haciendo circular el fluido en cuanto detecta una pequeña diferencia de temperatura entre el colector y el tanque de almacenamiento. El flujo se establece y se incrementa de acuerdo a una función diferencial de temperatura, tomando en cuenta la máxima capacidad de la bomba.

El segundo tipo provoca la circulación del fluido activando o desactivando la bomba, como consecuencia de la calibración de los sensores para un rango determinado de temperatura entre el colector y el tanque. Este tipo de control se llama de Disparo Rápido (D/R) porque realiza una operación de conexión o desconexión rigurosas; con este tipo de control, el flujo se ajusta a un gasto promedio determinado.

Se ha demostrado que, bajo ciertas condiciones, tales

como días nublados o con bajo factor de insolación, el control Proporcional ofrece ventajas sobre el de Disparo Rápido. Específicamente esto se cuantifica como una ganancia de captación de energía que varía entre el 3 y 5% cuando opera con un factor de insolación aproximado de $11\ 500\ \text{kJ/m}^2$ día o menor.

5.2 CONTROL DEL RANGO DE TEMPERATURA DEL AGUA PARA LA OPERACION DEL SISTEMA.

Para la operación del sistema, el tanque de almacenamiento debe cubrir un rango de temperatura del agua limitado de antemano.

Una vez que la radiación solar suministra el calor necesario al agua, esta es transportada al tanque de almacenamiento. En su interior, el agua caliente se colocará en las capas superiores y la más fría se precipitará en las capas inferiores. El agua más caliente se lleva al generador, donde la energía del fluido se emplea en el ciclo termodinámico.

Para controlar las condiciones de temperatura que debe cumplir el fluido, se hace uso de un controlador de temperatura de dos etapas; llamado así porque tiene dos interruptores unipolares independientes inversores, que accionan dos circuitos de secuencia. Cuando la temperatura del agua del tanque no cumple con los requerimientos del ciclo (es menor -

que el valor mínimo de calibración), se activa el sistema auxiliar mediante la trayectoria cerrada de una de las etapas - del controlador.

5.3 CONTROL DE TEMPERATURA EN EL INTERIOR DEL TANQUE.

En el caso de usar como equipo auxiliar de calentamiento un calentador eléctrico gobernado por un termostato -- convencional, se sugiere conectar elementos de protección para sacar de servicio el sistema en caso de alguna condición - anormal de operación.

El termostato debe tener una posición de control en la que se active el relevador que pone a funcionar la bomba - de la torre de enfriamiento, además del relevador que opera - la bomba que alimenta al generador. Esta posición de control prepara el circuito que activa el sistema auxiliar (calentador eléctrico), pudiendo desactivarse, en caso de no desearse su operación.

5.4 CONTROL Y PROTECCION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

Para el presente proyecto se sugiere el uso de un enfriador.

Una pequeña bomba instalada en el circuito alimenta--

dor del fluido, hace circular el agua de condensación a través del enfriador, regresándola a la torre de enfriamiento, - donde se disipa el calor. Se instala un interruptor de sumidero (flotador) para mantener el agua dentro de los límites - de condensación. En la parte correspondiente a la descripción del diagrama de control se explicará con más detalle el funcionamiento de este sistema de control.

OPERACION Y CONTROL DEL SISTEMA AUXILIAR.

El diseño presentado utiliza como sistema auxiliar de calentamiento una caldera. El sistema entra en operación - cuando las condiciones de temperatura en el tanque de almacenamiento no satisfacen los requerimientos del ciclo termodinámico. A continuación se explica el funcionamiento integral - del sistema de control, basándose en el diagrama de la figura (5.3).

DESCRIPCION DEL DIAGRAMA DE CONTROL.

a) FUNCIONAMIENTO NORMAL (operando colectores).

Se tiene conectado un transformador de control entre dos fases del sistema de fuerza (220 v.). A la salida del -- transformador se tienen 110 v. Una línea se pone a tierra ff sica del tablero de control; la otra conecta a un interruptor

de dos posiciones mostrado en 1. Al poner este interruptor - en la posición ON, queda preparado el sistema de control para operar. En el momento en que la temperatura de la cámara de refrigeración sobrepasa el valor de calibración dado al CDT - (renglón 25), cierra sus dos contactos en 3 y 10. En el primero (suponiendo colectores en operación), se energizará la bobina del arrancador de la bomba de los colectores. Este -- arrancador tiene un contacto N.A. en 5 y otro contacto N.C. - en 20. El primero cierra y energiza la bobina del arrancador de la bomba de la torre de enfriamiento, con lo cual se establece flujo en ésta y el sensor de flujo en 7 cierra. Al - - energizarse este arrancador, cierra su contacto N.A. en 7, po niendo en operación el ventilador de la torre. A su vez, este ventilador cuenta con un contacto N.A. en 9 que cierra y - energiza la bomba de recirculación, con lo cual cierra su con tacto en 19, energizando el ventilador de la cámara de en- - friamiento, estableciéndose una operación normal.

En el momento en que la temperatura se abate hasta la fijada en el CDT de la cámara de refrigeración, sus contactos en 3 y 10 vuelven a abrir, desconectando en el mismo orden la secuencia anterior.

b) FUNCIONAMIENTO CON SISTEMA AUXILIAR.

Cuando la temperatura en el tanque de almacenamiento-

no sea suficientemente alta, el CDT abrirá contacto en 3 y cerrará contacto en 10. Si en la cámara de refrigeración la temperatura es alta, el CDT de ésta cerrará contactos en 3 y 10. En 10 activará RL1 que cerrará contacto en 11 para energizar el ventilador de aire de combustión de la caldera. Además cerrará en 16 para preparar el accionamiento de la válvula M.

Al sensor flujo de aire el contacto en 12, cerrará y preparará el accionamiento del timer de purga. Al haberse energizado el ventilador del aire de combustión, se cierra su contacto N.A. en 12 para energizar el timer anterior. Este contará un tiempo y posteriormente cerrará su contacto N.A. en 13, energizando el transformador de ignición y la válvula solenoide de gas para el piloto. Estableciéndose flama en este, el detector de barra cerrará contacto en 15, energizando RL2 y cerrando contacto N.A. en 16 y preparando el accionamiento de M. Otro contacto del sensor de presión de aire de combustión cierra contacto en 16, preparando el accionamiento de M. Si en el tanque de condensados existe nivel suficiente para el consumo de la caldera, el interruptor de nivel de 18 cerrará, energizando RL4. Con éste, se cumple el último requisito para energizar M, con la cual se establece la flama alta en el quemador de la caldera y abre contactos en 12 y 13, poniendo fuera al relevador T1, al transformador de ignición y a la válvula solenoide de gas para el piloto. En el momen-

to en que el interruptor de presión de vapor llega al límite establecido, cierra su contacto en 17, energizando RL3, el -- cual cierra su contacto en 4, energizando la bomba de la to-- rre de enfriamiento, con lo que se inicia nuevamente la se-- cuencia anterior.

El sistema cuenta con protección contra falla en la -- bomba de colectores, en RL2, en el ventilador de aire para -- combustión, en RL4 y en la bomba de recirculación; contactos-- 20, 21, 22, 23 y 24 respectivamente. En el caso de falla se-- acciona una alarma sonora en 20.

C A P I T U L O V I
APLICACION DEL MODELO

6.1 CARGA DE REFRIGERACION

Fundamentos

Cálculo

6.2 CALCULO DEL CICLO TERMODINAMICO

6.3 CALCULO DEL AREA DE CAPTACION

6.4 CONCLUSIONES

6.1 CALCULO DE LA CARGA DE REFRIGERACION.

Fundamentos.

Para seleccionar un equipo de refrigeración que satisfaga las condiciones de diseño, es necesario calcular la carga de refrigeración del espacio por refrigerar.

Existen cuatro fuentes generales de calor a saber:

- 1) Ganancia de calor a través de las paredes.
- 2) Cambios de aire.
- 3) Carga de calor debida al producto.
- 4) Cargas misceláneas, tales como la ganancia de calor debida a los hombres que trabajan dentro del cuarto, luces, motores eléctricos y otros equipos productores de calor.

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

El calor ganado a través de paredes, techos y pisos - varía de acuerdo a los siguientes factores:

Tipo de aislamiento, espesor del aislamiento, construcción, área exterior de la pared, y la temperatura diferencial entre el espacio a refrigerar y el aire ambiental.

El coeficiente total de transferencia de calor U de -

la pared está dado por la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{f_o}}$$

Donde:

- U Coeficiente de transferencia de calor, w/m^2K
x Espesor de la pared, m
k Conductividad térmica del material de la pared, $w/m K$
 f_i Coeficiente de transferencia de calor por convección interior, w/m^2K
 f_o Coeficiente de transferencia de calor por convección exterior, w/m^2K

Después de determinar el coeficiente de transferencia total de calor U, el calor ganado está dado por la ecuación - básica:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

Donde:

- Q Ganancia de calor, w
A Area exterior, m^2
 ΔT Temperatura diferencial promedio entre la temperatura exterior y la del espacio a refrigerar, K

Si el espacio por refrigerar se expone al sol, debe agregarse calor adicional a la carga térmica.

Para propósitos prácticos, la temperatura diferencial puede ajustarse para compensar el efecto solar.

Los valores dados en la siguiente tabla, obtenidos de la referencia (6), son aplicables en todo el periodo de veinticuatro horas y se agrega a la temperatura ambiente al calcular la ganancia de calor a través de las paredes.

TABLA 1.
Compensación por efecto solar, (°F) °C.

TIPO DE SUPERFICIE	PARED ESTE	PARED SUR	PARED OESTE	TECHO
SUPERFICIES CON COLORES OSCUROS.	(8) 4.44	(5) 2.78	(8) 4.44	(20) 11.11
SUPERFICIES CON COLORES MEDIOS.	(6) 3.33	(4) 2.22	(6) 3.33	(15) 8.33
SUPERFICIES CON COLORES LIGEROS	(4) 2.22	(2) 1.11	(4) 2.22	(9) 5.0

2) Ganancia de calor por cambios de aire.

Cada vez que se abre la puerta, entra aire del exte--

rior al cuarto refrigerado. La temperatura de este aire caliente debe reducirse a la temperatura de almacenamiento y, - por lo tanto, debe agregarse a la carga de refrigeración.

Es difícil determinar esta carga de una manera precisa, ya que el tráfico en el refrigerador varía según el tamaño.

El número de cambios de aire está basado en la experiencia práctica, mostrándose en la siguiente tabla:

TABLA 2.

Cambios de aire promedio para 24 horas para cuartos de almacén.

Volumen (m ³)	Cambios de aire p/24 hs.	16.99	23.0	84.95	9.5	283.17	4.9
5.66	44.0	22.65	20.0	113.27	8.2	424.75	3.9
8.50	34.5	28.32	17.5	141.58	7.2	566.34	3.5
11.33	29.5	42.48	14.0	169.90	6.5	1415.84	2.0
14.16	26.0	56.63	12.0	226.53	5.5	2831.68	1.4

El calor removido para reducir 1 m³ de aire desde las condiciones exteriores hasta la temperatura del refrigerador-

se muestra en la tabla 3. La temperatura de entrada del aire listada se refiere a la temperatura del aire al entrar al refrigerador cuando la puerta se abre. La tabla 2 no se aplica cuando se suministra aire exterior. La carga de ventilación-bajo esas condiciones, reemplaza la carga por apertura de - - puertas, si ésta es mayor.

Para calcular la temperatura debida a la ventilación, se deben convertir los m^3/min a $m^3/24$ hrs. ($m^3/min \times 60 \times 24$) y utilizar la tabla 3 para la carga de calor por metro cúbico de aire.

TABLA 3.

Calor removido en el aire de enfriamiento para las condiciones del cuarto de almacenamiento. (kJ/m³)

Temperatura del cuarto de almacenamiento	Temperatura del aire exterior, °C							
	29.4	29.4	32.2	32.2	35	35	37.7	37.7
	Humedad relativa, porcentaje							
°C	50	60	50	60	50	60	50	60
7.22	55.87	64.44	67.05	76.73	78.97	90.14	92.01	106.16
4.44	62.95	71.52	74.50	84.18	86.05	97.51	99.45	113.98
1.66	69.28	77.85	80.83	90.52	92.75	103.92	106.16	120.69
-1.11	74.50	83.44	84.18	94.24	98.34	109.51	109.88	124.78
-3.88	15.27	16.76	27.94	30.92	90.89	100.94	116.96	131.86
-6.66	20.86	22.72	33.90	36.88	97.59	108.02	124.04	146.02

3) Carga de calor debida al producto.

Un producto colocado en un refrigerador a una temperatura mayor que la temperatura de almacenamiento, perderá calor hasta alcanzar ésta última temperatura.

La cantidad de calor a remover puede calcularse conociendo las características del producto, incluyendo su estado a la entrada al refrigerador, su estado final, su peso, su calor específico antes y después del proceso, su temperatura de congelamiento y sus entalpías.

Los requerimientos de refrigeración para productos -- alimenticios, se determinan al calcular la carga del producto con la siguiente ecuación:

$$Q = W \cdot (C \cdot (t_1 - t_2) + h_f + C_i \cdot (t_2 - t_3))$$

Donde:

Q	Calor removido, kJ
W	Peso del producto, kg
C	Calor específico después del congelamiento, kJ/kg K
C _i	Calor específico antes del congelamiento, kJ/kg K
h _f	Entalpía de fusión, kJ/kg
t ₁	Temperatura inicial del producto, K

t_2 Temperatura a la cual la entalpfa es removida del producto, K.

t_3 Temperatura final del producto frfo, K.

Si se requiere remover el calor del producto en un cierto número de horas, la carga equivalente se obtiene dividiendo la carga del producto entre el tiempo requerido.

Los calores especificos para antes y después del congelamiento y entalpfas de fusión para varios productos, se encuentran en tablas de la referencia(6).

- 4) Carga de calor debida a gente, luces y otras fuentes.

Toda la energfa eléctrica disipada en el espacio refrigerado (luces, motores, calentadores, etc.), debe incluirse en la carga de calor. Existen tablas para determinar la carga de calor por motores eléctricos.

Para ganancia por gente, también ésta depende de la temperatura y tipo de trabajo realizado, tipo de ropa, tamaño, etc.

Cálculo

El siguiente cálculo numérico está hecho para un cuarto de almacenamiento de huevo de una empresa de panificación. Esta se encuentra en la península de Baja California, en la ciudad de Mexicali. Las dimensiones del cuarto en cuestión son las siguientes, indicándose además, la orientación del mismo.

Longitud de la pared norte,	LPN = 15 m
Longitud de la pared sur,	LPS = 15 m
Longitud de la pared este,	LPE = 10 m
Altura de la pared norte,	APN = 5 m
Altura de la pared sur,	APS = 5 m
Altura de la pared este,	APE = 5 m
Longitud del techo,	LT = 15 m
Ancho del techo,	AT = 10 m
Largo de la puerta de acceso,	LPA = 4 m
Ancho de la puerta de acceso,	APA = 3 m
(Puerta de acceso en la pared sur)	

Los datos de diseño son los siguientes:

Temperatura interior,	TI = 3°C
Temperatura exterior,	TE = 40°C
A.S.N.M.: 1 m	
Presión barométrica:	101.3 kPa

Datos geográficos de Mexicali, B.C.N.:

Localización: 32°29' latitud norte

Paralelo: 115°30' longitud oeste

La construcción del edificio es media y todos los cál
culos están hechos para una hora específica, las 4:00 p.m.
Volumen del cuarto de almacenamiento, VCA = 750 m³

1) Ganancia de calor a través de las paredes.

Las paredes del cuarto de almacenamiento se encuentran
integradas por las siguientes capas de material:

- Aplanado de cemento Portland:

Espesor, ECP = 0.0125 m.

Conductividad térmica, KCP = 7.6×10^{-6} kw/mK

- Ladrillo común para construcción:

Espesor, ELC = 0.15 m

Conductividad térmica, KLC = 1.8×10^{-5} kw/mK

- Yeso

Espesor, EY = 0.0125 m

Conductividad térmica, KY = 1.25×10^{-5} kw/mK

(propiedades obtenidas de la referencia (6)).

De la misma referencia se obtienen los siguientes coeficientes:

Coefficiente de transferencia de calor interior:

$$FI = 3 \times 10^{-3} \text{ kw/m}^2\text{K}$$

Coefficiente de transferencia de calor exterior:

$$FO = 12 \times 10^{-3} \text{ kw/m}^2\text{K}$$

a) Pared Norte

Area de la pared norte (ARPN);

$$ARPN = LPN \cdot APN$$

$$ARPN = (15)(5) = 75 \text{ m}^2$$

Coefficiente de transferencia de calor de la pared nor

te (UPN):

$$UPN = \frac{1}{\frac{1}{FI} + \frac{ECP}{KCP} + \frac{ELC}{KLC} + \frac{EY}{KY} + \frac{1}{FO}}$$

$$UPN = \frac{1}{\frac{1}{3 \times 10^{-3}} + \frac{0.0125}{7.6 \times 10^{-6}} + \frac{0.15}{1.8 \times 10^{-5}} + \frac{0.0125}{1.25 \times 10^{-5}} + \frac{1}{12 \times 10^{-3}}}$$

$$UPN = 8.776 \times 10^{-5} \text{ kw/m}^2\text{K}$$

Diferencia de temperatura promedio entre el exterior

y el espacio a refrigerar (DT):

$$DT = TE - TI$$

$$DT = 40 - 3 = 37^\circ\text{C}$$

Ganancia de calor a través de la pared norte (QPN):

$$QPN = UPN \cdot ARPN \cdot DT$$

$$QPN = (8.776 \times 10^{-5}) (75) (37) = \underline{0.244 \text{ kw}}$$

b) Pared Sur

Area de la pared sur (ARPS):

$$ARPS = LPS \cdot APS$$

$$ARPS = (15) (5) = 75 \text{ m}^2$$

Area de la puerta de acceso (ARP):

$$ARP = LPA \cdot APA$$

$$ARP = (4) (3) = 12 \text{ m}^2$$

Area neta:

$$ANETA = ARPS - ARP$$

$$ANETA = 75 - 12 = 63 \text{ m}^2$$

Coefficiente de transferencia de calor de la puerta (UP):

Considerando que la puerta está construida con lámina acanalada de 3 mm. de espesor, con una conductividad térmica

$KLA = 1.16 \times 10^{-3} \text{ kw/mK}$ (Referencia (6)).

$$UP = \frac{1}{\frac{1}{F_i} + \frac{3 \times 10^{-3}}{KLA} + \frac{1}{F_o}}$$

$$UP = \frac{1}{\frac{1}{3 \times 10^{-3}} + \frac{3 \times 10^{-3}}{1.16 \times 10^{-3}} + \frac{1}{12 \times 10^{-3}}} = 2.39 \times 10^{-3} \text{ kw/m}^2\text{K}$$

Ganancia de calor a través de la puerta (QP):

$$QP = UP \cdot ARP \cdot DT$$

Para superficies de color obscuro (Sur), de la tabla (1), se obtiene una compensación por efecto solar de 2.77°C.

$$DT = 37 + 2.77 = 39.77^\circ\text{C}$$

Por lo tanto:

$$QP = (2.39 \times 10^{-3}) (12) (39.77) = \underline{1.14 \text{ kw}}$$

Ganancia de calor a través de la pared sur (QPS):

$$QPS = UPN \cdot ANETA \cdot DT$$

$$QPS = (8.776 \times 10^{-5}) (63) (29.77) = \underline{0.22 \text{ kw}}$$

c) Pared Este

Área de la pared este (ARPE):

$$ARPE = LPE \cdot APE$$

$$ARPE = (10) (5) = 50 \text{ m}^2$$

Para superficies de color obscuro (Este), de la tabla (1), se obtiene una compensación por efecto solar de - - 4.44°C.

$$DT = 37 + 4.44 = 41.44^\circ\text{C}$$

Ganancia de calor a través de la pared este (QPE):

$$QPE = UPN \cdot ARPE \cdot DT$$

$$QPE = (8.776 \times 10^{-5}) (50) (41.44) = \underline{0.1818 \text{ kw}}$$

d) Techo

Area del techo (ARTE):

$$\text{ARTE} = \text{LT} \cdot \text{AT}$$

$$\text{ARTE} = (15)(10) = 150 \text{ m}^2$$

Para superficies de color obscuro (Techo), de la tabla (1), se obtiene una compensación por efecto solar de $- 11.11^\circ\text{C}$.

$$\text{DT} = 37 + 11.11 = 48.11^\circ\text{C}$$

Ganancia de calor a través del techo (QTE):

$$\text{QTE} = \text{UPN} \cdot \text{ARTE} \cdot \text{DT}$$

$$\text{QTE} = (8.776 \times 10^{-5})(150)(48.11) = \underline{0.633 \text{ kw}}$$

Ganancia de calor total a través de las paredes del cuarto de almacenamiento (QTP):

$$\text{QTP} = \text{QPN} + \text{QP} + \text{QPS} + \text{QPE} + \text{QTE}$$

$$\text{QTP} = 2.44 + 1.14 + 0.22 + 0.1818 + 0.633 = \underline{2.42 \text{ kw}}$$

2) Ganancia de calor por cambios de aire.

Para un volumen del cuarto de almacenamiento de 750 m^3 , los cambios de aire cada 24 horas se obtienen de la tabla (2).

Interpolando para 750 m^3 , se obtienen 3.2 cambios de aire/24 hs., ó 0.13 cambios de aire/hr.

El gasto de aire en el cuargo (G), está dado como:

$$G = (750 \text{ m}^3) (0.13 \text{ hr}^{-1}) = 100 \text{ m}^3/\text{hr} = 0.028 \text{ m}^3/\text{s}$$

De la tabla (3), se obtiene el calor removido en el - aire de enfriamiento, considerando $T_I = 3^\circ\text{C}$, $T_E = 37.7^\circ\text{C}$ y hu medad relativa del 60%.

$$\text{Calor removido} = 117.46 \text{ kJ/m}^3$$

Ganancia de calor por cambios de aire (QCA):

$$QCA = G \cdot \text{Calor removido}$$

$$QCA = (0.028) (117.46) = \underline{3.29 \text{ kw}}$$

3) Carga de refrigeración debida al producto.

Se pretende refrigerar 10 toneladas de huevo en casca rón. El cálculo es el siguiente:

De la referencia (6) se obtienen los siguientes datos:

De acuerdo a la nomenclatura utilizada en la sección de fundamentos, se tiene:

$$C = 0.982 \text{ kJ/kg K} \quad ; \quad W = 10 \ 000 \text{ kg}$$

$$C_i = 0.504 \text{ kJ/kg K}$$

$$h_f = 232.6 \text{ kJ/kg}$$

$$T_1 = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_2 = -2.77 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Aplicando la ecuación:

$$Q = W \cdot (C \cdot (T_1 - T_2) + h_f + C_i \cdot (T_2 - T_3))$$

tenemos:

$$Q = 10\ 000(0.982(15 - 2.77) + 232.6 + 0.504(-2.77 - 5))$$

$$Q = 2461\ 340.6 \text{ kJ}$$

Considerando ocho horas netas de refrigeración:

Ganancia de calor debida al producto (QPR):

$$QPR = \frac{2461\ 340.6 \text{ kJ}}{8 \text{ hr}} = \frac{2461\ 340.6 \text{ kJ}}{28\ 800 \text{ s}}$$

$$QPR = \underline{85.46 \text{ kw}}$$

4) Ganancia de calor debida a trabajadores, iluminación y otras fuentes.

Para iluminación, se consideran suficientes cuatro - lámparas de luz mixta ubicadas dentro del espacio a refrigerar de 500 w cada una.

Ganancia de calor debida a iluminación (QIL):

$$QIL = 4(0.5) = \underline{2 \text{ kw}}$$

La suma de los calores calculados en cada inciso representa la carga de diseño, a esta se le agrega un 10% como factor de seguridad, resultando:

Carga de refrigeración de diseño (TLOAD):

$$\text{TLOAD} = 1.1 (\text{QTP} + \text{QCA} + \text{QPR} + \text{QIL})$$

$$\text{TLOAD} = 1.1(2.42 + 3.29 + 85.46 + 2)$$

$$\text{TLOAD} = 102.5 \text{ kw}$$

6.2 CALCULO DEL CICLO TERMODINAMICO.

DATOS DE ENTRADA

TIEVA:	3 °C
TCON:	38 °C
TGEN:	85 °C
TABS:	35 °C
TLOAD:	102.5 kw
EEF:	0.6

Aplicando el algoritmo presentado se obtienen los siguientes:

R E S U L T A D O S.

Presiones en los puntos I (según la figura (2.1)), kPa.

I	P(I)
1	466.72
2	1458.55
3	1458.55
4	1458.55
5	1458.55
6	1458.55
7	1458.55
8	1458.55
9	1458.55
10	466.72
11	466.72

Temperaturas en los puntos I, °C.

I	T(I)
1	35
2	32.3
3	65.5
4	85
5	53.3
6	85
7	61.5
8	61.5
9	38
10	3
11	9

Concentraciones de NH_3 en los puntos I,
 Flujos másicos, kg/s,
 Entalpías de solución, kJ/kg

I	X(I)	W(I)	H(I)
1	0.5163	0.977	- 93.38
2	0.5163	0.977	- 101.05
3	0.5163	0.977	- 26.49
4	0.4643	0.881	144.24
5	0.4643	0.881	61.57
6	0.9746	0.101	1445.63
7	0.6277	5.4×10^{-3}	63.64
8	0.9942	0.096	1601.82
9	0.9942	0.096	181.09
10	0.9942	0.096	181.09
11	0.9942	0.096	1250.63

Presiones de trabajo, kPa.

PHIGH:	1458.55
PIOW:	466.72

Flujos de calor, kw.

QEVAP:	102.50
QGEN:	299.03
QCON:	136.15
QABS:	265.38

Coficiente de Operación y Relación de Circulación.

COP:	0.343
CR:	9.673

6.3 CALCULO DEL AREA DE CAPTACION.

DATOS DE ENTRADA ADICIONALES

E1:	$3 \times 10^{-3} \text{ m}$
E2:	$25.4 \times 10^{-3} \text{ m}$
E3:	$50 \times 10^{-3} \text{ m}$
EC:	0.5
EV:	0.9
KA:	$3.4 \times 10^{-5} \text{ kw/mK}$
KV:	$1.05 \times 10^{-3} \text{ kw/mK}$
V:	1 m/s
G:	9.8 m/s^2
S:	32 grados
IS:	$19664.8 \text{ kJ/m}^2 \text{ día}$ (referencia 8)
EFGEN:	0.85
TA:	35°C
TC:	102°C

Aplicando el modelo de pérdidas térmicas, se obtiene:

QP:	0.378 kw/m^2
EFC:	0.584
AC:	660.77 m^2

6.4 CONCLUSIONES

ALCANCES DEL TRABAJO

El desarrollo presentado en este trabajo pretende ser un auxiliar en el diseño y simulación de sistemas de enfriamiento por absorción similares al propuesto. El uso de las ecuaciones de equilibrio presentadas, dan lugar a un manejo práctico y relativamente sencillo sobre la termodinámica del sistema, permitiendo, mediante el uso de la computadora, su optimización.

Mediante el uso del algoritmo propuesto, se presenta la ventaja de que con un reducido número de variables de entrada, se obtiene la información básica necesaria para evaluar la magnitud de un proyecto. En cuanto a la simulación del sistema, ésta puede realizarse en función de variables de entrada transitorias de interés particular, obteniéndose una respuesta inmediata del sistema para cada una de ellas.

RECOMENDACIONES

La principal recomendación corresponde al rango de temperatura en el evaporador, la cual no debe ser muy baja, principalmente por cuestiones de baja eficiencia. Como se planteó con anterioridad, el sistema de enfriamiento propuesto es propio para requerimientos de refrigeración ligera y

aire acondicionado. La demanda de una temperatura muy baja - en el evaporador, trae como consecuencia un descenso significativo del Coeficiente de Operación (COP), además de un incremento en las dimensiones de la instalación, que hacen perder costeabilidad al sistema.

REFERENCIAS

- 1.- Jain P.C., Gable G.K., Equilibrium property data equations for aqua-ammonia mixtures. ASHRAE Trans. 77(1), -- 1971.
- 2.- Shiran Y., Shitzer A., Computerized design and economic evaluation of an aqua-ammonia solar operated absorption system. Solar Energy 29(1), 1982.
- 3.- Jurinak J.J., Mitchel J.W., Open-Cycle Dessicant air conditioning as an alternative to vapor compression cooling in residential applications. Journal of Solar Energy - Engineering Vol. 106, 1984.
- 4.- Minchuk V.I., Ponomarev S.V., Optimizing the choice of solar heating and cooling systems in populated regions. Geliotekhnika 20(6), 1984.
- 5.- Stoecker W.F., Refrigeration and Air conditioning. McGraw Hill, New York, 1958.
- 6.- Anónimo, ASHRAE HANDBOOK, Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Aconditioning Engineering, 1963.
- 7.- Duffie J.A., Beckman W.A., Solar Engeeneering of Thermal Processes. Wiley & Sons, New York, 1980.
- 8.- Almanza R., López S., Radiación global en la República - Mexicana mediante datos de insolación, Instituto de Ingeniería. UNAM, México, 1975.

- 9.- Fernández Zayas J.L., Modelo simplificado para calcular pérdidas térmicas de captadores solares planos, Instituto de Ingeniería, UNAM, México, 1986.
- 10.- Betz G., Bienert W.B., Research applied to Solar-thermal power systems. University of Minnesota & Honeywell, 1973.
- 11.- Quintana J., Estudio y desarrollo de superficies selectivas para el aprovechamiento de la energía solar. Tesis profesional, UNAM. México, 1976.
- 12.- Cárdenas A., Cruz F., Diseño de un sistema de aire acondicionado con energía solar. Tesis profesional, UNAM, México, 1979.
- 13.- Keenan J.H., Keyes F.G., Thermodynamic Properties of Steam. Wiley & Sons, New York, 1937.
- 14.- Ahrendts J., Baehr H.D., Die thermodynamischen Eigenschaften von Ammoniak, VDI-Forschungsheft 596, Dusseldorf, R.F.A., 1979.
- 15.- Delgado A., Diseño y cálculo de un sistema de refrigeración solar de tres toneladas de capacidad. Tesis profesional, Universidad Autónoma de Baja California, México, 1979.
- 16.- Hernández G.E., Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración. Mc. Graw Hill, México, 1977.
- 17.- Reynolds W.C., Termodinámica. Mc. Graw Hill, México, 1976.

A P E N D I C E 1

ECUACIONES DE EQUILIBRIO

AGUA - AMONIACO

A continuación se enlistan las ecuaciones polinomiales - de equilibrio para la mezcla Agua-Amónico, útiles para calcular las propiedades termodinámicas del ciclo de absorción. - Referencia (1).

Las ecuaciones polinomiales toman la siguiente forma:

$$T = f_1 (XL, P)$$

$$HL = f_2 (XL, T)$$

$$XV = f_3 (XL, P)$$

$$HV = f_4 (XV, T)$$

donde:

P Presión, psia

XL Concentración de NH_3 en líquido, lb_{NH_3}/lb solución

T Temperatura, °F

HL Entalpia del líquido, BTU/lb solución.

XV Concentración de NH_3 en vapor, lb_{NH_3}/lb mezcla de vapor

HV Entalpia del vapor, BTU/lb mezcla de vapor

ECUACIONES PARA EL LADO DE ALTA PRESION:

$$T = ((((-240.11 \cdot XL + 346.31) \cdot XL - 27.12) \cdot XL + 166.94) \cdot XL - 535.76) \cdot XL + (0.038839 - 0.18053E-03 \cdot P) \cdot XL \cdot P + 305.04 + (0.44631 - 0.24284E-03 \cdot P) \cdot P$$

$$HL = (((561.86 \cdot XL - 1929.6) \cdot XL + 2343.3) \cdot XL \\ - 828.41) \cdot XL - 103.48) \cdot XL - 76.824 + 1.12703 \cdot T$$

$$XV = 1.0 - (1.0 - XL) \uparrow R$$

donde:

$$R = (((10.749 \cdot XL - 17.869) \cdot XL + 4.0279) \cdot XL \\ - 1.3086) \cdot XL + 2.5622E-03 \cdot P \cdot XL) \cdot XL \\ - 4.256E-03 \cdot P + 7.1588$$

Para $0.1 \leq XL \leq 0.5$

$$HV = ((-1342.65 \cdot XV + 2954.4) \cdot XV - 2485.3) \cdot XV \\ + 391.37) \cdot XV + 1080.9 + 8.37E-09 \cdot T \uparrow 4 \\ + (((-3.7752E-05 \cdot T + 0.027252) \cdot T - 5.9429) \cdot T) \cdot (1 \\ - XV) + 0.54663 \cdot T \cdot (1 - XV) \uparrow 2 - 3.1313$$

Para $XL > 0.36$

$$HV = (((0.068765 \cdot XVT + 2.0794) \cdot XVT + 24.839) \cdot XVT \\ + 144.63) \cdot XVT + 911.73 + 8.37E-09 \cdot T \uparrow 4 \\ + (((-3.7752E-05 \cdot T + 0.027252) \cdot T - 5.9429) \cdot T) \cdot (1 \\ - XV) + 0.54663 \cdot T \cdot (1 - XV) \uparrow 2 - 3.1313$$

donde:

$$XVT = \log(1 - XV) \quad ; \quad \text{para } XV \leq 0.99996$$

$$XVT = \log(0.00004) \quad ; \quad \text{para } XV > 0.99996$$

ECUACIONES PARA EL LADO DE BAJA PRESION:

$$\begin{aligned} T = & ((((-692.82 \cdot XL + 1673.3) \cdot XL - 1424.98) \cdot XL \\ & + 787.79) \cdot XL - 584.78) \cdot XL + (-0.34428 \\ & + 0.00011334 \cdot P) \cdot P \cdot XL + 203.80 + (1.8362 \\ & - 0.0060111 \cdot P) \cdot P \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} HL = & (((-656.458 \cdot XL + 1358.93) \cdot XL - 498.318) \cdot XL \\ & - 182.534) \cdot XL - 57.1775 + 1.09174 \cdot T \end{aligned}$$

$$XV = 1.0 - (1.0 - XL) \uparrow R$$

donde:

$$\begin{aligned} R = & (((108.485 \cdot XL - 229.009) \cdot XL + 155.247) \cdot XL \\ & - 41.0442) \cdot XL + 11.2995 - 0.031256 \cdot P \\ & + 0.0213337 \cdot P \cdot XL \uparrow 2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} HV = & ((-4.948E-06 \cdot T + 1.49518E-03) \cdot T + 0.415871) \cdot T \\ & + 530.976 + ((4.05554E-05 \cdot T - 0.0290022) \cdot T \\ & + 6.79126) \cdot T \cdot (1 - XV) \end{aligned}$$

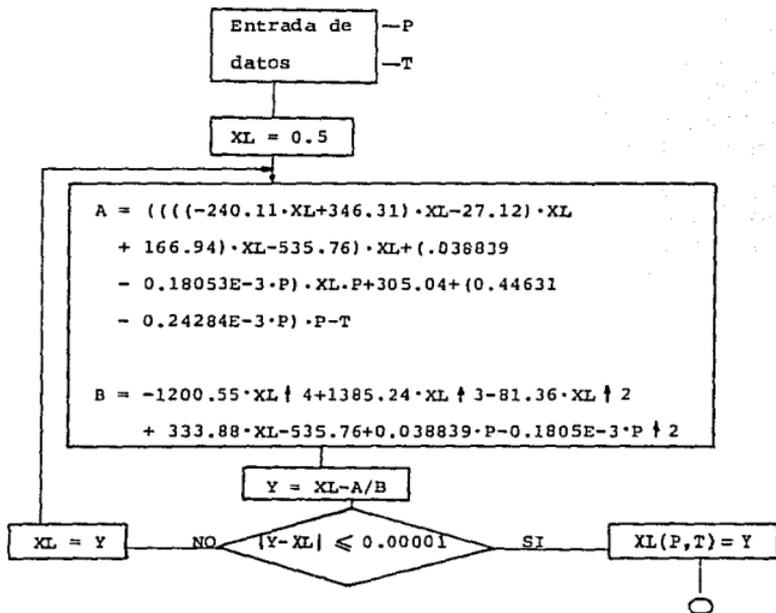
Para obtener las siguientes propiedades:

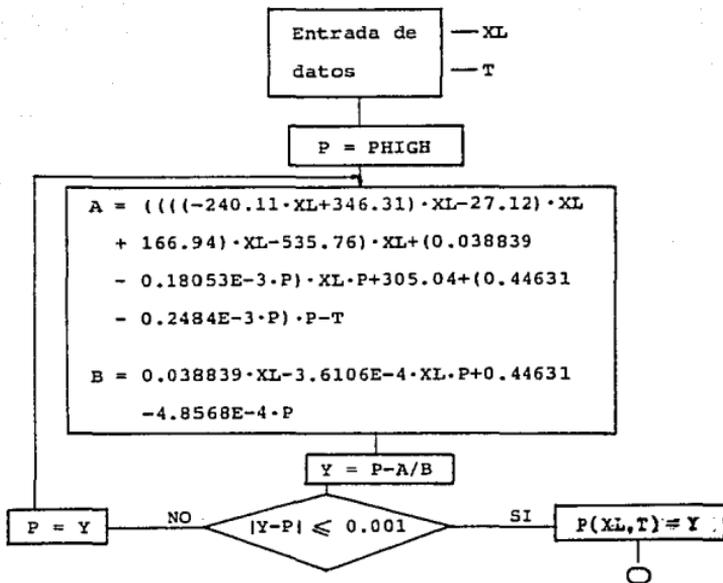
$$XL = XL(P, T)$$

$$P = P(XL, T)$$

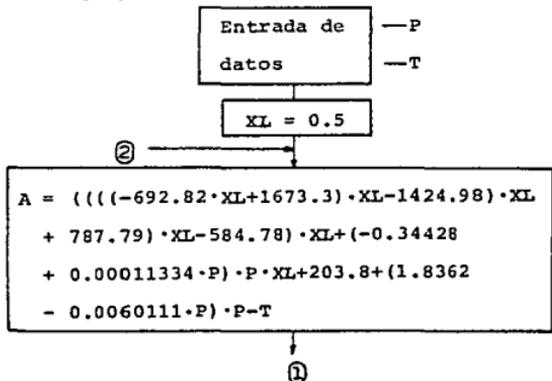
tanto para alta como para baja presión, se aplica el método -
de Newton-Raphson de la siguiente manera:

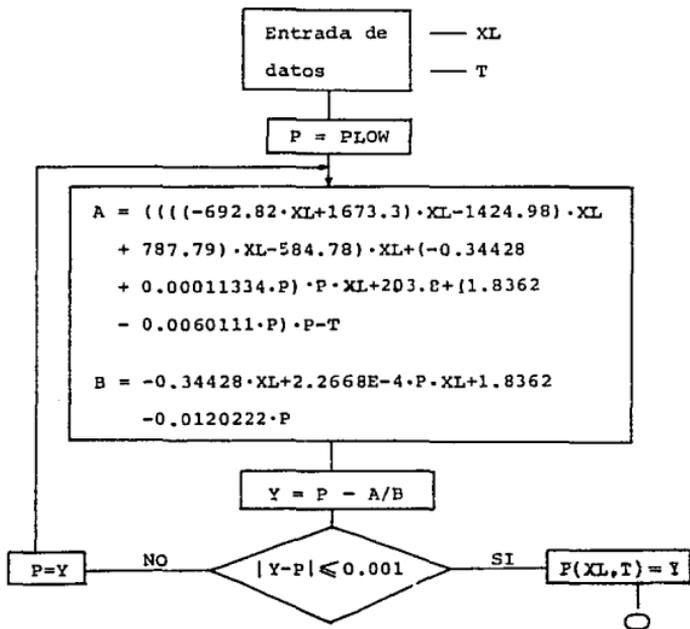
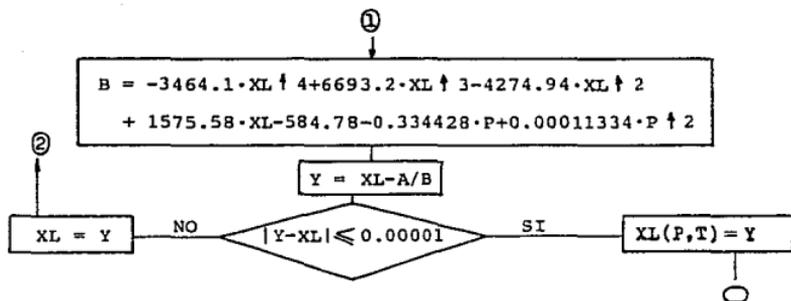
a) Para alta presión:





b) Para baja presión:





A P E N D I C E 2

CARTA DE PROPIEDADES DE MEZCLA

AGUA - AMONIACO

(Tomada de la referencia (5))

